

Industrie Gasturbinen

Problemorientierter Ratgeber für Betreiber

Axel Rossmann

mit ca. 225 ausführlich beschriebenen Bildern und Diagrammen



Axel Rossmann

(Serie 1.03)

Bei der Erstellung des Buches wurde mit großer Sorgfalt vorgegangen; trotzdem können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Verlag und Autor können für fehlerhafte Angaben und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgend eine Haftung übernehmen. Für Verbesserungsvorschläge und Hinweise auf Fehler sind Verlag und Autoren dankbar.

© 2009 by A. Rossmann, Turbo Consult, 85757 Karlsfeld

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung von Turbo Consult unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

ISBN 3-00-008428-2

Vorwort

Dieses Buch ist für den interessierten Praktiker vor Ort, für Ingenieurbüros und für Personen, die über die Investition einer stationären Gasturbine entscheiden müssen gedacht. Es soll Zusammenhänge rund um die Gasturbine erklären. Ein besonderes Anliegen ist es, das Verständnis für Vorschriften und typische Tätigkeiten zu wecken, mit denen Sie als Techniker im Laufe des "Lebens" Ihrer Gasturbine in Berührung kommen.

Um dieses Verständnis zu erleichtern, werden einzelnen Kapiteln mit einem Logo gekennzeichnete Situationen „aus dem Leben eines Autobesitzers“ vorangestellt. Damit soll der Betreiber einer Gasturbine motiviert werden, die Voraussetzungen für einen schadensfreien und unproblematischen Betrieb zu schaffen. So kann er selbst für den ökonomischen Erfolg der Anlage sorgen.

Auf die Frage „*Warum wird das so gemacht?*“ werden Antworten gegeben, die unter Verzicht eines wissenschaftlichen Anspruches und ohne unzulässige Verallgemeinerungen technische Vorgänge verständlich darstellen. Ein Großteil der Energie wurde dabei auf Zeichnungen verwendet. Hierdurch hoffe ich wesentlich zum leichteren Verständnis selbst komplexer Zusammenhänge beizutragen.

Die besondere Form des Buchs mit vielen, ausführlich beschriebenen Bildern und Querverweisen, soll ein Nachschlagen ermöglichen, ohne sich mühsam einzulesen. Dieser Vorteil ist mit manchen Wiederholungen an anderen Stellen erkauft.

In stark gekürzter Form erschien ein „Vorläufer“ als „Ratgeber für Gasturbinenbetreiber“ 1999 im Vulkan Verlag. Es entstand unter Mitarbeit von Peter König. Zur Aktualisierung dienen umfangreiche Ergänzungen vorhandener Kapitel sowie neue Sachthemen. Die Bilder erhielten ausführlichere Beschreibungen, um die technischen Zusammenhänge verständlicher zu machen.

Weit umfangreichere Informationen erhält der interessierte Leser in 5 Bänden der Reihe „Problemorientierte Triebwerkstechnik“ die unter www.turboconsult.de erhältlich sind. Hier handelt es sich jedoch um Flugtriebwerke. Die Technologie von Industriegasturbinen wird diesen immer ähnlicher. Das gilt ganz besonders für die 'Derivate' von Flugtriebwerken.

Mein besonderer Dank gilt dem Lektor, Herrn Dipl.-Dokumentar Reinhard Glander,

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

Inhaltsverzeichnis

Vorwort

Einführung

Seite

Unser Beitrag für einen störungsfreien Betrieb..... 0-1

Kapitel 1..... 1-1

Die Beschaffung

1.1 Die Auswahl einer Gasturbine..... 1-3

1.2 Der Abnahmelauf..... 1-5

Kapitel 2..... 2.1-1

Die Technik

2.1 Grundlagen..... 2.1-2

2.2 Der Start..... 2.2-1

2.2.1 Der Startzeitpunkt..... 2.2-2

2.2.2 Der zeitliche Drehzahl- und Temperaturverlauf..... 2.2-3

2.2.3 Das Betriebsverhalten in der Startphase..... 2.2-4

2.2.4 Die Zahl der Starts..... 2.2-5

2.2.5 Startabbruch und Neustart..... 2.2-6

2.3 Der stationäre Betrieb..... 2.3-1

2.4 Das Abschalten und der Stillstand..... 2.4-1

2.5 Veränderungen des Betriebsverhaltens mit der Laufzeit..... 2.5-1

2.5.1 Wirkungsgradabfall während der Laufzeit..... 2.5-4

2.5.1.1 Einfluss der Dichtungen auf das Triebwerksverhalten..... 2.5-4

2.5.1.2 Vergrößerung der Schaufelrauigkeit und Profilveränderungen..... 2.5-5

2.5.2 Schwingungen..... 2.5-7

2.6 Der Kraftstoff..... 2.6-1

Kapitel 3	3.1.1-1
Betriebsbeanspruchung und Betriebsverhalten der Komponenten	
3.1 Der Verdichter.....	3.1.1-5
3.1.1 Einflüsse, Ursachen und Auswirkungen auf das Betriebsverhalten.....	3.1.1-5
3.1.2 Bauteilprobleme im Verdichterbereich, Ursachen und Abhilfen.....	3.1.2.1-1
3.1.2.1 Mechanische Probleme.....	3.1.2.1-2
3.1.2.2 Luftverunreinigungen und Fremdkörper im Verdichter, Ursachen und Auswirkungen.....	3.1.2.2-1
3.1.2.3 Korrosion und Erosion im Verdichter.....	3.1.2.3-1
3.1.2.4 Dichtungsprobleme und Spalthaltung der Anstreifsysteme	3.1.2.4-1
3.2 Die Brennkammer.....	3.2.1-1
3.2.1 Konstruktive Gestaltung.....	3.2.1-3
3.2.2 Das Betriebsverhalten der Brennkammer.....	3.2.2-1
3.2.3 Typische Schäden der Brennkammer, Ursachen und Abhilfen.....	3.2.3-1
3.3 Die Hochdruckturbinen, Betriebsverhalten und Betriebsbeanspruchung..	3.3.1-1
3.3.1 Komponenten der Hochdruckturbinen.....	3.3.1-3
3.3.2 Probleme der Hochdruckturbinen - Ursachen und Abhilfen.....	3.3.2-1
3.3.3 Überwachung der Bauteiltemperatur an Turbinenrotorschaukeln.	3.3.3-1
3.4 Die Niederdruckturbinen / Arbeitsturbinen.....	3.4-1
3.4.1 Betriebsverhalten und Betriebsbeanspruchung.....	3.4-1
3.4.2 Probleme, Ursachen und Abhilfen.....	3.4-3
3.5 Ölsystem.....	3.5.1-1
3.5.1 Probleme, ihre Ursachen und Abhilfen bei Ölsystem und Lagerungen.....	3.5.1-1
3.5.2 Schäden an Lagern.....	3.5.2-1
3.5.2.1 Wälzlager.....	3.5.2-1
3.5.2.2 Gleitlager.....	3.5.2-8
3.6 Anbaugeräte.....	3.6.1-1
3.6.1 Getriebe, Regler, Pumpen und Starter(-Generatoren).....	3.6.1-1
3.6.2 Probleme mit Überwachungssystemen und Sonden.....	3.6.2-1

	Seite
3.7 Peripherie.....	3.7.1-1
3.7.1 Luftzuführungen und Abgasbereich.....	3.7.1-1
3.7.2 Stationäre Getriebe.....	3.7.2-1
Kapitel 4	4.1-1
Wartung, Inspektion, Überholung und Reparatur	
4.1. Kotrollmaßnahmen.....	4.1-4
4.1.1 Die Inspektion.....	4.1-6
4.2.1 Die Revision (Große Inspektion).....	4.1-7
4.1.3 Die Kontrolle während des Betriebs.....	4.1-8
4.2 Arbeiten vor Ort.....	4.2.1-1
4.2.1 Reparaturfreundlichkeit der Gasturbine vor Ort.....	4.2.1-6
4.2.2 Hilfsstoffe und Verbrauchsstoffe - was dabei zu beachten ist.....	4.2.2-1
4.2.2.1 Reinigungsmittel.....	4.2.2-1
4.2.2.2 Dichtmittel.....	4.2.2-2
4.2.2.3 Schmierstoffe.....	4.2.2-2
4.2.2.4 Kennzeichnungen.....	4.2.2-3
4.2.3 „Kleinteile“ die gewöhnlich bei Wartung oder Montage ersetzt werden.....	4.2.3-1
4.2.3.1 Schrauben und Muttern.....	4.2.3-1
4.2.3.2 Dichtungen.....	4.2.3-8
4.3 Überholung und Reparatur im “Shop”.....	4.3-1
4.3.1 Reparaturfreundlichkeit der Gasturbine im “Shop”.....	4.3-1
4.3.2. Die Problematik „billiger“ Ersatzteile.....	4.3-5
4.3.3. Der Betreiber ist nicht immer Schuld! - Schadenbegünstigende Einflüsse aus Fertigung und Montage... 4.3-11	4.3-11
Kapitel 5	5.1-1
Trends der Gasturbinentechnik, Risiken und Chancen	
5.1. Technische Überwachung von Gasturbinen	5.1-3
5.1.1 Kontinuierliche Überwachung („Condition Monitoring“)......	5.1-4
5.1.2 Sensoren und Verfahren zur Fernüberwachung.....	5.1-13
5.2 Technologie der Komponenten moderner Gasturbinen.....	5.2-1

5.2.1 Trends bei Werkstoffen und Herstellung.....	5.2.1-5
5.3 Ermittlung der Lebensdauer von Bauteilen.....	5.3-1
5.3.1 Lebensdauerabschätzung aus Betriebsdaten.....	5.3-3
Sachregister	6-1

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

Einführung

Unser Beitrag für einen störungsfreien Betrieb



Im vorliegenden Ratgeber sollen Probleme und Aufgaben die Situation des Betreibers einer Gasturbine am Beispiel des Autobesitzers deutlich machen.

Selbst wenn wir noch so gut versichert sind, ist dies keine Alternative zu einem schadenfreien Betrieb, wenn das Gefühl der Unsicherheit uns ständig belastet. Kommen doch zumindest Termine durcheinander. Werden Planungen umgeworfen, steht gewöhnlich Ärger an.

Für uns als technisch Denkende ist es eine Selbstverständlichkeit, dass wir unserem „treuen Freund“ Aufmerksamkeit entgegenbringen. Das bedeutet, wir trachten Mängel und Schäden möglichst von vornherein zu vermeiden. Hierfür müssen wir einiges beachten: Verschleißteile sind zu ersetzen sowie Verbrauchs- und Hilfsstoffe rechtzeitig auszutauschen oder zu ergänzen. Wir sollten auch auf äußere Erscheinungen wie Abgaswolken oder Öllachen achten. So gehen wir während des Betriebs jedem ungewöhnlichen Verhalten fachgerecht nach, oder, falls wir unserer Fachkenntnis nicht sicher sind, wir übertragen die Arbeiten Fachkundigen. Notwendige Reparaturen werden wir dort vornehmen lassen, wo wir Kompetenz und Seriosität erwarten können.

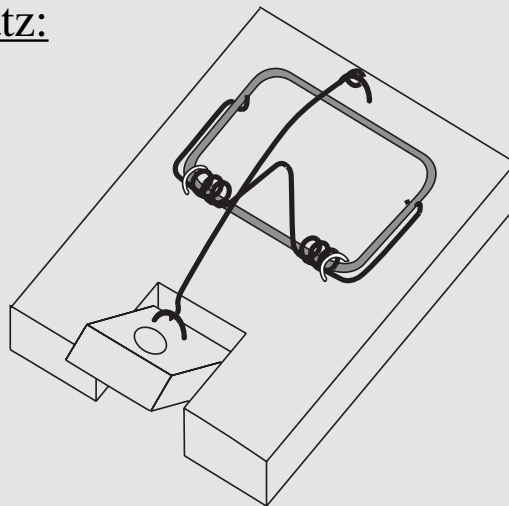
Solche Fürsorge beruht nicht auf einem Misstrauen gegenüber der Zuverlässigkeit des Fahrzeugs. Im Gegenteil, wir sind stolz auf unseren Beitrag zum sicheren Betrieb. Das Auto dankt es uns mit Verlässlichkeit, die wir entspannt nutzen können. Das gilt auch für den „Fahrer“ einer Gasturbine.

Sie können Ihren eigenen Beitrag dazu leisten, dass Ihre Turbine Sie möglichst lange mit einem problemlosen Betrieb erfreut. Die vorliegende Schrift will das notwendige Verständnis für den Umgang mit einschlägigen Vorschriften, Herstellerangaben und Spezifikationen vermitteln. Sie soll Ihnen Hilfestellung in Fällen bieten, die selbstständiges Handeln erfordern. Die folgenden Zeilen sollen Sie zur aktiven Problemvermeidung anregen. Diese Strategie der Problemvermeidung wird im Bewusstsein praktiziert, eine zuverlässige Maschine zu betreiben.

Zum ungewöhnlichen Betriebsverhalten einer Gasturbine gehören:

- Besondere Geräusche,
- das Austreten von Luft, Gas oder Hilfsstoffen (Bild 3.6.1-6),
- starke Vibrationen (Bild 4.1-11),
- Rauchentwicklung,
- intensiver Geruch,
- ungewöhnliche Rußbildung,
- Funkenflug im Abgas (soweit das Abgas beobachtbar ist),
- äußere Verfärbungen an Gehäusen und Rohrleitungen die auf örtliche Übertemperaturen hinweisen könnten (Bild 4.1-10).

Merksatz:



! Was man nicht ausreichend durchschaut,
kann durch scheinbar nebensächliche
Aktionen zu gravierenden Problemen führen.

Eine wichtige Hilfe zur Vermeidung von Schäden ist die Erfahrung. Denn es gilt immer noch die Maxime „aus Schaden klug werden“. Natürlich ist anzustreben, Erfahrung ohne eigene Schäden und entsprechende Kosten zu sammeln. Dafür ist auf bekannt gewordene Beispiele zurückzugreifen. Die in diesem Heft dargestellte langjährige Erfahrung soll Sie auf Ihrem Weg als Gasturbinenbetreiber begleiten, Sie sensibel für die „Wünsche und Bedürfnisse“ Ihrer Maschine machen und Ihnen so die Freude an einer solchen Langzeitinvestition erhalten.

Haben wir bei der Beschaffung der Gasturbine die richtigen Auswahlkriterien wie in Kapitel 1 zugrunde gelegt und die entsprechende Gasturbine gefunden, ist ein erster wichtiger Schritt zum störungsfreien Betrieb getan. Damit ist eine Voraussetzung für den erfolgreichen zweiten Schritt, die **Betreuung**, getan.

Unsere Gasturbine benötigt eine Betreuung während der gesamten Nutzung (Kapitel 2). Diese beginnt beim vorschriftsmäßigen Fahren der Maschine. Sie schließt die Überwachung ein und endet bei Wartung

und Überholung (Kapitel 4.1) noch nicht. Die Betreuung erfolgt natürlich in erster Linie nach OEM-Angaben und -empfehlungen. Sie beruhen auf Erfahrung und technischen Überlegungen (z.B. Auslegung der Komponenten). Zum **Verstehen und richtigen Umsetzen der Vorschriften** ist **kompetentes und motiviertes Personal** erforderlich. Deren Ausstattung mit den notwendigen Hilfsmitteln sollte selbstverständlich sein. Haben wir unsere Maschine nicht zuletzt unter dem Aspekt der **Wartungsfreundlichkeit** ausgewählt, wird die Motivation umso besser sein. Unser Personal sollte auch in der Lage sein, durch die richtige Bedienung der Maschine unerwünschte Betriebszustände zu vermeiden. Ein ungewöhnliches Betriebsverhalten sollte erkannt und eingeordnet werden. Es genügt dabei nicht, nur die Maschine allein zu betrachten. Eine richtige Entscheidung hängt auch davon ab, dass man in der Lage ist abzuschätzen, welchen **Einfluss die Peripherie** (Kapitel 3.7) vor und hinter der Maschine haben kann. **Anweisungen und Handbücher** sollten hier ausreichende und praktikable Entscheidungshilfe geben. Damit kann schnell, vorschriftsmäßig und sinnvoll auf ungewöhnliche Situationen reagiert werden.

Der Hersteller hat bereits mit seinen Vorschriften einen entscheidenden Anteil am Erfolg unserer Bemühungen. In solchen Dokumenten sind Fragen zu beantworten wie:

- Welche Komponenten sollen wie lange betrieben werden (Kapitel 5.3)?
- Welche Teile sind reparierbar (Bild 1.1-6)?
- Sind Neuteile oder reparierte Teile zu verwenden (Bild 4.3.1-1)?
- Wann sind welche Teile noch reparierbar (Bild 4.3.1-1)?
- Sind Bauteile lebensdauerbegrenzt und gegebenenfalls nach welchen Kriterien (Kapitel 5.3)?
- Welches sind die notwendigen Überhol- und Inspektionsintervalle (Kapitel 4.1)?
- Wie ist die Wartung durchzuführen und was ist dabei zu beachten (Kapitel 4.1)?

Einer unserer Beiträge zum störungsfreien Betrieb wird es sein, **Vorschriften einzuhalten**.

Wie vielschichtig z.B. die Festlegung von Überholintervallen ist, zeigen folgende Überlegungen. Die Wahrscheinlichkeit der Schadensentstehung verändert sich wie bei allen technischen Anlagen in typischer Weise mit der Betriebszeit. Sie folgt einer „**Badewannenkurve**“ (Bild 4.1-9). Ein solches Verhalten zeigt, dass die Schadensrate eben nicht einfach mit der Lebensdauer ansteigt. Erstaunlicherweise ist zu Beginn des Betriebs mit vermehrten Schäden zu rechnen. Hier machen sich Probleme bei der Fertigung und Montage bemerkbar. Auch mangelnde Erfahrung kann den Effekt beeinflussen. Der **Abnahmelauf** (Kapitel 1.2.) und Erfahrung sind für die Abschwächung des Effekts, der sog. „Infant Mortality“ von besonderer Bedeutung. Schon allein wegen der anfänglich (d.h. nach jedem Überholvorgang, Bild 4.1-2) erneut höheren Schadenswahrscheinlichkeit sollten die Überholintervalle möglichst groß sein. Die Phase mit niedriger Ausfallwahrscheinlichkeit, entsprechend dem horizontalen Kurvenverlauf, sollte also möglichst voll genutzt werden.

Die Verhütung von Schäden durch Maschinenüberwachung.

Die **vorbeugende Schadensverhütung** ist der beste Weg für einen zuverlässigen Betrieb Ihrer stationären Gasturbine. Eine wichtige Hilfe ist die **frühzeitige Schadenserkenkung**. Viele Schäden lassen sich mit einer kontinuierlichen **Überwachung** und **Dokumentation** wichtiger Betriebsparameter vermeiden (Kapitel 5.1). Temperatur, Drehzahlen, Drücke, Strömungsgeschwindigkeiten usw. sind für eine Überwachung (Monitoring) typische Parameter. Kenndaten wie Frequenz und Beschleunigungen von Vibrationen sind erfahrungsgemäß wichtige Indikatoren (Bild 4.1-11). Die Auswertung dieser Daten in **Trendanalysen** ist besonders aussagekräftig (Bild 5.1-1). Änderungen der Wirkungsgrade („Deterioration“) und des Betriebsverhaltens im Rahmen einer **Lebensdauerüberwachung** können frühzeitig schadensrelevante Einflüsse erkennen lassen (Bild 5.1-5 und Bild 5.1-6). So werden vorbeugende Sicherheitsmaßnahmen zur Schadensverhütung möglich. Wichtige Aussagen können wir auch aus regelmäßigen Analysen von Filterrückständen, Magnetstopfenablagerungen und Ölproben ableiten (Bild 3.5-4, Bild 3.5-5 und Bild 3.5-7).

Wenn doch ein Schaden auftritt.

Wenn jedoch trotz unserer Bemühungen Probleme oder Schäden auftreten, ist eine **Schadensuntersuchung mit einer Problemanalyse** die Voraussetzung für eine gezielte und damit erfolgreiche Abhilfe. Eine solche Schadensanalyse ist aus drei Hauptschritten aufgebaut:

- 1. Schritt: **Faktensammlung**: Hierzu gehört die Laboruntersuchung, die Dokumentation der Betriebsdaten und der Schadensablauf. Merke: Das Endergebnis kann nur so verlässlich sein, wie es die „Güte der Fakten“ zulässt. Hier schadet ein mehrmaliges Vergewissern nicht.
- 2. Schritt: **Erarbeitung der Hypothesen**: Dies erfolgt gewöhnlich „kreativ“, wobei eine Vorauswahl zwischen unangenehmen Hypothesen und Lieblingshypothesen unzulässig ist.
- 3. Schritt: **Verifizierung der Hypothesen an Hand der Fakten**: Von entscheidender Bedeutung ist, dass auch scheinbar nebensächliche Unstimmigkeiten eine Hypothese ausschließen. Möglicherweise sind deshalb mehrere Iterationen zwischen 2. und 3. Schritt erforderlich, bis eine widerspruchsfreie Hypothese erarbeitet ist.

Eine solche Vorgehensweise hat in jedem Fall den Vorteil der Transparenz. Auch eine Nachvollziehbarkeit zu einem viel späteren Zeitpunkt, wenn neue Fakten an der Schlussfolgerung zweifeln lassen oder wider Erwarten offenbar ein Parallelfall auftritt, ist so möglich.

Natürlich wird sich der OEM das „Zugriffsrecht“ auf die Schadensteile vorbehalten, was bei Kulanz noch verständlich ist. Die Teile gehören jedoch dem Betreiber, wenn sie auf seine Kosten ersetzt wurden, d.h. wenn er diese bezahlt hat! Gewöhnlich sind bei größeren Maschinenschäden auch **Versicherungen** und von diesen betraute **Gutachter** einbezogen. Im Zweifelsfall werden diese die Untersuchung im Rahmen von Garantieansprüchen für sich reklamieren. Wünscht der Betreiber tieferen Einblick bei einem Schadensfall, sollte er die Möglichkeit erhalten, einen **Fachmann seines Vertrauens** hinzuzuziehen. Dieser müsste sich über den Ablauf und die Schlüsse der Untersuchung informieren können. Einer solchen Vertrauensperson sollte es möglich sein, der Schadensanalyse bei Hersteller und/oder der Versicherung beizuwohnen.

In jedem Fall ist dringend zu empfehlen **Art, Umfang und Termin des Untersuchungsberichts, falls der OEM die Untersuchung vornimmt, festzuschreiben**. Die Option für eine solche Vorgehensweise ist bereits rechtzeitig (z.B. bei der Maschinenbeschaffung) zu vereinbaren. Gelingt dies nicht, ist zumindest bei scheinbar kleineren Problemen erfahrungsgemäß eine für den Betreiber befriedigende Rückmeldung nicht gesichert.

In den seltensten Fällen ist lediglich eine Ursache für einen Schaden verantwortlich, auch wenn sich eine Hauptursache ergibt. Die Erfahrung lehrt, dass gewöhnlich erst ein Zusammenspiel mehrerer ungünstiger Einflüsse zu einem Schaden führt.

Es wird deshalb bewusst **zwischen Schadensuntersuchung und Schadensanalyse unterschieden**. Die Schadensuntersuchung ermittelt mit modernsten labortechnischen Mitteln (nach dem Stand der Technik) den Befund der Schadensteile. Gegebenenfalls muss die Peripherie in die Betrachtung einbezogen werden. Die Schadensanalyse erarbeitet daraus nach einer anerkannten Systematik die schadensursächlichen Einflüsse und nimmt deren Gewichtung vor. Typische Anzeichen für nicht zielführende Abhilfemaßnahmen (z.B. durch den Hersteller), falsche Gewichtung schadensrelevanter Einflüsse oder für eine unzureichende Analyse sind weitere **Parallelschäden**. Solche Parallelschäden werden oft mit der fälschlichen Argumentation verneint, dass es anscheinend jedesmal eine andere Ursache gibt. Eine solche Argumentation übersieht gewöhnlich, dass im vorliegenden Fall **mehrere Einflüsse schadensursächlich wirksam** sind. Die unterschiedliche Bewertung stellt sich bei Parallelfällen gewöhnlich im Nachhinein als eher willkürlich heraus.

Ein wichtiges Hilfsmittel der Schadensanalyse sind die Aufzeichnungen im Rahmen der erwähnten Betriebsüberwachung (engl. monitoring, Kapitel 5.1). Dabei ist neben dem Trend besonders die Zeit kurz vor und während dem Schadensereignis wichtig (Bild 3.5-4). Eine schlüssige und widerspruchsfreie Übereinstimmung der Daten mit dem wahrscheinlichen Schadensablauf aus der Schadensanalyse ist unverzichtbar. Anzustreben wäre es, die teuer bezahlten und entsprechend wertvollen Erfahrungen in einer **zentralen Dokumentation** auswertbar zu sammeln. Dafür würde sich wegen der notwendigen Statistik eine Zusammenarbeit möglichst vieler Betreiber, vorzugsweise desselben Gasturbinentyps, empfehlen. Eine Schwachstellenanalyse ermöglicht die Erarbeitung gezielter und effektiver Abhilfen. So kann der Schaden für den Betreiber ein „Glück im Unglück“ werden und es lässt sich aus den erheblichen Schadenskosten noch Nutzen ziehen. Oft handelt es sich um eine für den jeweiligen Maschinentyp charakteristische Schwäche. Kennt der Betreiber diese, d.h. auch eventuell neues Betriebspersonal, lassen sich durch geeignete Vorgehensweisen ähnliche Schäden auch über lange Zeiträume vermeiden.

Die Einstellung, dass Schäden nicht so ernst zu nehmen seien, weil eine Versicherung zahle oder der Hersteller Kulanz gewähre, kann nicht im langfristigen Interesse des Betreibers sein. Letzlich kommt er doch über höhere Anschaffungskosten oder hohe Prämien für den Schaden auf, vom Ärger einmal ganz abgesehen.

Axel Rossmann

© 2009 by Axel Rossmann

Bild 0-1: Nach einem Schaden stellt sich die Frage der **Verhütung bzw. die von Abhilfen**. Natürlich sind diese **mit dem OEM abzusprechen**. Das Bild soll an typischen Maßnahmen zeigen, wie sich die Risiken von Schäden minimieren lassen. Insbesondere ist so in vielen Fällen ein **Weiterbetrieb oder kurzzeitig die Wiederinbetriebnahme** möglich. Maßnahmen stützen sich zuerst auf Angaben in Vorschriften bzw. **Überhol- und Wartungshandbüchern**. Sind hier Definitionen und Angaben zulässiger Fehlstellen bzw. spezifischer Vorgehensweisen unbefriedigend, ist der OEM zu konsultieren.

Überwachungsmaßnahmen kommen in Betracht, wenn der Schaden noch nicht zu unzulässigen Folgen oder einem untragbaren Risiko geführt hat. Beispiele sind langsam wachsende oder stehende Thermoermüdungsrisse in statischen Heißeilen (z.B. Brennkammer oder Turbinenleitschaufeln (Bild 3.2.3-1, Bild 3.3-9 und Bild 3.3-17)).

Boroskopinspektionen lassen vorbeugende Überprüfungen, z.B. auf Fremdkörpereinschläge in der Beschauung zu (Bild 4.1-7 und Bild 4.1-8).

Zerstörungsfreie Prüfungen wie mit Eindringstoff, Wirbelstrom oder Ultraschall können bei geeigneter Lage und Größe des Schadens im eingebauten Zustand oder nach vorübergehendem Ausbau (z.B. an Schaufelfüßen) erfolgen.

Spänekontrollen von Magnetstopfen und Filtern (Öl, Bild 3.5-3 und Bild 3.5-5; Kraftstoff) können sowohl den Schadensbeginn zeigen als auch Rückschlüsse auf betroffene Bauteile ermöglichen.

Betriebseinschränkungen werden gewöhnlich notwendig, wenn zumindest über eine gewisse Zeit „mit dem Schaden zu leben ist“. Das ist aber der Fall, wenn die **Zeit für gezielte Maßnahmen nicht zur Verfügung steht oder Ersatzteile fehlen**. Die Einschränkungen richten sich nach Mechanismus und Fortschritt des Schadens (Bild 5.3-1).

Bei Ermüdungsproblemen im LCF-Bereich (Bild 3.1.2.1-0) wie unter zyklischer Belastung an Scheiben oder Thermoermüdung (Bild 3.3-16) an Heißeilen wird häufig die Zahl der Starts bis zum Tausch begrenzt. Dabei muss der **Rissfortschritt**, bezogen auf Starts und/oder Betriebszeit, bekannt sein. Das erfordert eine **Auswertung der Bruchflächen** von Schadensstellen. Auch eine Absenkung der **Wärmebelastungen** und Temperaturspitzen mit einem optimierten bzw. „vorsichtigeren“ **Startvorgang** kann erfolversprechend sein (Kapitel 2.2.2).

Probleme mit unzulässig starker **Oxidation** dürften eher eine Einschränkung der Betriebslebensdauer erfordern.

Erhöhte Temperaturen der Beschauung durch **Verstopfung von Kühlluftführungen** (Bild 3.3-10) oder ungünstiger Temperaturverteilung im Heißgas (Bild 3.3-11) können eine Einschränkung der Leistung erforderlich machen.

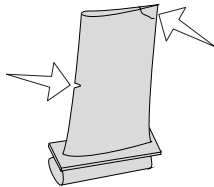
Reparaturen vor Ort beschränken sich auf die **Handbuchangaben**. Dazu gehört beispielsweise das **Ausblenden** von mechanischen **Beschädigungen** (Fremdkörpereinschläge) der **Beschauung**. **Risse in Gasführungen** hinter der Gasturbine lassen sich häufig durch **Schweißen** reparieren. In einigen Fällen, in denen keine unzulässige Leckage zu erwarten ist, kann der Rissfortschritt durch **Abbohren** verzögert, meist jedoch nicht aufgehalten werden.

Wartung kann mit zusätzlichen Maßnahmen Schäden verhüten. Dazu gehören besondere Anstrengungen bei der **Reinigung der Beschauung** von Verdichter (Bild 4.2-1.1) und/oder Turbine. Weiter ermöglichen häufigere **Kontrollen des Öls** (Analysen) eine Absicherung des Betriebs.

Auch eine verbesserte oder angepasste **Schmierung** kann Probleme mit **Verschleiß** (Bild 3.6.1-7), **schwergängigen bzw. festsitzenden Bauteilen** entschärfen.

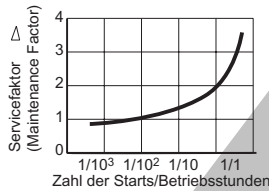
Geeignete effektive und praktikable "Notmaßnahmen" zu finden ist eine Kunst. Hier einige Beispiele:

1. Überwachungsmaßnahmen:



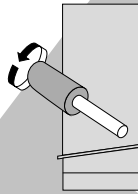
- Boroskopinspektionen
- örtliche zerstörungsfreie Prüfungen
- Magnetstopfen- und Filterkontrolle

2. Betriebseinschränkungen:



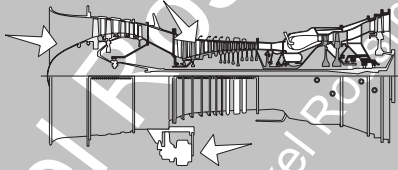
- Begrenzung der Start-/ Abstellzyklen
- Einschränkung der Leistung
- Startvorgang optimieren

3. Reparaturen vor Ort:



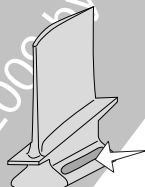
- Schweißen
- Ausrunden von Kerben
- Dämpfung, Massenveränderung
- Entfernen von Ablagerungen

4. Erhöhter und zusätzlicher Wartungsaufwand:



- Verdichterreinigen
- Schmierfestgehender Teile
- Häufigere Hilfsstoffkontrolle (z.B. Öl)

5. Tausch und Nacharbeit:



- Kugelstrahlen ermüdungsgefährdeter Bauteilpartien
- Beschichtungen

Bild 0-1

Tausch und Nacharbeit geschädigter Komponenten. Hierzu gehören Schaufeln mit bedenklichem **Reibverschleiß** (Bild 3.1.2.1-10) oder **Heißeile** (Brennkammer, Turbinenschaufeln) mit Schädigungen durch **Thermoermüdung** oder **Oxidation**.

Sind noch keine Ermüdungsriss an potenziell gefährdeten Bauteilen aufgetreten, kann eine **Kugelstrahlbehandlung** das Risiko minimieren.

Was man aus der Schadensstatistik lernen kann:

Schadensstatistiken sind für den Autobesitzer eine interessante und vielfältig nutzbare Lektüre. Sie helfen ihm bei der Auswahl wenn eine **Neubeschaffung** ansteht, zeigen ihm mögliche Schwachstellen seines derzeitigen Gefährts oder veranlassen ihn zu einem rechtzeitigen Verkauf. Ähnliche Erkenntnisse kann der Gasturbinenbetreiber aus den gesammelten Erfahrungen gewinnen, die eine statistische Auswertung von Schäden repräsentiert. Dabei geht es sowohl um Hinweise zur Schadensverhütung als auch um Bewertungshilfen bei der Beschaffung einer Maschine oder um Vorgehensweisen bei Betrieb und Wartung.

Nutzbare Veröffentlichungen stammen in erster Linie von **Maschinenversicherungen**. Hier ist eine weitgehende Interessengleichheit mit dem Betreiber anzunehmen. Beide wollen Schäden verhüten. Deshalb sind Angaben der Versicherer gewöhnlich gut zur Meinungsbildung geeignet.

Nach R.E. Dundas (Lit 0-1) unterscheiden sich die komponentenabhängigen Schadenskosten bei Triebwerksderivaten im Einzelfall durchaus von den entsprechenden Kosten der Heavy-Frame-Maschinen (HFM). Bild 0-2 zeigt diese Zusammenhänge und lässt erkennen, dass ein hoher Anteil der Schäden zumindest teilweise dem Hersteller anzulasten ist. **Leistungssteigerung** (engl. uprating) durch **Dampfeinblasung** (Bild 2.1-3.4 und Bild 3.2.2-3) hat zumindest im Auswertungszeitraum zu einer Vielzahl sehr kostenintensiver Schäden geführt. Das beleuchtet generell die Problematik neuer Technologien und nachträglicher Leistungsanhebung.

Das Schadensverhalten ist auch in den Leistungsklassen von Derivaten und HFM unterschiedlich (Bild 0-3).

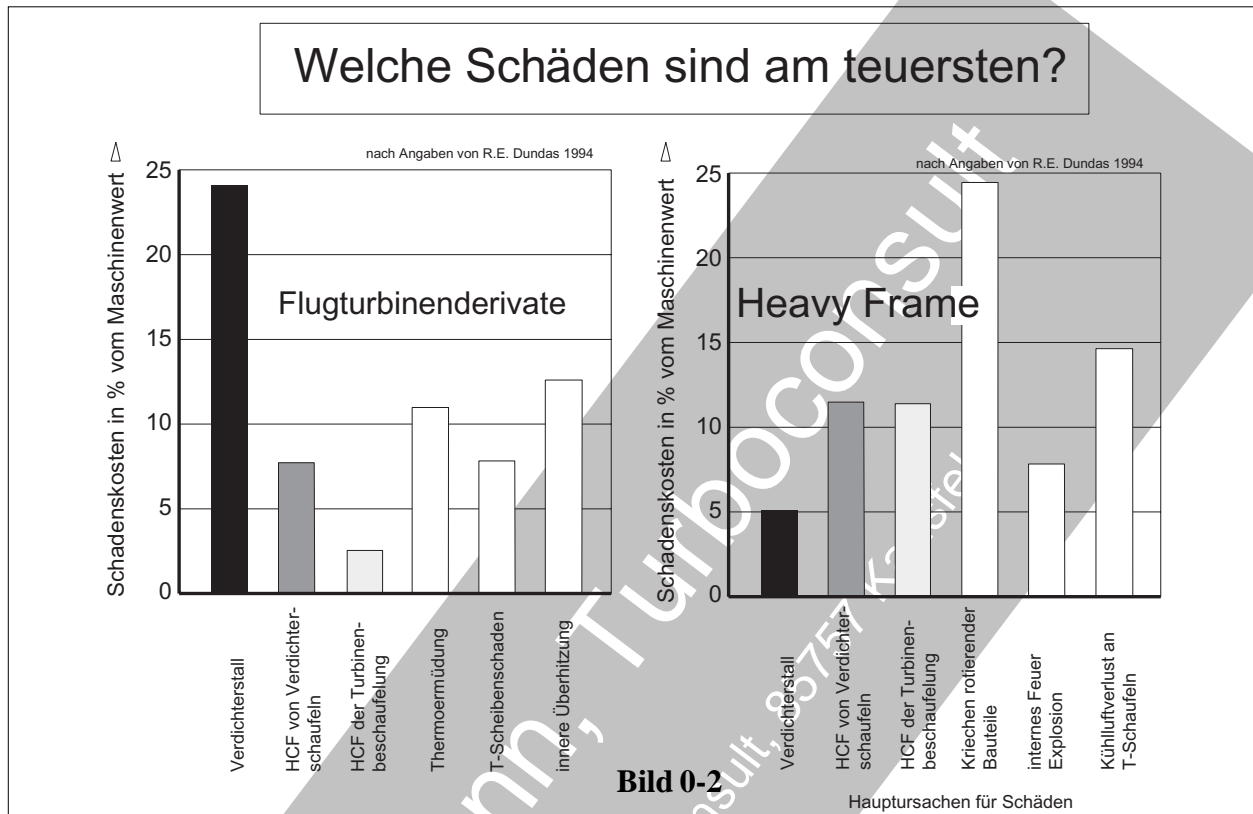
J. Leopold betrachtet (Bild 0-4) die Primärursachen, d.h. die eigentlichen **Ursachen der Schäden** und die betroffenen Komponenten (Lit 0-2). Aus Bild 0-5 ist wiederum der hohe Anteil an **Produktfehlern** zu erkennen. Es handelt sich meist um vom Hersteller zu verantwortende Probleme. Solche Schäden waren zwar im neueren Auswertungszeitraum offenbar leicht rückläufig, aber immer noch auf einem sehr hohen Niveau. Die Einführung neuer Technologien, die weitere Verbesserung der Wirkungsgrade (z.B. Temperaturerhöhung im Heißgasbereich) sowie Leistungssteigerungen lassen keinen entscheidenden Rückgang der Probleme erwarten.

In Bild 0-5 ist auch das Verhalten bzw. die Schadenshäufigkeit der Einzelkomponenten über der Betriebszeit dargestellt. Hier sind ebenfalls Turbinenleit- und -laufschaufeln am stärksten von Schäden betroffen. Dabei tritt ein Maximum zum Revisionszeitpunkt auf. Dies ist damit zu erklären, dass die Schäden vor einem Ausfall der Maschine entdeckt werden und als Reparatur- oder Ersatzkosten zu Buche schlagen. Das Phänomen der "Badewannenkurve" (Bild 4.1-9) ist hier zu nennen.

Zum direkten Vergleich eines Flugtriebwerks mit dem zugehörigen Derivat (Lit 0-5) kann Bild 0-7 dienen, obwohl die Auswertungen bereits recht lange zurückliegen. Hauptunterschied ist, dass bei **Triebwerken die Lebensdauerbegrenzung die Reparaturen veranlasste**. Beim **Derivat** handelte es sich dagegen um **akute Probleme** an Turbine und Verdichter. Der Unterschied könnte sich wie folgt erklären: Die Derivate wurden ohne entsprechende Lebensdauerbegrenzungen bis zum Problemeintritt an den Komponenten betrieben. Bei den Triebwerken kam dagegen die Sicherheitsphilosophie der Luftfahrtgeräte zum Tragen.

Bild 0-2 (Lit 0-1): Diese Literatur aus dem Jahr 1994 über die Auswertung von Schäden an Industriegasturbinen in den USA, lässt einige interessante Schlüsse zu. Natürlich ist eine solche Statistik abhängig von der Zahl und den Eigenarten einzelner Maschinentypen. Sie ist

somit in ihrer Allgemeingültigkeit eingeschränkt. Es geht hier um die ursachenbezogenen **Kosten einzelner Schäden**, aufgeteilt auf Triebwerksderivate und Heavy-Frame-Maschinen (Bild 2.1-7 und Bild 2.1-8).



Gemeinsame Schadensursachen:

Strömungsabriss im Verdichter (Bild 3.1.1-2 und Bild 3.1.1-6): Offenbar sind solche Betriebsstörungen bei (Flugturbinen-) Derivaten sehr viel kostenträchtiger als bei Maschinen der schweren Ausführung (Heavy-Frame). Die Schäden an Derivaten stehen oft im Zusammenhang mit **Dampfleinblasung** für eine Leistungssteigerung (Bild 2.1-3.4 und Bild 3.2.2-3). Dies verschob den Betriebspunkt des Verdichters zur Pumpgrenze (Bild 3.1.1-1). In der Folge waren die Pumpvorgänge offenbar so heftig, dass große Zerstörungen im Verdichter eintraten. Durch eine entsprechende Überwachung bzw. Regelung der Maschine müssten heute solche Probleme beherrschbar sein. Hier dürfte es sich um ein Beispiel für die Problematik einer Leistungssteigerung (engl. uprating, Bild .2.1-3.4) handeln.

Ermüdungsschäden (HCF) an Verdichterschaufeln: Es handelt sich um eine Schadensart die in den meisten Fällen vom Hersteller zu verantworten ist. Die Verdichterleitschaufeln

scheinen bei Grundlastmaschinen besonders betroffen zu sein. Das ist verwunderlich, weil die Maschinen eigentlich in einem schmalen Betriebsdrehzahlband mit relativ wenigen Startzyklen laufen. So sollte ein gefährlich langer Betrieb im Resonanzbereich der Schaufeln, einfacher als bei Derivaten mit typischem Spitzenlastbetrieb, bereits in der Auslegung vermeidbar sein. Möglicherweise unterstützt die umfangreiche Erprobung der Triebwerksvarianten und deren typisch große Anzahl von Maschinen eines Typs, die sichere Beherrschung der häufigen Lastwechsel und Startzyklen.

Ermüdungsschäden (HCF, Bild 3.1.2.1-0) an Turbinenschaufeln: Die Statistik lässt erkennen, dass die **Schadenskosten der Heavy Frame Maschinen deutlich höher sind als die der Derivate**. Offenbar profitieren die Derivate auch hier von den umfangreichen Erprobungen der Triebwerksvarianten. Diese Schäden fallen gewöhnlich ebenfalls in den Verantwortungsbereich des Herstellers. Ursache ist meist eine **Resonanz** der Schaufel (Bild 3.1.2.1-9). Dabei spielen periodische Strömungsstörungen im Gaskanal eine besondere Rolle. Auch **Flat-**

teranregungen (selbsterregender aerodynamischer Vorgang) wurden als Schadenursachen identifiziert. Gefährdet waren im Blattspitzenbereich relativ schmale (kurze Sehnenlänge) T-Rotorschaukeln von leistungsgesteigerten Maschinen. Was diese Problematik verdeutlicht.

Schäden bei Triebwerksderivaten (Bild 2.1-7)

Thermische Rissbildung (Thermoermüdung, Bild 3.3-16): Im Zusammenhang mit der **Dampfeinblasung** zur Leistungssteigerung erfolgte Rissbildung im Bereich der Streben an den Turbinengehäusen eines bestimmten Herstellers. Genauere Angaben werden in der Literatur dazu nicht gemacht, es scheint sich aber um eine Rissbildung zu handeln, die auf Grund hoher Wärmespannungen eintrat.

Turbinenscheibenschaden: Es handelte sich offenbar um eine konstruktive Schwachstelle. Kerben als Folge der Scheibengeometrie (Bild 3.1.2.1-5 bis -7) führten bei einem bestimmten Maschinentyp zur LCF-Ermüdung (Bild 3.1.2.1-0 und Bild 2.2-5). Damit bestimmten die Startzyklen die Lebensdauer der Scheibe. Von einer LCF-Lebensdauerbegrenzung hochbelasteter Rotorkomponenten ist bei modernen Flugtriebwerken auszugehen.

Schäden bei Heavy Frame Maschinen (Bild 2.1-8)

Kühlluftverlust an T-Rotorschaukeln trat offenbar nur bei Heavy Frame Maschinen mit einem externen Luft/Luft-Kühlsystem auf. Nach einer Fehlfunktion der Dampfeinblasung kam es beim Abschalten zur **inneren Vereisung**. Dadurch reichte der Kühlluftstrom nicht mehr aus, um die Heißeile ausreichend zu versorgen. Die Folge der **Übertemperaturen** waren **Kriechschäden**, die anscheinend erst nach längeren Laufzeiten bemerkt wurden. Von der Überhitzung waren nicht nur Turbinenrotorschaukeln, sondern auch die zugehörigen

Turbinenscheiben betroffen. Bei solchen Anordnungen wird deshalb eine Überwachung des Kühlluftstroms dringend empfohlen, um eine derartig **“schleichende”** Schädigung rechtzeitig zu erfassen.

Kriechbrüche (Bild 2.3-1 und Bild 2.3-2) an **Turbinenschaufeln:** Für diese Folgeschäden einer Übertemperatur oder von Laufzeiten über die Auslegung hinaus gibt es einige mögliche Ursachen. Hier zwei Beispiele: Oft handelt es sich um Folgen **unzureichender Kühlluftversorgung**. Wenn der Hersteller z.B. die Verschlechterung der **Dichtsysteme** (Bild 1.1-3 und Bild 3.3-11) während der Betriebszeit unterschätzt hat, kann eine solche Situation eintreten. Auch **Verstopfungen im Kühlluftsystem** durch angesaugten Staub oder unzulässig starke Oxidation können Kriechschäden auslösen (Bild 3.3-12). Ein ähnlicher Effekt ist zu erwarten, wenn Werkstoffdaten unzulässig optimistisch auf lange Laufzeiten extrapoliert wurden oder der Betreiber sich über empfohlene Lebensdauern hinwegsetzte.

Interne Feuer und Explosionen: Diese Ereignisse standen im Zusammenhang mit einem Verlöschen der Brennkammer oder mit Schnellabschaltungen und anschließend ungenügender Drainage des Restkraftstoffs.

Eine eigene Problematik sind **Flammrückschläge** (Bild 3.2.1-5.2) oder **Selbstzündung** in Vormischern von Brennkammern.

Bei Triebwerksderivaten mit einer Verdichterbeschaukelung aus einer **Titanlegierung** ist ein **Titanfeuer** als Folgeschaden (z.B. eines Schaufelbruchs) nicht auszuschließen (hier statistisch nicht erfasst).

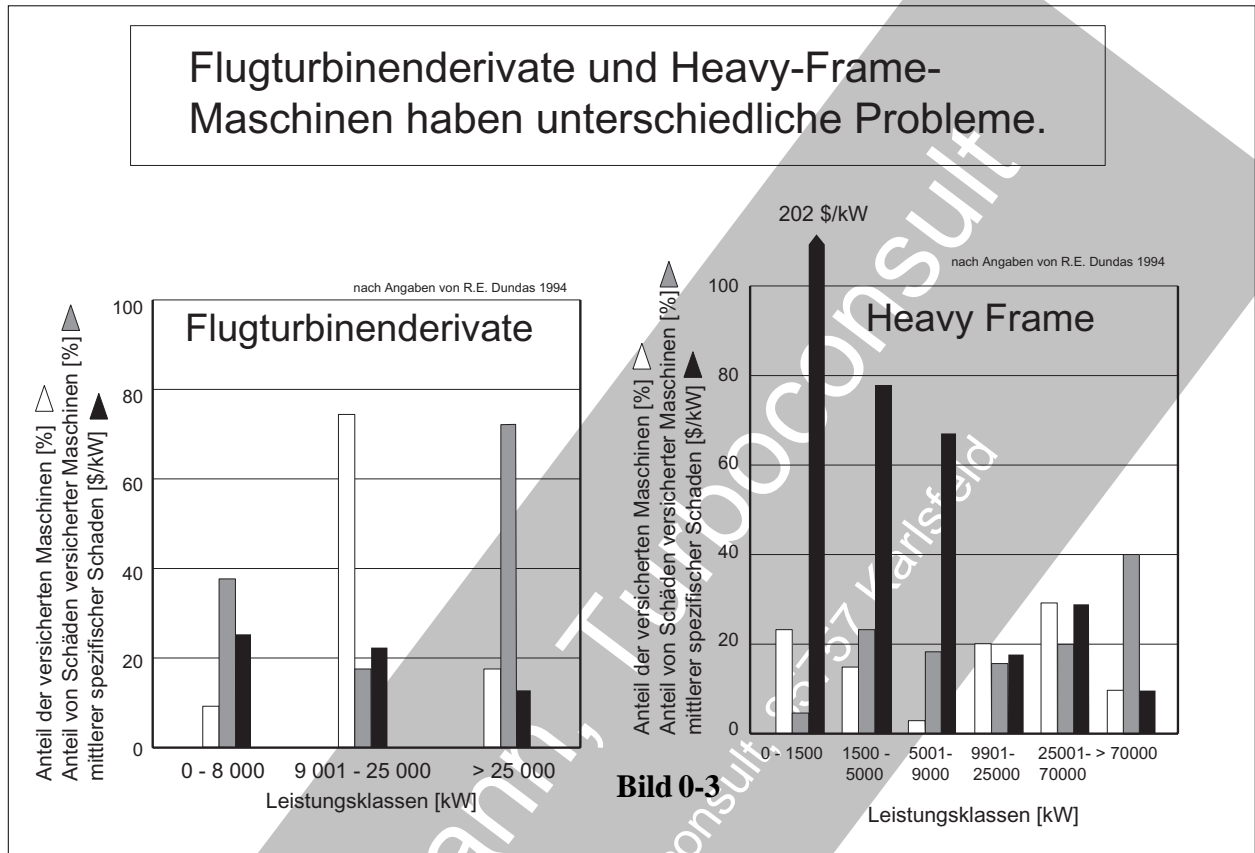


Bild 0-3: In diesem Bild ist nach Angaben der Literatur (Lit 0-1) der prozentuale Anteil der Maschinen und die Verteilung der Schäden auf Leistungsklassen dargestellt. Die Summe der Prozentangaben versicherter Maschinen aller Leistungsklassen (weiße Balken) ergibt 100%. Darüber hinaus sind die **Schadenskosten pro kW** abgegebener Leistung aufgetragen. Die Auswertung bezieht sich auf die Angaben mehrerer Versicherungen in den USA.

Leistungsklasse bis 9000 kW: Wider Erwarten sind in der relativ niedrigen Leistungsklasse bis 9000 kW deutlich weniger Derivate versichert als Heavy Frame Maschinen (HFM). Bezieht man die Schadenskosten auf die installierten kW und vergleicht bei beiden Maschinenkonzepten den Bereich bis 9000 kW fällt Folgendes auf: Der Schaden einer HFM verursachte im Durchschnitt mehrfach höhere Kosten als bei "Derivaten". Dagegen war der prozentuale Anteil der HFM-Schäden im Leistungsbereich bis 9000 kW niedriger als der Vergleichswert für Derivate. Dies könnte an

unterschiedlichen Betriebszyklen liegen. Für die HFM ist der **Grundlastbetrieb** typisch, für Derivate der **Spitzenlastbetrieb** (vergleiche hierzu Bild 0-7). Diese Unterschiede sind bei HFM bis 1500 kW besonders ausgeprägt. Offenbar haben Derivate häufiger "kleinere Schäden". Wenn dagegen eine HFM ausfällt, muss mit höheren Kosten gerechnet werden. Wie die Kosten der Nichtverfügbarkeit der Maschine eingehen (die mit Sicherheit für Grundlastmaschinen höher sind als bei Spitzenlastmaschinen), ist nicht angegeben.

Leistungsklasse 9000-25000 kW: Fast 80% aller Derivate befinden sich in diesem Leistungsbereich. Nur etwa 20% der HFM sind hier vertreten. Der Schadensanteil und die Kosten des mittleren Schadens sind zwischen beiden Maschinenkonzepten durchaus vergleichbar.

Leistungsklasse über 25000 kW: Es fällt auf, dass Derivate von Schäden mehrfach stärker betroffen sind als HFM (bis 70000 kW). Dage-

gen sind die mittleren Schadenskosten durchaus vergleichbar.

Fazit: Heavy Frame Maschinen zeigen in den unteren und oberen Leistungsklassen vergleichsweise wenig Schäden. Diese sind aber in den unteren Klassen, bezogen auf die abgegebene Leistung, sehr kostenträchtig. Im mittleren Leistungsbereich unterscheidet sich das Schadensverhalten zwischen HFM und Derivaten kaum. Es ist zu hoffen, dass ein Angleich der Schäden auf vergleichbar niedrigem Niveau für alle Leistungsklassen erreicht wird.

ist neben der Verteilung der Schadensursachen und der betroffenen Komponenten die zeitliche Veränderung. Das lässt eine Auskunft über Entwicklungen und Erfolge bei der Schadensverhütung erwarten.

Schadensursachen: Der weitaus größte Anteil der Schäden ist auf sog. **Produktfehler** zurückzuführen. Diese Fehler sind definitionsgemäß vom Hersteller, der Planung und der Installation zu verantworten. Ca. 20% der Schadensursachen lassen sich sogenannten **Betriebsfehlern** zuordnen. Sie setzen sich zu etwa gleichen Teilen aus Wartungsfehlern und Bedienfehlern zusammen.

Betroffene Bauteile: Brennkammer und Turbine (Heißeile) sind am schadensträchtigsten. Turbinenleit- und -laufschaufeln beanspruchen den Löwenanteil. Dagegen sind Schäden im Verdichterbereich deutlich seltener. Bemerkenswert ist der relativ hohe Anteil an Lagerschäden (Kapitel 3.5.2). Ventile, Luftführungen und Leitungen sind in diesem Sinne ebenfalls nicht zu vernachlässigen.

Trends und Schlussfolgerungen: Produktfehler haben über die Zeit leicht abgenommen, sind aber immer noch sehr hoch. In diesem Zusammenhang dürfte immer noch gelten was J.Leopold bereits 1980 fand:

“**Trotz extensiver Reparaturbemühungen auf Grund früher Fehlerrends in Neuentwicklungen, blieben die verbesserten Versionen nicht immer fehlerfrei. Schwachpunkte in der Konstruktion wurden erst nach sehr viel mehr Laufstunden und Starts deutlich**”. Der Anstieg der Betriebsfehler auf über 20 % wird auf deutlich steigende **Wartungsfehler** zurückgeführt, während **Bedienungsfehler** unter 5% fielen. Dies spricht für eine Kompetenzsteigerung des Bedienungspersonals. Der Anteil von **Fremdkörpern** (Kapitel 3.1.2.2) als primäre Schadensursache wurde 1987 mit ca. 10% angegeben. Das rechtfertigt erhöhte Anstrengungen zu deren Vermeidung.

Bild 0-4: Dieses Bild stützt sich auf Arbeiten von J.Leopold (Lit 0-2) aus den Jahren 1980 (Zeitraum 1970 bis 1979 mit ca. 240 Schäden) und 1987 (Zeitraum 1981 bis 1986 mit über 180 Schäden). Betrachtet wurden 110 Maschinen (1980) im stationären Einsatz von 900 kW bis 88 MW Leistung. Obwohl die ausgewertete Literatur bereits älter ist, dürften Tendenzen immer noch Gültigkeit haben. Interessant

Schadensursachen, betroffene Bauteile und wie haben sie sich mit der Zeit verändert?

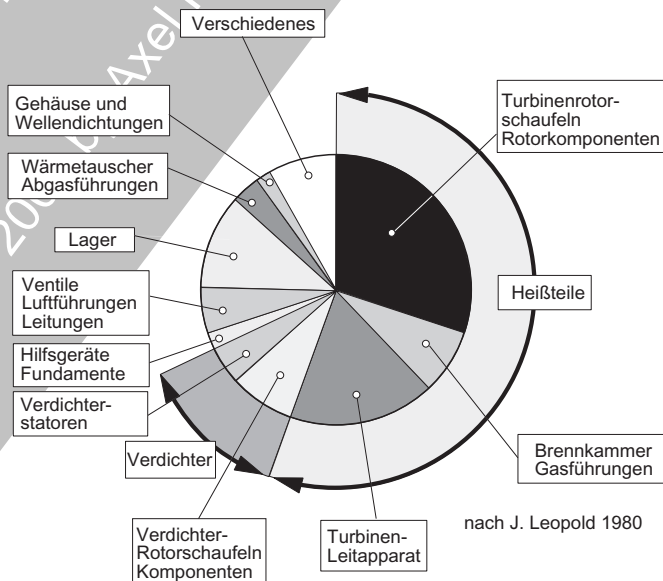
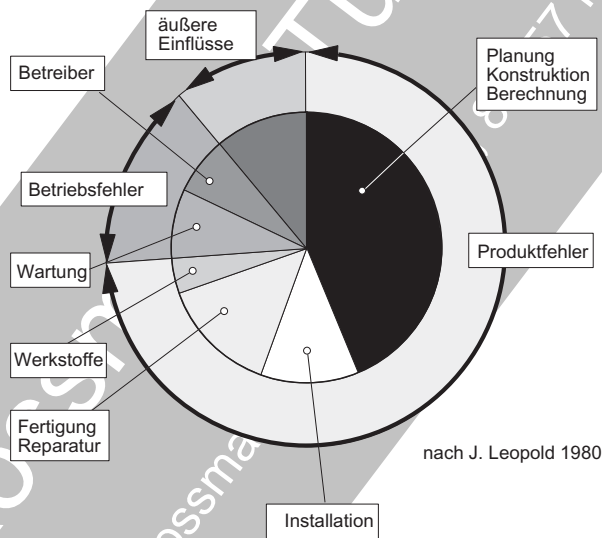
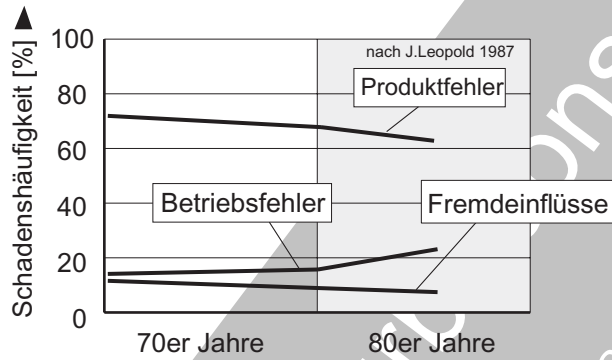


Bild 0-4

Lebenserwartung interessiert auch in der Technik.

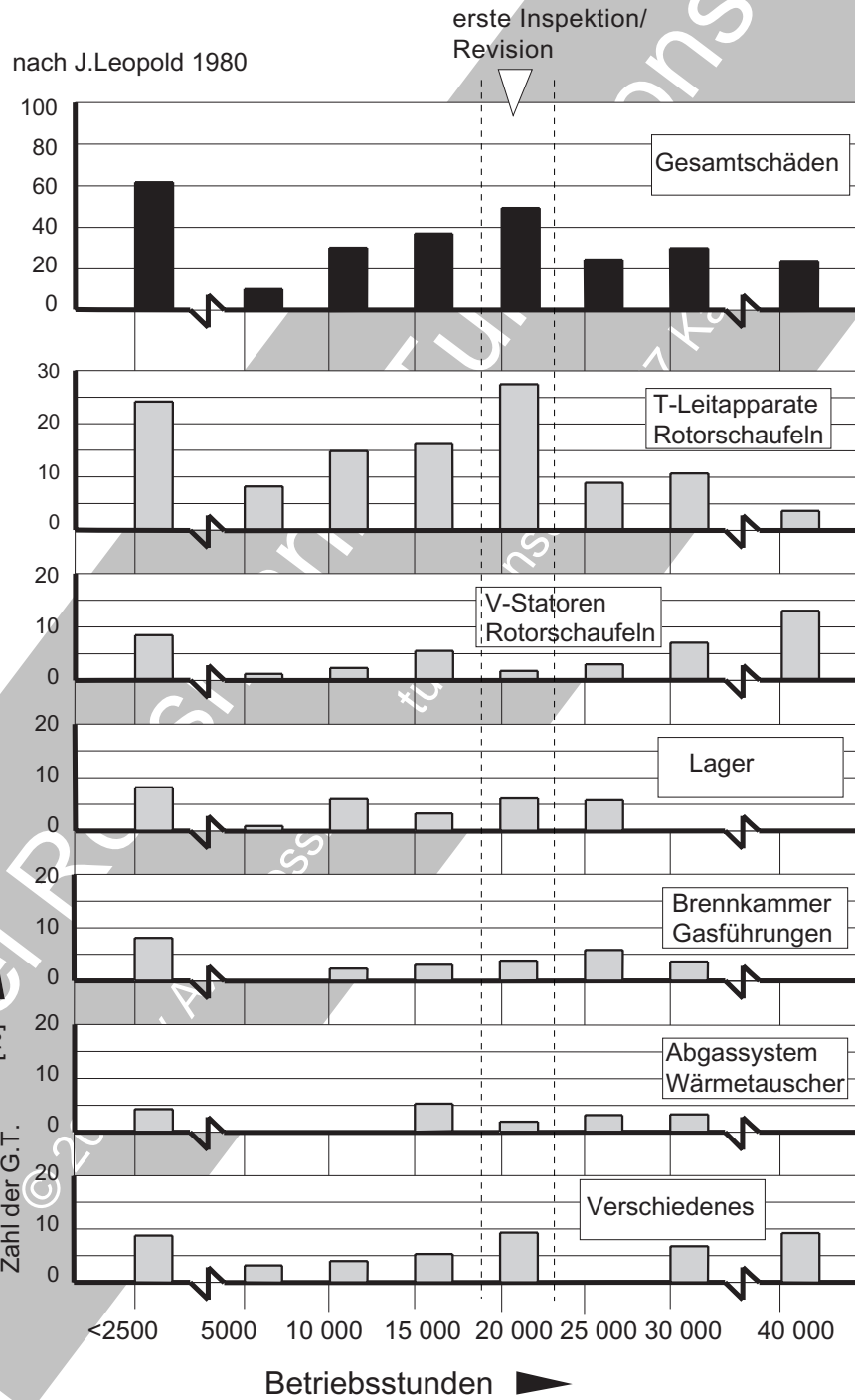
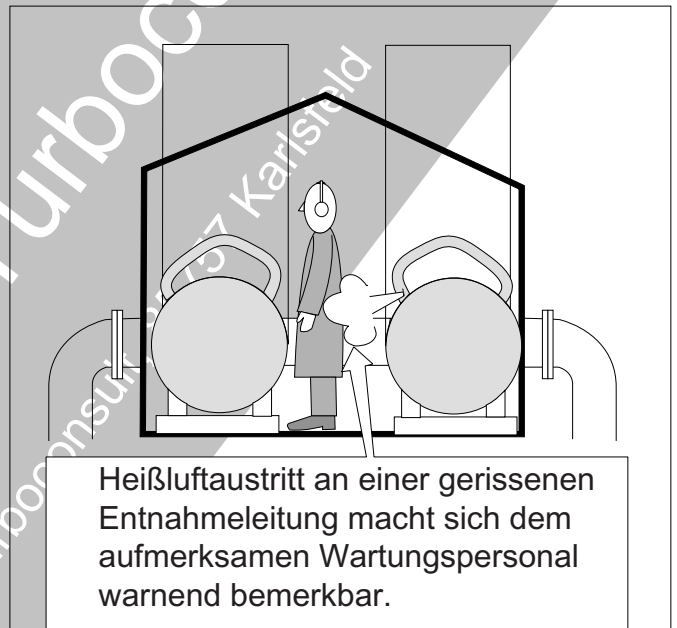


Bild 0-5

Bild 0-5: Den Hintergrund zu dieser Auswertung beschreibt Bild 0-3.

Es handelt sich um Angaben von J. Leopold aus dem Jahr 1980 (Lit 0-2). Sie können immer noch als bemerkenswert und als eindrucksvolle Bestätigung der **Badewannenform** der Schadenshäufigkeit über der Betriebszeit (Bild 4.1-9) gewertet werden.

Auffällig ist eine besondere Schadenshäufigkeit gerade an **Heißeilen** in der frühen Installations- und Garantiephase. Eigentlich würde man von diesen Bauteilen eher Langzeitschäden zu einem entsprechend späten Zeitpunkt erwarten. Es folgt eine Phase mit relativ niedriger Schadensrate. Diese steigt dann mit dem Zeitpunkt der großen Inspektion (Kapitel 4.1.2) zwischen 15 000 und 20 000 Betriebsstunden wieder deutlich an. Als Grund gibt Leopold für diese Beobachtung an, dass **erst bei der Öffnung der Maschinen die Schwachstellen erkannt werden**. In der folgenden Phase scheinen sich neue Verbesserungen und Änderungen in einer niedrigen Schadensrate abzuzeichnen.



Heißluftaustritt an einer gerissenen Entnahmeleitung macht sich dem aufmerksamen Wartungspersonal warnend bemerkbar.

Beispiel 0-1: Während der Inspektion einer geöffneten "Pipeline-Gasturbine" lief unmittelbar neben dieser eine weitere im vollen Betrieb. Deutlich war im Vorbeigehen ein von dieser nicht zu inspizierenden Maschine ausgehender **Luftstrahl zu spüren**. Ein Blick nach dessen Ursprung zeigte, dass eine Luftentnahmeleitung, der im Betrieb befindlichen Gasturbine, bereits nahezu abgerissen war. Ein vollständiger Bruch dieser Heißluftleitung stand offenbar kurz bevor. Umfangreiche Folgeschäden mit Personengefährdung wären zu erwarten. Dem Betreiber war dieser gefährliche Mangel nicht aufgefallen, obwohl er sich hier mehrmals am Tag aufhielt. Möglicherweise spielt in solchen Fällen auch eine gewisse „Betriebsblindheit“ eine Rolle.

Jede Schadensart leistet ihren charakteristischen Beitrag.

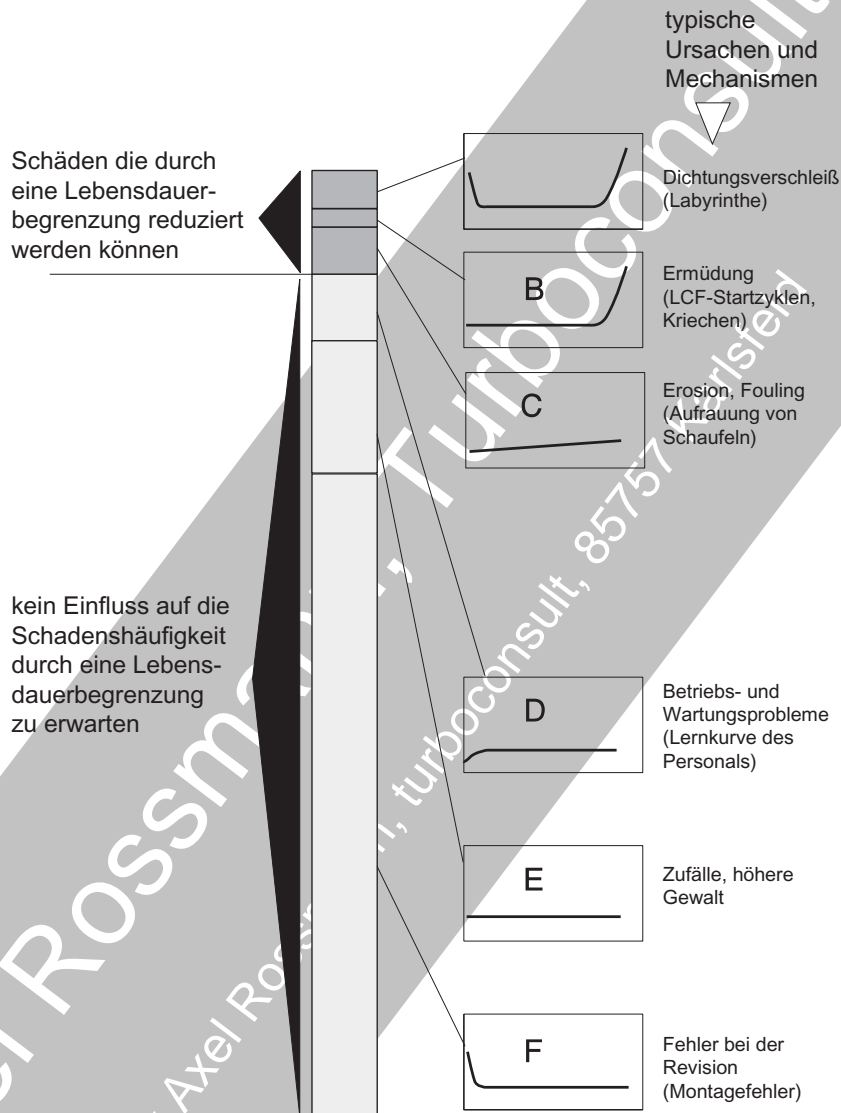


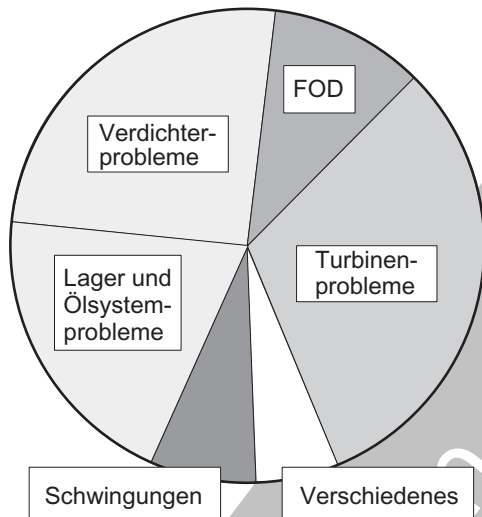
Bild 0-6

Bild 0-6: In dieser Darstellung nach T.D. Matteson (Lit 0-4) ist erkennbar, dass zumindest bei hier ausgewerteten Flugtriebwerken die meisten Schäden (ca. 90%) keinen ausgeprägten **Häufigkeitsanstieg mit der Betriebszeit** zeigen. Es ist jedoch festzustellen, dass gerade kostenintensive Heißteil- und Verdichterschäden wie Ermüdung (Bild 2.2-5) und Kriechen (Bild 2.3-2 und Bild 2.3-3) eine typische **Betriebszeitabhängigkeit** aufweisen. Trotzdem

wird gefordert Wartungs- und Inspektionsprogramme zu erarbeiten, die Revisionen (Bild 4.1-1) mit weitestgehender Demontage minimieren. Die Fortschritte in der **Überwachung (Monitoring, Kapitel 5.1.1)** und der Sensorik ermöglichen auch in der Industrieanwendung neue Perspektiven.

Flugtriebwerke und ihre Derivate können sehr unterschiedliche Probleme haben.

Derivat (Industrieanwendung)



Anwendung als Flugantrieb

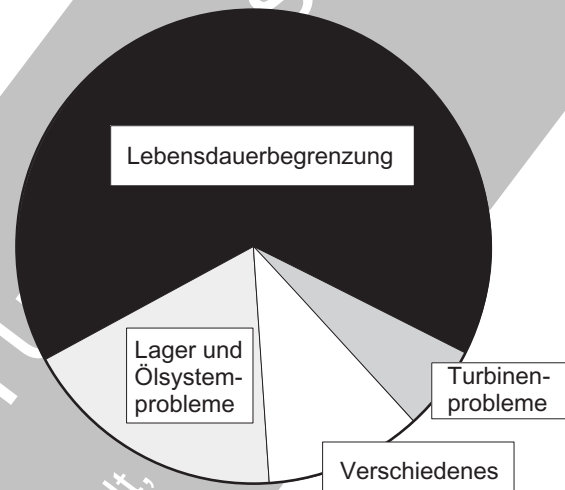


Bild 0-7

nach K.J. Goodwine & R.C. Stradley

Bild 0-7: Diese Ausarbeitung (Lit 0-5) stammt von einem Überholshop aus dem Jahre 1974. Sie zeigt die Erfahrungen mit dem **Flugtriebwerkstyp JT-4** und vergleicht diesen mit dem **Derivat GG4**.

Bei diesem Maschinentyp scheinen, bis auf die Lager- und Ölsystemprobleme, **gravierende Unterschiede zwischen Derivat und Triebwerk** zu bestehen (vergleiche hierzu Bild 0-3). So sind bei der Triebwerksversion die Gründe für Reparaturen vorgegebene Lebensdauerbegrenzen. Beim Derivat sind es dagegen offenbar akute Probleme an Verdichter und Turbine. Auch fällt der hohe Anteil an **Fremdkörperschäden bei der Industrieanwendung** auf. Fehlende oder weniger effektive Filter vor den Maschinen in den frühen 70er-Jahre erscheint keine plausible Erklärung.

betrieb. Der Unterschied zeigt sich oft erst in der zeitlichen Verteilung (Bild 0-5).

Fazit: Schwachstellen von Triebwerken und ihren Derivaten können sehr unterschiedlich und typabhängig sein. **Der stationäre Betrieb in der Industrieanwendung beansprucht die Maschinen offenbar anders als der Flug-**

Literatur zu Kapitel 0

- 0-1** R.E.Dundas, "A Statistical Study of Gas Turbine Losses and Analysis of Causes and Optimum Methods of Prevention", ASME Paper 94-GT-297, (1994).
- 0-2** J.Leopold, Allianz Versicherungs-AG, „Experience with Stationary Gas Turbines of Modern Design“, Der Maschinenschaden, Vol 53 (1980).
- 0-3** J.Leopold, Allianz Versicherungs-AG, "Bemerkenswerte Schäden an Industriegasturbinen", Der Maschinenschaden 61 (1988) Heft 3.
- 0-4** T.D.Matteson, "Do We Really Understand Maintenance?", AIAA, New York, NY, USA (1987).
- 0-5** J.K.Goodwine,R.C.Stradley, "Maintenance Considerations in Aircraft-Derivative Industrial Gas Turbines",SAE Paper 740847 (1974).

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsruhe

Kapitel 1

Die Beschaffung



Wenn wir ein Auto beschaffen, sind zwar Prospekte informativ, trotzdem werden wir selbstverständlich Erfahrungen anderer nutzen. Dies für den Gebrauchswert und die fachkundige Beratung zu Leistungsfähigkeit und technischer Zuverlässigkeit. Auch eine gut erreichbare, kompetente Werkstatt, von deren preiswerter Leistung wir überzeugt sind, ist wichtig. Hier erwarten wir uns nicht zuletzt Ratschläge die auch unseren Geldbeutel schonen. So wird das notwendige Vertrauen gefestigt.

Die **Beschaffung einer Gasturbine** setzt natürlich voraus, dass der Betreiber sich über den Bedarf und die besondere anwendungsspezifische Eignung der Maschine klar geworden ist. Für die Entscheidung sind sicher, ohne Anspruch auf Vollständigkeit, folgende gasturbinentypische Aspekte wichtig. Die Reihenfolge ist keine Wertung:

- Lange **Nutzung**,
- Geringe **Größe** und niedriges **Gewicht**,
- Erschütterungsfreier und leiser **Lauf**,
- Hoher **Verfügbarkeitsgrad**,
- Umweltverträglichkeit/**Emissionen**,
- Geringer **Wartungsaufwand**,
- Kostengünstiger **Betrieb**,

Nach der Entscheidung für die Beschaffung kommt die ebenfalls nicht leichte Aufgabe der richtigen **Auswahl**. Hierbei sind neben den rein kaufmännischen Überlegungen eine Menge weiterer Faktoren zu berücksichtigen. Dazu gehören:

- **Technische Eignung** für alle Betreiberwünsche,
- **Service** und Problemlösungskapazität beim Lieferanten,
- Qualität und Zuverlässigkeit des **Reparaturshops**,
- Vorliegende Erfahrungen / **Referenzen**,
- **Ausbildungsmöglichkeiten** für das eigene Personal,
- **Überholintervalle** und **Lebensdauerbegrenzungen**,
- **Betriebsbesonderheiten** und -einschränkungen.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

1.1 Die Auswahl einer Gasturbine



Ein Autokauf steht an. Da stellt sich zuerst die Frage, was sollte es denn sein? Ein spartanischer Neuwagen oder ein gebrauchtes Luxusmodell? Erfordern die vorgesehenen Aufgaben einen Sportwagen, einen Geländewagen oder gar einen Traktor? Fühlen wir uns an eine bestimmte Marke gebunden? Soll man ein Schnäppchen nutzen, auch wenn es nicht genau zum Anforderungsprofil passt? Soll ich ein den technischen Daten nach attraktives Produkt kaufen, auch wenn die Marke als nicht so zuverlässig bekannt ist? Lohnen sich Mehrkosten, die mit neuen Technologien wie nichtmetallischen Bremsscheiben oder Abstandswarnanlagen begründet sind? Ist hier nicht im Gegenteil mit neuartigen Problemen oder Fehlfunktionen zu rechnen? Überhaupt, führt die ganze elektronische Überwachung nicht zu Ausfällen und Verunsicherung? Sind die Sonderausstattungen, zu denen mir geraten wird, ihr Geld wert? Und übrigens, was ist mit der Werkstatt, den Wartungskosten? Wie steht es mit den Ersatzteilen, deren Kosten und Verfügbarkeit? Und wenn wir uns trennen müssen, was ist mit einem Wiederverkauf? Je nachdem wie wir uns entscheiden, werden die späteren gemeinsamen Jahre mit unserem Auto erfreulich, stressig oder gar frustrierend sein. Natürlich bleibt selbst bei einer Beratung durch neutrale Fachleute, der Auswertung von Tests und der Pannenstatistik ein Restrisiko.

Ganz ähnliche Fragen können sich bei der Auswahl einer Gasturbine stellen. Wir werden daher alle Quellen nutzen, um unser Risiko zu minimieren bzw. einen möglichst hohen Nutzwert zu erhalten.

Falls wir mehrere Gasturbinentypen eines oder verschiedener Hersteller zur **Auswahl** haben, ergibt sich die Frage nach der technisch richtigen Wahl. Es gilt neben den eigenen Anforderungen eine Vielzahl von **Quellen und Informationen** zu berücksichtigen bzw. zu werten. Im Folgenden werden einige davon genannt:

- Zu erwartende **betreiberspezifische Betriebsbedingungen** (Bild 1.1-4) wie Start/Abstellzyklen, Leistungsabgabe, Schnellstarts, notwendige Verfügbarkeit und Stillstandszeiten.
- Informationen von **Referenzadressen** und Betreibern des speziellen Gasturbinentyps.
- **Besuch des angebotenen Wartungs- und Überholbetriebs.**
- **Fachgespräch** mit dem **Kundendienst** des Herstellers.
- Bewertung und Auswertung **technischer Unterlagen wie Wartungsvorschriften, Betriebsanweisungen, Überholhandbuch**, Fachliteratur, technische Zeichnungen und Herstellerangaben. Dabei ist die Wartungs- und Reparaturfreundlichkeit für den Betreiber von besonderem Interesse.
- **Standortbegehung** zur Ermittlung potenzieller Probleme. Dazu gehören Luftverunreinigungen, potenzielle Staubbelastung, Rezirkulationsrisiko und Vereisungsgefahr (Bild 1.1- 2)
- Eigenschaften vorhandener **Fundamente und Tragstrukturen** mit Tragfähigkeit, Schwingungen und Elastizitäten.

- Vom Betreiber geforderte **Sondernutzungen** wie Schadstoffentsorgung, z.B. von Lösungsmitteln.
- Besondere **Umweltanforderungen**, die z.B. Wasser- oder Dampfeinspritzung, Low-NO_x-Brennkammern oder Abgasschalldämpfer notwendig machen (Bild 1.1- 2).

Der künftige Betreiber sollte möglichst einen **Fachmann hinzuziehen**, wenn im Vorfeld der Beschaffung betriebsspezifische Fragen (z.B. mit dem Hersteller oder dem Reparaturshop) zu klären sind. Hier einige Beispiele für derartige Fragen:

- Weist die Maschine **lebensdauerbestimmende Komponenten** auf (Kapitel 5.3)? Falls ja, was sind die zugehörigen Schadensmechanismen? Typische Teile sind zyklenbegrenzte Rotorkomponenten oder besonders kriechbeanspruchte Hochdruckturbinenschaufeln.
- Welche **zeitabhängigen Veränderungen** des Betriebsverhaltens (Bild 1.1-3), z.B. zu erwartender Wirkungsgradabfall (Deterioration) sind zu erwarten (Bild 2.5-2)? Welche Temperaturerhöhungen in den Heiteilen hat dies zur Folge (Kapitel 5.1.1)?
- Welche **Komponenten** tragen wie zum **Wirkungsgradabfall** (engl. deterioration) bei (Kapitel 5.1)? Wie wirken sich typische Effekte wie Erosion von Einlaufschichten in Gehäusen, Abrieb an Labyrinthdichtungen, Rauigkeitszunahme der Beschauelung in Turbine und Verdichter aus?
- Gibt es **besondere Schwachstellen** oder Empfindlichkeiten bei Betrieb, Wartung und Hardware? Wie sind neue, angewendete Technologien zu bewerten (Kapitel 5.2.1)?
- Entsprechen die **zu erwartenden Hardwareeigenschaften** den betriebsspezifischen Besonderheiten? Dazu gehören Korrosionsbelastung, Erosion, häufige Start-Abstell-Zyklen (Bild 1.1-4) oder eventuell notwendige Schnellstarts?
- Lässt sich ein **Lebensdauerbonus** bei günstigeren Betriebsbedingungen erreichen?
- Sind **besondere Überwachungen** zu empfehlen (Kapitel 5.1.1)? Was ist mit einer Vibrationsüberwachung, regelmäßigen Ölanalysen, Auswertung der Filterrückstände und Ablagerungen an Magnetstopfen (Kapitel 3.5)? Welche Konsequenzen haben welche Befunde?
- Ist eine „**Reparaturfreundlichkeit**“ (Bild 1.1-5, Bild 1.1-6 und Bild 4.3.1-1) im Shop und vor Ort zu erwarten? Dies ist nicht selbstverständlich, wenn mit Neuteilen eine Gewinnmaximierung möglich ist (Kapitel 4).
- Entspricht der **Reparaturshop** den Vorstellungen des Betreibers (Kapitel 4)?
- Besteht eine Auswahl geeigneter Peripherie wie **Ansaugfilter** (Prinzip, Materialien, Kapitel 3.7.1)?

Es ist einleuchtend, dass **Zusagen und Zugeständnisse des OEM vor** einer erkennbaren Entscheidung zur Beschaffung einer Gasturbine vom Betreiber leichter zu erreichen sind, als nachher. Hierzu gehört die **rechtzeitige Bereitstellung technischer Unterlagen**, das **Verhalten im Schadensfall/Kulanz** wie der **Zugriff auf Schadenteile** (Seite 0-4 und 0-5).

1.2 Der Abnahmelauf



Welcher erfahrene Autobesitzer hat nicht schon die folgende Situation erlebt: Man übernimmt sein Auto nach einer Reparatur in der Werkstatt, im Vertrauen dass nun alles in Ordnung ist. Unter dauerndem Termindruck sparen wir uns die Zeit für eine Probefahrt. Bald stellt sich heraus, die Freude war offenbar zu früh. Das alte Leiden macht sich wieder bemerkbar. Noch ärgerlicher wird es, wenn wir feststellen müssen, dass zwar die reklamierte Fehlfunktion nicht mehr auftritt, dafür aber andere bedenkliche Erscheinungen. Vielleicht sind plötzlich Anzeigen der elektronischen Uhr oder des Bordcomputers fehlerhaft oder die Motorleistung ist unbefriedigend. Die Werkstatt schwört bei der Reklamation, dass vorher alles funktionierte. Das Problem dürfte wohl eher in der Fahrweise des Kunden zu suchen sein. Wir geloben uns wieder einmal: Der nächste Werkstattbesuch wird erst mit einer Probefahrt, gemeinsam mit einem Verantwortlichen der Werkstatt beendet.

Ein aussagekräftiger Abnahmelauf bei der Inbetriebnahme einer Gasturbine nach einem Kauf oder einer Überholung ist entsprechend dem viel höheren Kostenpotenzial noch viel wichtiger als bei einem Auto. Hier sollten wir besonders kritisch sein.

Der **Abnahmelauf erfolgt vor der eigentlichen Inbetriebnahme** und soll nicht zuletzt dem Betreiber zeigen, dass die technischen Voraussetzungen zur Erfüllung der maschinenbezogenen Anforderungen gegeben sind. Weil dieser **Nachweis für den Betreiber von großer Bedeutung** sein kann, soll er eingehender behandelt werden. Die folgenden Ausführungen dienen zum Verständnis der einschlägigen Vorschriften für Abnahmeläufe. Sie erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Ein Abnahmelauf erfolgt gewöhnlich nach umfangreicheren Arbeiten, die vom OEM zu verantworten sind. Die Notwendigkeit für einen Abnahmelauf ist also typischerweise bei einer neuen Maschine, bei Überholungen sowie größeren Reparaturen gegeben. Nachzuweisen sind die zugesagten **Eigenschaften und die technische Integrität** der Maschine. Der Lauf sollte deshalb für **alle relevanten Betriebszustände** der jeweiligen Anwendung aussagekräftig sein. Er kann sowohl beim Hersteller als auch im Shop oder vor Ort erfolgen. Wichtig ist, dass betriebstypische Besonderheiten berücksichtigt werden. Dazu gehört bei heutigen „Low-NOx-Maschinen“ die Auswirkung des Kraftstoffs (z.B. Erdgas). Scheinbar kleine Unterschiede der Zusammensetzung beeinflussen die Verbrennung merklich (Bild 3.2.2-5). Das kann sich auf verschiedene Weise sehr ungünstig auswirken (Bild 3.2.1-5.1, Bild 3.2.1-5.2 und Bild 3.2.3-1)

Der Abnahmelauf für Gasturbinen ist, wie bei allen Maschinen, eine Möglichkeit, eventuelle gravierende Fehler frühzeitig zu erkennen. Diese können mit konstruktiven Besonderheiten (z.B. Instabilität der Verbrennung), der Fertigung und der Montage in Zusammenhang stehen. Natürlich wird der Abnahmelauf nach einem vorher festgelegten Plan durchgeführt. Selbstverständlich sollte der Lauf am Einsatzort mit der **betriebstypischen Peripherie** (Kapitel 3.7) erfolgen. **Provisorien** im Einlauf- und Austrittsbereich sind zu vermeiden. Die Betriebsparameter müssen das Einsatzspektrum abdecken. Hierzu gehören zeitweise extreme Umgebungs- bzw. Ansauglufttemperaturen.

Alle Besonderheiten vor, bei und nach diesem Lauf sollten gemeinsam **mit dem OEM protokolliert** werden. Dies erleichtert gegebenenfalls später das Verständnis für Probleme sowie deren Behandlung. In jedem Fall sollte man sich vom Hersteller die **Unbedenklichkeit auftretender Besonderheiten bestätigen** lassen.

Hierzu einige **Empfehlungen** :

Vor dem Lauf.

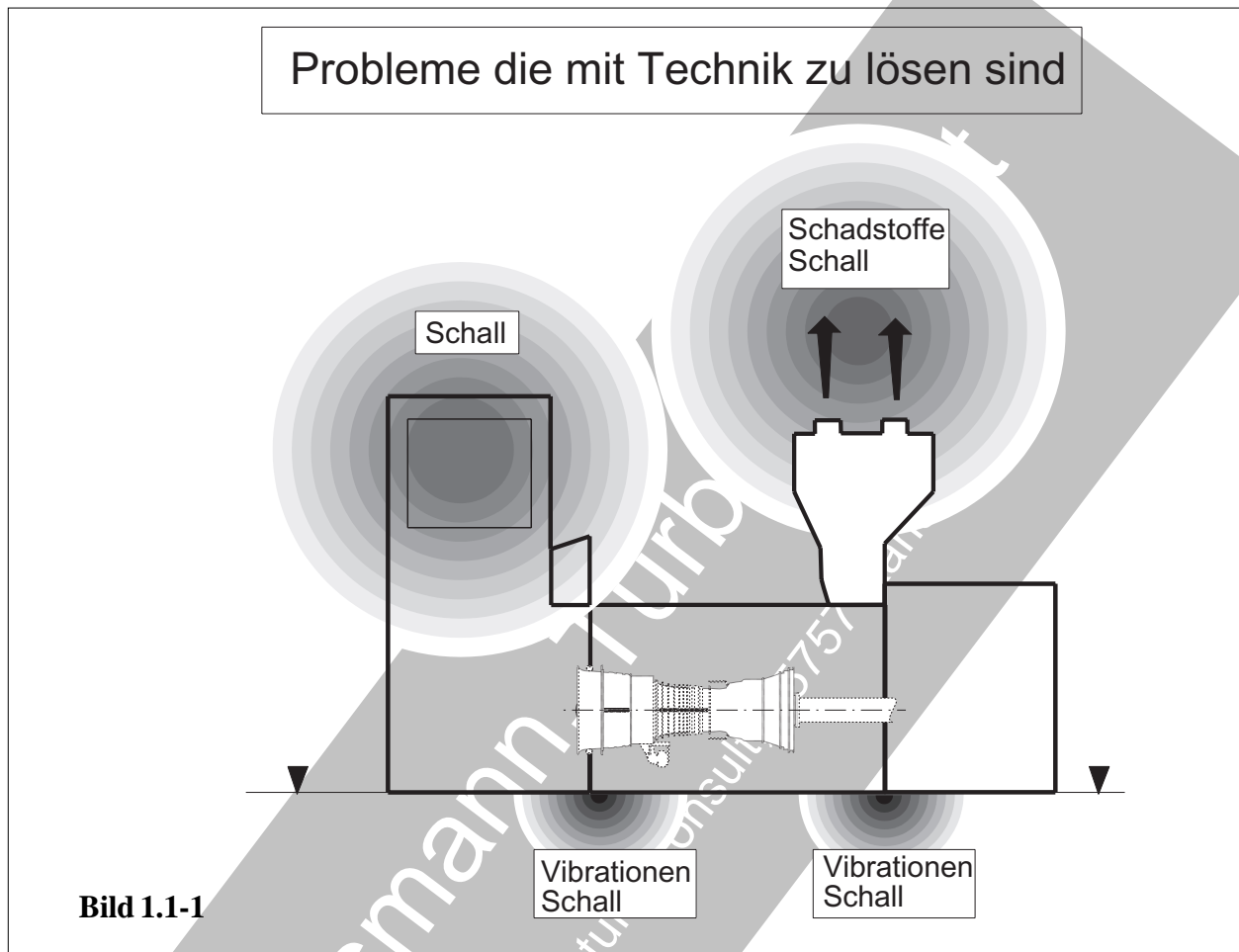
- **Inspektion** durch Augenschein und/oder Boroskopie aller zugänglichen Baugruppen. Besonders ist auf Anzeichen für mechanische Beschädigungen wie FOD und OOD (Definition siehe Kapitel 3.1.2.2) oder eventuelle Beschädigungen durch Transport und Montage zu achten.
- **Prüfung auf austretende Hilfsstoffe** wie Schmieröl oder Dichtungsmassen (Bild 3.6.1-2 und Bild 4.1-10). Dies gilt auch für die Anbauaggregate und die sonstige Peripherie wie Rohrleitungen.
- Falls notwendig, ist ein **Waschen des Verdichters** (Bild 4.2-1.1) vorzunehmen. Natürlich sind dabei die Herstellerangaben zu beachten!

Für Start, Lauf und Abstellen.

- Falls es der Hersteller zulässt (im Zweifelsfall nachfragen): Hochfahren mit Starter auf maximale Drehzahl **ohne Zünden**, dann für späteren Vergleich die **Auslaufzeit** messen .
- Es kann notwendig sein, einen Start (**Wiederstart/Neustart**) zum **frühest möglichen zugesagten Zeitpunkt nach einem Abstellen** durchzuführen. In diesem Fall kann man sich vergewissern, ob ein Festsitzen des Rotors, unzulässig starkes Anstreifen und/oder gefährliche Vibrationen durch einen eventuellen Rotorbow auftreten können (Bild 2.2-1 und Bild 2.2-2).
- Achten Sie auf Anzeichen für **Leckagen** (Bild 3.6.1-2 und Bild 4.1-10).
- Treten auffällige Geräusche und/oder Vibrationen auf die auf Fehlfunktionen hindeuten könnten? Insbesondere in der Startphase ist auf derartige Symptome zu achten.
- Falls **Schwingungsgeber** (Beschleunigungssensoren, Kapitel 2.5.2) und/oder **Schallsensoren** vorhanden sind, sollten deren Signale kontinuierlich und auswertbar aufgezeichnet werden. Entsprechen die Messwerte spezifizierten Emissionsdaten?
- Entsprechen die gemessenen **Temperaturen** den spezifizierten Werten (OEM-Angaben), insbesondere werden diese nicht überschritten? Bedenken Sie: 15°C erhöhte Temperatur können die Lebensdauer eines Heißeils halbieren!

Bild 1.1-1: (Lit 1-2) Wichtigste **Emissionen sind die Schadstoffe in den Abgasen**, die bei der Verbrennung des Kraftstoffes entstehen (Bild 3.2.1-3). Es handelt sich in erster Linie um Gase wie

- Stickoxide (NO_x , Bild 3.2.2-2, Bild 3.2.2-3 und Bild 3.2.3-10),
- Kohlenmonoxid (CO , Bild 3.2.3-11),
- Schwefeldioxid (SO_2 , Bild 3.4-2),
- unverbrannte Kohlenwasserstoffe (C_xH_y , engl. HC= Hydrocarbons) und
- Ruß als Feststoff (Bild 3.2.1-3).



Bei Erdgas sollte der SO_2 -Anteil im Gegensatz zu den üblichen flüssigen Kraftstoffen (Kapitel 2.6) vernachlässigbar sein. Die Schadstoffemissionen guter moderner Gasturbinenanlagen sind sehr gering und erfüllen die Anforderungen jüngster Gesetzgebung.

Die Gasturbine als Turbomaschine mit vernachlässigbaren Unwuchten gibt selbst kaum **Vibrationen und Körperschall** an das Fundament und den Boden ab. Deshalb gewinnen **Vibrationen von Getrieben, Hilfsgeräten und angetriebenen Maschinen** wie Kompressoren oder Generatoren an Bedeutung. Falls notwendig, ist ein Zwischenrahmen zu empfehlen der den gesamten Maschinensatz trägt und seinerseits über elastische Elemente am Boden abgestützt ist. **Schall** wird üblicherweise in der Hauptsache von der Gasturbine erzeugt, obwohl hochfrequenter Lärm, der von der Getriebegehäuseoberfläche abgestrahlt wird,

nicht zu vernachlässigen ist. Der am Eintritt des Verdichters entstehende hochfrequente Schall, kann über den **Einlaufkanal** nach außen dringen. Durch **Filter und Schalldämpfer** wird dieser Lärm gut beherrscht. Um den von den Oberflächen aller Aggregate (Gasturbine, Getriebe, Generator, Hilfsgeräte) abgestrahlten Schall durch eine Einzelmaßnahme zu beherrschen, hat sich eine einzelne **Schallhaube** als besonders kosteneffektiv bewährt.

Das relativ niedrigfrequente Abgasgeräusch kann mit nachgeschalteten **Schalldämpfern** auf zulässige Werte minimiert werden (Lit 1-8).

Moderne Gasturbinenanlagen können so für dezentrale Kraftwerke, auch in Wohngebieten, dienen.

Viele äußere Einflüsse sind bei der Auswahl einer Gasturbine zu berücksichtigen.

- Temperatur
- Luftfeuchtigkeit
- Strömungsstörungen am Einlauf und Austritt
- Verschmutzung der Ansaugluft:
 - Staub (z.B. Dünger, Baustelle)
 - Pollen
 - Meeresatmosphäre
 - Industriegase (z.B. Galvanik)
 - Rezirkulation (Anordnung der Gebäude)

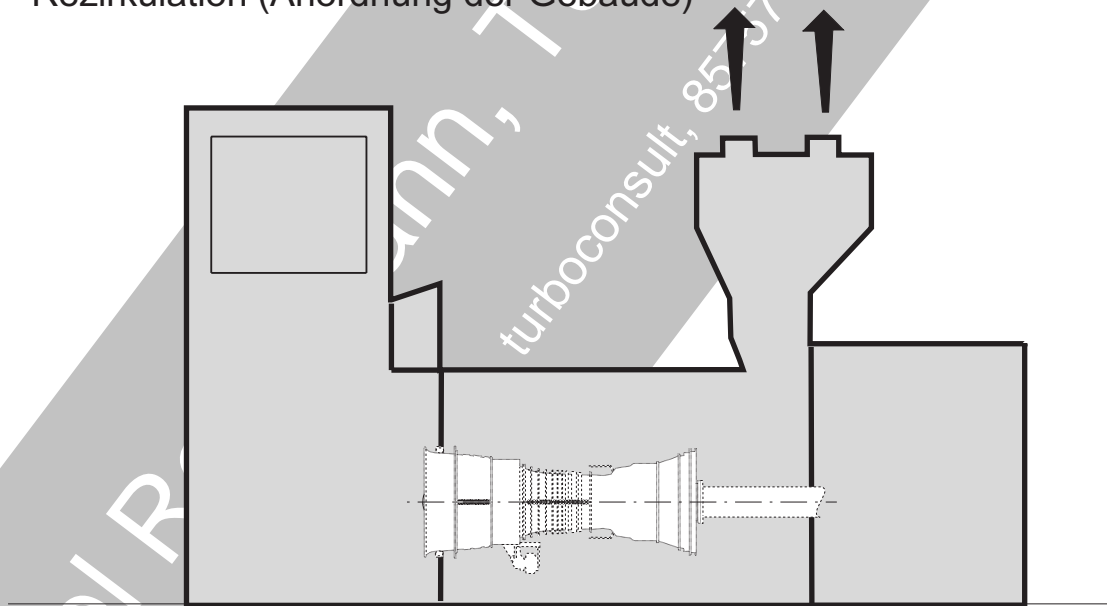


Bild 1.1-2

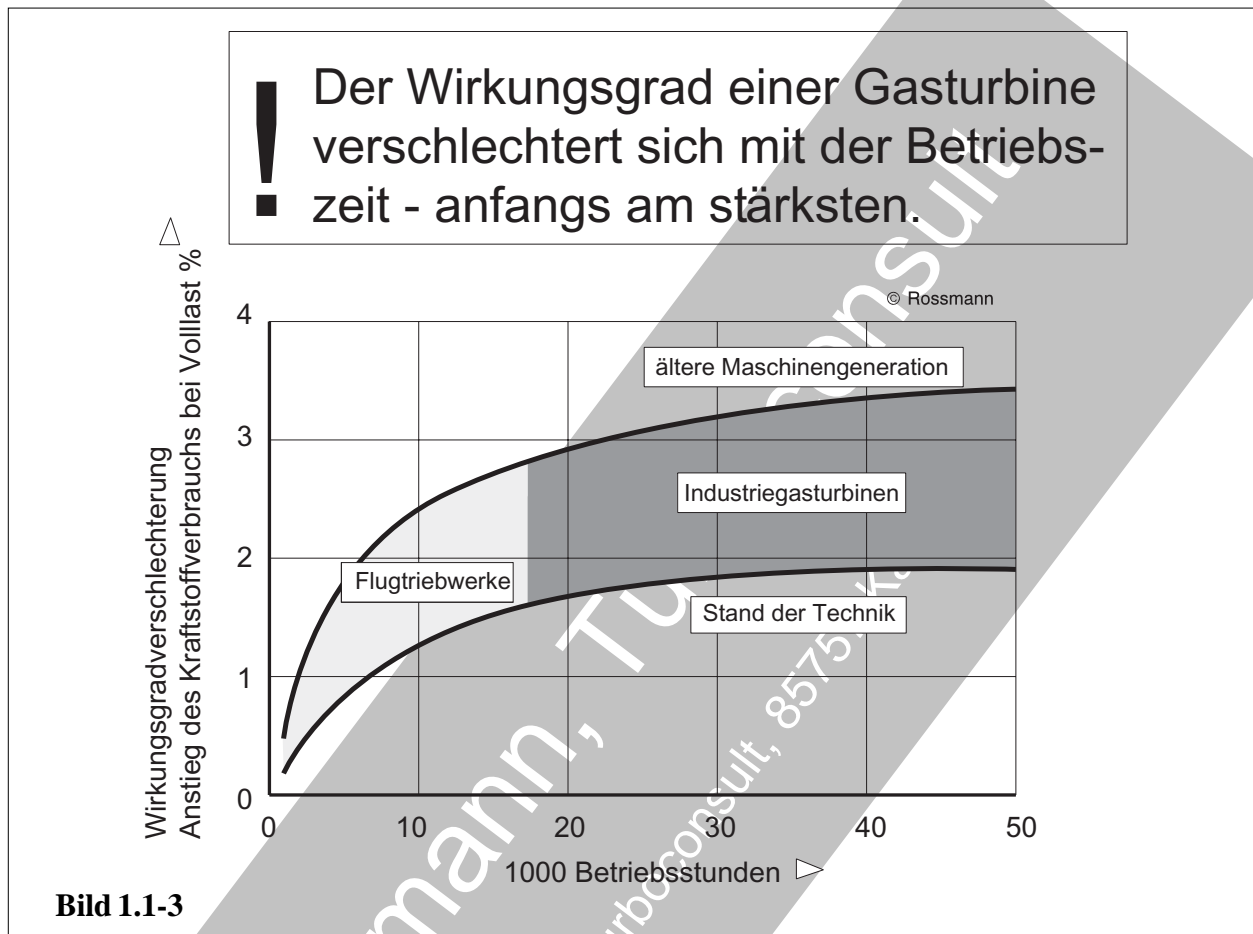
Fundament: Schwingungen

Bild 1.1-2: Wichtige Kriterien für die Beschaffung einer Gasturbine sind die zu erwartenden äußeren Einflüsse. Dabei handelt es sich in erster Linie um die Beschaffenheit der Ansaugluft. Diese Aspekte werden an folgenden Stellen des Buchs eingehender behandelt:

- **Verschmutzungen** (Bild 3.1.2.2-1).
- **Strömungsstörungen** (Bild 3.7.1-5 und Bild 3.7.1-6).
- **Temperatur und Luftfeuchtigkeit** (Bild 3.1.1-2, Bild 3.2.1.3-1 und Bild 3.2.1-3-2).

Bild 1.1-3: Der Wirkungsgrad einer Gasturbine ist lebensdauerabhängig (Lit 1-3, Kapitel 5.1.1). Diese Erscheinung nennt man „**Deterioration**“.

Er verschlechtert sich bei der neuen Maschine anders als beim Automotor. Das ist in der Einlaufphase besonders deutlich. Dieses Verhalten erklärt sich aus der Veränderung verschiedener Komponenten unter den Betriebseinflüssen. Der **anfänglich stärkere Verlust** ist in erster Linie auf Einlauf und **Abrieb der Luft- und Gasdichtungen** zurückzuführen (Kapitel



3.1.2.4). Abrieb und Einlauf der Dichtungen erzeugt im Betriebszustand mit der größten radialen Überdeckung (Bild 3.1.1-3 und Bild 3.1.2.4- 3) ein Minimum der Spaltverluste. Leider ist dies nicht notwendigerweise der eigentliche Betriebspunkt für den Dauerbetrieb. In diesem fällt dann der Wirkungsgrad durch die größeren Spalte und somit höheren Leckverluste merklich ab. Der Einlaufvorgang wiederholt sich verständlicherweise nicht im gleichen Maß bei jedem neuen Start/Abstellvorgang. Die Dichtungsspalte sind nach den ersten Anstreifvorgängen bereits so ausgerieben, dass bei folgenden längeren Betriebszeiten nur noch eine moderate Verschlechterung eintritt. Wichtig ist, dass **beim Abnahmelauflauf ein praxisrelevantes Betriebsprogramm** gefahren wird. Sonst ist nicht zu erwarten, dass das Verhalten der Maschine zu diesem Zeitpunkt für den späteren Betrieb genügend aussagekräftig ist. Ist der Einlauf zu klein, werden die später auftretenden maximalen Überdeckungen

nicht erreicht. Das kann zu gefährlichen Anstreifvorgängen führen. Ist der Einlauf zu tief, hat die Maschine über die Betriebszeit keinen optimalen Wirkungsgrad.

Verschlechterungen des Wirkungsgrades bei längeren Betriebszeiten dürften in erster Linie auf Langzeiteffekte zurückzuführen sein. Dazu gehören Aufrauung oder Profilveränderung **der Verdichterbeschaufelung durch Ablagerungen** (engl. fouling, Bild 4.2-1.1 und Bild 4.2-1.2) oder **Erosion** (Kapitel 3.1.2.3). Auch Dichtungen an Schaufelspitzen und Labyrinthen unterliegen einer Langzeitverschlechterung durch Alterung und Erosion.

! Der Betriebszyklus ist entscheidend für die Beanspruchung und damit für die Lebensdauer

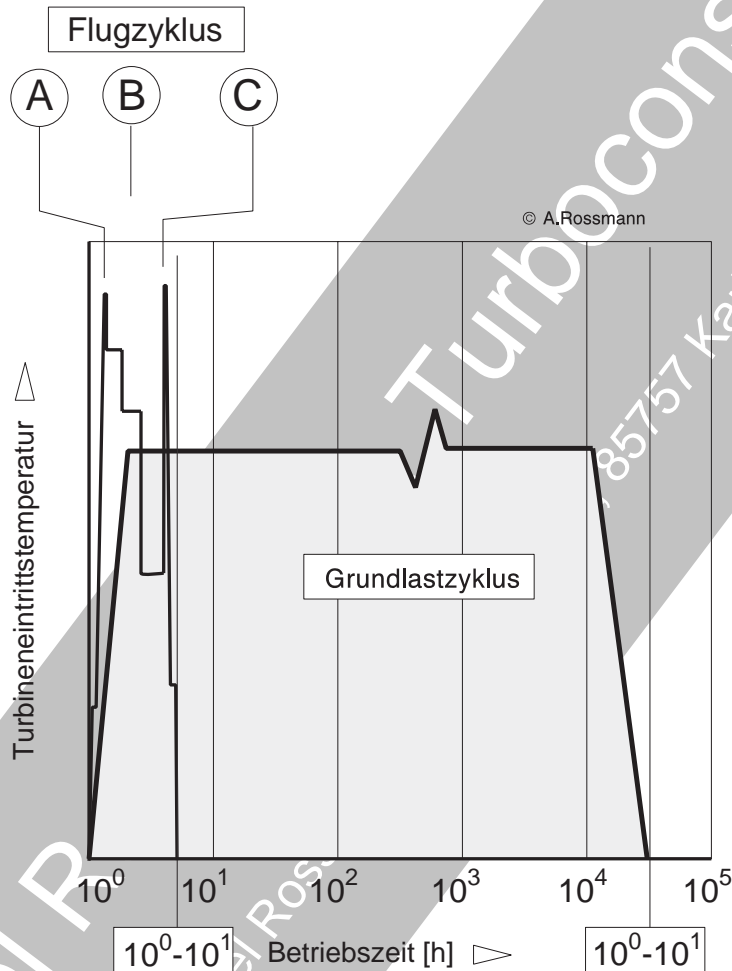


Bild 1.1-4

Bild 1.1-4: Flugturbinenderivate sind bei Grundlastbetrieb in der industriellen Anwendung deutlich anders belastet als die Flugtriebwerke von denen sie abgeleitet sind (Lit 1-4). Maschinen für Grundlast mit den typisch langen Laufzeiten (mehrere 10 000 Betriebsstunden) werden üblicherweise mit niedrigerem Gastemperaturniveau („derated“) betrieben als Derivate. Bei Spitzenlastmaschinen ist jedoch die Belastung, zumindest was die Startzahl (meist ein Start bei weniger als 10 Betriebsstunden) anbetrifft, recht ähnlich. Aus diesem Grund ist bei Spitzenlastanwendung die zyklische

Lebensdauer der Heißeile (Thermoermüdung, Bild 3.3-16) und möglicherweise auch die anderer Rotorkomponenten (zyklische Fliehkraftänderungen, Bild 3.1.2.1-0) lebensdauerbestimmend. Im Gegensatz dazu ist z.B. die Lebensdauer der Beschauelung der Hochdruckturbinen bei Langzeitbetrieb in erster Linie von Heißgaskorrosion bzw. Oxidation und Kriechbeanspruchung (Bild 2.3-2) abhängig. Der gravierende Einfluss der Startzahl ist in Bild 2.2-5 dargestellt. Den Einfluss der Grundlast bzw. des Temperaturniveaus zeigt Bild 2.3-3.

! Die Wartungs- und Reparaturfreundlichkeit einer Gasturbine hängt von vielen Dingen ab.

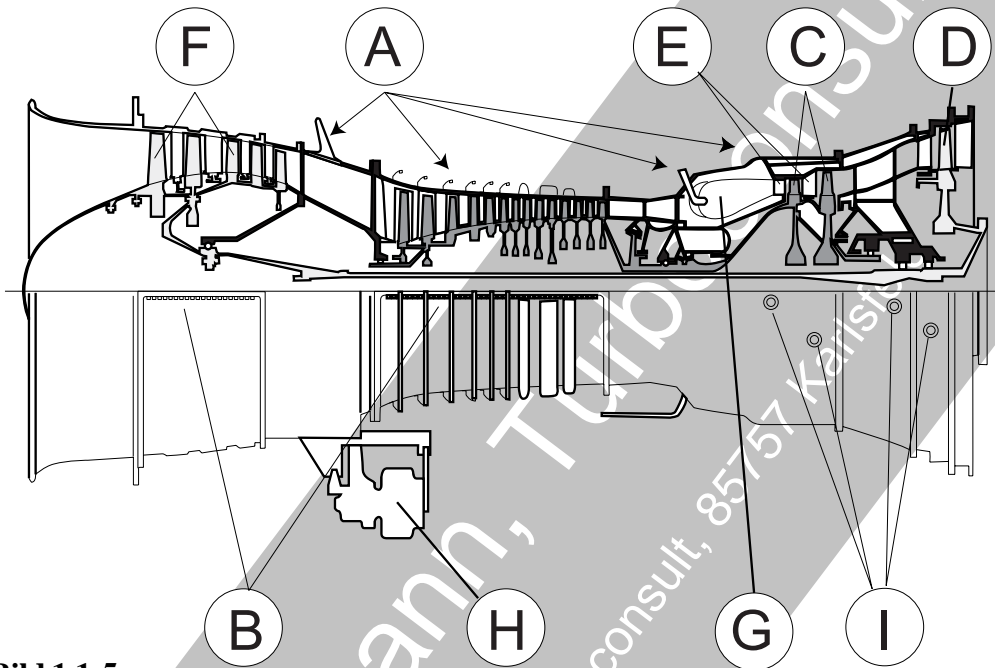


Bild 1.1-5

Bild 1.1-5: Typische Besonderheiten beeinflussen die **Wartungsfreundlichkeit** einer Gasturbine (Lit 1-5 und Lit 1-6). Sie werden unter dem Begriff „**Human Factors**“ zusammengefasst.

„**A**“: **Modulbauweise** (Bild 4.2-4.1), d.h. Austauschbarkeit einzelner Baugruppen. Eine solche ist z.B. der Hochdruckverdichter. Diese Bauweise ermöglicht im Reparaturfall eine schnelle Verfügbarkeit.

„**B**“: **Längsgeteilte Gehäuse** ermöglichen das Öffnen der Maschine ohne umfangreiche Demontage. So lassen sich auf relativ einfache Weise einzelne Schaufeln des Leitapparates - etwa nach einem FOD - tauschen. Nachteil der Längsteilung kann eine Ovalisierung (Steifigkeitssprung im Flanschbereich) des Gehäuses sein. In diesem Fall ist mit ungleichmäßigem Ausrieb und Spalten am Umfang zu rechnen. Im Gegensatz dazu, ist dies bei **Gehäusen die aus Ringen** aufgebaut sind nicht zu erwarten. Jedoch ist die Demontage erschwert.

„**C**“, „**D**“, „**F**“: Einzeln vor Ort tauschbare **Rotorscheufeln** in Verdichter und Turbine.

„**E**“: Einzeln tauschbare **Hochdruckturbinenleitschaufeln** bzw. Leitschaufelsegmente. Der Austausch erfolgt bei geöffnetem Gehäuse ohne eine weitere Zerlegung der Maschine.

„**G**“: Gut zugängliche **Brennkammer** die einen Austausch bzw. die Reparatur einzelner Bereiche zulässt.

„**H**“: Außen gut zugänglich angebrachte **Geräte** (Regler, Pumpen usw.), **Leitungen, Sensoren und Überwachungssysteme** mit guter Kontroll- und Austauschbarkeit.

„**I**“: Ausreichende Zahl und günstige Anordnung der **Boroskopöffnungen** für alle wichtigen Bauteile im Hauptstrom.

! Die Schweißbarkeit der Bauteile bestimmt auch deren Reparierbarkeit.

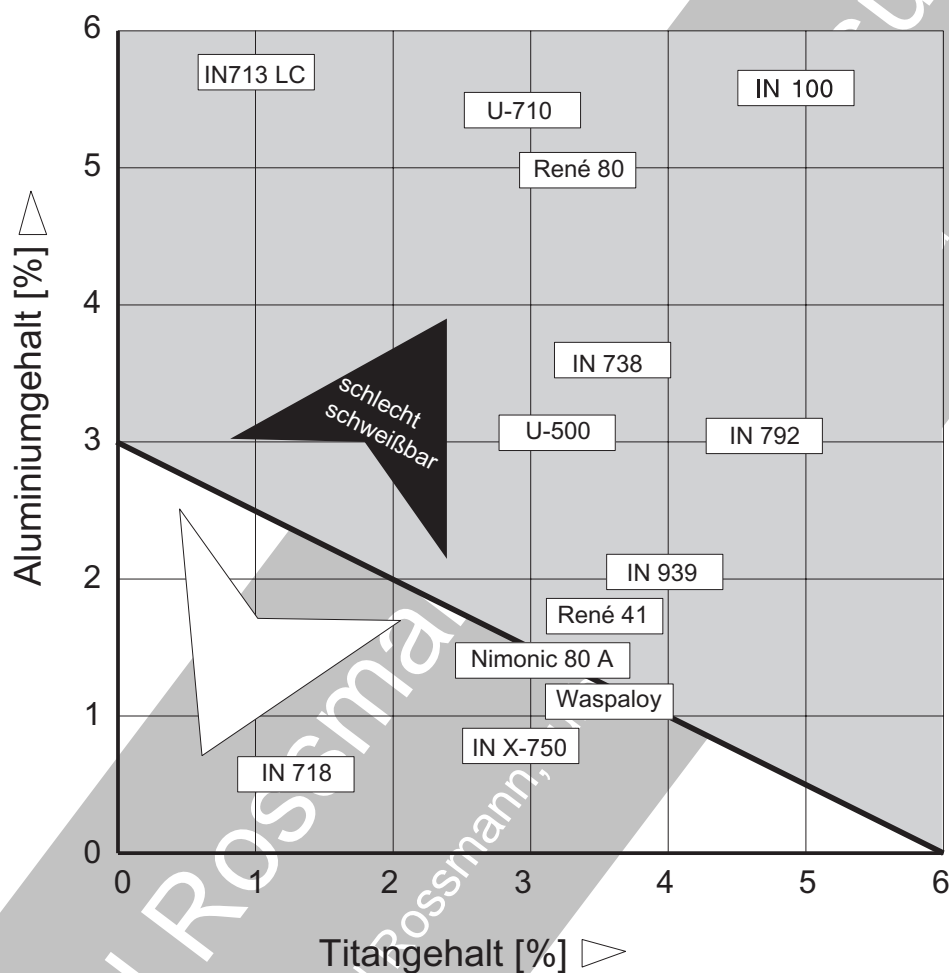


Bild 1.1-6

Bild 1.1-6: Manche Bauteile erfordern wegen besonderer Eigenschaften des verwendeten Werkstoffs zur Reparatur nicht oder nur selten verfügbare Anlagen und Fachpersonal. Das kann die Reparaturkosten deutlich erhöhen, z.B. bei **Reparaturschweißungen**. Eine Reparatur vor Ort ist in solchen Fällen meist nicht mehr möglich. Es gilt der Trend: Je höher die Warmfestigkeit des Werkstoffes, gewöhnlich in Zusammenhang mit seinem Al- und Ti-Anteil (Lit 1-7), umso problematischer ist die **Schweißbarkeit**. Kriterium ist die sogenannte **Warmrissbildung**. Aus diesem Grund

sind höchstfeste pulvermetallurgische Werkstoffe bezüglich ihrer Schweißreparatureignung mit besonderer Skepsis zu betrachten. Ein Beispiel sind Labyrinthzwischenringe aus besonders warmfestem aber warmrissanfälligem Werkstoff. Fehlt die Möglichkeit der Schweißreparatur integrierter **Labyrinthspitzen** (Bild 3.1.2.4-7), wird der Ersatz des teuren Teils unumgänglich. Üblicherweise werden hochfeste Werkstoffe im Betrieb auch entsprechend hoch belastet. An solchen Teilen können bereits kleine schweißbedingte Fehler zu Risswachstum führen (Bild 5.3-1). Je schlechter die

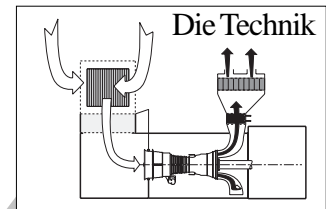
*Schweißbarkeit infolge Mikro- und Makrorissbildung, Festigkeitsabfall, Eigenspannungen und Verzug, umso aufwändiger sind die Arbeiten in den Reparaturshops, falls sie dort überhaupt ausgeführt werden können. Nicht nur das Schweißverfahren selbst ist wichtig. Erst die nachträgliche **Qualitätssicherung**, z.B. die **Rissprüfung** auf innere Mikrorisse gewährleistet die Sicherheit. Das Betriebsverhalten von Schweißreparaturen kann sich durch die Absenkung der Festigkeit in Schweiß- und Übergangszone verschlechtern. Dann sind reparierte Teile für Betriebsschäden anfälliger als Neuteile. **Die Demonstration (Nachweis) der Reparierbarkeit der Komponenten kann daher ein Beschaffungskriterium sein.***

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

Literatur zu Kapitel 1

- 1-1** H.J.Willcocks, P&W Aircraft, „Icing Conditions on Sea Level Gas Turbine Engine Test Stands“, AIAA-82-1237 (1982).
- 1-2** A.Jäschke, KHD AG Köln, „Stand der Gasturbinentechnik“, VIK-Berichte Nr. 195. Januar 1986.
- 1-3** P.E.Soinne,R.J.Stephens,R.R.plc Ansty,“Industrial RB211-15 Years of History and Development“, ASME Paper 90-GT-145 (1990).
- 1-4** P.Lowden,J.Liburdi, Liburdi Engineering,“Observations on the Life and Overhaul Requirements of Aero Derivative Engines in Base Load Industrial Applications“, ASME Paper 87-GT-105 (1987).
- 1-5** R.H.Knorr, GE Co. USA, „Gas Turbine Maintenance“ (1974)
- 1-6** B.Porter, Shell UK, „Maintenance of Aero-Derived Industrial Gas Turbines“, ASME Paper 81-GT-192, (1981).
- 1-7** J.W.Sawyer, „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook I“, Turbomachinery International Publications USA, (1980).
- 1-8** R.A.Morris,“Gas Turbine Exhaust Systems–Design Considerations“, ASME Paper 87-GT-238 (1987).
- 1-9** J.F.Rudy, Beitrag zur Asian Aircraft Engineering and Maintenance, 1986. Conference Proceedings Seite 128.
- 1-10** P.H. Wulff, „Optimierung der Unterhaltskosten von Gasturbinen“, aus „Gasturbinen in Praxis und Entwicklung“, VDI-Gesellschaft Energietechnik, VDI-Berichte 1721, ISBN 3-18-091721-0, Seite 157 bis 168.



Kapitel 2

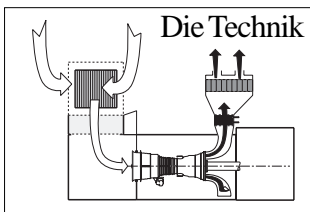
Die Technik



Dem Autobesitzer ist zuerst ein Blick in die Betriebsanleitung zu empfehlen, bevor er sich dem neuen Wagen „überlässt“. „Trial and error“ sind sicher nicht die richtige Vorgehensweise. Die Vorschriften und Empfehlungen des Herstellers sollte man sich schon zu Gemüte führen. Leider sind Betriebsanleitungen sehr umfangreich. Es gehören schon etwas Vorkenntnisse dazu, eine Betriebsanleitung zu verstehen. Das Verstehen, warum etwas gefordert wird, ist eine wichtige Voraussetzung für motiviertes Handeln. In Zweifelsfällen hilft es bei einer sinnvollen Umsetzung. Nicht nur unsere Sicherheit ist vom Einhalten der Angaben in der Betriebsanleitung betroffen. Abweichungen können die Garantie erlöschen lassen. Teure Reparaturen strapazieren dann unseren Geldbeutel besonders. Hat man sich aber der etwas lästigen Aufgabe des Studiums der Betriebsanleitung gewidmet, lassen sich einige kritische Situationen und unangenehme Überraschungen vermeiden.

Die Gasturbine erfordert eine besonders intensive Beschäftigung mit den Betriebs- und Wartungshandbüchern. Diese sind gewöhnlich sehr umfangreich und benötigen einen fachkundigen Leser. Dem Betreiber ist zu raten, sich genau an die Vorschriften halten. Im Zweifelsfall ist eine Rückfrage beim OEM anzuraten. Denn die Kostendimension ist im Fall einer Gasturbine deutlich größer als beim Auto.

In diesem Kapitel werden allgemeine Hinweise zu den verschiedenen Betriebsphasen gegeben. Dabei entstehende Bauteilbelastungen und die typischen Probleme werden dargestellt und erklärt. Die Kenntnis dieser Vorgänge soll ein besseres **Verständnis für** Vorgehensweisen in **Vorschriften und Herstellerempfehlungen** (OEM-Empfehlungen) ermöglichen. In den folgenden Abschnitten werden spezielle Bauteile und deren Funktion sowie konstruktions- und betriebsbedingtes Verhalten angesprochen. Vorab sollen einige Grundlagen behandelt werden.



2.1 Grundlagen

Häufig befindet sich die Gasturbine in einem sog. **Package** mit einer umfangreichen Peripherie (Bild 2.1-1). Die Gasturbine selbst besteht aus drei Hauptkomponenten: Dem Verdichter, der Brennkammer und der Turbine (Bild 2.1-2). Der Verdichter komprimiert die Ansaugluft auf den Verdichterenddruck, der bei modernen Gasturbinen über 40 bar liegen kann. Dabei erhitzt sich die Luft je nach Kompression auf bis zu 600 °C. In der Brennkammer wird der Luft Brennstoff zugesetzt und dieser verbrannt. Dies ist für die Umweltverträglichkeit entscheidend. In der Turbine gibt das Heißgas seine Energie möglichst weitgehend zum Antrieb des Rotors ab. Die Turbine (bei Mehrwellentriebwerken ein Teil der Turbine) treibt den Verdichter, was **intern** etwa 2/3 der Gesamtleistung erfordert (Bild 2.1-3.1). Diese Energie wird bis auf relativ kleine Wärmeverluste, über den komprimierten Luftstrom wieder innerhalb der Maschine zurückgeführt. Lediglich etwa 1/3 der Turbinengesamtleistung kann zum mechanischen Antrieb eines **externen** Aggregates verwendet werden. Die nicht genutzte Abgasenergie entspricht ca. 2/3 der eingebrachten Kraftstoffenergie. Die Abgastemperatur liegt nicht unter ca. 500 °C. Teile der Abgasenergie lassen sich noch nutzen. Mit Hilfe von Wärmetauschern lässt sich die Verdichterluft vor der Brennkammer von ausreichend heißem Abgas aufheizen. Wird die Abgasenergie zur Dampferzeugung genutzt, kann in einem sogenannten **GuD-Prozess** eine nachgeschaltete Dampfturbine betrieben werden (Bild 2.1-3.2). Dampf kann auch wieder in die Brennkammer geblasen werden (Bild 2.1-3.4). Für industrielle Prozesse (z.B. Trocknung) lässt sich noch die Energie von Abgasen mit einem relativ niedrigen Temperaturniveau nutzen (**Kraft-Wärme-Kopplung**, Bild 2.1-3.3).

Bei **Verdichtern** kennt man Axialverdichter (Bild 2.1-5) oder Radialverdichter (Bild 2.1-4). Diese Bauformen werden auch kombiniert. Gegenüber Beschädigungen durch Erosion und FOD sind Radialverdichter robust. Die Bauart ist jedoch wegen der hohen mechanischen Radbelastung (Bild 3.1.2.1-7) im Durchmesser deutlich begrenzt. Deswegen sind Radialverdichter gewöhnlich auf Maschinen kleiner Leistung beschränkt. Typische Anwendungen sind Kleingasturbinen bis ca. 2 MW.

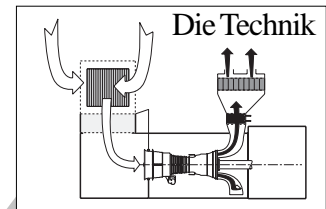
Ähnliches gilt für die **Turbinen**. Auch hier gibt es die axiale und die radiale Variante.

Brennkammern können unterschiedliche Formen aufweisen (Bild 2.1-6.1, Bild 2.1-6.2 und Bild 3.2.1-5.1). Verdichter und Turbine sitzen bei sogenannten **Einwellenmaschinen** (Bild 2.1-7) auf ein und derselben Welle, von der auch die Leistungsabgabe erfolgt. Bei **Mehrwellenmaschinen** (Bild 2.1-7) gibt die Niederdruckturbine (Leistungsturbine, Nutzturbine) die Leistung ab. Wird ein Derivat (von einem Flugtriebwerk abgeleitet) lediglich als Gaserzeuger verwendet, wird eine Leistungsturbine mit eigener Welle nachgeschaltet. Bei Derivaten von "Zweikreisern" wird die Leistung der Niederdruckturbine meist nach hinten abgegeben.

Bauarten und spezifische Einsatzbedingungen

Je nach Betriebsanforderungen kommen zwei Bauarten (Bild 2.1-7) gleichberechtigt zum Einsatz. Es handelt sich um die sog. **schwere Bauart** (engl. heavy frame), welche speziell für den stationären Einsatz entwickelt wurde und die **Flugturbinenderivate**, die sich von Triebwerken ableiten.

Die Technologie dieser Bauarten nähert sich weiter an. Von Derivaten kommt die Anwendung von Wärmedämmschichten (Bild 3.2.3-5), komplexer innerer Kühlkonfigurationen (Bild 3.3-3) sowie Einkristallwerkstoffen (Bild 3.3-4) an Turbinenschaufeln als typische Beispiele. Die Lebensdauer der Derivate nähert sich der schwerer Bauart. Damit verwischen sich die Anwendungsgrenzen.

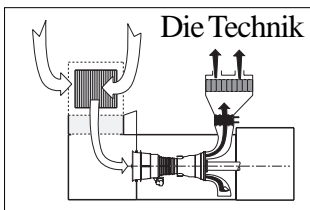


Gasturbinen der schweren Bauart sind eher für den **stationären Dauerbetrieb** vorgesehen. Zu ihnen gehören besonders höhere Leistungsklassen (bis über mehrere 100 MW). Es gibt jedoch durchaus auch kleinere Gasturbinen dieses Typs im Bereich von 10 MW. Ihre Hauptanwendung als **Zweiwellenmaschine** ist der **Generatorantrieb**. Um die genau einzuhaltende Betriebsdrehzahl zu erreichen, werden bei Gasturbinen kleinerer Leistung aber mit höheren Drehzahlen, Getriebe zwischengeschaltet (Bild 3.7.2-1 und Bild 3.7.2-2). Die **Einwellenausführung** dient vorzugsweise zum **Antrieb von Pumpen und Kompressoren**. Für diese lassen sich die Drehzahlen besser anpassen. Nicht selten weisen die Maschinen europäischer Hersteller eine oder zwei radial angeordnete große Einzelbrennkammern in Rohrbauweise auf (Bild 2.1-6.1 und Bild 3.2.1-2). Es gibt jedoch auch Hersteller, insbesondere aus dem angelsächsischen Raum, die mehrere axial oder schräg angeordnete Rohrbrennkammern bevorzugen. Die Gehäuse sind sehr massiv, mit relativ dicken Wandstärken und axialer Längsteilung (horizontale Teilfugen). Die großen Scheibenquerschnitte der Verdichter- und Turbinenrotoren bedingen entsprechende Massen. Eine Verbindung des gesamten Rotorverbands durch axiale Spannbolzen ist ein beliebtes Konstruktionsprinzip. Dabei wird häufig ein zentrischer Spannbolzen verwendet (Bild 2.1-7). Es gibt aber auch Ausführungen deren Verdichterrotor als Schweißkonstruktion gestaltet ist. Auch Kombinationen dieser Verbindungen werden eingesetzt.

Vorteile der schweren Maschinen sind ihre Auslegung für **besonders lange Betriebszeiten** und die **Realisierung hoher Leistungen**. Ist die Gasturbine bereits als Wellenleistungsmaschine konzipiert und **optimiert**, gilt das sowohl für die **benötigte Abtriebsdrehzahl als auch für den Drehmomentverlauf**. Weniger strikte Gewichtslimits als bei Triebwerken, von denen die Derivate stammen, lassen es zu, die Komponenten, insbesondere die Rotoren, für niedrigere Belastungen auszulegen. Damit entsteht ein großes Potenzial für den Langzeitbetrieb. Bei der Werkstoffauswahl ermöglichen niedrigere Belastungen mehr Spielraum für betriebsspezifische Anforderungen. Das lässt sich z.B. für kostengünstige Bauteile oder die Korrosionsbeständigkeit bestimmter Komponenten nutzen. Überholungspläne werden einem stationären Betrieb mit nur wenigen, besonders schädigenden Zyklen, bereits im Konzept angepasst.

Nachteile schwerer Maschinen sind, dass dem Maschinenkonzept in **Startgeschwindigkeit** und Startzahl deutliche Grenzen gesetzt sind. Die dicken Scheiben- und Gehäusequerschnitte folgen **Temperaturänderungen nur träge**. Dies schränkt die Möglichkeit schneller Starts ein. Entweder werden die Bauteilbelastungen aufgrund der **Wärmespannungen** sehr hoch oder es besteht die Gefahr von Spaltüberbrückungen wegen zu langsamer Wärmedehnungen. Das hohe Gewicht kann die Anwendung ebenfalls einschränken. So ist nicht immer ein ausreichend stabiles Fundament realisierbar. Bei schwerer Bauweise handelt es sich wegen der oft recht speziellen Kundenforderungen meist um „Unikate“, auch wenn sie einem bestimmten Typ zugeordnet sind. Damit lassen sich die Vorteile der „großen Zahl“ (Kosten, Erprobung) nicht wie bei Triebwerksderivaten nutzen.

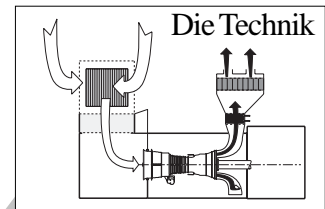
Flugturbinenderivate (leichte Bauart, Triebwerksderivate, engl. aircraft derivative) haben die typischen Konstruktionsmerkmale von (Flug-)Triebwerken (Bild 2.1-9). Sie werden für den industriellen Einsatz modifiziert und decken vorzugsweise den Leistungsbereich von ca. 100 KW bis ca. 100 MW ab. Die **günstigen Starteigenschaften** prädestinieren dieses Konzept für Lastspitzen bei relativ kurzem Betrieb (Spitzenlast) und als Notaggregat. Durch die Weiterentwicklung werden jedoch heute bereits beachtlich lange Laufzeiten mit Komponentenlebensdauern von mehreren zehntausend Stunden erreicht. Arbeitet das Triebwerk, bei Mehrwellentypen das Kerntriebwerk, als Gaserzeuger, liefert dieser das Antriebsgas für eine getrennte **Leistungsturbine/Nutzturbine** (Bild 2.1-7). Die Nutzturbine ist dann möglichst so ausge-



legt, dass sie direkt die gewünschte Drehzahl abgibt und kein Zwischengetriebe benötigt. Wellenleistungs-triebwerke (von Turboprop- oder Hubschraubertriebwerken) mit einer Welle geben die Leistung über die Rotorwelle nach vorne (am Verdichter) ab. Mehrwellenmaschinen, wie moderne Fan-Triebwerke, verwenden die **Niederdruckturbinen**, die sonst den Fan antreibt, als Basis der Nutzturbine (Bild 2.1-8). Wenn die Drehzahl nicht mit der geforderten übereinstimmt, ist ein Getriebe notwendig. Die Abtriebswelle wird bei Derivaten meist (im Gegensatz zum Triebwerk) nach hinten geführt. Derivate unterliegen besonderen Anforderungen. Das Triebwerk von dem es abgeleitet wurde erfordert eine hohe Leistungskonzentration, d.h. niedriges Gewicht und ein kleines Volumen. Kurze Startzeiten und viele Lastwechsel im Vergleich zur schweren Bauart bedingen relativ kurze Überholungszyklen. Das erfordert besondere konstruktive Merkmale, die eine gestalterische Vielfalt zur Folge haben. Die **Gehäuse sind dünnwandig** und nicht selten mit **Anstreifsystemen** (Bild 3.1.2.4-1) ausgestattet. Die Rotoren sind leicht und in ihrem Dehnungsverhalten den Gehäusen angepasst (Bild 3.1.2.4-3). Es handelt sich meist um zweiwellige Maschinen. Weil die Brennkammerlänge das Triebwerksgewicht erheblich bestimmt, sind die Brennkammern moderner Triebwerke sehr kurz. Das kann die Einhaltung der Forderungen des stationären Betriebs nach besonders niedrigen Emissionen erschweren. Von den Rohrbrennkammern älterer Triebwerke (Bild 3.2.1-2) ging man auf die Ringbrennkammern über (Bild 3.2.3-1). Im Gegensatz zu den Maschinen schwerer Bauart werden bei Flugtriebwerken herstellerabhängig ringförmige Radialflansche (vertikale Teilfugen) verwendet. Die relativ kurzen Überholintervalle haben die sogenannte Modulbauweise begünstigt, bei der ganze Baugruppen ausgetauscht werden können (Bild 4.2-4.1).

Ein **Vorteil der Flugturbinenderivate** ist deren spontanes Verhalten bei **schnellen und häufigen Starts**. Das niedrige Gewicht erweitert zudem das Anwendungsspektrum. Dies ermöglicht die Installation auf gewichtsbegrenzten Plattformen oder in bautechnisch eingeschränkten Gebäuden. Im Rahmen der Triebwerkentwicklung aus der das „Derivat“ abgeleitet wird, ergeben sich Vorteile der „großen Zahl“. Dies sind günstige Komponentenkosten, statistisch abgesicherte technische Reife, Ersatzteilverfügbarkeit und Schwachstellenerkennung. Eine Modulbauweise (Bild 4.2-4), wie sie in der Triebwerkstechnik häufiger genutzt wird, hat das Potenzial günstiger Reparatur- und Überholvorgänge, die auch in einem Reparaturshop durchgeführt werden können.

Die Nachteile der Triebwerksderivate beruhen in erster Linie auf den **hohen Bauteilbelastungen**. Diese ergeben sich aus triebwerksspezifischen Forderungen nach hoher Leistung bei niedrigem Gewicht. So hat eine lange Lebensdauer der infolge Gewichtsminimierung hoch belasteten Bauteile, insbesondere der **Rotoren**, bei der Maschinenauslegung nicht die gleiche Priorität wie im Falle der schweren Maschinen. Dies führt dazu, dass Technologien in Derivaten mehr „ausgereizt“ werden. Drehzahlen der Maschine (Triebwerk), von der das Derivat abgeleitet wurde, entsprechen nicht notwendigerweise der Auslegung des anzutreibenden Aggregates. Deshalb ist entweder ein zwischengeschaltetes Getriebe notwendig oder es muss eine **neu entwickelte Nutzturbine** verwendet werden. Die kurzen Brennkammern der Flugtriebwerke stellen dem Konstrukteur bezüglich Temperaturprofil und -verteilung sowie Abgasreinheit besondere Aufgaben. Nicht selten wird dieser Bereich für den stationären Einsatz deutlich verändert (Bild 3.2.2-2 und Bild 3.2.2-3). Das beinhaltet die Problematik der Anpassung an die restliche Maschine und macht entsprechende Erprobungen und Nachweise notwendig.



Was zu einem Gasturbinenpackage gehört.

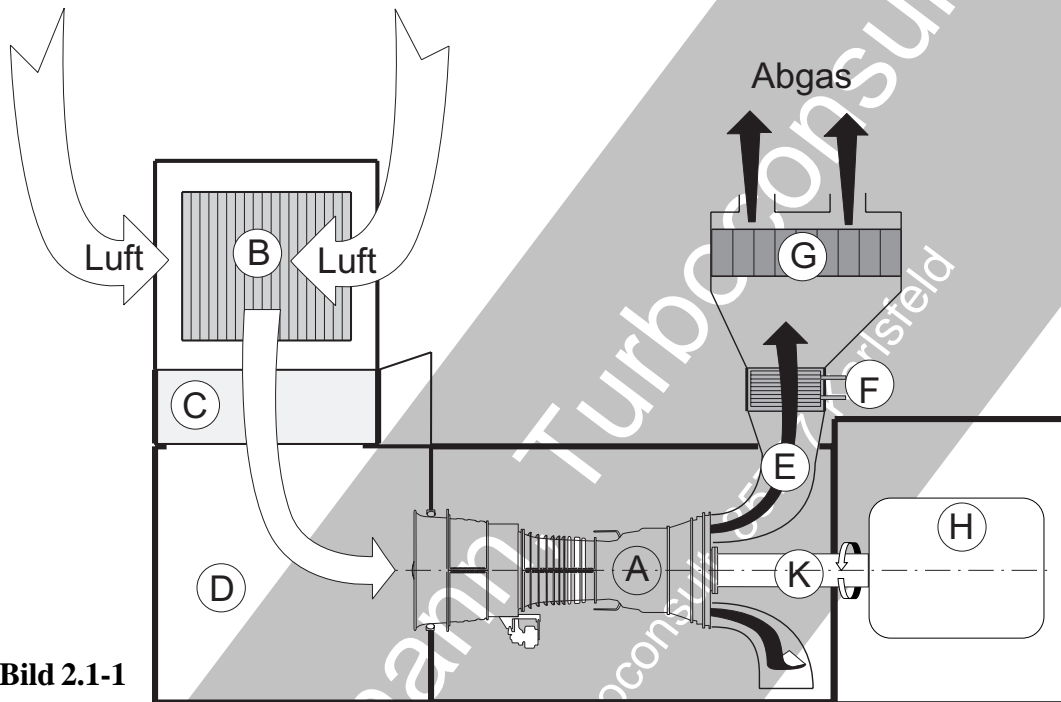
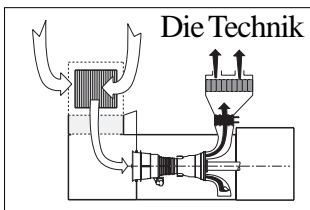


Bild 2.1-1: Ein **Gasturbinenpackage** umfasst die **Gasturbine** mit dem **anzutreibenden Aggregat**. Meist handelt es sich um **Generatoren, Kompressoren oder Pumpen**. Dazu kommt die gesamte zum **Betrieb notwendige Peripherie** (Kapitel 3.7). Solche Packages werden vom **Hersteller der Maschine und/oder von sog. "Packagern"** komplett geliefert. Es handelt sich in erster Linie um folgende Baugruppen:

- (A) die **Gasturbine**, (B) **Ansaugfilter**, (C) **Ansaugschalldämpfer**, (D) **Ansaugraum**, (E) **Abgassammler**, (F) **Abgaswärmetauscher**, (G) **Abgasschalldämpfer**, (H) **anzutreibendes Aggregat**, (K) **Abtriebswelle und Kupplung**



Die Hauptkomponenten und ihre Lage in der Gasturbine sollten bekannt sein.

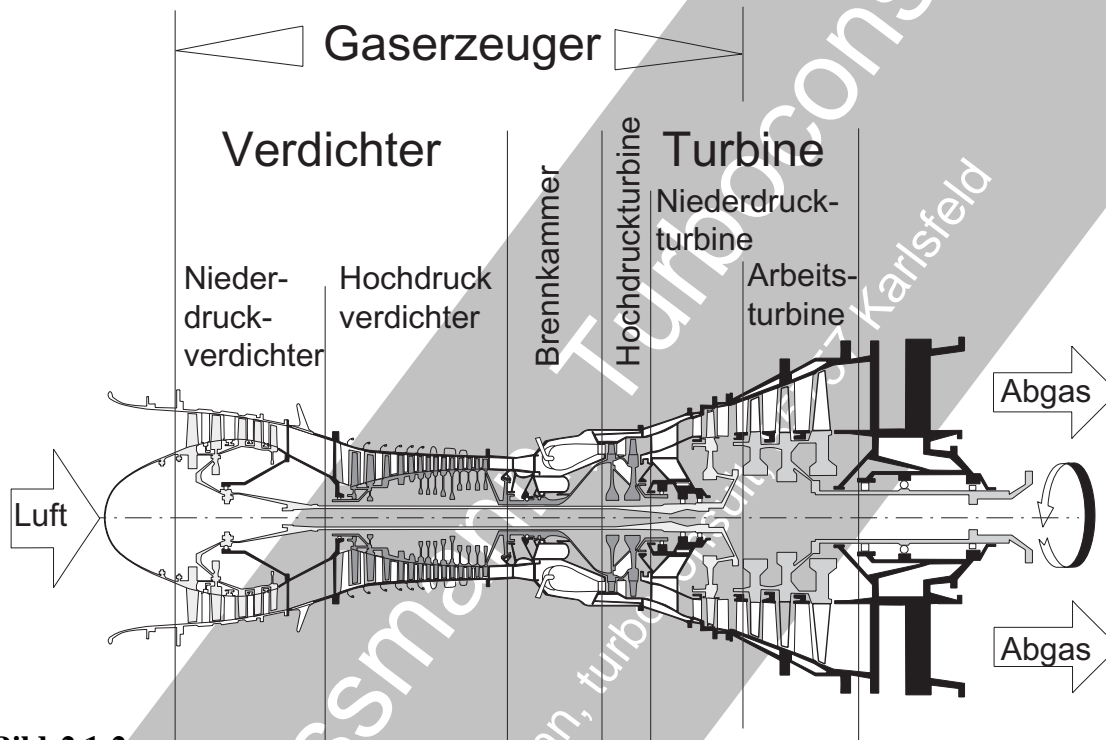


Bild 2.1-2

Bild 2.1-2: Die Hauptkomponenten einer Gasturbine sind: Der **Verdichter** zur Komprimierung der Luft, die **Brennkammer** führt durch Verbrennung die Kraftstoffenergie zu und die **Turbine** entnimmt die Energie den Heißgasen. Sie treibt den Verdichter an und gibt die mechanische Nutzenergie ab. Der Verdichter besteht bei **Triebwerksderivaten** häufig aus einem **Niederdruck-** und einem **Hochdruckteil**. Sie werden mit getrennten Wellensystemen von der Hochdruckturbinen bzw. der Niederdruckturbinen angetrieben. Die Drehzahl des Hochdrucksystems ist deutlich höher als die des Niederdrucksystems. Die Aufteilung auf zwei getrennte Wellensysteme, die lediglich aerodynamisch gekoppelt sind, ist bei Derivaten notwendig, weil der Niederdruckteil der entsprechenden Triebwerke üblicherweise auch den re-

lativ langsam drehenden Fan (siehe untere Bild 2.1-8) auf der gleichen Welle antreibt. Diese niedrige Drehzahl ist für den gesamten Verdichter zu langsam. Bei Derivaten wird von der Niederdruckwelle die Nutzleistung abgenommen (Nutzturbinen, Arbeitsturbinen). **Heavy Frame Maschinen** (Bild 2.1-7) für die Stromerzeugung haben dagegen häufig nur ein Wellensystem das den Verdichter antreibt und die Nutzenergie abgibt (Bild 2.1-6.1 und Bild 2.1-6.2). Unter **Gaserzeuger** versteht man die Gasturbine, welche das Antriebsheißgas für eine dahinter geschaltete, nicht mechanisch mit dem Gaserzeugerroter gekoppelte **Arbeitsturbinen** erzeugt.

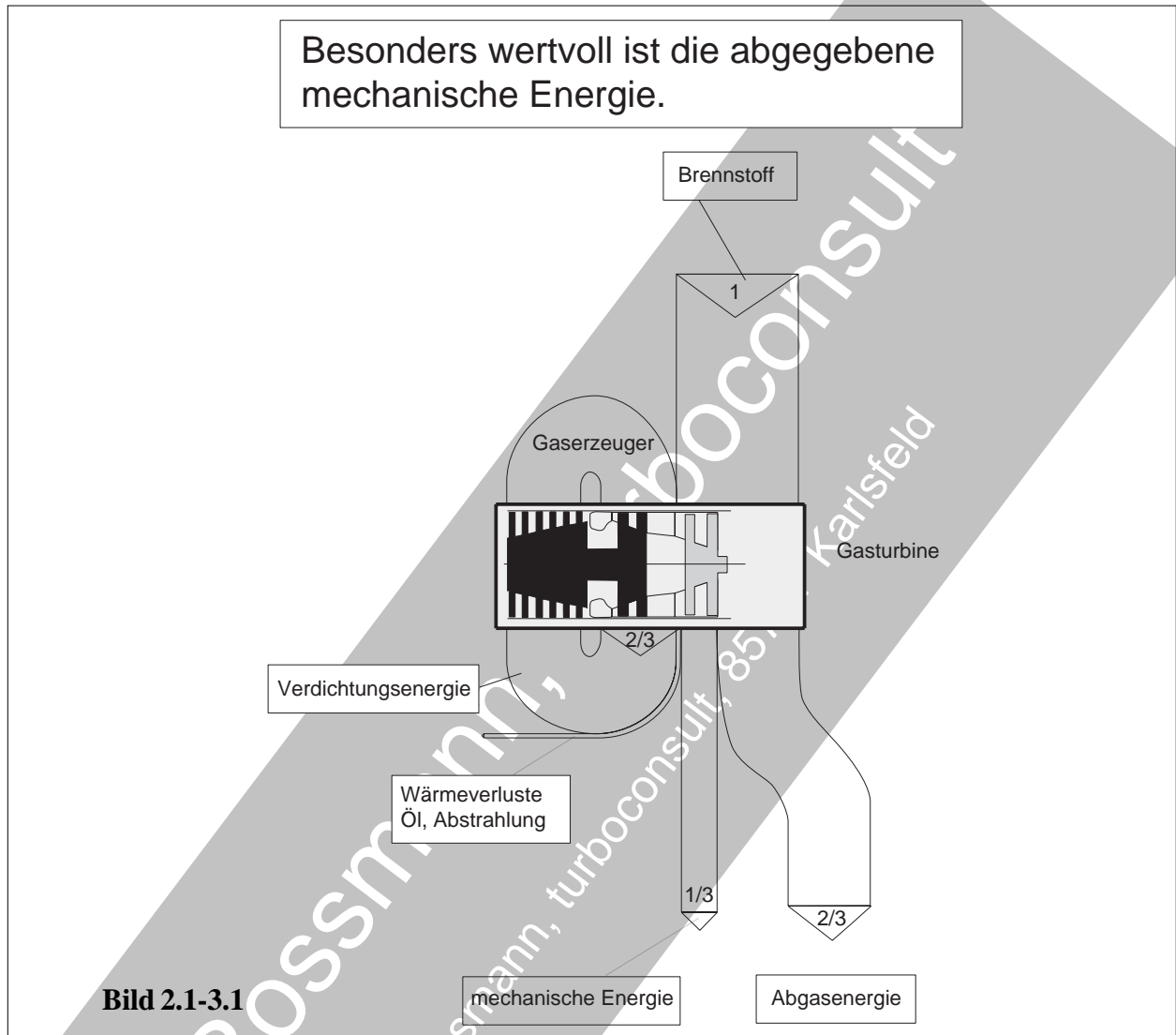
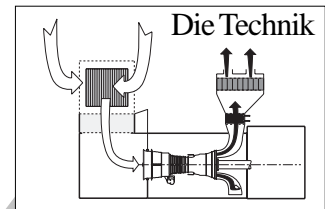
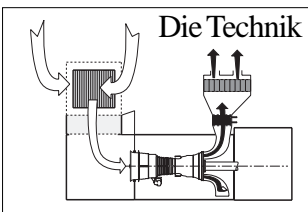


Bild 2.1-3.1: Nur ein kleiner Teil von ca 1/3 der mit dem Brennstoff eingebrachten Energie steht als abnehmbare mechanische Energie für den Antrieb von Generatoren, Pumpen usw. zur Verfügung. Der größte Energieanteil (ca. 2/3) ist im Abgas enthalten. Es ist also naheliegend, diese Energie ebenfalls zu nutzen. Dies kann auf unterschiedliche Art geschehen. Eine Möglichkeit ist ein Wärmetauscher zur Aufheizung von gasförmigen und flüssigen Medien. Die Wärme kann so zu **Heizungszwecken** (Bild 2.1-3.2, Bild 2.1-3.3 und Bild 2.1-3.4), für **Trockner** oder **Prozessenergie** bei Produktionsabläufen dienen. Es ist weiterhin möglich, mit einem Teil der Abgasenergie über einen Wärmetauscher die Luft vor der Brennkammer aufzuheizen und/oder den Kraftstoff vorzuwärmen. So lässt sich Ab-

gaswärme zurückführen. Dies ist zwar aufwändig, die Kraftstoffeinsparung kann sich aber trotzdem lohnen. Dabei sind heute nicht allein die direkten **Kraftstoffkosten** zu berücksichtigen, sondern auch eventuelle **niedrigere Abgasemissionen**.

Einen ähnlichen Effekt kann die **Einblasung von Wasserdampf** in die Brennkammer haben, wenn der Dampf mit Abgaswärme erzeugt wurde (Bild 2.1-3.4). Die vom Gaserzeuger intern umgesetzte Energie für die Kompression der Ansaugluft im Verdichter liegt bei 2/3 der Kraftstoffenergie. Sie geht mit den erwähnten Maßnahmen der Abgasenergienutzung bis auf kleine Verluste (z.B. durch Abstrahlung oder Ableitung von Wärme) dem Kreisprozess nicht verloren.



Kraft-Wärme-Kopplung ermöglicht beste Energienutzung.

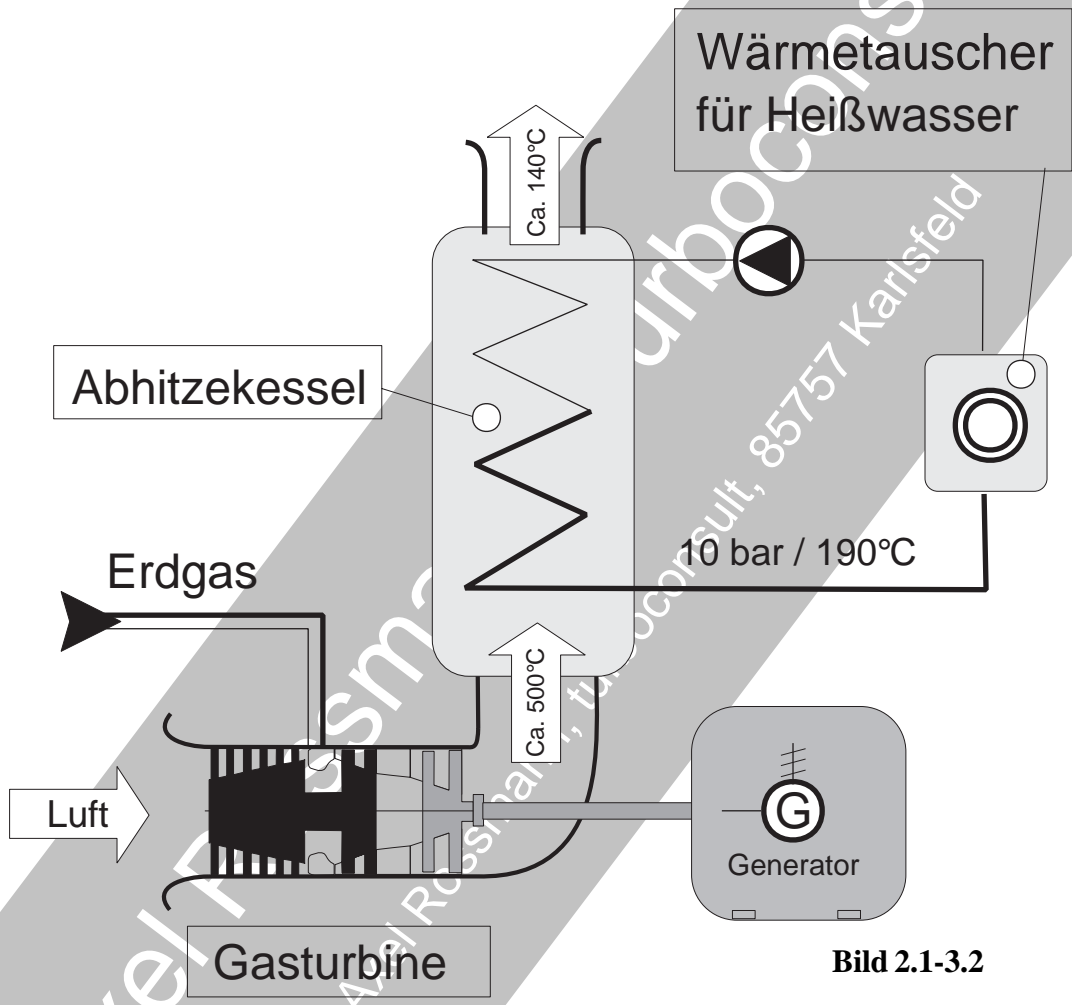


Bild 2.1-3.2

Bild 2.1-3.2: Kraft-Wärme-Kopplung: Natürlich wird versucht die hohe restliche Wärmeenergie im Abgas (Bild 2.1-3.1) zu nutzen. Dies kann auf sehr vielfältige Weise geschehen. Im einfachsten Fall wird in einem sog. **Abhitze-kessel** Dampf erzeugt. Dieser kann auf vielfältige Weise zur Energieerzeugung (siehe **GuD-Prozess**, Bild 2.1-3.3) und/oder als Prozessdampf genutzt werden. Darüber hinaus lässt sich ein Wärmetauscher für Heißwasser zu Heizungszwecken nachschalten. Der Wirkungsgrad einer solchen Anlage kommt in Bereiche von 80%.

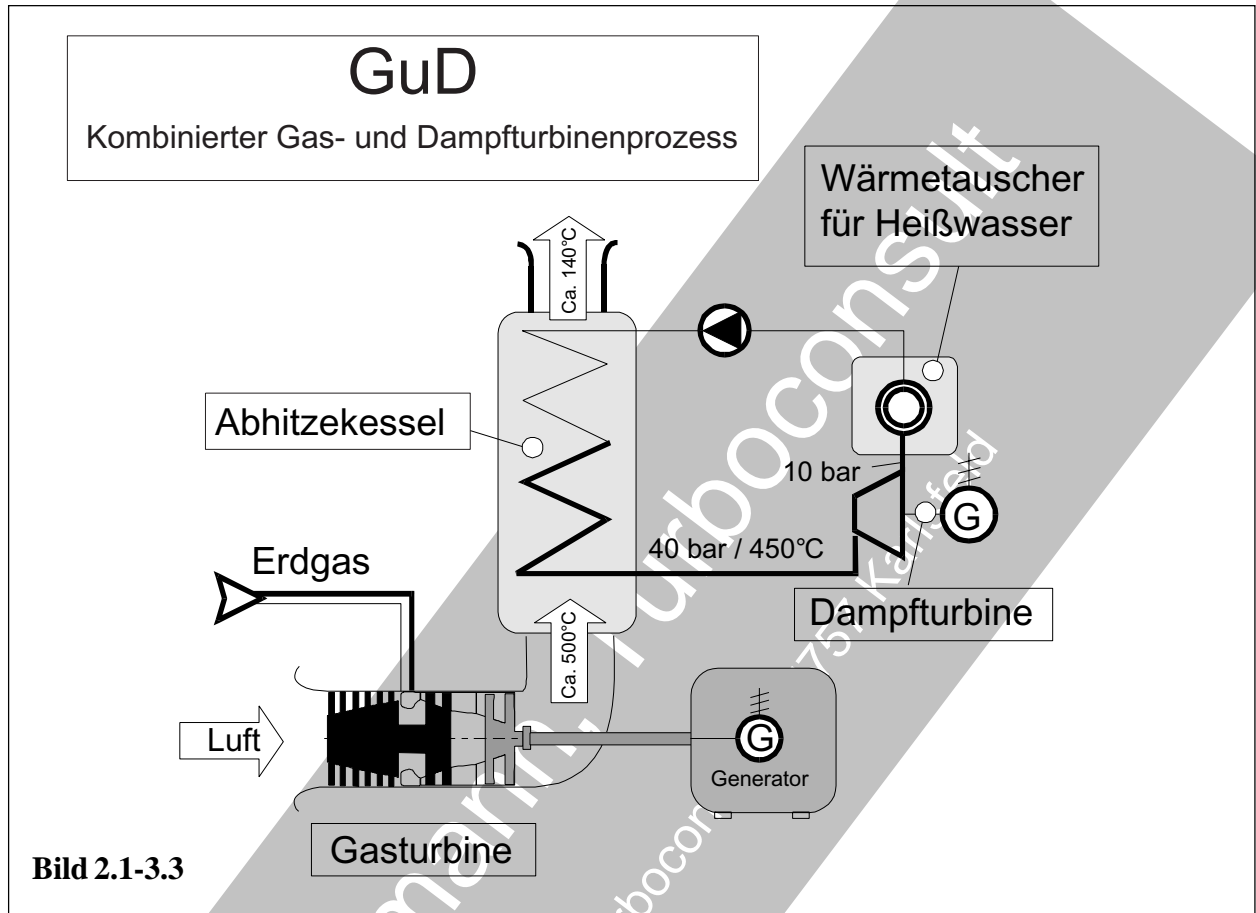
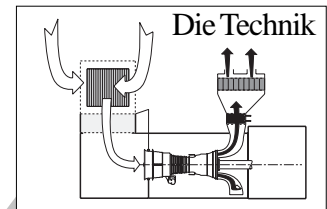


Bild 2.1-3.3: Beim kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess (**GuD**) wird ein besonders hoher Anteil der Brennstoffenergie in mechanische Antriebsenergie umgesetzt. Dies bedeutet eine entsprechend hohe Stromkennzahl. Die elektrischen Wirkungsgrade solcher Anlagen liegen bei 40%.

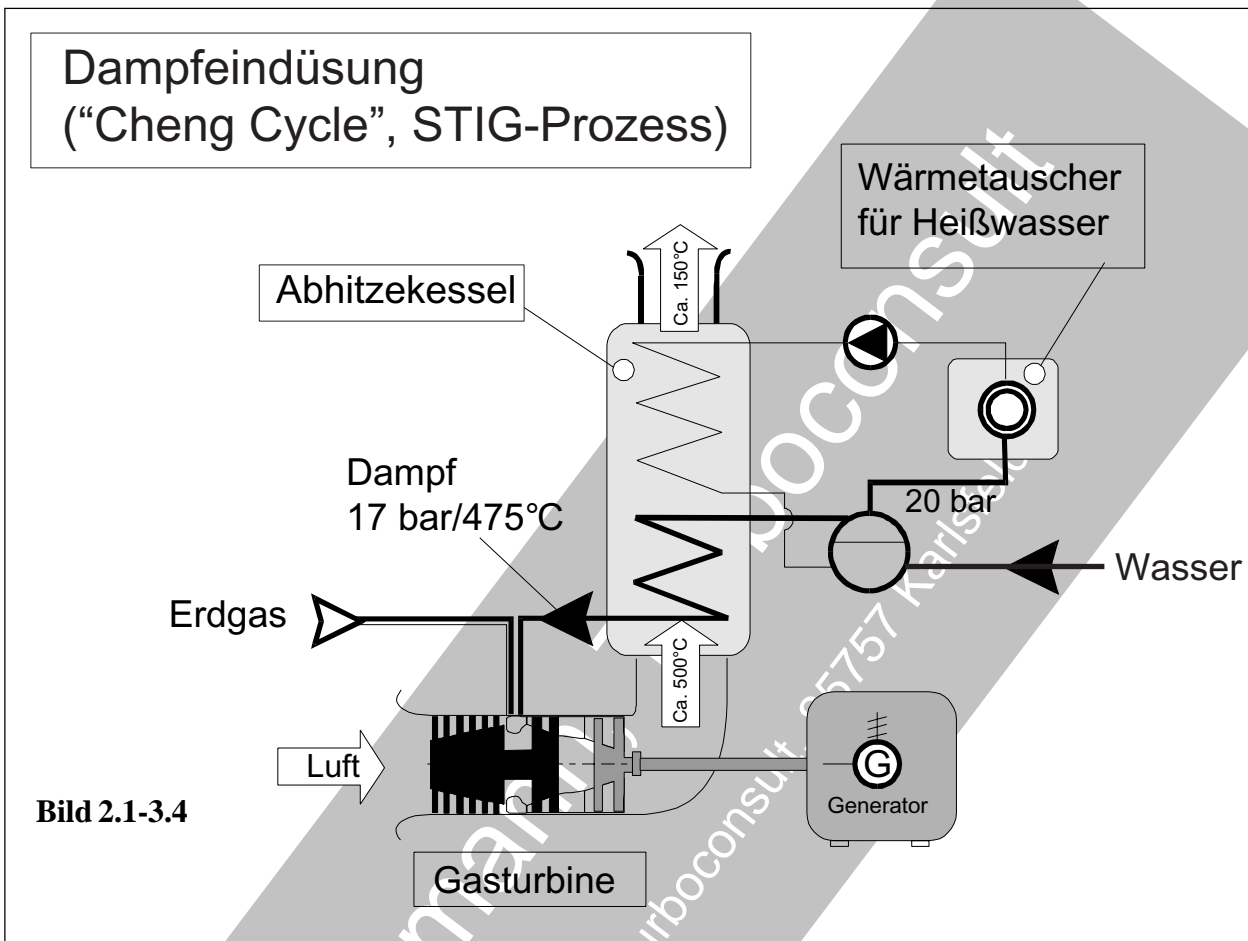
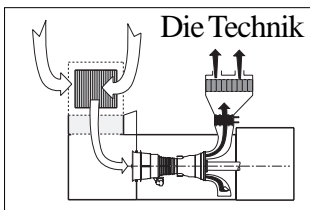
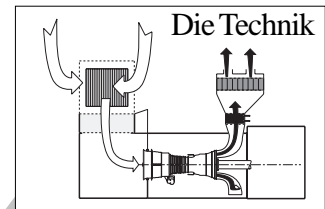


Bild 2.1-3.4: Neueste Entwicklungen nutzen Vorteile der **Einblasung von Dampf** in den Luftstrom vor und in der Brennkammer (Bild 3.2.2-3). Der Dampf entsteht in einem Abhitzekessel. Gegebenenfalls wird hier mit einem weiteren Brenner zusätzlich Energie zugeführt. Solche Anlagen lassen sich äußerst **flexibel an schwankenden Strom- und Wärmebedarf anpassen**. Diese Technologie wird unter Bezeichnungen wie **“Cheng Cycle”** (nach dem Erfinder) oder **STIG-Prozeß** (**S**tream **I**njected **G**as Turbine) angeboten. So lässt sich eine Absenkung des NO_x-Anteils im Abgas, eine Leistungssteigerung der Maschine bis um 50 % und eine Wirkungsgradsteigerung um über 20 % erzielen. Doch wo Licht ist, dürfen wir auch Schatten vermuten. So gibt es in der Fachliteratur unübersehbare Hinweise auf spezifische Maschinenprobleme mit der Technologie der Dampfteinblasung. Dundas erwähnt (Lit 0-1), dass im Zeitraum von 1985 bis 1990 die kostspieligsten Schäden an Derivat

0-1) oft mit **Verdichterpumpen** (Bild 3.1-6) bei Dampfteinblasung in Zusammenhang standen.



Charakteristische Vor- und Nachteile von Verdichterkonzepten.

Radialverdichter

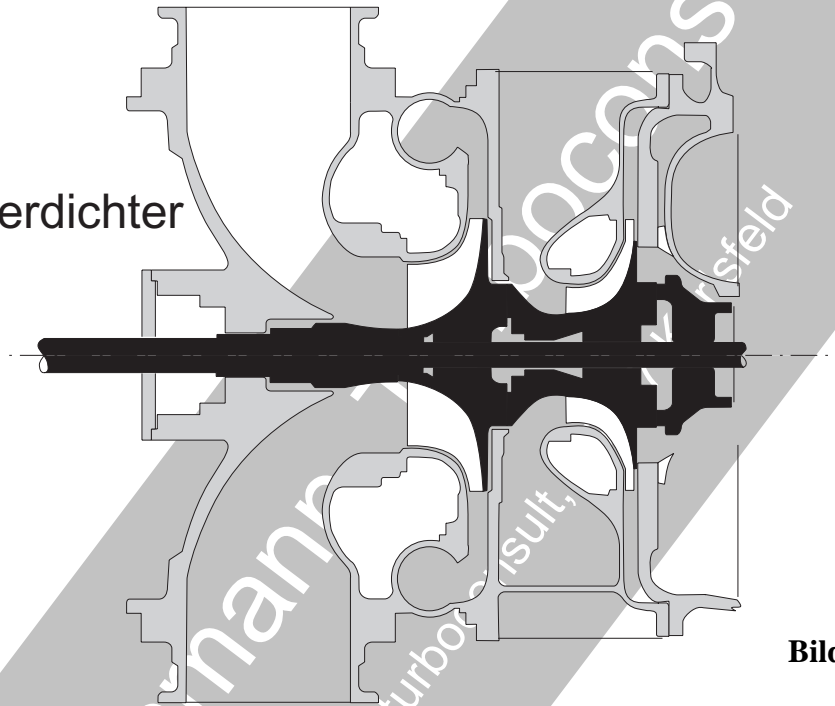


Bild 2.1-4

Bild 2.1-4: Radialverdichter werden meist bei Maschinen im unteren Leistungsbereich bis zu wenigen MW Abtriebsleistung angewandt. Der Luftstrom wird entsprechend der Stufenzahl mehrmals radial umgelenkt. Dies ist auch ein Grund für die etwas schlechteren Wirkungsgrade dieser Bauart im Vergleich zu Axialverdichtern.

Radialverdichter sind sehr robust gegenüber Einflüssen wie FOD und Erosion. Auf eine kurze axiale Länge wird ein hohes Druckverhältnis erzielt. Die radiale Anordnung der Sammler und Leitapparate erfordert einen relativ großen Durchmesser der Maschinen. Das muss aber für die stationäre Anwendung kein Nachteil sein.

Der Einlass von Radialverdichtern ist üblicherweise seitlich angeordnet und deshalb ohne Hilfsmittel weniger gut visuell (Spiegel) kontrollierbar. Damit besteht eine erhöhte poten-

zielle Gefahr, dass nach Inspektionen, Überholungen und Montagen Gegenstände im Verdichtereintritt unbemerkt zurückbleiben. Diese führen beim Anfahren zu umfangreichen Schäden. So trat z.B. auf einem Prüfstand ein Fall auf, bei dem im Ansaugkanal ein Plastik-säckchen mit Schrauben unbemerkt blieb. Dieses gelangte beim Anfahren der Maschine in den Verdichter und erzeugte dort große Schäden.

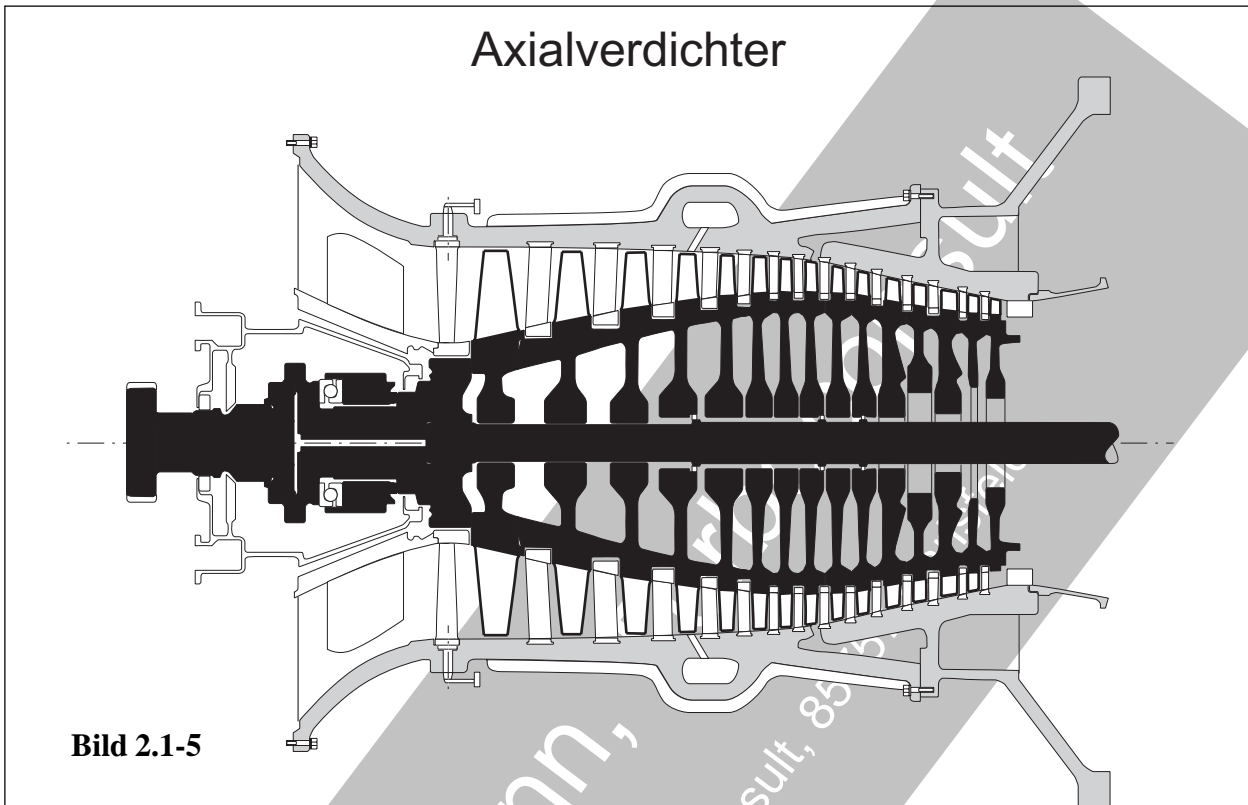
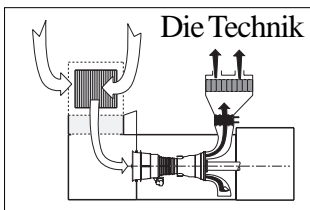
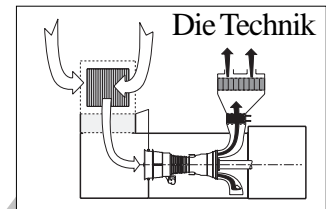


Bild 2.1-5: Axialverdichter kommen besonders bei großen Maschinen mit hohem Luftdurchsatz zum Einsatz. Das Stufendruckverhältnis von Axialverdichtern liegt um 1,2 bis 1,4, bei Radialverdichtern zwischen 2 und 5. Die **Multiplikation** der Einzelstufendruckverhältnisse ergibt das Gesamtdruckverhältnis des Verdichters. Das **Betriebsfeld** (Bild 3.1.1-1) ist breiter als bei Radialverdichtern. Sie lassen damit eine weitere Variation von Druckverhältnis und Durchsatz zu. Axialverdichter bauen im Vergleich mit Radialmaschinen länger, im Durchmesser dagegen kleiner. Sie erreichen so bei großen Durchsätzen erst später mechanische Belastungsgrenzen der Rotoren. Es gibt Maschinen im unteren Leistungsbereich (bis herunter zu ca. 400 kW Leistung) die einen Axialverdichter mit einem Radialverdichter als Endstufe kombinieren.



Maschine mit einer Rohrbrennkammer in Tangential- oder Radialanordnung

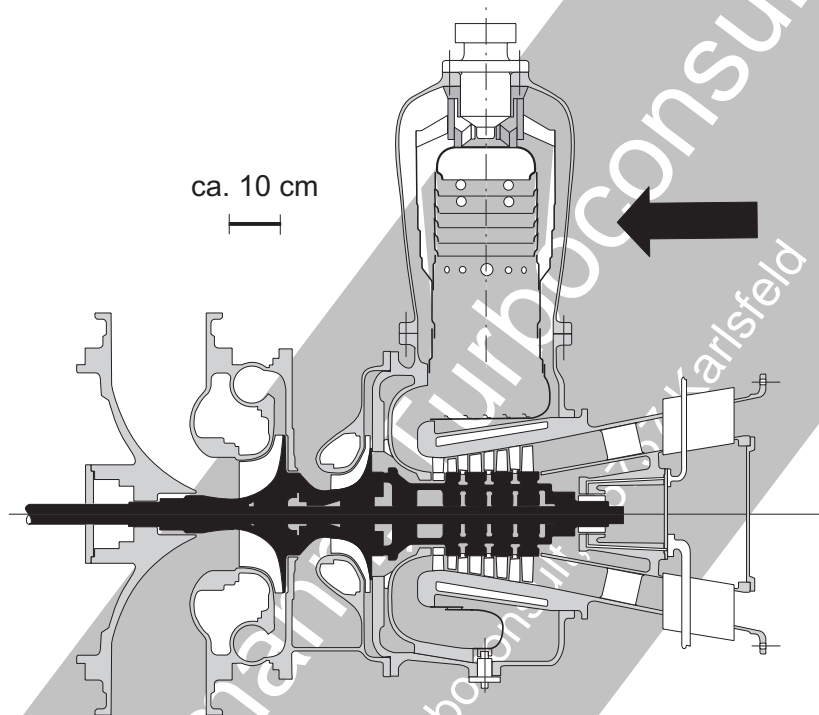


Bild 2.1-6.1

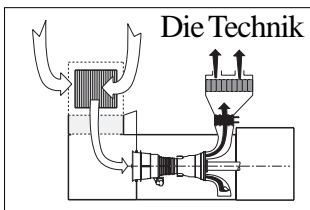
Bild 2.1-6.1: Bei Maschinen kleiner Leistung (Skizze oben, Lit 1-2) sind **Einzel-Tangentialbrennkammern** typische Anordnungen. Große Maschinen besonders älterer Bauart haben nicht selten mehrere **schräg radial orientierte Rohrbrennkammern** (Bild 3.2.1-2).

Diese Bauweise bietet auch bei modernen Maschinen mit Low-NO_x-Eigenschaften Vorteile. Sie nutzen die größere Länge, um Verbrennungsinstabilitäten (Bild 3.2.2-5) zu vermeiden.

Die **Temperaturverteilung** (Bild 3.2.3-2) dürfte bei mehreren Rohrbrennkammern, je nach deren Lage und Zahl im Vergleich mit einer **Ringbrennkammer** eher ungünstig sein. Das liegt an Unterschieden in Einspritzung, Kühlung und Verbrennung in den einzelnen Flammrohren.

Eine längere Gasführungsstrecke zwischen Brennkammeraustritt und Turbineneintritt kann für einen **Temperaturausgleich** sorgen.

Dies ist bei Heavy-Frame-Maschinen als Auslegungsbestandteil leichter zu realisieren.



Maschine mit Ringbrennkammer

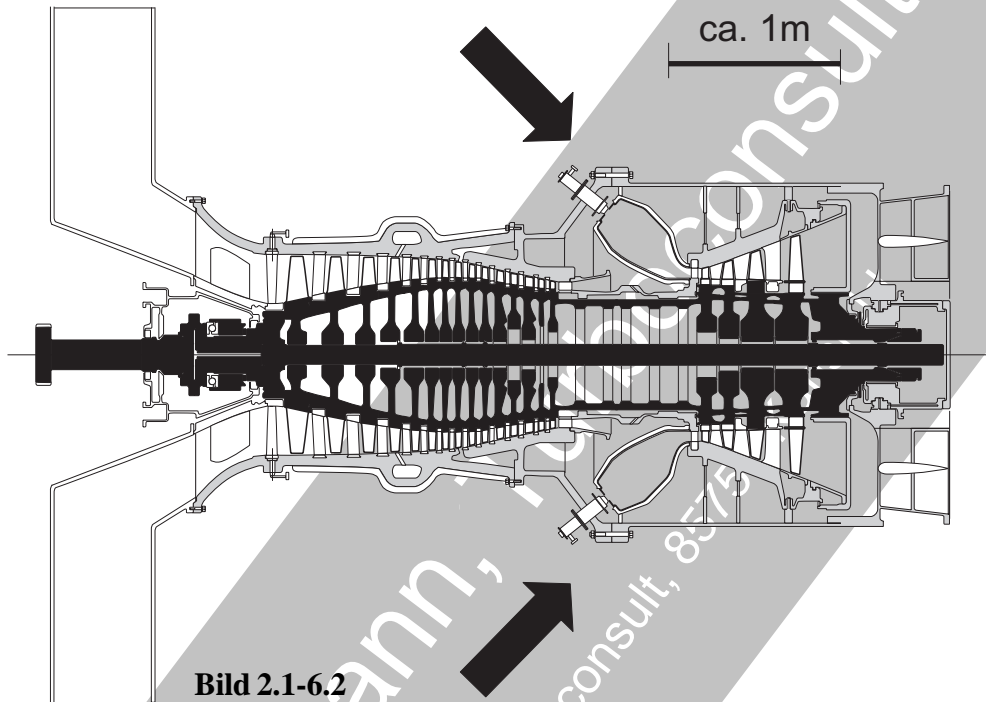


Bild 2.1-6.2

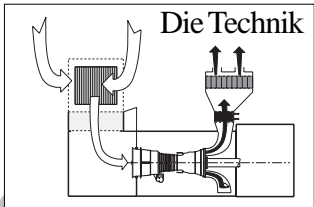
Bild 2.1-6.2: Das Bild zeigt eine **schräg verlaufende Ringbrennkammer**. Deren Vorteil gegenüber axialen Rohr- und Ringbrennkammern ist die besonders **gute Zugänglichkeit** bei Inspektionen und Reparaturen. Es gibt weniger Einschränkungen in der Größe (axiale Länge) und eine geringe Zahl von Einzelteilen. Bei Schäden ist so die Zahl der betroffenen Bauteile niedrig. Der Konstrukteur hat für besondere Vorrichtungen zur Minimierung der Schadstoffemission bei größerer Länge mehr Spielraum.

Von einer Ringbrennkammer ist eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Heißgasstrom vor der Turbine (Bild 3.2.3-2) zu erwarten.

Bild 2.1-7: **Triebwerksderivate** (oben) und **Heavy Frame Maschinen** (schwere Bauweise, Skizze unten) unterscheiden sich nicht zuerst im Leistungsniveau sondern in Eigenschaften die auf zwei unterschiedlichen "Konstruktionsphilosophien" beruhen. Die **Derivatmaschine** (Skizze oben) hat die **typischen Merkmale des**

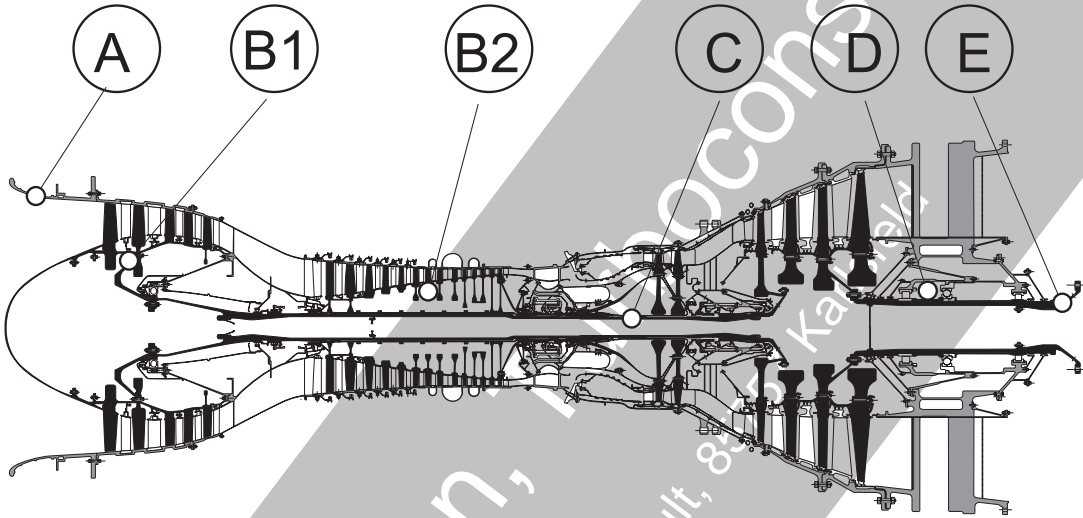
Flugtriebwerks. Das gilt zumindest für den Bereich des Gaserzeugers (Bild 2.1-2). Sie hat eine vergleichsweise filigrane Struktur mit dünnen Materialquerschnitten der statischen und rotierenden Komponenten. Darauf beruht eine **schnelle Durchwärmung** und entsprechend kurze Zeiten bis zur Erreichung einer stabilen Temperaturverteilung. Damit ist eine Voraussetzung für **gute Spalthaltung** (Bild 3.1.2.4-3) auch bei instationären Betriebszuständen und gutes Beschleunigungsverhalten gegeben. Das macht **Derivate besonders geeignet, wo schnelle und viele Starts gefordert sind**. Ihr geringes Gewicht begünstigt transportable Anwendungen und Einbauten mit begrenzter Fundamenttragkraft (z.B. Ölbohrplattformen) und begrenztem Raum (z.B. Nachrüstungen für industrielle Zwecke).

Die **Heavy Frame Maschine** zeichnet sich durch einen besonders robusten Aufbau und individuelle Anpassung an die Betriebsbedingungen aus. Ihre schwere Bauart ist eher für den Langzeitbetrieb mit wenigen Starts geeignet.



Vollblut oder Kaltblüter? Beide haben ihre Vorzüge und Besonderheiten.

Triebwerksderivat



Schwere Bauart (heavy frame)

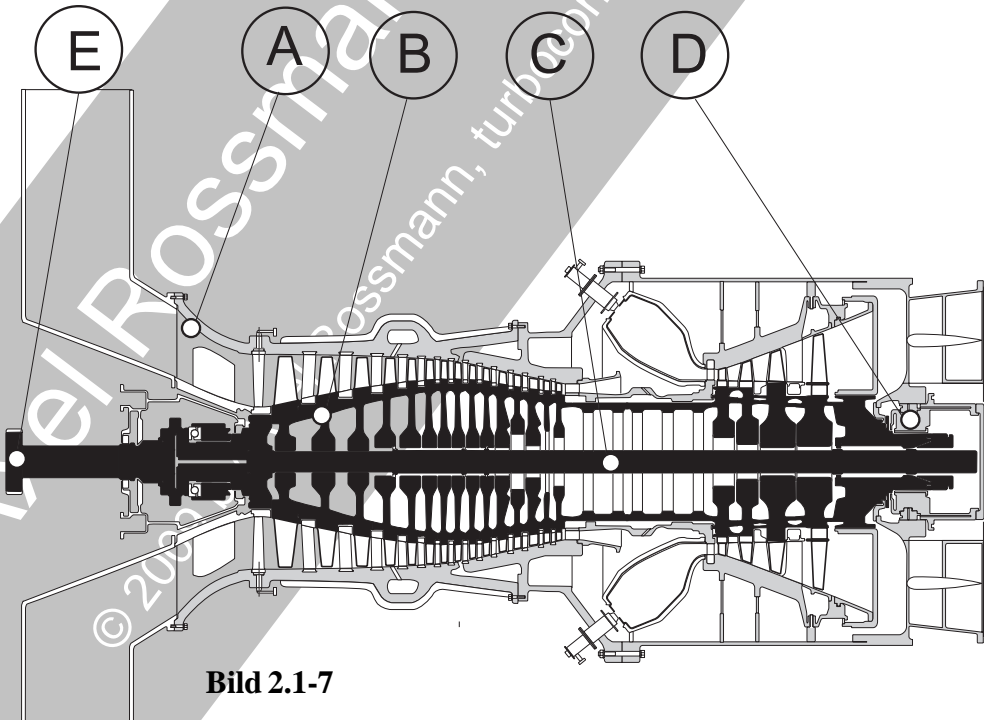
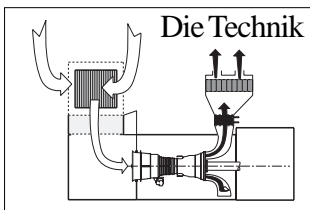


Bild 2.1-7

Der Trend geht zur **Kombination der Vorteile beider Systeme** (Lit. 2-11). So übernehmen Hersteller von Heavy Frame Maschinen verstärkt Technologien aus dem Triebwerksbau. Dazu haben diese Hersteller häufig einen entsprechenden Entwicklungspartner. Umgekehrt nutzen

OEMs von Derivaten z.B. im nachgeschalteten Arbeitsturbinenbereich Heavy Frame ähnliche Gestaltungsmerkmale. Typische konstruktive Unterschiede, die jedoch individuell durchaus unterschiedlich auftreten oder ausgeprägt sein können, sind :



Vererbungslehre diesmal technisch

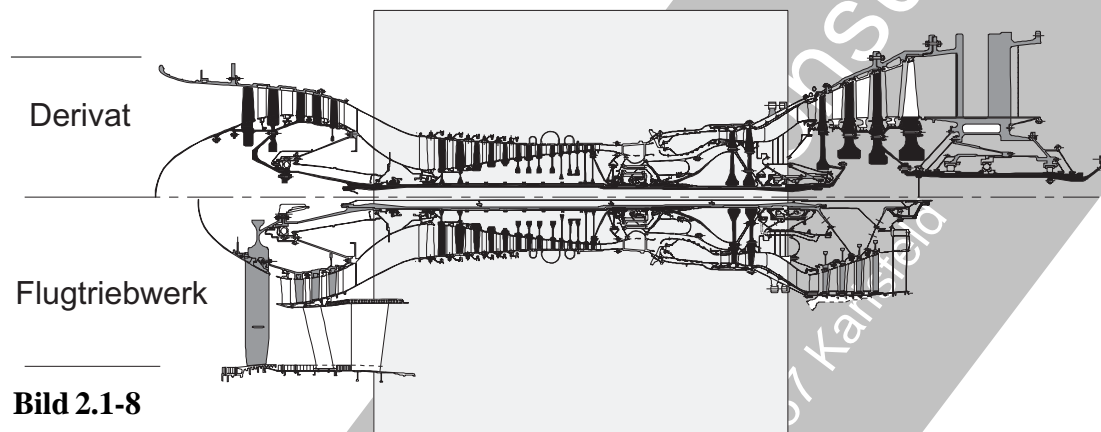


Bild 2.1-8

Bild 2.1-8: Als Beispiel dient eine Gasturbine der Fa. GE. Die obere Hälfte zeigt die Version der **Industriegasturbine**. Darunter ist das zugehörige **Flugtriebwerk** dargestellt. Die gemeinsamen Komponenten sind grau gekennzeichnet.

“A”: Gehäusewandstärken.

“B”: Scheibenquerschnitte.

“C”: Wellensystem und Rotorverbindung. Derivate weisen häufig (auch im Gaserzeugerbereich) Mehrwellensysteme auf. In der unteren Skizze ist der Rotor mit einem zentralen Zuganker axial verspannt. Die Einzelkomponenten des Rotors des dargestellten Derivats sind, wie zumindest bei größeren Maschinen üblich, über Flansche verschraubt.

“D”: Eine Wälzlagerung (Kapitel 3.5.2.1) ist für Derivate typisch. Dagegen weist die Heavy Frame Ausführung Gleitlager (Kapitel 3.5.2.2) auf.

“E”: Abgabe der Nutzleistung des Derivats erfolgt über eine nachgeschaltete, frei laufende Arbeitsturbine. Die schwere Bauart treibt häufig direkt über die Maschinenwelle ab.

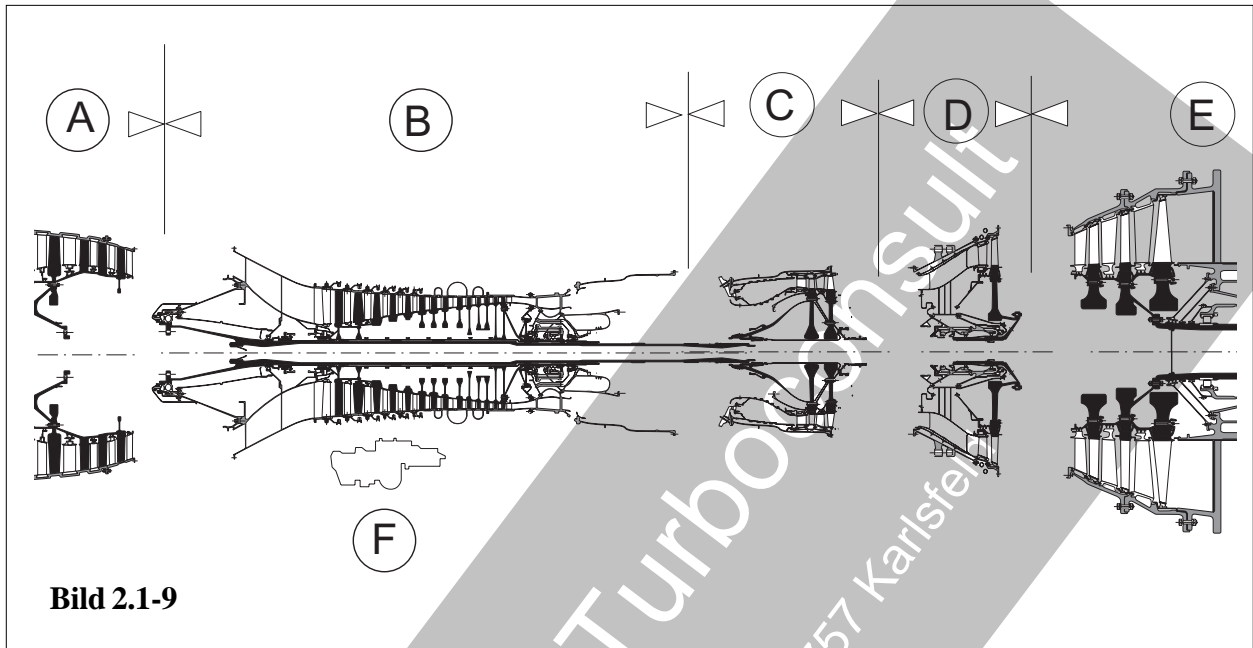
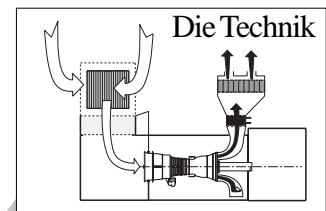


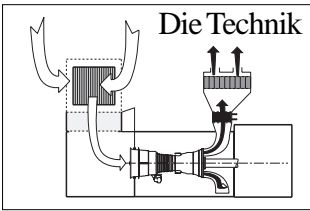
Bild 2.1-9

Bild 2.1-9: Modulbauweisen (Lit 2-3 und Lit 4.2-1) findet man in erster Linie in Triebwerksderivaten.

Ein Modul ist eine Baugruppe die komplett ausgetauscht werden kann, ohne dass sie oder der Rest der Maschine zerlegt wird. Für eine echte Modulbauweise muss die Maschine bereits **beim Entwurf konzipiert** werden. Die Nutzbarkeit des Modultauschs setzt besondere Eigenschaften der Baugruppen voraus. Hierzu gehört z.B., dass die **Wuchtung** der einzelnen Rotor-komponenten des Moduls ausreicht. Nach der Montage sollte ein Wuchten des Gesamtsystems nicht mehr notwendig sein. Die dargestellte Maschine des OEM G.E. dient als schematisches Beispiel. Es handelt sich um eine für ein Derivat relativ große Maschine mit Modulen, die nicht alle bei kleineren Maschinen zu finden sind. Die Modulbauweise erleichtert neben der Reparatur Änderungen und Verbesserungen wie sie zur Leistungs- und/oder Wirkungsgradsteigerung erforderlich sind. Mit dem Modul-konzept lassen sich Montagearbeiten und Stillstandzeiten abkürzen sowie logistische Probleme vermeiden.

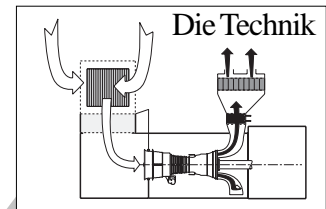
“A” ist der Niederdruckverdichter, “B” der Hochdruckverdichter, “C” die Brennkammer mit der Hochdruckturbinen, “D” die Niederdruckturbinen zum Antrieb des Niederdruck-

verdichters. “E” ist die Arbeitsturbinen welche die mechanische Nutzleistung abgibt und “F” Anbauaggregate wie Getriebe, Regler, Anlasser und Pumpen.



Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



2.2 Der Start



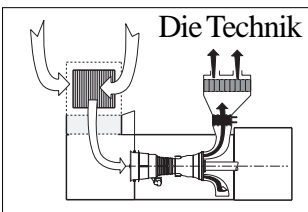
Auch was den Start anbetrifft, können wir uns an Erfahrungen mit unserem Auto orientieren. Immer wieder kann man lesen, wie ein Start bei Kälte besonders zum Verschleiß des Motors beiträgt. Es gibt aber Vorgehensweisen die Schädigungen minimieren. Sicher nicht empfehlenswert ist, dem noch kalten Motor Höchstleistung abzufordern. Viele Starts mit kurzen Fahrzeiten, in denen der Motor nicht auf Betriebstemperatur kommt, sind dem Wohlergehen des Motors abträglich. Typisch sind die kurzen Fahrten zum und vom Arbeitsplatz. Es kommt z.B. zur Ansammlung von Kondenswasser im Öl mit einem erheblichen Schadenspotenzial. Wir sehen also, wie wichtig eine optimale Start- und Aufwärmphase für einen problemlosen Betrieb ist. Unsere Gasturbine reagiert besonders sensibel auf die Startphase, die deshalb genauer betrachtet werden soll.

Der richtige Start einer Gasturbine ist von entscheidender Bedeutung für deren **Lebensdauer, Haltbarkeit und Zuverlässigkeit**. Grundsätzlich sind die Vorschriften sowie die vom OEM empfohlenen Vorgehensweisen einzuhalten. Im Folgenden werden Einflüsse und Effekte erklärt, um die Vorgaben des OEM motivierter und sicherer anzuwenden.

Besonders zu beachten sind :

- Zeitlicher **Drehzahl- und Temperaturverlauf** bei Kaltstart und Warmstart.
- Zeitabstand zwischen **Abstellen und Neustart**.
- Maßnahmen nach **Startabbruch** bzw. **Startwiederholung**.

In Zweifelsfällen, d.h. wenn die Startvorschriften einen gewissen Entscheidungsspielraum lassen, sollte sich das Vorgehen an den Grundsätzen im Merksatz ausrichten:



Merksatz:

Temperatursteigerung möglichst langsam.

(z.B. die nach Vorschrift mögliche Verweilzeitspanne im Leerlauf voll nutzen).

Als unerwünscht gekennzeichnete Drehzahlbereiche zügig durchfahren.

(Jedoch kein unzulässig schnelles Beschleunigen vornehmen!)

Diese Empfehlungen haben natürlich triftige technische Hintergründe, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

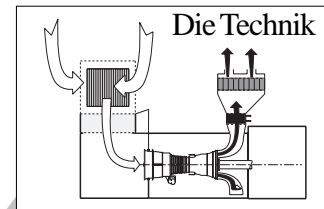
2.2.1 Der Startzeitpunkt

Schon der Startzeitpunkt ist **nicht beliebig wählbar**. Wichtig ist, dass ein eventuell vorgeschriebener, maschinenspezifischer **Mindest-Zeitabstand** zum vorherigen Abschaltzeitpunkt eingehalten wird. Dieser kann bei einer durchgewärmten Maschine im Stundenbereich liegen. In diesem Sinn bedeutet ein Startversuch keine Durchwärmung. Die Wartezeit ist notwendig, da in der Auskühlphase nach dem Abschalten in Verdichter und Turbine, als Folge thermischer Konvektion, temporäre Wellen- und Gehäuseverformungen auftreten können (Bild 2.2-1 und Bild 2.2-2). Während des Hochfahrens entwickeln sich im ungünstigen Fall gefährliche Vibrationen und **Anstreifvorgänge mit einer Schädigung der beteiligten Komponenten** (siehe Kapitel 2.4).

Potenzielle Folgen sind:

- Überhitzung der Turbine,
- Gewaltüberlastung der Beschaufelung,
- Festigkeitsabfall des Verdichterrotors (Querschnittsschwächung, Überhitzung),
- Schwingbrüche,
- Lagerschäden.

Beim Start tritt hinter der Brennkammer, d.h. in der Turbine, ein typischer zeitabhängiger Temperaturverlauf ein. Besonders auffällig ist die kurzzeitige **Temperaturspitze beim 'Zünden der Brennkammer'**. Diese Temperaturspitze kann von den Heißeilen im Gasstrom nur für kurze Zeit ohne merkliche Lebensdauerverkürzung ertragen werden. Wird diese Temperaturspitze fehlerhaft verstärkt, führt das zur Schädigung der Heißeilen. Für eine solche Überhitzung kann ein Pumpen des Verdichters (Bild 3.1.1-2) das Verhalten der Regler oder des Einspritzsystems, die Fehlfunktion der Überwachungssonden oder unzureichende **Drainage** bei einem vorhergehenden Startversuch ursächlich sein.

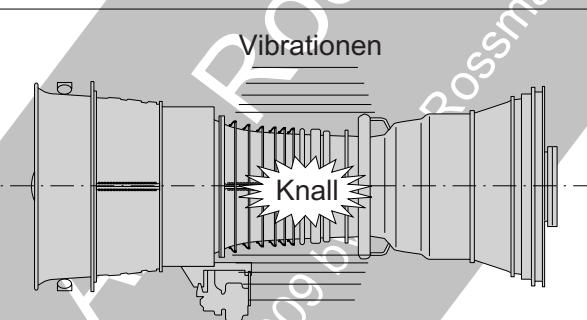


2.2.2 Der zeitliche Drehzahl- und Temperaturverlauf

Verhalten und Lebensdauer der Gasturbinenkomponenten wird in besonderem Maß vom instationären Betrieb beeinflusst. Zyklische Belastungen, wie Drehzahl- und Temperaturänderungen, treten in den Vordergrund.

In den Heiteilen der Turbine, aber auch im hinteren Verdichterbereich (Kompressionstemperaturen von mehreren 100 °C), treten während der Startphase hohe Temperaturgradienten zwischen Scheibenkranz und Scheibennabe auf (Bild 2.2-3 und 3.3-7).

So entstehen **Wärmespannungen** (Bild 2.2-4), die sich den fliehkraftbedingten **Scheibenbelastungen** berlagern. Die Wärmespannungen tragen so entscheidend zur lebensdauerbestimmenden niedrigzyklischen Belastung (engl. Low Cycle Fatigue = LCF, Bild 3.1.2.1-0) der Rotoren bei. In Rotoren moderner Gasturbinen kann die LCF-Lebensdauer der Scheiben einzelner Stufen begrenzt sein. Je mehr Zeit eine Scheibe für eine Durchwärmung bei relativ niedrigen Umfangstemperaturen hat, desto geringer ist der Lebensdauerverbrauch. Falls LCF die lebensdauerbestimmende Größe ist, kann der Startzyklus für den Rotor weit bedeutsamer sein als die darauffolgende Langzeitbelastung. Im stationären Betrieb herrscht ein vergleichsweise kleiner Temperaturunterschied zwischen Scheibenkranz und Scheibennabe. Das führt zu relativ niedrigen Wärmespannungen in der Scheibe. Besonders lebensdauerverzehrend sind **„Schnellstarts“**. Je schneller sich der Schaufelkranz beim Start aufheizt, umso höher sind die Zugspannungen in der Nabe. Ein solcher Vorgang kann einem Vielfachen an normalen Lebensdauerzyklen und einem langen Zeitraum stationären Betriebs entsprechen (siehe Kapitel 2.2.4).

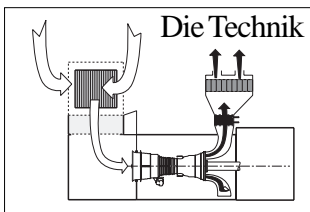


Beispiel 2.2-1: Beim **Hochfahren** einer größeren „Derivat-Gasturbine“ wurde eine merkliche Unwucht beobachtet, die zu Besorgnis Anlass gab. Plötzlich trat ein lauter Knall auf und die Gasturbine lief äußerst ruhig, d.h. ohne merkliche Unwucht.

Die Erklärung des Betreibers war, dass offenbar eine **Rotorverkrümmung** im Stillstand vorlag (Bild 2.2-2). Diese hatte zu einem **Versatz von**

Flanschen und/oder Zentrierbunden geführt. Beim Hochfahren wurde die **Verspannung durch die unwuchtbedingten Vibrationen gelöst**. Die Rotorkomponenten „schnappten“ wieder in ihre richtige Lage zurück.

Dieses Beispiel sollte jedoch nicht dazu animieren, das schädige Potenzial von Unwuchten in der Startphase zu unterschätzen. Hier ist genau darauf zu achten, was der Hersteller an Unwuchten bzw. Beschleunigungen beim Startvorgang und Hochfahren zulässt. Besser ist, vorbeugend die vom OEM vorgeschriebenen Regeln für das Abstellen und einen Wiederstart zu beachten (siehe Bild 2.2-2). Die Situation ist dann besonders problematisch, wenn der Rotorbow auf Grund eines verklemmten Versatzes nicht mehr zurück geht und mit einer dynamischen Überlastung zu rechnen ist..



2.2.3 Das Betriebsverhalten in der Startphase.

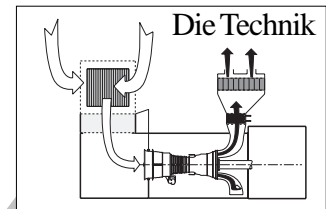
Für das Betriebsverhalten in der Startphase spielt die Temperatur- und Drehzahlabhängigkeit der **Dichtspalte im Bereich der Schaufelspitzen** (Spitzenspalt, Bild 3.1.2.4-1) und der **Labyrinth** (Bild 3.1.2.4-5) eine wichtige Rolle.

Ungünstige Startabläufe können zeitweise zu großen Spalten und damit entsprechend großen Leckverlusten führen (Bild 3.1.1-3). Mögliche Folge sind problematische bzw. gefährliche Betriebszustände wie **Leistungsloch**, Stall bei teilweisem **Pumpen**/Surge (Bild 3.1.1-2), bei vollkommenem **Strömungsabriss** im Verdichter und/oder Überhitzungen in den Heißeilen. Zur Vermeidung von Strömungsabrissen bieten sich Abblasventile im Verdichterbereich an. Die Ventile sorgen mit einer zeitweisen Luftentnahme für einen betriebsgünstigen Druckverlauf. Eine Fehlfunktion solcher **Abblasventile** kann unzulässige Schwingungen der Verdichterbeschaufelung auslösen. Ermüdungsschäden mit Schaufelbruch sind die Folge.

Zu schnelle Beschleunigung der Gasturbine kann typabhängig zum **Pumpen** des Verdichters oder einem **„Hängenbleiben“** des Rotors (beschleunigt nicht) führen. In diesem Fall ist trotz erhöhter Kraftstoffzufuhr ein notwendiger Drehzahlanstieg nicht zu erreichen. Dies bedeutet bei erhöhter Kraftstoffmenge eine verminderte Luftmenge für Verbrennung und Kühlung mit der Gefahr **extremer Temperaturen** und entsprechender Schäden im Heißeilbereich, insbesondere der Turbinenbeschaufelung. Andererseits ist ein unvorschriftsmäßig **zu langsames Hochfahren** ebenfalls problematisch. Möglicherweise gibt es Rotor-drehzahlen, bei denen Komponenten zu hochfrequenten Schwingungen (Resonanzen) angeregt werden. Damit besteht die akute Gefahr von Schwingermüdungsschäden im HCF Bereich.

Merksatz:

1 Normalstart entspricht dem Lebensdauerverbrauch von ca. 10 - 50 Betriebsstunden



2.2.4 Die Anzahl der Starts.

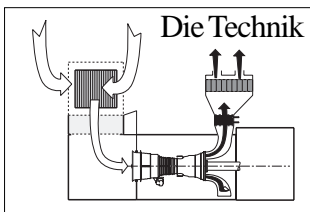
Die Anzahl der Starts ist eine wichtige lebensdauerbestimmende Größe (Bild 2.2-4). Falls hierdurch Lebensdauerbeschränkungen einzelner Rotorteile gegeben sind, sollte geprüft werden, ob bei einer besonders "sanften" Startprozedur vom OEM einer entsprechend **verlängerten Lebensdauer** zugestimmt werden kann.

Nicht nur **Rotorscheiben**, auch **Turbinenschaufeln** unterliegen in der Startphase infolge hoher Temperaturgradienten einer niedrigfrequenten Ermüdung, der sogenannten **Thermoermüdung** (Bild 3.3-16). Falls es sich um eine einzelne sehr kurzzeitige Überhitzung, etwa durch eine "Stichflamme", handelt, spricht man auch von einem "**Thermoschock**". Schadensmerkmale an der Turbinenbeschaukelung ermöglichen dem Fachmann die Identifikation dieser Belastungsart. Interessant ist die besonders hohe **Thermoermüdungsbelastung der Innenzone gekühlter Bauteile** (Bild 3.3-14).

Der allgemeine Trend der Technik, insbesondere im Gasturbinenbau, führt zu immer höheren Komponentenbelastungen. Eine akzeptable Lebensdauer erfordert die **Einführung neuester Technologien**. Typische Beispiele sind Wärmedämmschichten (Bild 3.2.3-5), Einkristallschaufeln (Bild 3.3-4), Bürstendichtungen (Bild 3.1.2.4-8) und optimierte Einlaufschichten (Bild 3.1.2.4-4). Um die benötigten Lebensdauern möglichst risikofrei zu erreichen, sollte bereits in der Beschaffungsphase (Kapitel 1) auf fundierte Erfahrungsnachweise zum erwarteten Betriebsverhalten neuer Technologien geachtet werden.

Axel Rossmann

© 2009 by Axel Rossmann, turboconult, turboconult@uni-karlsruhe.de



2.2.5 Startabbruch und Neustart

Kann man bei einem Startabbruch davon ausgehen, dass noch keine maximalen Bauteiltemperaturen erreicht wurden, muss normalerweise nicht mit einer dem Vollstart entsprechenden Lebensdauerbeeinflussung gerechnet werden.

Muss ein Start möglichst kurz nach einem Startabbruch wiederholt werden, ist auf vom OEM vorgeschriebene **Sonderaktionen** zu achten. Hierzu gehört die **Drainage** möglicherweise vorhandener Kraftstoffreste, die sich im unteren Brennkammerbereich angesammelt haben. Solche Kraftstoffreste können beim Neustart zu extremen örtlichen **Überhitzungen** des Brennkammerbereichs, aber auch der Turbine führen. Bei Gasturbinen kleiner Leistung besteht zusätzlich die Gefahr des **Durchgehens** (Überdrehzahl) der Maschine, besonders des Gaserzeugers, wenn der Regelbereich vom Restkraftstoff überfordert ist. Ein spontanes Rotorversagen (Bersten) ist dann nicht auszuschließen.

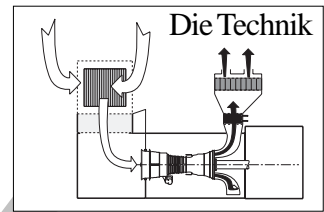
Es gibt in der Startphase auch andere Ursachen für örtliche Überhitzungen der Heißgasführung. In einem solchen Fall besteht der Verdacht einer **Fehlfunktion des Einspritzsystems** (z.B. Spritzbild der Düse).

Bild 2.2-1 und 2.2-2: Wärmedehnung kann zum zeitweisen Kontakt zwischen Rotor und Gehäuse führen. Im Stillstand (Bild 3.1.2.4-2) kann der **Rotor vorübergehend festsitzen** (klemmen). Die Berührung erfolgt an den Rotorscheaufelspitzen mit dem Gehäuse und/oder den Rotorabstandsringen (Bild 3.1.2.4-1), bzw. der Rotortrommel mit den Leitschaufeln. Das ist in der ersten Betriebsphase nach der **Neuinbetriebnahme** eher wahrscheinlich. Zu diesem Zeitpunkt sind die Spiele noch nicht eingeschliffen. Sitzt der Rotor nach dem Abstellen kurzzeitig fest, muss es sich um **kein bleibendes Problem** handeln. Wenn das Handbuch es nicht anders erlaubt, darf aber erst bei **wieder freiem Rotor gestartet** werden.

Ein weiterer, möglicherweise überlagerter Effekt ist eine **Rotorverkrümmung** (engl. rotorbow, Bild 2.5-3). Ein solcher Verzug ist auf eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im Rotor zurückzuführen. Die ungünstige Temperaturverteilung entsteht, weil im Stillstand die warme Luft im Gaskanal aufsteigt (A). Die Rotoroberseite wird wärmer. Sie dehnt sich thermisch stärker und verbiegt so den Rotor (B). Ein solcher Zustand kann je nach Gasturbinentyp (z. B. Derivat oder Heavy Frame) im Stillstand erst nach Stunden eintreten und

entsprechend lange anhalten. Wenn eine solche Gefahr besteht, sollte der OEM die **notwendigen Wartezeiten** (Bild unten) bis zum möglichen Neustart angeben. Wird diese Zeit nicht eingehalten, kann es zu schweren **Vibrationen und unzulässig starkem Anstreifen** mit Rotor- und/oder Schaufelschädigung kommen. In einem solchen Fall besteht die **Gefahr der Selbstverstärkung**: Beim Anstreifen wird der Rotor örtlich aufgeheizt und biegt sich noch stärker durch. Im Extremfall kann der Rotor durchgeschliffen bzw. extrem überhitzt werden.

Konzentriert sich der Verzug des Rotors auf einen **Versatz der Flansche und/oder der Passsitze** kann es zu einem besonderen Symptom kommen. In diesem Fall wird beim Hochfahren der Maschine anfangs eine deutliche Unwucht beobachtet. Die Vibrationen verschwinden jedoch plötzlich, möglicherweise mit einem Knall. Dieser Vorgang erklärt sich aus einer erneuten Zentrierung durch Setzen von Flanschen, Anlagen und Zentrierungen (siehe Beispiel 2.2-1). Dieses Ereignis dürfte bei Rotoren mit zentralem Spannbolzen (Bild 2.1-7) eher zu erwarten sein, als bei außen verschraubten oder verschweißten.



! Ein im Stillstand klemmender Rotor ist immer ein Warnzeichen! Oft hilft warten.

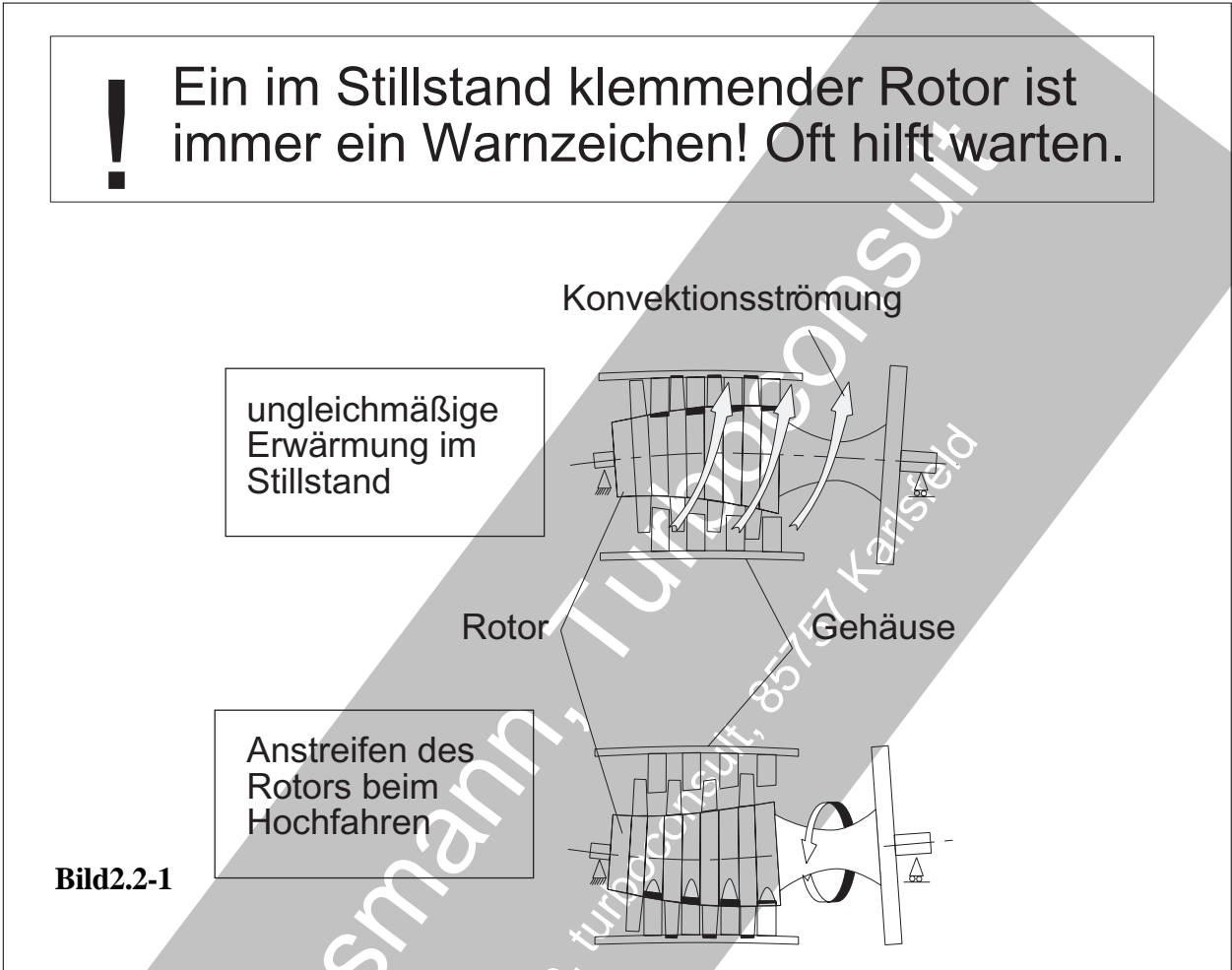


Bild2.2-1

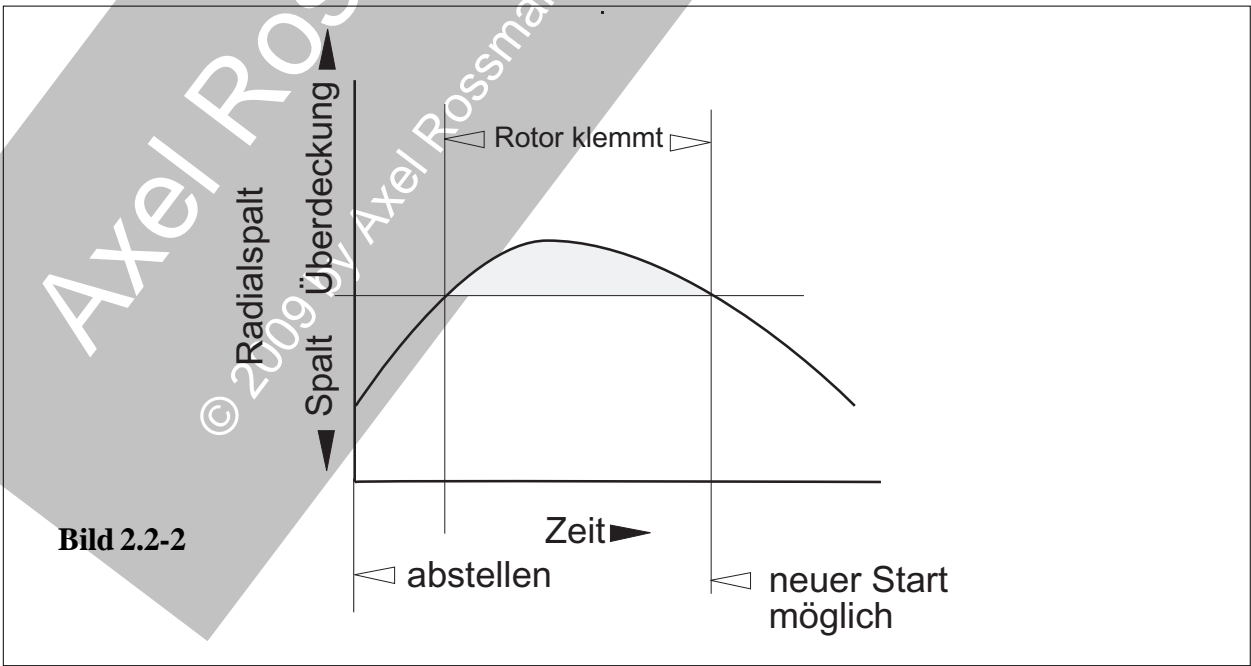
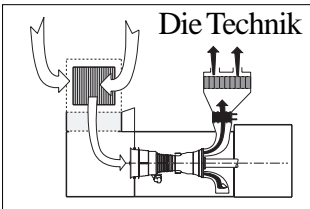


Bild 2.2-2



! Die kritische mechanische Beanspruchung einer Turbinenscheibe tritt während der Startphase im Nabenbereich auf.

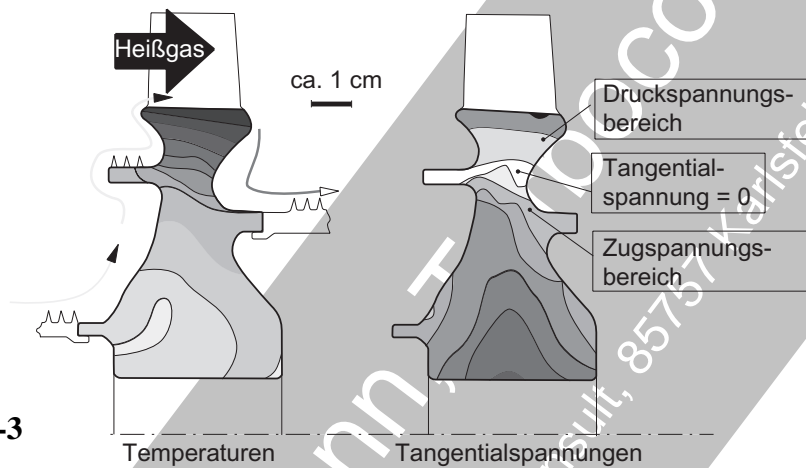


Bild 2.2-3

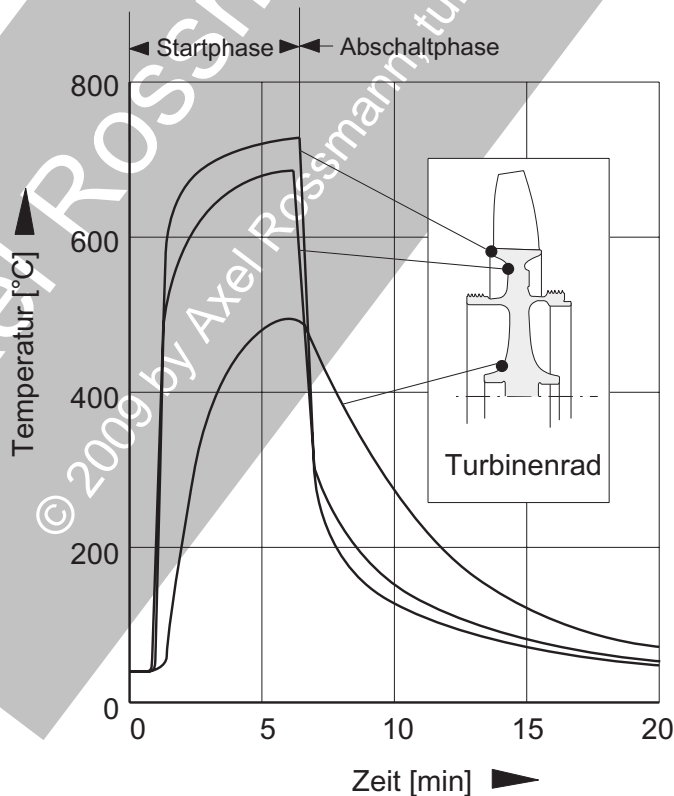


Bild 2.2-4

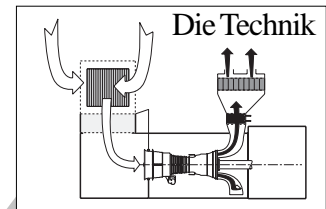
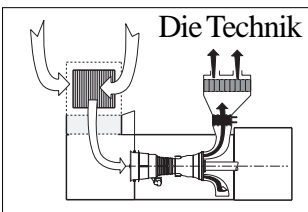


Bild 2.2-3 und 2.2-4: Turbinenräder sind in der **Startphase** besonders hoch beansprucht (Lit 2-4). Im oberen Bild ist der Querschnitt eines typischen **integralen Turbinenrads** dargestellt. Solche, in einem Stück gegossene Räder, werden gewöhnlich in Gasturbinen geringer Leistung, sog. Kleingasturbinen verwendet. Derartige integrale Bauteile werden sowohl für Turbine als auch Verdichter als **'Blisk'** bezeichnet. Der Begriff stammt vom englischen 'Bladed Disk'. Dargestellt ist die Temperaturverteilung (Skizze oben links) und Beanspruchung (Skizze oben rechts) im stationären Betrieb. In der Startphase sind die **mechanischen Belastungen der Nabe** besonders hoch. Die schnelle Aufheizung des **Radkranzes** erfolgt über die große heißgasbeaufschlagte Fläche der Schaufeln. Das erzeugt konstruktionsabhängig nach wenigen Minuten zwischen Nabe und Kranz einen besonders großen Temperaturunterschied mit entsprechenden **Gradienten** (Bild unten). Dieser bedeutet hohe Wärmespannungen. Im heißen Kranzbereich treten extreme Druckspannungen auf. Sie stehen mit Zugspannungen im Nabenbereich im Gleichgewicht. In der Nabe überlagern sie sich mit Zugspannungen aus der Fliehkraft. In diesem Zeitpunkt erfährt die Nabe eines Turbinenrads die höchsten Zugspannungen. Nahezu alle, wenn auch sehr selten auftretende, Turbinenscheibenschäden ereignen sich deshalb wenige Minuten nach dem Start. In diesem Zeitraum sollte sich das Bedienungspersonal nicht in der Turbinenradebene aufhalten (z.B. bei Einstellarbeiten).

Mit guter Näherung gilt:



15 °C Temperaturerhöhung bedeutet Halbierung der Kriechlebensdauer im Bereich der typischen Betriebstemperatur von Heißeilen.



! Erhöhte Startzahl und Leistung belasten eine Gasturbine überproportional.

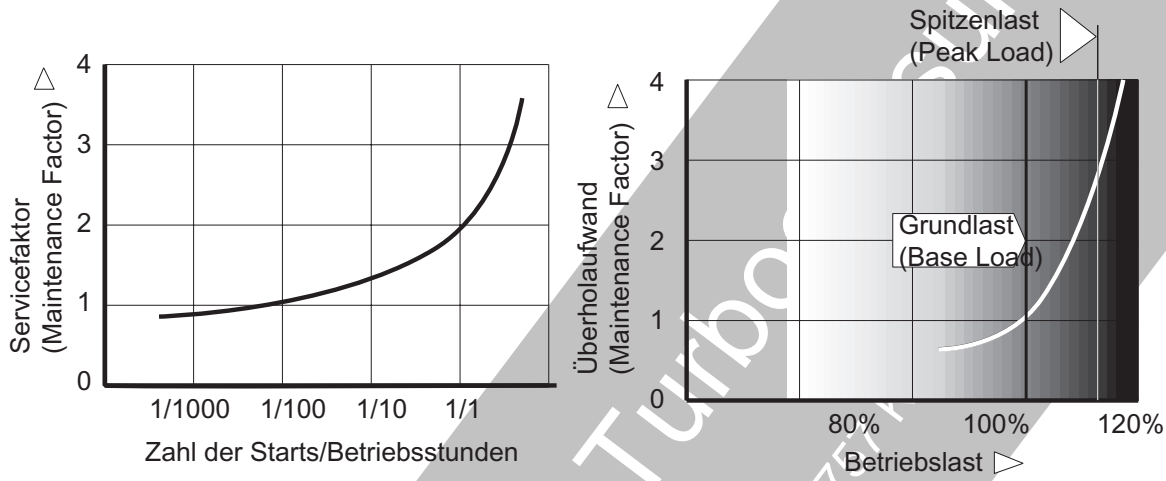


Bild 2.2-5

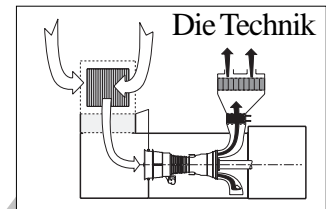
Bild 2.2-5: Der Überholaufwand (*Servicefaktor, Maintenance Factor*, Lit 2-5 und Lit 2-6) einer Gasturbine ist in erster Linie von der Beanspruchung der Heiteile abhängig (Skizze links). Besonders die Bauteiltemperatur ist lebensdauerbestimmend. So ist es verständlich, dass die Hochdruckturbinen (Bild 0-3) die Kosten besonders belastet.

Eine Temperaturerhöhung um ca. 15 °C bedeutet unter statischer Belastung, der sog. **Kriechbelastung** (Bild 2.3-2), eine **Lebensdauerhalbierung**. Bei zyklischer Belastung durch Wärmespannungen, der sog. **Thermoermüdung** (Bild 3.3-16), werden die **zyklischen Spannungsspitzen von den örtlichen Spitzentemperaturen bestimmt. Oxidation und Heißgaskorrosion der Heiteiloberflchen sowie Gefgeschdigungen sind ebenfalls deutlich temperaturabhängig.**

Die Zahl der Starts macht sich besonders bei der **Thermoermüdungsbelastung** und der zyklischen Fliehkraftbeanspruchung der Rotorkomponenten bemerkbar. Das obere Diagramm zeigt, wie bei gleicher Betriebsstundenzahl bzw. Lebensdauer, abhängig von der Start-

zahl, die Schädigung bzw. der Reparaturaufwand steigt.

Betrachtet man die abgegebene Leistung (Skizze rechts), d.h. indirekt die statische **Betriebsbeanspruchung**, ist in erster Linie **Kriechen** (Bild 2.3-1) als lebensdauerbestimmend anzusehen. In diesem Fall ist die bereits in Bild 2.2-5 genannte Beziehung gültig. Sie wird für den **Überholaufwand bei hohen Lastspitzen** durch die exponentiell ansteigende Kurve repräsentiert (Bild unten). Diese Problematik wird jedoch relativiert, wenn diese Spitzen im Vergleich zur Gesamtbetriebszeit nur selten und kurz auftreten.



2.3 Der stationäre Betrieb

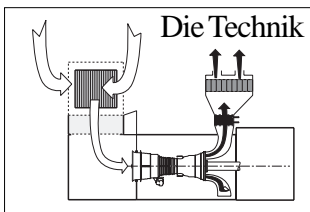


Eine zügige Fahrt auf der Autobahn, ohne Staus und mit moderater, gleichbleibender Geschwindigkeit erfreut den Fahrer. Entspanntes Fahren und niedriger Kraftstoffverbrauch, im Vergleich zum Start-Stop-Betrieb in der Stadt. Das merkt man besonders an den niedrigen Kosten an der Tankstelle. Aber auch die Technik wird geschont und trägt so zur Kostenminimierung bei. Der Verschleiß an Motor, Bremsen Reifen und Kupplung ist bezogen auf die zurückgelegte Wegstrecke vergleichsweise gering. Ein typisches Beispiel ist die hohe schadensfreie Laufleistung von PKWs die im Außendienst genutzt werden. Auch die Umwelt profitiert, weil sich der Schadstoffausstoß gegenüber Start und hoher Leistungsabgabe bei optimalem Motorbetrieb in Grenzen hält. Durchaus Vergleichbares gilt für den Betrieb einer Gasturbine.

Die Forderungen zur Begrenzung der Stickoxidemissionen (Low NOx) werden immer strenger. Diesem Trend tragen die gasbetriebenen, modernen Brennkammerkonstruktionen, ohne Wasser- oder Dampfzuzugabe, Rechnung. Meist wird die Vormischung eines hohen Luftanteils genutzt (**Dry Low NOx-Verfahren**). Gerade beim stationären Betrieb lässt sich vom **Kraftstoff Gas** profitieren (Kapitel 2.6). Das liegt nicht zuletzt an dessen Reinheit (niedriger Schwefelanteil). Ein Vorteil von vergleichsweise reinem Erdgas ist der statistisch belegte, geringere **Überholaufwand** (Bild 2.3-1). Dieser lässt sich mit der geringeren Abstrahlung einer nicht rußenden Flamme und den geringen Verunreinigungen im Brenngas erklären. Die niedrigere Strahlungsenergie führt zu **niedrigeren Bauteiltemperaturen**. Weniger Schwefel vermindert die Gefahr einer **Hochtemperaturkorrosion** (engl. **Sulfidation**) der Heißeile (Bild 3.4-2 und Bild 3.4-3). Trotz all dieser Vorteile bleiben natürlich Risiken, die von der Art des Kraftstoffs unabhängig sind. Dazu wird im Folgenden eine Übersicht gegeben.

Der vorherrschende **Schadensmechanismus im stationären Betrieb** ist Kriechen des Werkstoffes (Bild 2.3-1). Hierbei spielt das **Temperaturniveau** die entscheidende Rolle (Bild 2.3-2).

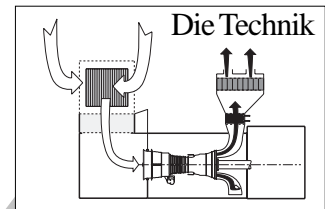
Der stationäre Betrieb zeichnet sich dadurch aus, dass keine bedeutsamen Änderungen des Betriebszustandes erfolgen. Die Komponenten der Gasturbine haben in ihren thermisch bedingten Belastungen einen langzeitigen Gleichgewichtszustand (Temperaturverteilung) erreicht. Daraus leitet sich, trotz der Leistungsabgabe, für viele Komponenten (z.B. Rotorscheiben) relativ zum instationären Betrieb eine niedrige mechanische Belastung ab. Der Lebensdauerbereich entspricht in diesem Fall besonders für Grundlastbetrieb



weitgehend der Laufzeit (Bild 2.3-3). Für moderne Maschinen werden inzwischen bei wenigen Starts Gesamtlaufzeiten um 50 000 Stunden erwartet.

Im stationären Betrieb werden im Vergleich zum instationären Betrieb andere, langzeitabhängige Einflüsse auf die Bauteillebensdauer wichtig. Aus diesem Grund wird im Kapitel 3.4 auf **Langzeiteinflüsse** wie Korrosion, Erosion, Reibverschleiß oder Werkstoffermüdung eingegangen. Dem OEM sind diese natürlich bekannt, und er hat sie bereits bei der Auslegung und Konstruktion für den Normalbetrieb berücksichtigt. Die Aufgabe des Betreibers sollte es deshalb sein, diesen **“Normalbetrieb”** zu gewährleisten. Dazu ist ein **“Sicherheitsgefühl“ auf der Basis von Unkenntnis wenig hilfreich**. Stattdessen ist die Kenntnis der Probleme für eine aktive Fürsorge in Betrieb und Wartung der Kostenminimierung äußerst förderlich (Bild 3.2-4). Hier ist das Monitoring, die technische Maschinenüberwachung, mit der sog. Gasstromanalyse besonders hilfreich (Kapitel 5.1).

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



Wenn sich metallische Werkstoffe bei hohen Temperaturen unter mechanischer Last wie "Kaugummi" verhalten, spricht man von Kriech- bzw. Zeitstandbelastungen

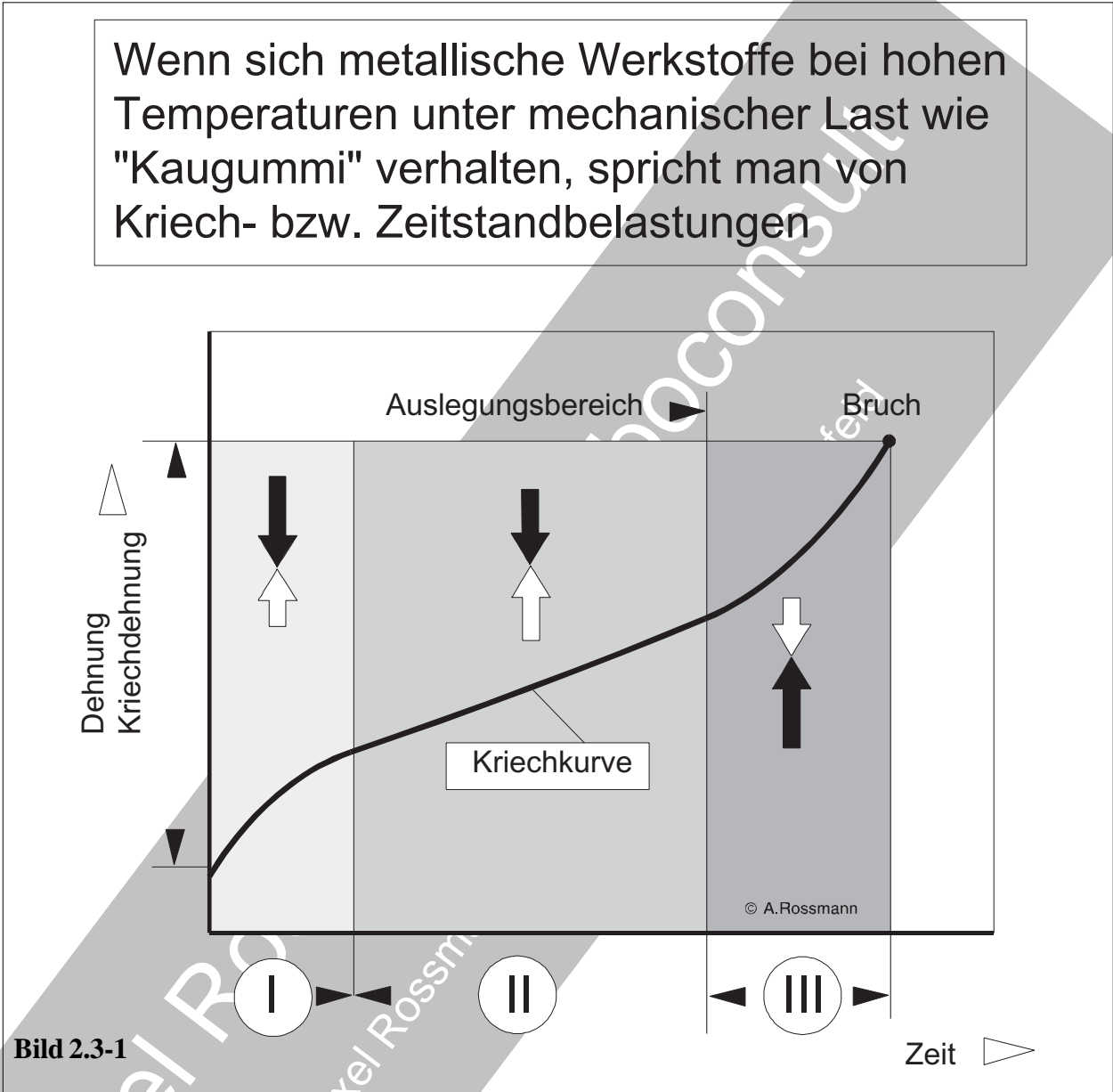
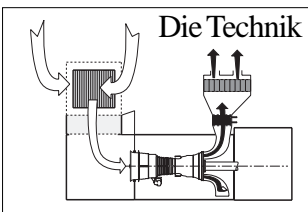


Bild 2.3-1: Metallische Werkstoffe verformen sich bei erhöhter Temperatur unter statischer Last während der Belastungszeit plastisch (**Kriechen**). Sie versagen beim Erreichen der Bruchkriechdehnung. Dieser Vorgang verläuft nach der **Kriech- oder Zeitstandkurve** (gleichbleibende Temperatur und statische Zugbelastung), die hier in typischer Form dargestellt ist. Je nach Werkstoff, Beanspruchungshöhe und Temperaturniveau kann sich die Kurve deutlich verändern. Dies zeigt sich in einer unterschiedlichen Ausprägung der drei typischen Phasen.

Der Kurvenverlauf ist charakteristisch für einen Vorgang, bei dem zwei gegenläufige Effekte wirken. Im vorliegenden Fall ist die **Verfestigung** als schwarzer Pfeil und die **Entfestigung** als weißer Pfeil dargestellt. Je nach Beanspruchungsphase überwiegt die Verfestigungsphase (**primärer Kriechbereich "I"**), sind beide Effekte etwa gleich groß (**sekundärer Kriechbereich "II"**) oder es überwiegt die Entfestigung (**tertiärer Kriechbereich „III“**) kurz vor dem endgültigen Versagen durch Bruch. Technisch werden die Bereiche "I" und "II" genutzt. Diese bestimmen auch die Auslegung der Bauteile .



! Jede Übertemperatur kostet merklich Lebensdauer der Heiteile. Damit steigt der Aufwand für die Instandhaltung.

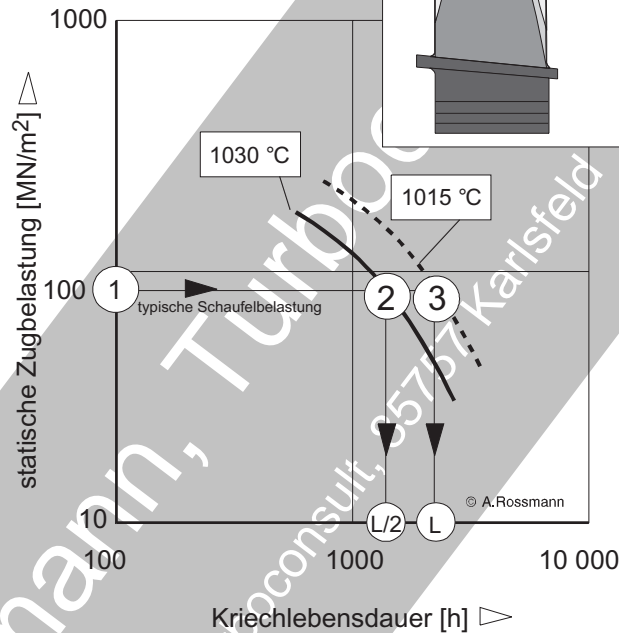
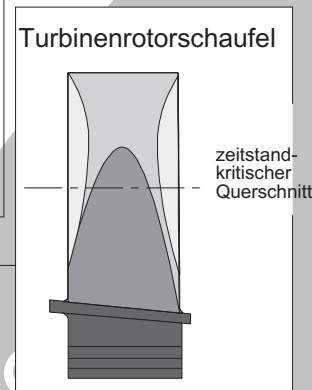


Bild 2.3-2

Bild 2.3-2: Grundsätzlich werden die teuren Werkstoffe der Heiteile, besonders Superlegierungen in der Nähe des Grenzbereichs der maximal möglichen Anwendungstemperatur betrieben. Deshalb kann die folgende Betrachtung als allgemeingültig gelten.

In diesem Diagramm zur **Kriechlebensdauer von Heiteilen** ist auf der Ordinate die Zugbelastung aufgetragen. Das Werkstoffverhalten ist in Kurven den jeweiligen Betriebstemperaturen zugeordnet. Für einen typischen Schaufelwerkstoff (Ni-Basis Gusslegierung, siehe Bild 3.3-4) lässt sich der Temperatureinfluss auf die (Kriech-) Lebensdauer (siehe auch Bild 2.3-1) gut erkennen:

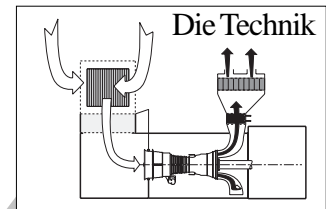
In erster Näherung wird im tragenden Querschnitt einer Hochdruck-Turbinenrotorschaukel (erste Rotorstufe hinter der Brennkammer) von einer typischen Zugbelastung um 90 MN/m² (Punkt "1"), ausgegangen. In diesem Fall ist, entsprechend der Kurve für eine konstante

Betriebstemperatur von 1030°C (Punkt "2"), mit einer Lebensdauer von ca. 2000 Betriebsstunden (Punkt "L/2") zu rechnen. **Für eine ca. 15°C niedriger liegende Betriebstemperatur** bei 1015°C erhält man in Punkt "3" **eine ca. doppelt so hohe Kriechlebensdauer** (Punkt "L").

Umgekehrt heißt das:

Eine Erhöhung des Temperaturenniveaus von 15°C führt zu einer Halbierung der Kriechlebensdauer. 30 °C verkürzen die Lebensdauer auf ein Viertel. Bei 45 °C handelt es sich bereits um ca. den Faktor 10.

Dieser Zusammenhang ist von entscheidender Bedeutung. Er erklärt z.B., warum es vom Standpunkt der Reparaturkosten für den Betreiber durchaus vorteilhafter sein kann, eine größere Maschine bei relativ niedrigen Heißgastemperaturen (engl. **derated**) zu betreiben, als eine kleinere Maschine bei Vollast (siehe Bild 2.2-6).



Die Lebensdauer einer Gasturbine wird näherungsweise linear mit der Laufzeit verbraucht.

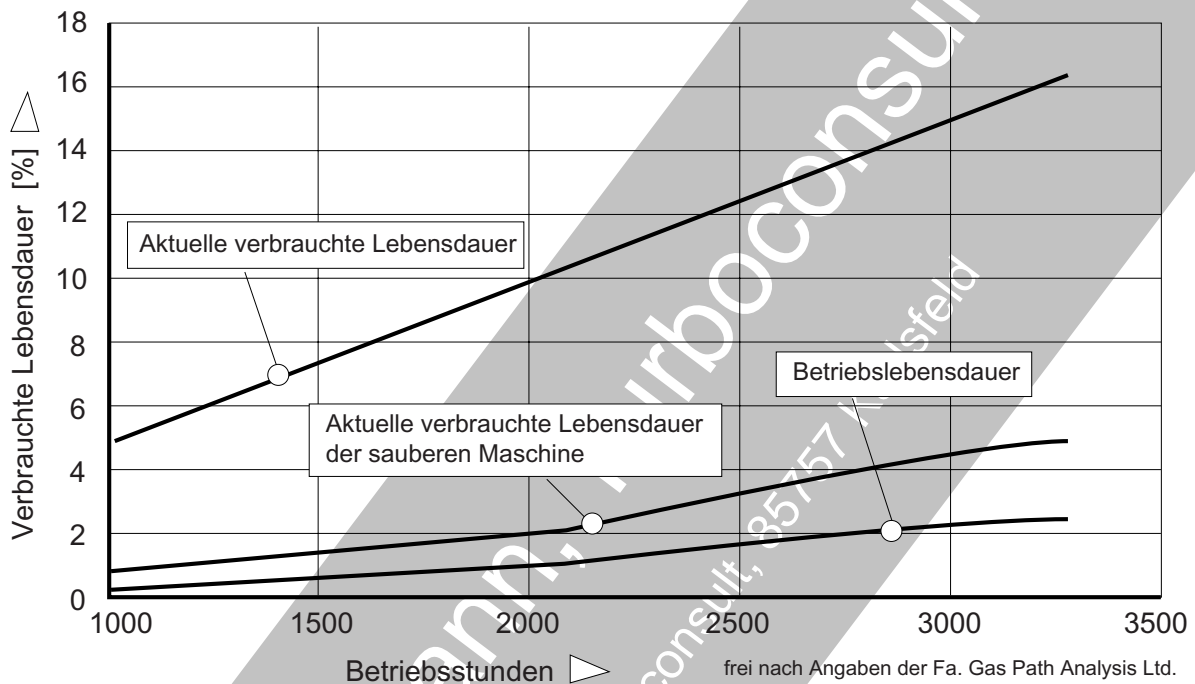


Bild 2.3-3

frei nach Angaben der Fa. Gas Path Analysis Ltd.

Bild 2.3-3 (Lit 2-14): Bei vielen **Heiteilen** wird die **Lebensdauer im stationären Betrieb** von **Zeitstand** bzw. **Kriechen** (Bild 2.3-1) bestimmt. Dabei ist der Zusammenhang zwischen Lebensdauer und Laufzeit nahezu linear. Das gilt für die

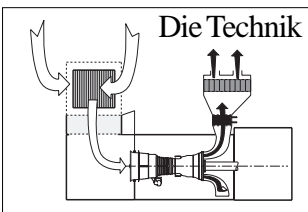
- **aktuelle Lebensdauer** in typischen Maschinenzuständen. Sie wird mit einem **computergestützten Monitoring** bestimmt (Kapitel 5.1). Das gilt auch für die
- **aktuelle Lebensdauer** wenn sich die Maschine immer im **'sauberen Zustand'** befände.
- Die **Betriebslebensdauer** der laufenden Maschine weicht von diesen Angaben deutlich ab. Sie gaukelt hier einen gefährlich niedrigen Lebensdauerverbrauch vor. Damit besteht die Gefahr von **berraschenden Schäden** mit hohen **Kosten** (Folgeschäden, Ausfallzeiten) sowie **logistischer Probleme** (Ersatzteilbeschaffung).

Gewöhnlich wird die Lebensdauer von 2 % Kriechdehnung (plastischer Verformung) be-

grenzt. Für Derivate liegt diese Lebensdauer typischerweise auslegungsgemäß bei 100% Leistung ca. 20 000 Betriebsstunden.

Der erhöhte aktuelle Lebensdauerverbrauch beruht auf einem Temperaturanstieg, um die Leistungseinbuße durch **Wirkungsgradabfall** (engl. deterioration, Kapitel 2.5.1.1) zu kompensieren. Dabei spielt das **Fouling** des Verdichters eine wichtige Rolle. Neben dem **Temperaturanstieg** kann auch die **Rotordrehzahl** ansteigen und damit die mechanische Belastung (Fliehkraft) der Rotorkomponenten.

Es sei angemerkt, dass bei gekühlten Turbinenschaufeln moderner Gasturbinen häufig die lebensdauerbestimmende Größe **Thermoermüdung** ist. Diese hängt besonders von Art und Zahl der Start/Abstellzyklen und eventuellen Leistungsänderungen ab (Bild 2.2-5). Sie ist aber auch im stationären Betrieb bei den entsprechenden Temperaturgradienten vorhanden.



Einfluss eines Wirkungsgradverlusts auf die Heisteillebensdauer und damit auf die Reparaturkosten.

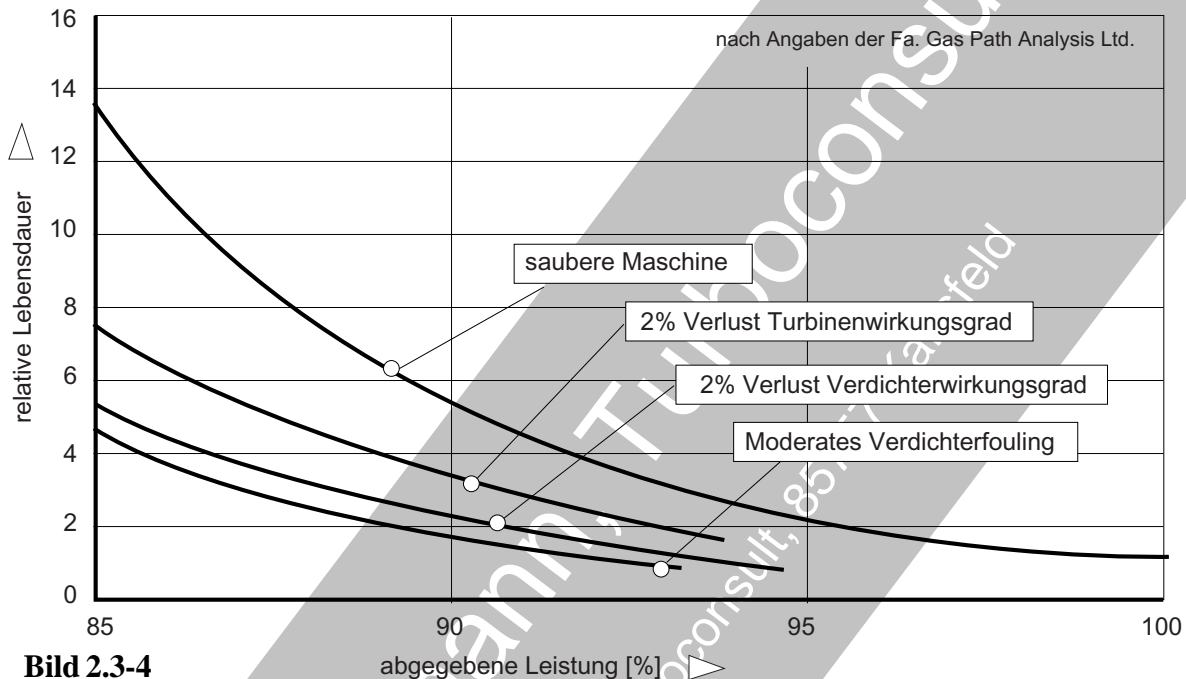
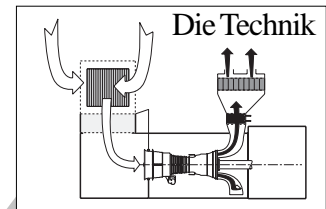


Bild 2.3-4

Bild 2.3-4 (Lit 2-14): Die **abgegebene Leistung** einer Gasturbine beeinflusst die **Lebensdauer** der Heiteile gravierend. Das gilt besonders fur **Brennkammer** und **Beschaufelung**, die im Kontakt mit dem Heißgasstrom stehen. Wegen der Kuhlung sind jedoch Gastemperaturanderungen nicht den lebensdauerrelevanten Materialtemperaturen gleichzusetzen, sondern gewohnlich etwas niedriger. Dafur sind z.B. Kuhlluftscheier zwischen Gasstrom und Bauteiloberflache (Brennkammer, HDT-Schaufeln) verantwortlich.

Im Diagramm durfen in erster Linie konstante Temperatur und Belastung des **stationaren Betriebs** und damit der Kriecheffekt berucksichtigt sein. Man erkennt den Anteil unterschiedlicher Einflusse auf die Lebensdauer als Folge einer anderung des Temperaturniveaus des Heißgases. Wegen dem exponentiellen Temperatureinfluss (Bild 2.3-2) kann, abhangig von der abgegebenen Leistung, die **Lebensdauer um ein Vielfaches betroffen** sein. Die-

ser Effekt ist deutlich leistungsabhangig und besonders bei niedrigen Leistungen ausgepragt. Dabei spielt nicht nur die **Kriechlebensdauer** (Bild 2.3-3) eine Rolle, sondern auch **Thermoermudung** (Bild 3.3-16). Diese ist zwar in **instationaren Betriebszustanden** (z.B. Start, Abstellen, Leistungsanderungen) besonders ausgepragt. Sie wirkt aber **auch im stationaren Betrieb** durch Warmespannungen auf Grund der Temperaturgradienten, insbesondere in intensiv gekuhlten Bauteilen wie **Turbinenschaufeln** (Bild 3.3-14 und Bild 3.3-15). Dieser Effekt sollte in Algorithmen moderner Programme berucksichtigt sein. Der exponentielle Temperatureinfluss verlangert die Lebensdauer um das Funffache, wenn statt 100% Leistung lediglich 90 % benotigt werden. Ein entsprechendes Schaubild lasst sich mit Hilfe einer **computergestutzten Gaspfadanalyse** abrufen. So entsteht ein wichtiges Instrument um Betriebskosten zu minimieren und fur logistikbasierte Entscheidungen.



2.4 Das Abschalten und der Stillstand.

Sowohl beim Abschalten als auch beim Start handelt es sich um einen **instationären Betriebsvorgang**. Trotzdem unterscheidet sich die Belastung der Bauteile deutlich.

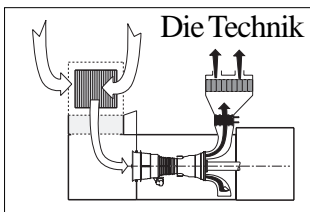
In erster Linie geht es um die **Thermoermüdung** der Heißeile (Bild 3.3-16). Beim **Abschalten** kühlt die Luft aus dem Verdichter (über die großen Schaufeloberflächen) die Turbinenscheiben in der Außenzone schnell ab. In den beim Aufheizen während des Starts plastisch gestauchten Kranzbereichen treten nun **Zugspannungen** auf. Sie stehen mit den Druckspannungen im nabennahen Scheibenbereich im Gleichgewicht. In diesem zweiten Teil des Thermozyklus ist also der **Scheibenkranz kurzzeitig hoch zugbelastet** (siehe Bild 3.3-17). Das gilt besonders für Integrale Turbinenräder deren Schaufeln fest mit der Scheibe verbunden sind, d.h. nicht eingesetzt sind. Man findet sie häufig in Gasturbinen kleiner Leistung. Aus beiden Vorgängen (Start und Abstellen) resultiert ein typischer Thermoermüdungsschaden, der zur lebensdauerbestimmenden, sogenannten Kranzrissbildung, führt (Bild 3.3-17). Zumindest anfangs liegt ein stabiler Rissfortschritt vor. Deswegen werden solche Risse in Erfahrungsgrenzen toleriert.

Dünne Querschnitte der Turbinenbeschaufelung werden besonders schnell abgekühlt und erfahren wechselnde Zugspannungen einer Thermoermüdungsbelastung (Bild 3.3-9). Schichtrisse können bei Schaufeln mit **Diffusionsschutzschichten** vor allem im Bereich niedriger Bauteiltemperaturen auftreten. Diese Schichten verhalten sich bei Temperaturen unterhalb 700 °C spröde (Bild 3.3-7 und Bild 3.3-9). Schichtrisse sind wiederum Keime für Heißgaskorrosion oder Rissfortschritt. Deshalb ist es wichtig, dass die verwendeten **Schutzschichten den Besonderheiten der Maschine angepasst** sind. So ist auch verständlich, dass beim **Abschalten der Maschine** auf das vom **OEM vorgeschriebene oder empfohlene Vorgehen** zu achten ist.

Nach dem Abschalten kommt es besonders im Inneren der Maschine zu einer starken Konvektion, d.h. durch aufsteigende Luft kühlen tiefer liegende Gehäuse- und Rotorzonen deutlich schneller ab als die oben liegenden. Das führt zeitweise zu entsprechend großen Temperaturgradienten mit Wärmeausdehnungsunterschieden und damit zu elastischen Verformungen. Spiele in Labyrinthen und an Schaufelspitzen werden nicht selten überbrückt und der **Rotor klemmt** (Bild 2.2-2). Ein "Freiwerden" des Rotors kann, je nach Maschinentyp, durchaus eine Stunde benötigen. Selbst wenn der Rotor frei ist, kann noch eine Verkrümmung (Rotorbow) vorhanden sein, die unzulässige **Unwuchten** mit entsprechenden Vibrationen beim Start erzeugt. Deshalb sind die notwendigen Zeitintervalle zwischen Starts einzuhalten. Diese vom OEM angegebenen Intervalle sind bereits bei der Maschinenbeschaffung zu bedenken (Bild 2.2-2).

Ein weiteres potenzielles Problem ist eine **Verkockung im Ölsystem**, das sog. „**Heat Soaking**“ (Bild 3.5-8). Es entsteht durch den Wärmefluss (Leitung, Strahlung) von den Heißeilen im Stillstand.

Notabschaltungen können durch extrem schnelle Abkühlung die Zugspannungen in den Heißeilen so erhöhen, dass in diesen Zonen die **Lebensdauer der Bauteile zehnmal stärker reduziert** wird als bei einem Start. Auch während des Stillstands kann eine Gasturbine durchaus schädigenden Einflüssen ausgesetzt sein. Die **Stillstandskorrosion** wirkt sich besonders deutlich aus. Kommt es aufgrund ausreichend niedriger Temperaturen und Luftfeuchtigkeit zu **Schwitzwasserbildung** und befinden sich im Verdichter korrosive Ablagerungen, z.B. aus Meeresatmosphäre, so liegt eine merkliche Korrosionsbelastung vor. Auf Grund dieser Voraussetzungen ist leicht verständlich, dass erfahrungsgemäß von derartigen Schäden besonders solche Gasturbinen betroffen sind, die relativ wenig Laufzeit innerhalb einer langen Zeitspanne aufzuweisen haben. Anfällig sind Bereiche des Verdichters aus niedrig- und hochlegierten Vergütungs-



stählen. Typisch sind **Lochfraßschäden** an Werkstoffen vom Typ "13%-Cr-Stahl". Solche Stähle gelten zwar im Volksmund als "rostfrei", sie sind es aber nur im polierten Zustand. Für eine typische betriebsbeeinflusste Oberfläche (Erosion) gilt dies nicht. Betroffene Bauteile werden heute üblicherweise mit Al-gefülltem, anorganischem Lack geschützt, der neben einer hervorragenden Erosionsbeständigkeit und bei geeigneter Behandlung (Glasperlenstrahlen) einen kathodischen Korrosionsschutz bietet. Da sich jedoch nicht alle Flächen derart schützen lassen (Passsitze, Flanschanlagen, Schaufelfüße und Passbohrungen eignen sich hierfür nicht), bleibt es die Aufgabe des Betreibers, Korrosionsbedingungen im Stillstand nach Möglichkeit zu vermeiden. Weitere korrosionsempfindliche Bauteile bestehen aus Magnesiumlegierungen und Aluminiumlegierungen, besonders im Kontakt mit anderen Metallen (z.B. Gewindeeinsätze aus Stahl). Auch Einlaufbeläge im vorderen Verdichterbereich aus Al-gefülltem Polyesterkunstharz sind korrosionsgefährdet (Bild 3.1.2.3-1)

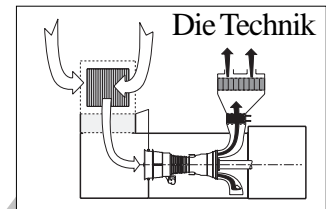
Im Heißteil, wo in der Regel nur wirklich rostbeständige Legierungen auf Ni-Basis oder austenitische Fe-Basis-Werkstoffe zum Einsatz kommen, tritt wider Erwarten auch **wässrige Korrosion** auf. Es besteht meist ein Zusammenhang mit **versilberten** Schrauben oder Muttern (Bild 3.4-4). Das Silber der Beschichtungen wird abgelöst und scheidet sich auf benachbarten Bauteilzonen ab. Im Betrieb bei erhöhter Temperatur beginnt dann ein lochfraßartiger Angriff (**Sulfidation**). Notwendig ist hierzu offenbar eine besondere Atmosphäre und/oder besondere, schwefelhaltige Ablagerungen, die jedoch bisher nicht ausreichend spezifizierbar waren.

Diese Korrosion kann durch ungeeignete **Schmiermittel**, die bei der Montage verwendet wurden, begünstigt werden (Kapitel 4.2.2.4). Unter Verdacht stehen **MoS-haltige Produkte**. Der Schwefelgehalt solcher Hilfsstoffe ist als Voraussetzung für die Sulfidation zu sehen.

Wenn bereits bei der **Maschinenbeschaffung** (Kapitel 1) bekannt ist, dass signifikante und unvermeidbare Korrosionsbedingungen vorliegen werden, kann dies für den Fachmann ein wichtiges Kriterium der Maschinenauswahl sein. Er wird darauf achten, dass die Werkstoffe der betroffenen Komponenten und die angewandten Technologien ausreichend korrosionsunempfindlich sind.

Der Betreiber kann ebenfalls dazu beitragen, dass Korrosion kein Problem wird, indem er regelmäßige (von außen mögliche) **Inspektionen des Verdichters** auf Anzeichen für Korrosion durchführt. Dafür ist die **Boroskopierung** geeignet (Bild 4.1-3 und Bild 4.1-5). Merkmale sind Verfärbungen durch Rost und Abblättern oder blasenartiges Aufwerfen von Einlaufbelägen (Bild 3.1.2.3-1).

Vorbeugend lässt sich etwas **gegen Korrosion** tun, indem man deren Voraussetzungen vermeidet. Zunächst ist darauf zu achten, dass **keine vermeidbaren korrosiven Medien angesaugt** werden (Bild 3.1.2.2-1). Eine Maschinentemperatur im Stillstand, die eine **Schwitzwasserbildung** verhindert, ist eine Möglichkeit. Es ist auch denkbar, durch regelmäßiges und sinnvolles "**Waschen**" des Verdichters (Kapitel 4.2) dafür zu sorgen, dass sich keine korrosiv wirkenden Beläge bilden.



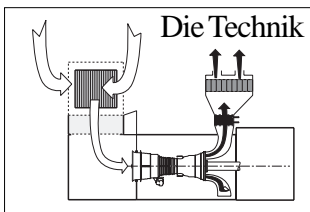
2.5 Veränderungen des Betriebsverhaltens mit der Laufzeit.



Der Kraftstoffverbrauch eines neuen Autos erreicht gewöhnlich erst nach einigen tausend „Einfahrkilometern“ den in Prospekten angegebenen niedrigen Wert. Kommen wir dann zu Laufzeiten von 100 000 km beginnt die Leistung merklich abzunehmen. Kraftstoff- und Ölverbrauch werden höher, Motor- bzw. Kühlwassertemperaturen steigen und der Auspuff zeigt je nach Motorart so manches Wölkchen verbrannten Öls und/oder vom Kraftstoff herrührenden Ruß. Die Ursache für diese Veränderungen sind anfangs ein Einlaufen mit Abnahme der Reibung. Die späteren Alterungssymptome sind in erster Linie auf Verschleiß (Kolbenringe, Ventilsteuerung, Einspritzdüsen) und Ablagerungen (Motor, Ölsystem, Kühler) zurückzuführen. Auch Gasturbinen verändern ihr Verhalten über die Betriebszeit.

Wie dies geschieht, kann ein wichtiges Kaufargument für einen bestimmten Typ sein.

Anders als der Kolbenmotor kennen Gasturbinen keine Verbesserung während des „Einfahrens“. Im Gegenteil, bei den ersten Start/Abstellzyklen beobachtet man einen relativ schnellen Wirkungsgradabfall (engl. **Deterioration**), der sich dann verlangsamt und bei Spitzenlastmaschinen über tausende von Zyklen konstant bleibt (Bild 1.1-3 und Bild 2.5-2). Trotzdem kann der Betreiber mit einer **vorschriftsmäßigen „Einfahrphase“ Kosten reduzieren (Bild 1.1-3) und den Grundstein für die langzeitige Zufriedenheit mit einer Gasturbine legen.** Heftige **Anstreifvorgänge** führen an den Dichtungen nämlich zu örtlichen Aufheizungen bei unnötig großen Spaltüberdeckungen mit entsprechendem Ausrieb und Abrieb. Die Folge sind erhöhte Spaltverluste für die gesamte Lebensdauer. Diese gehen zu Lasten des **Wirkungsgrads** (Bild 2.5-2) und/oder der **Heißeillebensdauer**. Eine verkürzte Heißeillebensdauer ergibt sich aus höheren Gastemperaturen (Bild 2.3-2), wenn ein eventueller Leistungsverlust kompensiert werden muss (Bild 3.3.3-2 und Bild 3.3.3-5). Eine weitere Gefahr entsteht bei heftigen Anstreifvorgängen, wenn sich in Kontaktflächen wie Labyrinthspitzen Warmrisse (Bild 3.1.2.4-7) bilden, die unter der normalen LCF-Belastung wachstumsfähig sind und so die nutzbare Bauteillebensdauer verkürzen.



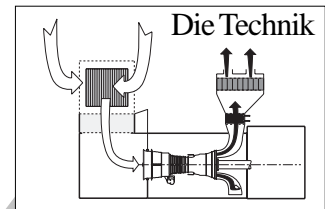
Eine weitere gravierende Beeinflussung des Wirkungsgrads entsteht durch **Verschmutzung** (engl. fouling) von Verdichter (Bild 3.1.1-2 und Bild 4.2-1.2) und Turbine. Dagegen helfen rechtzeitige **Reinigung der Schaufeloberflächen**, z.B. Waschen des Verdichters (Bild 4.2-1.1).

Nicht nur ein Wirkungsgradabfall mit seinen typischen Folgen ist über die Laufzeit zu beobachten. Nach langen Laufzeiten können als Folge von Verschleiß andere Veränderungen wie **axiale Belastungen der Hauptlager** (Bild 2.5-1) und **Schwingungen** (Bild 2.5-3) auftreten. Diese mögen noch im zulässigen Bereich liegen und strapazieren nicht direkt den Geldbeutel. Sie können jedoch ein Frühindikator für kostenträchtige Schäden sein.

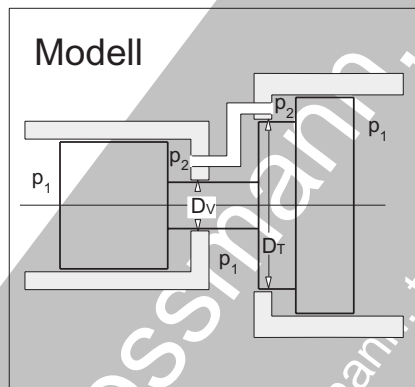
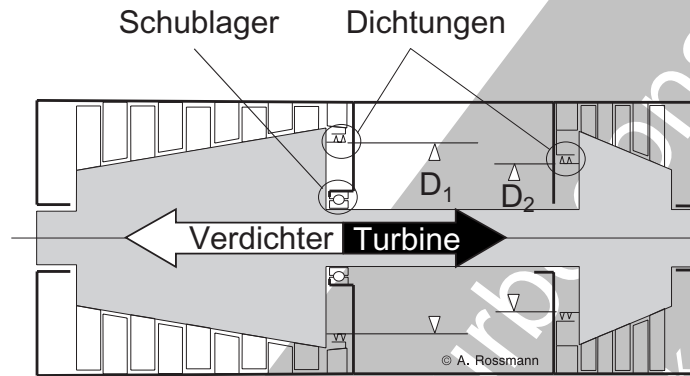
Es lohnt sich also, die Gasturbine über lange Betriebszeiten zu beobachten und den **Ursachen von Veränderungen nachzugehen**.

Inzwischen wird eine Vielzahl, meist elektronischer **Überwachungssysteme** auf dem Markt angeboten. Diese registrieren und bewerten (Bild 5.1-3) die Messergebnisse von Temperatur- (Bild 3.3.3-1, Bild 3.3.3-2, Bild 3.3.3-5 und Bild 3.6.2-3), Druck- und Schwingungssonden (Bild 2.5-3, und Bild 5.1.2-1). Werden schadensrelevante Abweichungen (Bild 2.5-4) registriert, erfolgt eine Warnung.

Bild 2.5-1: Der Zustand der Dichtungen beeinflusst die Luft- und Gasdrücke in den verschiedenen Maschinenbereichen. Der Verdichter baut nach hinten den Luftdruck auf. Aus dem Gesamtdruckverhältnis und dem Austrittsquerschnitt ergibt sich eine nach vorne gerichtete "Kolbenkraft". Die Verdichterenddichtung bestimmt eine zusätzlich auf die Scheibe am Verdichterende wirkende Kraft nach vorne. Bei der Turbine fällt der Druck in Strömungsrichtung ab. Daher erfährt die Turbine eine hohe Kraft nach hinten. Über die Wellen werden diese Kräfte zwischen Verdichter und Turbine vom Konstrukteur in der Auslegung bestmöglich kompensiert. Dafür kann natürlich eine getrennte Leistungsturbine (Niederdruckturbine) nicht genutzt werden. Hier sind entsprechend robuste Axiallager erforderlich. Die Durchmesser und Dichtwirkung der Labyrinth sind am Verdichteraustritt und Turbineneintritt aufeinander abgestimmt. Damit soll möglichst während der gesamten Betriebszeit eine gut beherrschbare axiale Lagerkraft in einer Richtung gewährleistet sein. Eine zu hohe Lagerkraft oder deren Richtungswechsel, je nach Betriebszustand, sind ebenso unerwünscht (z.B. Käfigschlupf), wie eine zu niedrige Lagerkraft. Verändern sich die Labyrinthspiele im Laufe der Betriebszeit durch Verschleiß oder Erosion, gilt



Die Lagerbelastungen hängen entscheidend vom Zustand der Luft- und Gasdichtungen ab.

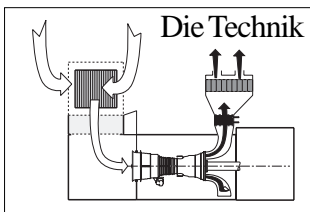


Man kann sich den Rotor als ein Kolbensystem vorstellen.

Bild 2.5-1

dies auch für Leckagen und damit Drücke und Lagerkräfte.

Bei ungewöhnlich großem Labyrinthverschleiß können deshalb auch die Lager von Schäden merklich betroffen sein.



2.5.1 Wirkungsgradabfall während der Laufzeit.

2.5.1.1 Einfluss der Dichtungen auf das Verhalten einer Gasturbine:

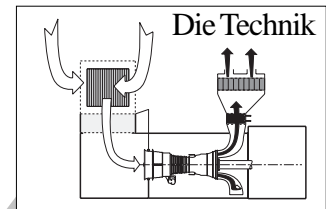
Das Betriebsverhalten einer Gasturbine und seiner Komponenten hängt in hohem Maß von den Luft- und Luft/Öl-Dichtungssystemen zwischen Rotor und stehenden Komponenten ab. Die Verschlechterung der Leistungsabgabe (**Deterioration**) während der Betriebszeit zeigt sich in Form ansteigenden **Kraftstoffverbrauchs (SFC = Specific Fuel Consumption)** oder verringerter Leistung (Bild 2.5-2). Einen großen Teil trägt der Verschleiß durch Anstreifvorgänge zwischen rotierenden (z.B. Rotorschaukeln, Zwischenringe und Labyrinthträger) und statischen Bauteilen (z.B. Gehäuse, Leitapparate und Dichtsegmente) zu diesem unerwünschten Effekt bei. Im Einzelnen läuft der folgende Vorgang ab:

Bei instationären Betriebszuständen, z.B. dem Hochfahren einer Maschine, dehnen sich die Rotorkomponenten der Dichtungen als Folge der Fliehkräfte und Wärmedehnungen anders aus als die statischen Komponenten. Solche Dichtungskomponenten werden gewöhnlich von den Gehäusen gehalten die deren Dehnung beeinflussen. Dadurch kann es zur Spaltüberbrückung und zum Anlaufen der Dichtung kommen. Die Aufheizung beim Anstreifvorgang vergrößert die Wärmedehnung und damit den Abrieb. So entsteht bei einem Anlauf ein relativ starker Ausrieb. Das bedeutet für den stationären Betrieb einen entsprechend großen Dichtungsspalt. Dass bei einem erneuten Start ein weiterer Anlauf stattfindet ist eher unwahrscheinlich. Ein ähnlicher Vorgang ist auch beim Abstellen denkbar, wenn das Gehäuse schneller schrumpft als der Rotor (siehe Bild 3.1.2.4-2 und Bild 3.1.2.4-3). Natürlich sind die Spalte der neuen Maschine noch vergleichsweise eng. In der Einlaufphase der ersten Start-/Abstell-Zyklen einer Gasturbine sind somit relativ intensive Anstreifvorgänge zu erwarten. Man erkennt aber auch, dass ein vorsichtiges und **vorschriftenkonformes Einfahren** die laufenden Betriebskosten optimieren kann. Je schneller die Laständerungen erfolgen, umso größer sind die zu erwartenden Spaltvergrößerungen.

Es ist verständlich, dass Maschinen mit häufigen und schnellen Start/Abstellzyklen, wie sie für Spitzenlasten benötigt werden, einen stärkeren und schnelleren Wirkungsgradabfall erwarten lassen als Maschinen für Grundlastbetrieb.

Neben den Begleiterscheinungen des Leistungsabfalls geht es um eine Vielzahl potenziell schadensauslösender Effekte deren Hauptursachen Luftleckagen an Schaufelspitzen (Lauf- und Leitschaufeln) und/oder Labyrinth sind:

- **Verdichterpumpen** (Strömungsabriss) im Verdichter durch Verkleinerung des Pumpgrenzenabstands (Bild 3.1.1-1 und 3.1.1-2). Übertemperaturen in der Turbine (Kapitel 3.3).
- **Verminderte Leistung beim Beschleunigen** („Leistungsloch“).
- **Überhitzung** von Scheiben und Wellen durch Heißgaseintritt (z.B. im Bereich von Labyrinthdichtungen in der Turbine).
- Verschlechterte Effektivität der **Heißeilabkühlung**. Dies gilt besonders für die Kühlung der Hochdruckturbinenschaufeln. Hier kommt es besonders schnell zur Temperaturerhöhung. Dies führt zur Lebensdauerverkürzung und/oder zum Versagen der Bauteile.



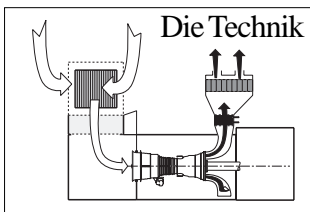
- **Erosion** in Verdichter und Turbine durch den Abrieb beim Anstreifvorgang
- **Verstopfung der Kühlluftführungen** mit nachfolgender Überhitzung gekühlter Heißeile durch den Abrieb des Anstreifvorgangs.
- **Fremdkörperschaden** (engl. Foreign Object Damage = FOD) an der Beschaukelung durch Ausplatzen größerer Belagstücke der Gehäuse.
- **Wellentrenner** und/oder Durchtrennen von Rotoren durch Verschleiß und hohe Reibungstemperaturen.
- **Hauptlagerschäden** als Folge veränderter Axialschübe. Diese ergeben sich aus, von Leckverlusten verursachten, Druckänderungen im Bereich der Rotorscheiben (Bild 2.5-2). Gefährdet sind sowohl zu hoch belastete als auch unbelastete Wälzlager.
- **Ölaustritt** und im Extremfall **Ölfeuer** bei Versagen von Sperrluft in Lagerkammern.
- **Zünden** eines Ölfeuers in der Lagerkammer oder eines **Titanfeuers** (nur bei einer Beschaukelung aus einer Ti-Legierung) durch Funken und örtliche Aufheizung.
- **Schwingbrüche** an der Beschaukelung infolge einer Schwingungsanregung beim **Anstreifvorgang**.
- **Rissbildung** an Labyrinth- und Schaufelspitzen. Mehrere Rissentstehungsmechanismen sind möglich. **Warmrisse, Thermoermüdungsrisse** und/oder Risse durch **hochfrequente Schwingungen**. Es treten auch Kombinationen auf. Wenn z.B. hohe Reibungstemperaturen schwingbeanspruchte Bauteilzonen geschädigt haben. Es kann sich um Schädigungen wie ein Festigkeitsabfall (Gefügeveränderungen) handeln.

2.5.1.2 Vergrößerung der Schaufelrauigkeit und Profilveränderungen

Erosion, Korrosion und Verschmutzung (Bild 3.1.2.3-2 und 3.1.2.3-3) machen sich besonders an den aerodynamisch wirksamen Flächen, Schaufelblättern und der Gehäuseinnenwand bemerkbar. Sie erhöhen die Rauigkeit, verändern die Profile und vergrößern die Spitzenspalte. Ihr Einfluss hängt vom Betriebsprofil (z.B. Stillstandszeiten) und den Umgebungsbedingungen (z.B. Luftverschmutzung und Filtersysteme) ab.

***Bild 2.5-2:** Dieses Bild wurde von Angaben über Flugtriebwerke, aus denen Derivate für Industriegasturbinen abgeleitet wurden, übertragen. Damit entsprechen die Daten eher einer **Spitzenlastanwendung**. Zusätzlich sind für den Flugbetrieb typische Spaltänderungen (z.B. durch Beschleunigungen) enthalten. Die Darstellung ist also nur in der Tendenz für eine Industriegasturbine gültig.*

*Das linke Diagramm zeigt die **Deterioration** (siehe auch Bild 4.2-1.1 und Bild 4.2-1.2) der einzelnen Komponenten im stationären Betrieb in Form einer Erhöhung des SFC (spezifischer Kraftstoffverbrauch, engl. Specific Fuel*



Die Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs ("SFC") hängt besonders vom Zustand der Beschauflung und der Spaltdichtungen ab.

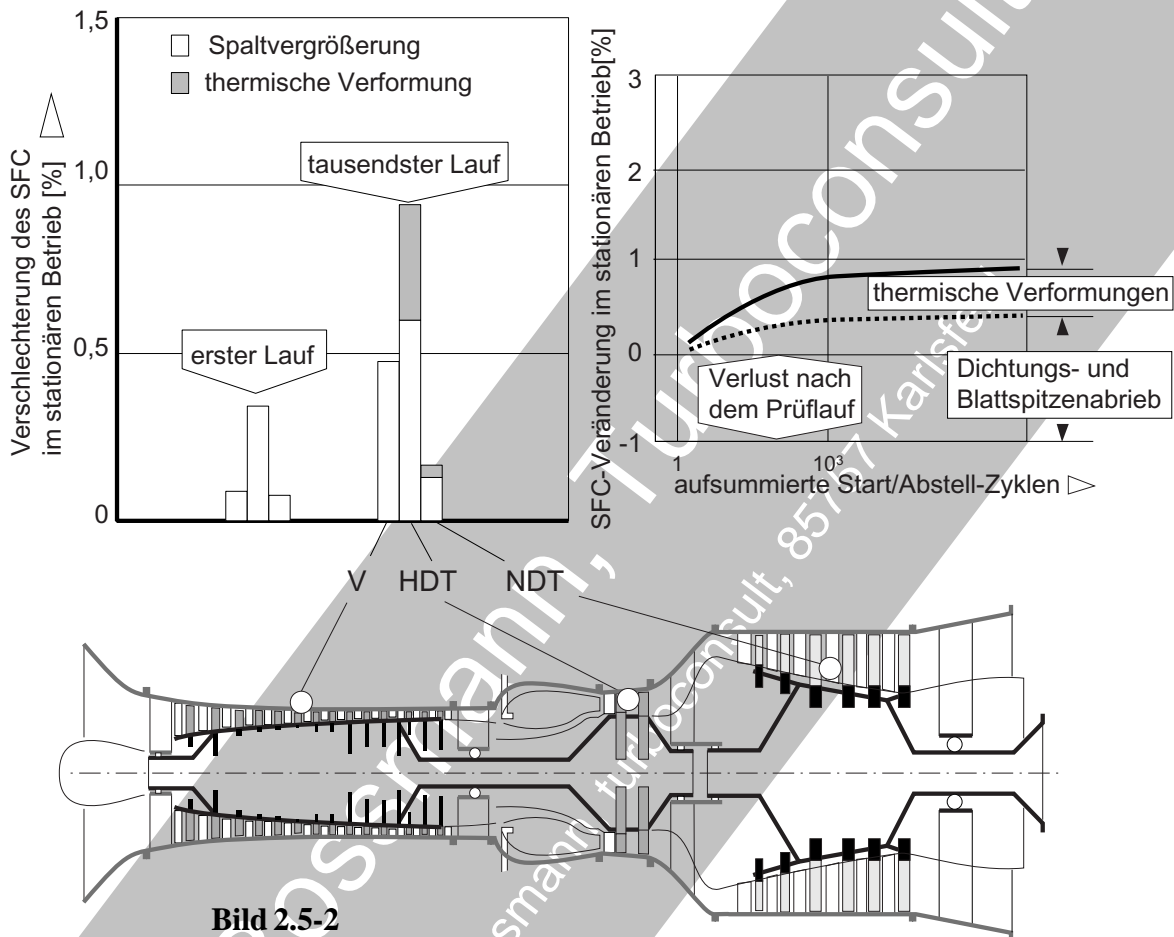


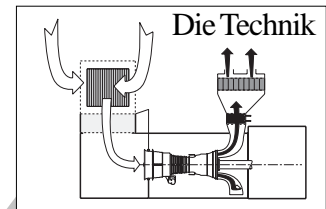
Bild 2.5-2

Consumption, Bild 1.1-3). Deutlich ist zu erkennen, dass bereits beim ersten Lauf eine Gesamtverschlechterung des SFC um ca. 0,5% im stationären Betrieb durch die **Spaltvergrößerung** eintritt. Dieser Wirkungsgradabfall lässt sich insbesondere der **Hochdruckturbinenstufe** zuordnen. Nach ca. 1000 Laufzyklen hat sich besonders der Verdichter verschlechtert. Im Fall der Hochdruckturbinenstufe scheinen **thermische Verformungen der Gehäuse und Leitschaufeln** (Verzug) besonders zum SFC-Anstieg beizutragen.

Das rechte Diagramm (Lit 2-7 und 2-8) zeigt, dass der erhöhte Kraftstoffverbrauch (hier von Flugtriebwerken) offenbar in erster Linie vom **Einlauf der Blattspitzen und Labyrinthdichtungen** während der ersten Zyklen des

Abnahmelaufs beeinflusst ist. Die Verschlechterung des Wirkungsgrads erfolgt dann über eine lange Betriebszeit vergleichsweise langsam. Hier spielen Veränderungen wie **Verschmutzung der Beschauflung** („fouling“), Erosion der Schaufeln und gegebenenfalls von Einlaufbelägen in den Gehäusen (falls die Filter einer staubbeladenen Ansaugluft nicht gerecht werden) sowie **thermische Verformungen der Heißeile** (z.B. Gehäuse und Turbinenleitapparate) eine Rolle.

Dieses Verhalten zeigt die Bedeutung anwendungsrelevanter **Abnahmelaufe**. Leider sind diese in ihrem Einfluss auf die Spiele oft dem normalen Betrieb nicht ausreichend vergleichbar. Folgerungen zum Betriebsverhalten beim Betreiber werden damit problematisch.



2.5.2 Schwingungen

Gasturbinen werden heute mit **Vibrationssensoren** überwacht. Vibrationen sind ein wichtiger Indikator für Probleme bzw. beginnende Schäden (Bild 2.5-4). Der **Fachmann** kann aus Aufzeichnungen der **Schwingungsgebersignale** Rückschlüsse auf die betroffenen Bauteile, mögliche Ursachen und Risiken ziehen. Dabei helfen ihm auch Beobachtungen des Betreibers. Aussagekräftig sind die folgenden Daten:

- **Frequenz:** Zeigt das betroffene bzw. anregende Wellensystem an.
- **Zeitpunkt** des Auftretens der Schwingung: z.B. Start, Abstellen, Beschleunigen, Leistungsabgabe, nach Wartungsarbeiten, nach langen Laufzeiten. Daraus lassen sich Rückschlüsse auf die Erregungsursache ziehen.
- **Schwingungsintensität (Amplitude):**
Die zeitliche Veränderung der Schwingungsamplitude kann Hinweise auf wirkende Mechanismen geben. Solche Merkmale sind ein periodischer Anstieg, die Zeit für Anstieg und Abfall oder eine Schwebung.
- Aus der **Verteilung der Schwingpegel** bei mehreren Sensoren lassen sich Rückschlüsse über den Ort der Erregung (z.B. Unwucht) ziehen.
- Der **Betriebszustand** bei dem die Schwingung auftritt und bei dem sie gegebenenfalls wieder verschwindet. Diese Beobachtung kann dazu beitragen, einen Erregungsmechanismus, wie eine aerodynamische Erregung, zu identifizieren.

Axel Rossmann, Turbococonsult
© 2009 by Axel Rossmann, turbococonsult, 85157 Halsfeld

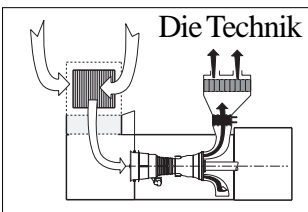


Bild 2.5-3 (Lit. 2-17): Für die **Schwingungsmessung, Überwachung und Analyse an Gasturbinen** in der Industrieanwendung gibt es eine Vielzahl von Empfehlungen, Standards und Vorschriften. Sie werden von nationalen und privaten Organisationen sowie Firmen (OEMs) herausgegeben. Dazu gehören in den USA:

- ISO (International Organization for Standardization). In diesen Rahmen gehört die TC 108 für 'mechanical vibration and shock'. Die ISO/7919 und ISO/10816 beziehen sich auf u.a. Turbomaschinen, sowohl für rotierende (Rotoren) als auch für statische Bauteile (Gehäuse).

- NEMA (National Electrical Manufacturers Association).

- API (American Petroleum Institute), besonders für Prüf- und Abnahmeläufe von überholten und neuen Maschinen unter Gesichtspunkten der Ölindustrie.

- NBC (National Building Code) und Steel Design Code befassen sich mit der Bewertung von Resonanzproblemen an Bauten und Fundamenten.

Eine deutsche Spezifikation ist die DIN 1016-4. Sie beschäftigt sich mit der Messung an nichtrotierenden Komponenten von Gasturbinen und der Bewertung der Ergebnisse.

Für die Auswahl des geeigneten Standards wird das Schema im unteren Rahmen empfohlen. Es betrachtet zwei Größen:

- Die Verlagerung/Auslenkung der Welle gegenüber dem Sitz des Außenrings eines Wälzlagers bzw. der Gleitlagerhülse. Wälzlager ohne dämpfenden Ölfilm (bei neueren Derivaten zu erwarten) haben eine hohe Steifigkeit. Das begünstigt **Schwingungsmessungen an Lagerstreben oder Gehäusen**. Dagegen ist für Maschinen mit Gleitlagern als Hauptlager oder mit dämpfendem Ölfilm eine Messung an der Welle erforderlich.

- Das Verhältnis der Steifigkeit von Lagerabstützung zum Lager selbst. Es bestimmt die Schwingungen der Welle in Bezug auf das Gehäuse.

Als Kenngröße für die Stärke einer Schwingung (engl. vibration magnitude) gilt die maximale Schwinggeschwindigkeit ($rms=0,707 \times$ Maximalauslenkung) im von der Auslegung bestimmten Frequenzbereich. Auch Auslenkung, Beschleunigung und Maximalwerte können verwendet werden. Die Bewertung der Schwingstärke (engl. vibration severity) betrachtet Maximalwerte und zeitliche Veränderungen.

Empfehlungen für die **Schwingungsmessungen** für Überwachung (condition monitoring) und **Diagnose** sind in ISO 13373 enthalten. Dazu gehören:

- **Messmethoden und Parameter,**

- **Auswahl der Sonden, Positionierung und Befestigung.**

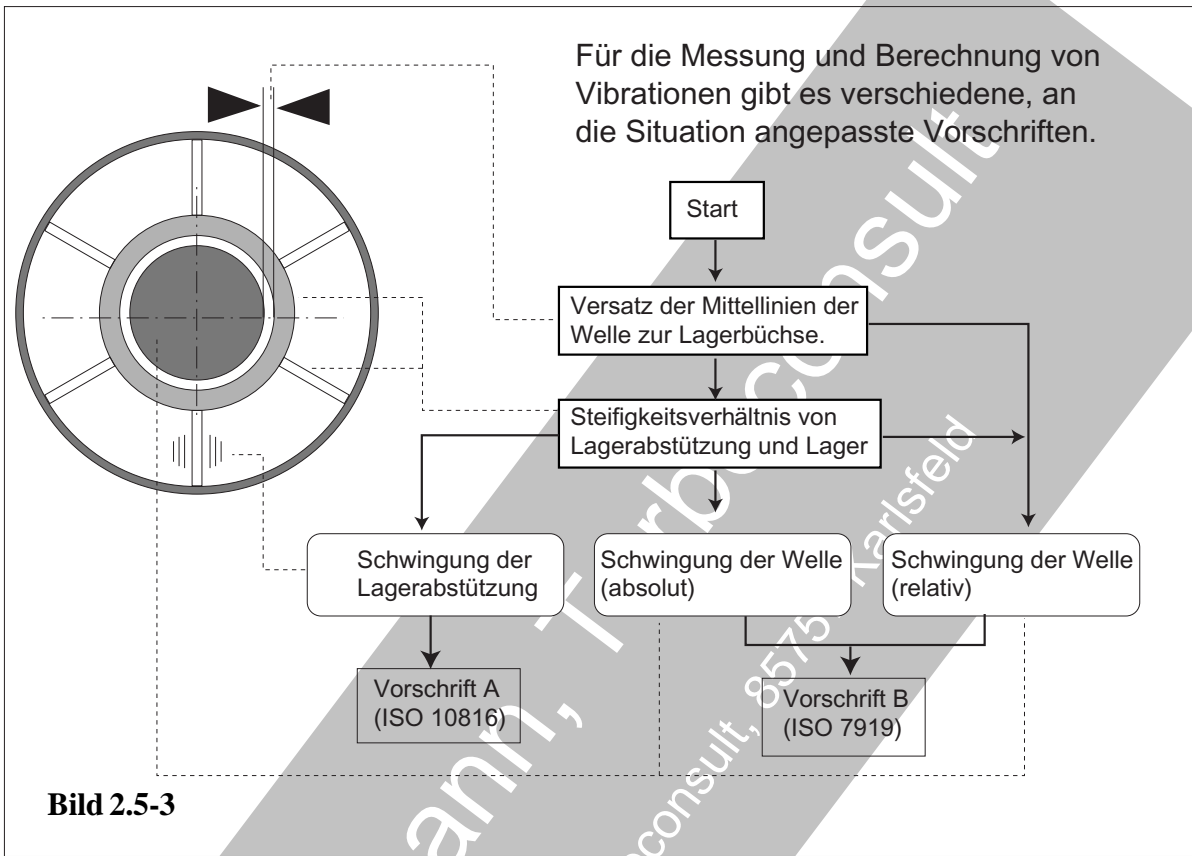
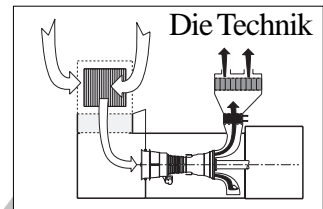
- **Datenbehandlung, -sammlung und -dokumentation.**

- **Betriebszustände der Maschine.**

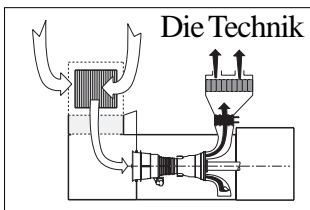
- **Überwachungsart** (Zeitintervalle, kontinuierlich) und Überwachungssystem.

- **Verbindung** zum Auswertungssystem.

Mit der **Ausbildung des Personals** befasst sich die ISO 18436-2.



© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 95763 Karlsfeld



Schwingungsüberwachung von Gasturbinen im Industrieinsatz.

Sonden zur Abstandsmessung (engl. proximity probes) für relative Axial- und Radialverschiebungen

Stoßsensoren (Beschleunigungsgeber, engl. seismic probes) für die Messung von Einzelereignissen (engl. shocks)

Beschleunigungsaufnehmer (engl. vibration probes) zur Messung von Schwingungen (engl. vibrations)

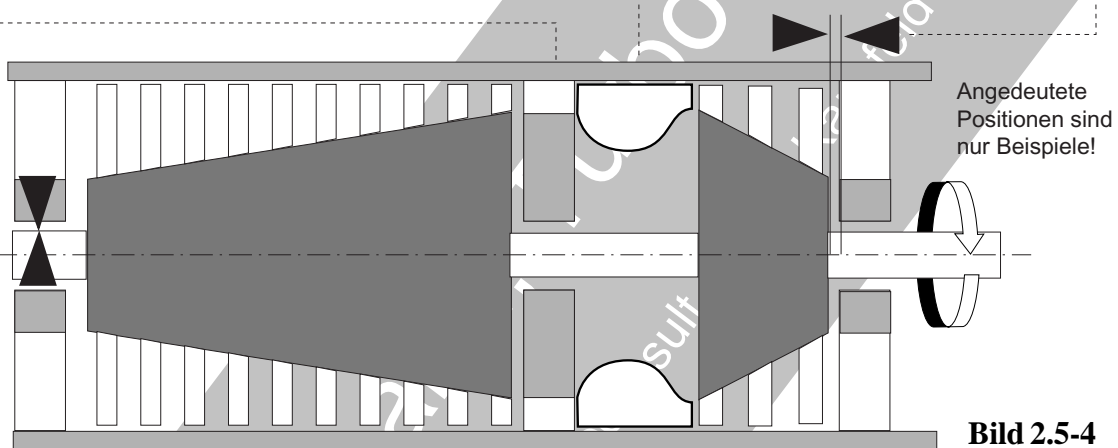


Bild 2.5-4

Bild 2.5-4 (Lit. 2-16): Die **Schwingungsüberwachung** von stationären Gasturbinen kann in Abhängigkeit von den Ursachen mehreren Zwecken dienen (Bild 2.5-5).

- Erkennen **ungewöhnlicher Betriebszustände** wie **instabile Verbrennung** (Bild 3.2.2-5) oder **Verdichterpumpen** (Bild 3.1.1-1).

- **Zeitpunkt, Ablauf und Ursache von Problemen und Schäden** wie **Lagerschäden am Rotor** oder **Rissbildung an tragenden Gehäusequerschnitten** (Bild 2.5-6).

- Schutz der Maschine vor **Überdrehzahl**.

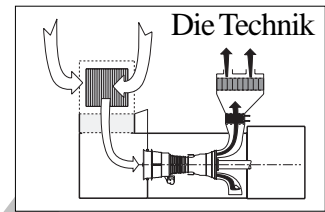
- Vermeidung gefährlich starker **Schwingungen und Folgeschäden** durch Probleme wie bei **Rotorverbiegung** (engl. rotorbow, Bild 2.2-2), **Anstreifvorgänge** oder **Schaufelschäden**.

Im Schwingungsverhalten einer Gasturbine spielt die Lagersteifigkeit eine große Rolle. Vibrationen des Rotors werden von Ölfilmen zwischen Lager und tragender Gehäusestruktur gedämpft. Das galt früher in erster Linie für Maschinen mit **gleitgelagerten Rotoren**, was

für die **schwere Bauart** typisch ist. Selbst wenn **Derivate als Gaserzeuger** direkt im Gehäuse sitzende Wälzlager aufweisen, ist es doch möglich, dass die lediglich über das Heißgas aerodynamisch gekoppelte Leistungsturbine gleitgelagert ist. **Derivate** moderner Triebwerke haben zwar **Wälzlager**, diese sind jedoch häufig mit einem **Ölfilm gegenüber der gehäuseseitigen Lageraufnahme gedämpft**.

In beiden Fällen kann der Ölfilm eine optimale **Messung der Rotorvibrationen verhindern**. Damit besteht die Gefahr, z.B. bei einem kleineren Bruchstück einer Rotorschaukel, dass der Schaden nicht erkannt wird, weil die Triggerschwelle nicht überschritten wird. Trotzdem können hohe dynamische Lagerkräfte umfangreiche Folgeschäden auslösen.

Die linke Skizze zeigt schematisch typische Sensoren zur Schwingungsmessung und deren Anbringensorte. Dazu zeigt die Tabelle rechts eine **Zusammenstellung für Maschinen schwerer Bauart mit gleitgelagertem Rotor**.



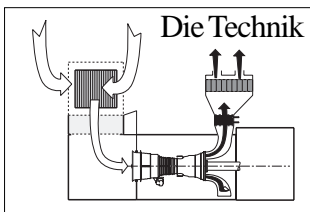
Empfohlene Schwingungsüberwachung an Industriegasturbinen schwerer Bauart.		
Anwendung	Aufbau	Zweck
Radiallager	Zwei um 90 ° am Umfang versetzte Sonden zur Abstandsmessung (proximity probes). Position direkt am Lager oder in dessen Nähe.	Direkte Beobachtung der Relativbewegungen zwischen Lagerhülse und Welle. Bei Überschreiten eines Grenzwerts wird die Maschine abgestellt.
Axiallager	Zwei Sonden zur Bestimmung der axialen Position der Welle innerhalb des Tragspalts des Drucklagers. (proximity probes).	Beobachtung des Schmierpalts im Drucklager. Bei Überschreiten eines Grenzwerts wird die Maschine abgestellt.
Drehzahl und Phasensignal der Welle	Eine Sonde zur Messung der Umfangsgeschwindigkeit/Drehzahl (Keyphaser®) an jeder unabhängig laufenden Welle.	Erkennen und Bestimmen von Drehzahlschwankungen und Torsionsschwingungen.
Gehäuse-schwingungen	Sonden zur Beschleunigungsmessung bei Stößen (seismic vibration transducers). Anwendung an freien Gehäusflächen ohne Referenzpunkt. Anbringungsort am Gehäuse von Radiallagern. Anwendung ungeeignet wenn am Gehäuse keine aussagefähigen Beschleunigungen auftreten.	Dienen gemeinsam mit den Daten der 'proximity probes' dem Erkennen von Fehlfunktionen der Anlage und für Notabstellung. Anwendung als zusätzliche Überwachung bei großen Maschinen.
Exzentrizität	Eine radiale 'proximity probe'. Gewöhnlich in Nähe der Kupplung aber mit ausreichend axialem Abstand (mehrere Wellendurchmesser) vom nächsten Lager. Damit soll ausreichend Abstand zum nächsten Schwingknoten der Welle sichergestellt werden. Gemessen wird die Wellendurchbiegung bei niedrigen Drehzahlen während Start oder langsamem Drehen.	Durchbiegung (bow) von Wellen unter dem Eigengewicht und/oder thermisch. Startverbot bei Überschreiten eines Grenzwerts. Anwendung als zusätzliche Überwachung bei großen Maschinen.

Ein besonderes Problem stellt die Möglichkeit eines Fehlers (kurzfristig, Totalausfall) der Messanlage dar (Bild 3.6.2-1). Das erschwert die Identifikation eines echten Fehlers. Dazu gehören Schäden an axialen Gleitlagern (Schublagern). Um Fehlabschaltungen ausreichend sicher auszuschließen, nutzt man zwei **redundante Systeme** mit je zwei Sonden, deren Anzeigen verglichen werden.

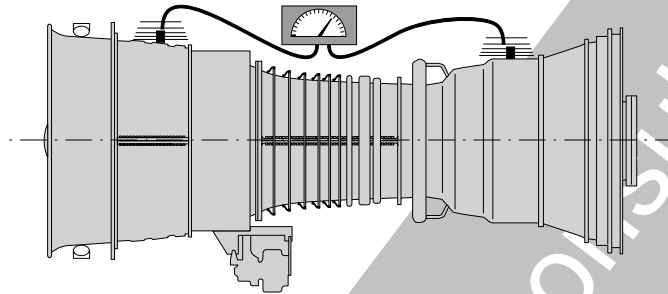
Bei kleineren Maschinen bietet mancher OEM als **Standardausrüstung nur Beschleunigungsaufnehmer** (engl. seismic probes) am Gehäuse an. In solchen Fällen sind als Option jedoch immer auch **Sonden zur Abstandsmessung** (proximity probes) erhältlich. Die gleichzeitige Anwendung beider Sondentypen wird grundsätzlich für eine Maschinenüberwachung empfohlen.

Der API-Standard 616 (siehe auch Bild 2.5-3) verlangt sowohl für Abnahmeläufe als auch den Betrieb 'Proximity Probes' als Komponenten eines Überwachungs-/Schutzsystems der Maschine. Die Sonden und das Überwachungssystem entsprechen häufig dem API 670 Standard.

Grundsätzlich sind auch Messungen der elastischen Dehnung mit **Dehnungsmessstreifen** (DMS) möglich. Diese werden jedoch nicht genannt. Offenbar ist hier die Ausfallwahrscheinlichkeit (Beschädigung, thermische Schädigung, Ablösung) für eine gasturbinenspezifische Langzeitanwendung zu hoch.

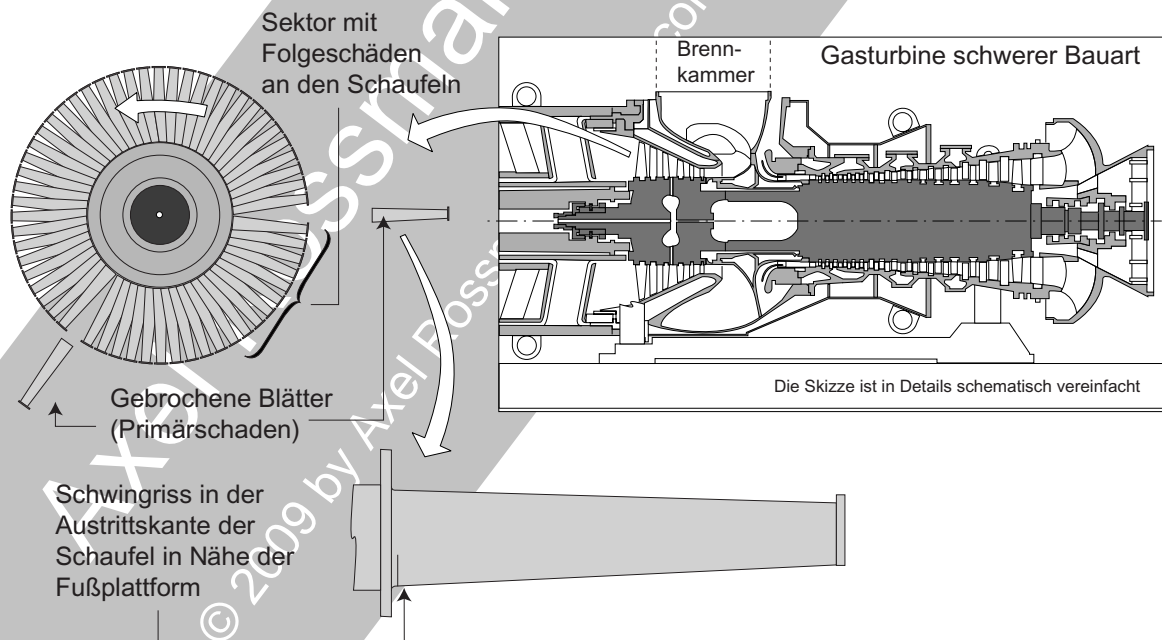


Vibrationssensoren überwachen Gasturbinen



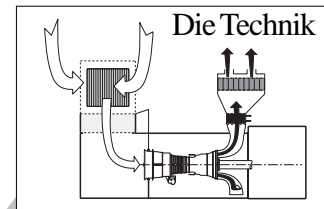
Beispiel 2.5-2: Beschleunigungsgeber (Vibrations-Sensoren) einer Gasturbine zeigten über einen langen Zeitraum einen Anstieg des Schwingungspegels der Rotordrehzahl an. Mehrfach wurde die Maschine inspiziert und auf eine Rotorunwucht hin überprüft. In keinem Fall wurde eine unzulässige Unwucht gefunden. Eine Rotorverkrümmung schied als Ursache aus, weil die Schwingungen auch im normalen Betrieb auftraten. Bei einer letzten Zerlegung, nachdem der Schwingpegel besorgniserre-

Auch in Industriegasturbinen können Turbinenschaufeln Schwingbrüche erleiden.



Beispiel 2.5-3 (Lit. 2-15): Mitte der 90er-Jahre brachen zwei **Rotorschaufeln der letzten Turbinenstufe an dieser Gasturbine** der 100 MW-Leistungsklasse. Die **Schaufelbrüche** erzeugten gegen die Drehrichtung an zehn nachfolgenden Schaufeln umfangreiche Folgeschäden. Das führte zu einer großen Unwucht. Der Schaden trat beim Erreichen der Dauerleistung ein. Es kam zu sehr starken Vibrationen die weitere Schäden auslösten (Beispiel 2.5-4):

- Beachtliche Beschädigungen an Turbine und angeschlossenem Generator.
- Schaden an der Befestigung des Erregers am Generator.



gende Werte erreicht hatte, wurde das Festlager des Rotors auf Besonderheiten überprüft. Auch hier waren nichts Ungewöhnliches feststellbar. Mit dem Wechseln des Verdichteraustrittsgehäuses, das die Lagerkammer trägt, traten keine Schwingungen mehr auf. Bei der Rissprüfung des **Gehäuses fand man einen mehrere Zentimeter langen Riss in einem umlaufenden Versteifungssteg**. Die Untersuchung des Risses zeigte, dass dieser auf Schwingermüdung zurückzuführen ist. Aus der Bruchstruktur (Rastlinien, Rostbildung) war zu erkennen, dass offenbar ein langsamer Rissfortschritt über lange Zeit stattgefunden hatte. Damit bot sich für den **langsam ansteigenden Schwingpegel** eine plausible Erklärung:

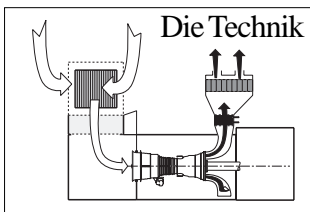
Die **Steifigkeit des Gehäuses** und damit seine Eigenfrequenz wurde durch die **Rissbildung** so weit abgesenkt, dass es zu einer Resonanz mit dem Rotor kam. Mit wachsender Risslänge vergrößerten sich die Auslenkungen am Gehäuse bei zulässiger Rotorunwucht und wurden vom **Warnsystem registriert**.

- Es entstand ein Feuer durch den Bruch einer Druckölleitung (**Ölfeuer**). Dieses konnte jedoch vom eingebauten CO₂-System schnell gelöscht werden.
- Versatz der Maschine.
- Zerstörtes (gebrochenes) Radialgleitlager (Hauptlager).

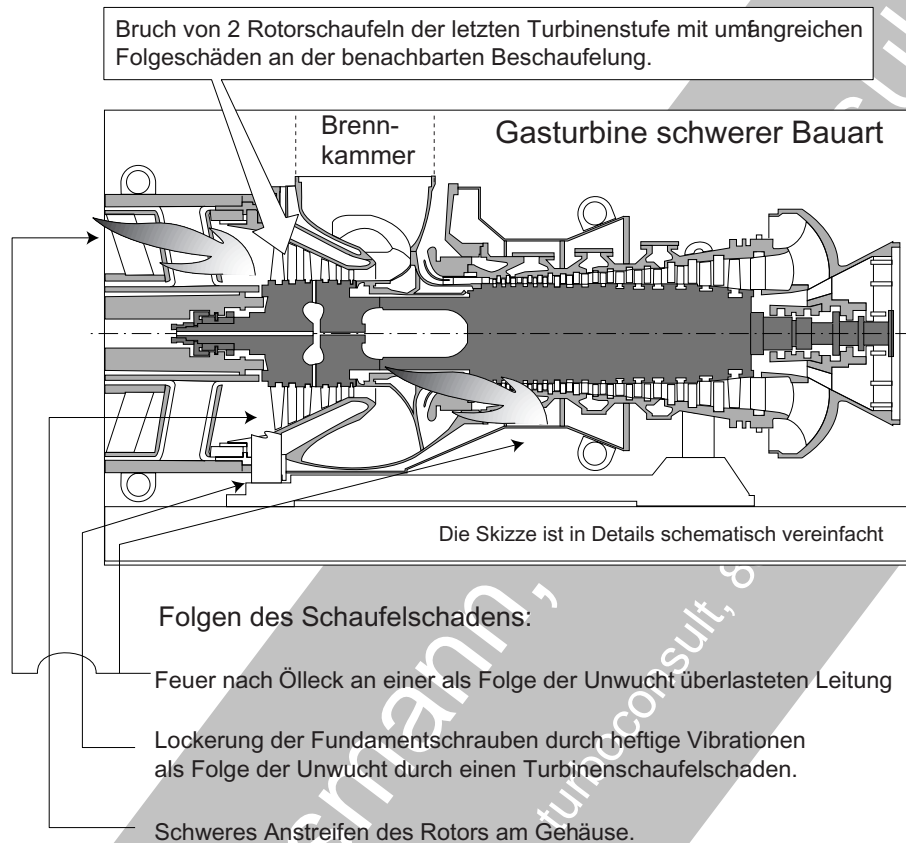
Eine nachfolgende Untersuchung ergab, dass es sich bei den auslösenden Schaufelbrüchen um **Schwingermüdung** im HCF-Bereich (Bild 3.1.2.1-0) handelt. Als Ursache wurden stochastisch (zufällig) auftretende Blattschwingungen in Grundbiegung und 1. Ordnung angegeben. Beide Schwingformen belasten den Übergang der Schaufelhinterkante zur Fußplattform stark. Diese unterliegt bereits einer hohen Vorspannung aus der Fliehkraft und der Kerbwirkung des Übergangsradius. Sie wirkt sich zusätzlich als Mittelspannung auf die ertragbare Schwingfestigkeit aus. Die Schwingungsanregung erfolgte nicht über Harmonische der Rotorschwingungen. Als Abhilfe wurde der kritische Blattbereich so verstärkt, dass sich das Spannungsniveau aus der Fliehkraft absenkte und die Schwingfrequenzen geeignet veränderten. Diese Maßnahmen scheinen sich bewährt zu haben.

Kommentar: Der Schluss auf eine stochastisch auftretende Schaufelschwingung scheint nicht voll plausibel. Zwei durch HCF angerissene Schaufeln weisen eher auf eine LCF-Belastung hin. Es ist sonst erfahrungsgemäß sehr wahrscheinlich, dass die zuerst angerissene Schaufel bricht, bevor eine zweite durch HCF-anreißt. Wenn es HCF-Beanspruchung war, muss die Mittelspannung in der Anrisszone auslegungsgemäß gefährlich hoch gewesen sein. Was die Schwingungsanregung anbelangt so besteht der Verdacht, dass diese entweder bei den nachfolgenden Versuchen nicht gefunden oder nicht offenbart wurde.

Im Übrigen traten auch an Maschinen anderer Hersteller anscheinend ähnliche Schäden **an der letzten Turbinenrotorstufe** auf (Lit. 2.5-16). In diesem Licht dürfte eine Schwingungsanregung aus dem Bereich hinter der Turbine ins Auge zu fassen sein.



Auch bei Industriegasturbinen schwerer Bauart müssen extreme Vibrationen durch Unwuchten beherrscht werden.

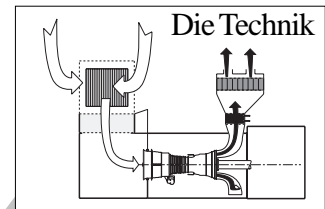


Beispiel 2.5-4 (Lit. 2-15): Im Rahmen des in Beispiel 2.5-3 dargestellten Schadens traten Folgeschäden auf, die sonst eher Derivat/Fluggasturbinen zugeordnet werden. Es handelt sich um Containment und Ölfeuer.

Das **Ölfeuer** entstand im äußeren Gehäuse und im Abgasbereich. Ursache war eine Überlastung einer angebauten Ölleitung als Folge schwerer Vibrationen durch die Rotorunwucht. Offenbar hatte eine Rohrverbindung (Verschraubung?) versagt. Als Abhilfe wurden die **Befestigungspunkte, Elastizität der Leitung und befestigter Massen (Flansche) aufeinander abgestimmt und optimiert**. Selbst wenn Leitungen nach derartig heftigen Vibrationen nicht erkennbar versagten, müssen sie sehr genau inspiziert werden. Im Zweifelsfall ist von einer (nicht erkennbaren) Ermüdungsschädigung auszugehen. Das bedeutet, dass solche Leitungen immer auszutauschen sind.

Containment bedeutet, dass keine Bruchstücke während des Schadens austreten dürfen. Interessant ist, dass dies explizit hervorgehoben wird, also ist das offenbar keine Selbstverständlichkeit. Im Schadensfall waren die Schaufelbruchstücke „Contained“. Der Rotor wies lediglich merkbare Anstreifspuren auf, die leicht nachzuarbeiten waren.

Kommentar: Aus den vorhandenen Unterlagen geht nicht hervor, ob das Ölfeuer an der gebrochenen Leitung in ursächlichem Zusammenhang mit dem Feuer im Abgasbereich steht. Dagegen spricht, dass die Leitung außerhalb des Gaskanals brach. Eher ist ein Leck am Hauptlager zu erwarten. Die Anstreifspuren am Rotor dürften erfahrungsgemäß tiefer gehen und mit einer 'leichten' Nacharbeit kaum ohne Zurücklassen einer Schwachstelle entfernbar sein.



Es gibt viele Ursachen für Vibrationen.
Die Analyse der Schwingungen lässt Rückschlüsse auf Ursachen und sich anbahnende Schäden zu.

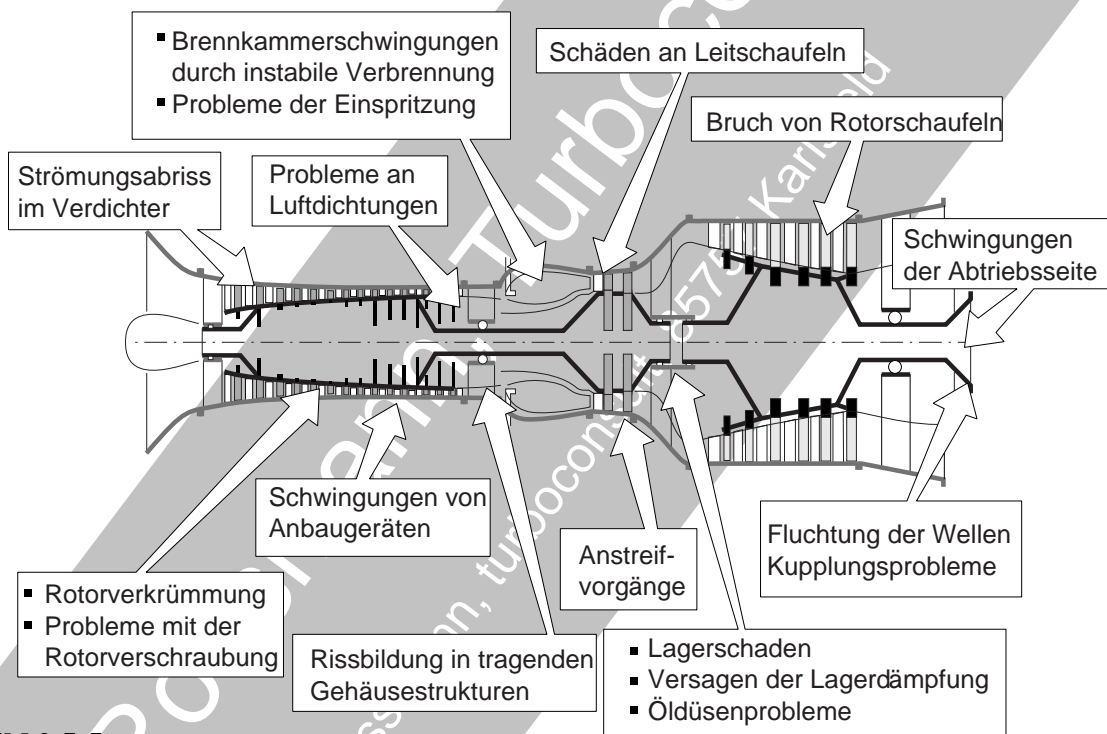
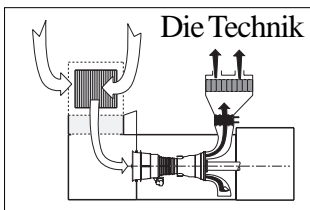


Bild 2.5-5

Bild 2.5-5: In diesem Bild sind typische Ursachen für ungewöhnlich starke **Vibrationen** einer Gasturbine zusammengestellt.

Brennkammerschwingungen: Brennkammern schwingen immer mit der Frequenz der Schwingungen des Gasstroms bei der Verbrennung (relativ niedrigfrequenter „Brumm“). Diese Schwingungen werden vom Konstrukteur berücksichtigt und beherrscht. Es können jedoch bei **Wassereinspritzung, Dampfeinblasung** (Bild 3.2.2-4) oder Problemen an der Kraftstoffeinspritzung ungewöhnlich starke Schwingungen auftreten. Besonders häufig beobachtet man starke Brennkammerschwingungen



(engl. **buzz**) bei **Dry-Low-Nox Brennkammern**, die mit einem sehr mageren Brennstoff/Luftgemisch arbeiten.

Die Vormischung mit großen Luftmengen begünstigt eine solche **selbstverstärkende Instabilität der Verbrennung** (Bild 3.2.2-5). Heftige Brennkammerschwingungen können z.B. zu unerwartet starkem **Verschleiß an den Steckverbindungen der Heißeile** und zum Ausbrechen von Brennkammerschindeln (Bild 3.2.1-4) führen.

Strömungsabriss im Verdichter (Pumpen): Kann in der Entstehungsphase (z.B. rotating stall, Bild 3.1.1-5) Vibrationen und damit Schwingbrüche der Beschaukelung auslösen. Bei vollkommenem Strömungsabriss kommt es zu schweren schlagartigen Impulsen mit der Gefahr einer kurzzeitigen **dynamischen Überlastung der Beschaukelung** und/oder heftigen Anstreifvorgängen (Bild 3.1.1-6). Nicht abgeführte Reibungswärme (Quirlverluste) im kurzzeitig fehlenden Luftstrom ist in der Lage, Rotorschaukeln unzulässig zu überhitzen. Kühlluftmangel in den Heißeilen, zusammen mit zu wenig Verbrennungsluft, kann in sehr kurzer Zeit gravierende Überhitzungsschäden auslösen.

Rotorverkrümmung und Anstreifvorgänge: Die unterschiedliche thermische Trägheit des Rotors und der Gehäuse kann auch noch Stunden nach dem Abkühlen zur Spaltüberbrückung und zum Festsitzen des Rotors führen (Bild 2.2-2 und Bild 3.1.2.4-2). Die in der stehenden Maschine aufsteigende warme Luft erwärmt den oben liegenden Teil des Rotors stärker als die tiefer liegenden Zonen. Die Folge sind selbstverstärkende Schwingungen in der Frequenz der Rotordrehzahl mit gefährlichen Schäden. Hierzu gehören die Schwächung des Rotors durch Verschleiß sowie Überhitzung und Überlastung der Beschaukelung.

Luftdichtungen: Labyrinth können auf vielfältige Weise zu Schwingungen angeregt wer-

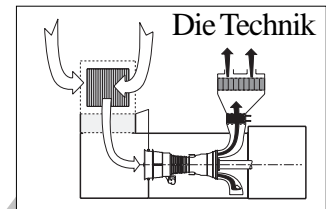
den. Beispiele sind Anregungen durch den Leckluftstrom oder Gasschwingungen in den, von den Dichtungen gebildeten Ringkammern. Die Folge können Schwingrisse und Ausbrüche (Plattenschwingungen) an dünnwandigen Komponenten sein. Gefährdet sind z.B. Leitbleche oder Abstützconen der Labyrinth.

Gehäuse: Die Steifigkeit tragender Gehäusestrukturen kann sich, als Folge einer **Rissbildung**, verändern. Gewöhnlich führt diese Querschnittsschwächung zu einem **Abfall der Eigenfrequenz**. Das ermöglicht verstärkte Schwingungen (Beispiel 2.5-2), insbesondere im Resonanzfall. Entsprechend dem Risswachstum steigt der Schwingpegel gewöhnlich mit der Zeit an.

Turbinenleitschaufeln: Schäden am Eintrittsleitapparat der Hochdruckturbinen können den Rotor über die Beschaukelung zu Schwingungen anregen, die sich durch Vibrationen außen bemerkbar machen.

Turbinenrotorschaukeln: In der Turbine kann es durchaus vorkommen, dass ein Schaufelbruch, besonders wenn nur ein Teil eines Blattes betroffen ist, nicht sofort bemerkt wird. Dagegen ist im Verdichter, bei dem ein Schaufelbruch umfangreiche Folgeschäden erwarten lässt, mit dem sofortigen Ausfall der Maschine (Beispiel 2.5-2) zu rechnen.

Kleinere Turbinenschäden sind an ihren Unwuchten bei elastisch aufgehängten, gedämpften Lagern schwer zu erkennen. Solche Konstruktionen findet man in Triebwerksderivaten. Die Unwuchtkräfte machen sich in diesem Fall an den außen an der Maschine angebrachten Beschleunigungssensoren nur wenig bemerkbar. Wird die Maschine längere Zeit mit inneren Unwuchten betrieben, sind schwere Schäden an den Lagern zu erwarten. Es ist deshalb wichtig, dass die **Ansprechintensitäten (Triggerschwellen)** etwaiger **Schwingungssensoren** (Beschleunigungssensoren) ausreichend sensibel eingestellt sind, ohne Fehlalarme auszulösen.



Hauptlager:

Wälzlager: Schäden führen zu merklichen, meist hochfrequenten **Vibrationen**. Zu Schäden, die sich durch Vibrationen rechtzeitig vor einem katastrophalen Ausmaß anzeigen, gehören **Ermüdungsausbrüche (Ermüdungspittings, Ermüdungsgrübchen)** von Wälzlagerlaufbahnen. Besteht der Verdacht eines Lagerschadens, sind **Magnetstopfen** und **Ölfilter** zu kontrollieren (Bild 3.5-5 und Bild 3.5-7). Umgekehrt ist bei einem Magnetstopfenbefund besonders scharf auf Vibrationen zu achten 8bILD %:!--19.

Für das **rechtzeitige Erkennen** eines Wälzlagerschadens besteht bei niedertourigen, großen Maschinen durchaus eine realistische Chance. Je kleiner und hoctouriger die Maschinen jedoch werden, umso eher kommt es innerhalb kurzer Zeit zu einem katastrophalen Lagerschaden. **Gasturbinen kleiner Leistung** sind vergleichsweise hoctourig. Sie können innerhalb von **Sekunden**, in der bemerkbaren Endphase eines Lagerschadens, katastrophale Schäden erleiden. Mit einem rechtzeitigen Eingreifen lässt sich ein solcher Schaden verständlicherweise kaum abfangen.

Auch eine pulsierende Ölzufuhr kann Vibrationen im Lagerbereich auslösen. Dabei besteht ebenfalls die Gefahr des Bruchs der betroffenen Öldüse mit umfangreichen Folgeschäden.

Gleitlager: In Gasturbinen des schweren Typs kommen gewöhnlich Gleitlager zum Einsatz. Diese haben spezifische Schadensmechanismen (Lit. 2-10 und Lit 2-11). Typische Schadensursachen sind

- **Herstellungsfehler** der Gleitschicht/des Lagerwerkstoffs.
- **Verschmutzung** aus Fertigung (z.B. Bearbeitungsspäne), Instandsetzung (z.B. Strahlmittel), ungenügender Wartung (Probleme mit der Sauberkeit) und Schäden im Ölsystem (z.B. Lagerschäden) sein. Sie werden über das Öl eingeschwemmt.
- **Verschleiß** durch Mischreibung. Dieser entsteht als Folge von Schmierungsproblemen

(z.B. Probleme der Ölzufuhr, Überlastung, Verkantung).

- **Überlastung** der Gleitschicht führt zu örtlicher plastischer Verformung (Kriechen). Ursachen sind zu hohe Flächenpressung im Zusammenhang mit der Betriebstemperatur.

- **Dynamische Ermüdung** (Schwingrisse in der Gleitschicht, Pflastersteinausbrüche) durch Druckpulsationen im Schmierespalt.

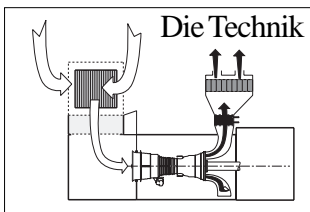
- **Kavitation** führt zu kleinen Ausbrüchen durch Schwingermüdung des Lagermetalls. Sie wird von Wasser im Öl (Dampfblasenbildung) und mitgeführter Luft begünstigt.

- **Chemischer Angriff** entsteht durch Korrosion und/oder Reaktion der Gleitschicht mit dem Öl (z.B. aggressive Alterungsprodukte).

- **Elektroerosion/Funkenerosion** als Folge von Stromdurchgang.

Anbaugeräte (Kapitel 3.6.1): Anbaugeräte können durch den Ausfall einer Komponente wie **Zahnräder** (Kapitel 3.7-2), **Kupplungen/Steckwellen** (Bild 3.6.1-7) oder **Lager** (Kapitel 3.5-2) zu Schwingungen angeregt werden. Im Extremfall führt das zum Bruch der Aufhängung oder zur Zerstörung des Geräts. Es ist auch möglich, dass Schwingungen in die Maschine geleitet werden und dort Schäden verursachen. So wurde z.B. der Fall bekannt, bei dem ein kleiner **Verzahnungsfehler** zum **Ermüdungsbruch der Verspannung des Turbinenrotors** führte. Schwingungen die von der Verzahnung der Zahnräder ausgehen sind wegen der großen Zähnezahzahl und der hohen Drehzahlen extrem hochfrequent (bis in den Ultraschallbereich). Bei den entstehenden Schwingformen genügen selbst kleinste Amplituden (im 0,1 mm -Bereich) für einen Schaden durch Schwingermüdung.

Nachträglich angebrachte Abtriebe mit ungleichmäßigem Abtriebsmoment wie **Kardanwellen** oder **Gelenkkupplungen** mit **Elastomerscheiben** können Schwingungen über ein Getriebe in der Maschine auslösen und dort zu Schäden führen. In einem solchen Fall kam es z.B. mehrfach zum Bruch der Antriebswelle ei-



Schwingprobleme sind als Symptom für einen kommenden Schaden ernst zu nehmen.

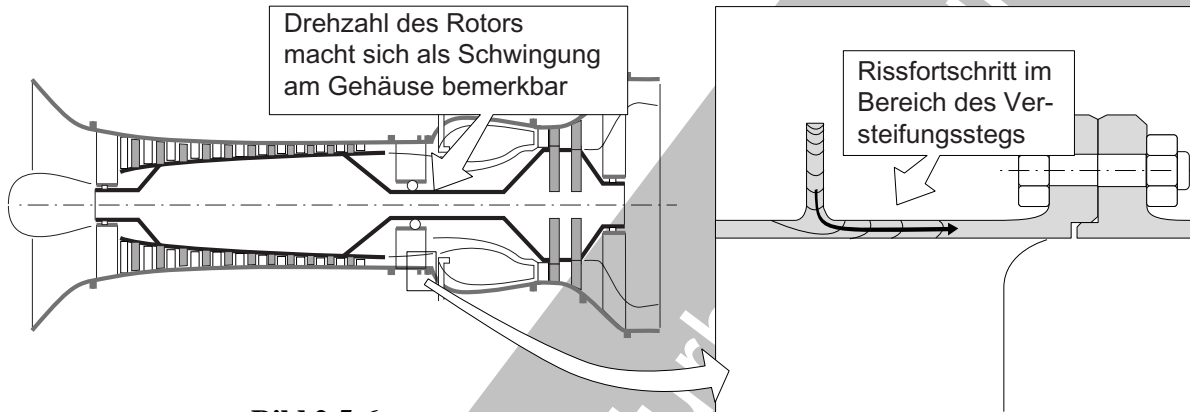
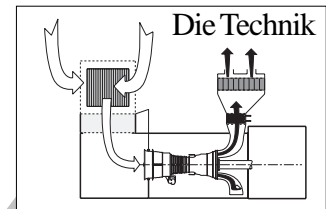


Bild 2.5-6

nes über eine **Zahnradkette** angetriebenen Reglers. Diese Übertragungsmöglichkeit der Schwingungen war leicht zu übersehen. Sie wurde deshalb erst nach mehreren Schäden erkannt.

Schwingungen des Abtriebs: Ungenügend fluchtende Wellen und beschädigte Kupplungen können Vibrationen auslösen. Müssen Resonanzen mit erhöhten Amplituden durchfahren werden, sind **Gewaltüberlastungen bis zum Wellenbruch** möglich. Es können aber auch Schwingungen aus dem angetriebenen Aggregat (z.B. Pumpe oder Generator) über die Kupplung in die Maschine eingeleitet werden. Werden Schwingungen des Rotors angeregt, besteht erhöhte Schadensgefahr. Deshalb ist bei der Montage und während des Betriebs auf die **einwandfreie Funktion des Abtriebs** besonders zu achten.

Bild 2.5-6: Durch **Rissbildung** oder zu hohe Betriebstemperaturen kann sich ein Gehäuse merklich **elastischer verhalten**. Der damit verbundene **Abfall der Eigenfrequenz** ist in der Lage, Resonanzen in der Rotordrehzahl auszulösen. Diese Vibrationen sollten vom **Schwingungswarnsystem** angezeigt werden. Selbst wenn die Amplituden sich noch in einem zulässigen Bereich befinden, sind solche Effekte (Anstieg der Amplitude über der Betriebszeit) aufmerksam zu verfolgen. Gegebenenfalls lassen sich noch rechtzeitig Abhilfemaßnahmen ergreifen (siehe Beispiel 2.5-2).



2.6 Der Kraftstoff



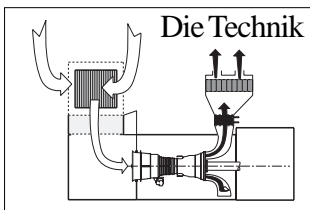
Kraftstoff ist auch bei unserem Auto ein Thema. Gemeint sind nicht Stammtischgespräche um wunderwirkende Zusätze. Auswirkungen auf ungeahnte Höchstgeschwindigkeiten werden so manchem Ingredienz angedichtet. Nein, ein echtes Thema ist auch hier der Umweltschutz. So wurden Bleizusätze minimiert oder verboten. Schwefelverunreinigungen müssen immer geringer werden.

Das hatte, teilweise unerwartete, negative Auswirkungen auf die Haltbarkeit wichtiger Motorenkomponenten. Erst Anpassungen an die neuen Bedingungen brachten ein befriedigendes Betriebsverhalten. Trotzdem wirken sich diese Forderungen in zweifacher Weise positiv aus. Einmal indem direkte Emissionen von Schadstoffen minimiert werden. Zum anderen, um gesundheitsschädliche Anteile wie NO_x und CO mit Hilfe von Katalysatoren aus dem Abgas entfernen zu können, ohne deren wirksame Struktur zu schädigen. Schwefel und Blei machen nämlich dem Katalysator im wahrsten Sinn des Wortes das Leben schwer und führen zu dessen frühem Versagen. Natürlich wird man zuerst versuchen mit der Optimierung der Kraftstoffzufuhr und der Verbrennung den Ausstoß der schädlichen Gase zu verringern. Auch eine Verbesserung des Motorenwirkungsgrades führt über einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch zu kleineren Abgasmengen. Aufwändige Verfahren zur Direkteinspritzung und Realisierung magerer Gemische werden genutzt, um den Kraftstoffverbrauch bei niedrigen Emissionen abzusenken.

Ganz ähnlich geht man bei Gasturbinen vor, um Forderungen des Umweltschutzes bei akzeptablen Leistungen, günstigem Kraftstoffverbrauch und hohen Lebensdauern zu erfüllen. Der Wirkungsgrad wird weiter angehoben und neue Technologien vermindern die Schadstoffentstehung. Nicht selten treten zumindest bei der Einführung schadstoffarmer Konfigurationen Probleme auf, die bisher kaum beobachtet wurden. Deshalb müssen auch an schadstoffarmen Gasturbinen Änderungen gegenüber früheren Versionen vorgenommen werden.

Eigenschaften des Kraftstoffs beeinflussen die Betriebskosten in hohem Maß. Dabei ist durchaus nicht nur der Kraftstoffverbrauch von Bedeutung. Die vielfältigen Zusammenhänge sind oft nicht genügend bewusst. Der Kraftstoff bestimmt mit seiner Zusammensetzung, Reinheit und seinen Verbrennungseigenschaften in hohem Maß die **Lebensdauer und das Betriebsverhalten unserer Gasturbine**. Insbesondere ist die Lebensdauer der Heißeile im Brennkammerbereich betroffen:

Die **Lebensdauer der Brennkammer selbst und die der ersten Turbinen-Leitschaufelstufe** (engl. nozzle) stehen im Zusammenhang mit der Wärmestrahlung der Flamme. Sie ist hier für die Aufheizung, d.h. Temperaturniveau und Temperaturzyklen von entscheidender Bedeutung. Damit sind auch Schäden durch Oxidation und Thermoermüdung von der Flammenstrahlung abhängig. Kraftstoffe, die zur **Rußbildung und damit zu starker Wärmestrahlung** der Flamme neigen (leuchtende Flamme), können die **Reparaturkosten im Heißeilbereich** um ein Mehrfaches ansteigen lassen. Gründe sind kürzere Lebensdauern



und/oder irreparable Schädigungen nach üblichen Laufzeiten. Für die Rußbildung ist der **Wasserstoffgehalt des Kraftstoffs** wichtig (Bild 2.6-2). Dieser steht im Zusammenhang mit dem kraftstoffspezifischen Gemisch der verschiedenen Kohlenwasserstoffe.

Es ist also dringend anzuraten, dass Garantien zur Heißeillebensdauer und Demonstrationsläufe dieser Eigenschaften für den **vom Betreiber verwendeten Kraftstoff** gelten (Beispiel 3.2.2-1).

Will der Betreiber, z.B. aus Verfügbarkeits- oder Kostengründen die **Kraftstoffsorte wechseln** (das gilt auch für die Lieferquelle), sollte er sich über Bedenken und mögliche Auswirkungen auf Garantieleistungen beim OEM absichern. Am besten ist dies, falls möglich, bereits bei der Beschaffung geschehen.

Die Minimierung der **Schadstoffemission** stellt weitere Anforderungen an die Gleichmäßigkeit und Reinheit des Kraftstoffs. Hierzu gehört in erster Linie die „Dry Low-NOx“ (DLN) Verbrennung.

Die Zumischung großer Luftmengen im Bereich der Einspritzdüsen begünstigt **Instabilitäten der Verbrennung** (Bild 3.2.2-5). Sie ist für scheinbar kleine Unterschiede in der **Kraftstoffzusammensetzung äußerst empfindlich**. Offenbar können sich selbst Abweichungen innerhalb von Spezifikationswerten im Betriebsverhalten inakzeptabel bemerkbar machen (siehe Beispiel 2.6-5 und Kapitel 3.2.3).

In **Erdgas** eingebrachte, **feinstverteilte flüssige und feste Bestandteile (Aerosole)** haben entsprechend Literaturangaben die Überholintervalle von DLN-Gasturbinen auf 2000 bis 3000 Stunden verkürzt (Lit 3.1.2.3-1).

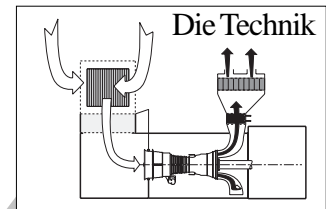
Fällt die Temperatur des Brenngases unter seinen Taupunkt, wird eine **Kondensatbildung** ermöglicht. Damit besteht die Gefahr von Überhitzungsschäden an den Heißeilen. In diesem Fall sind die Regler nicht in der Lage, auf die plötzlich vielfach höhere Brennstoffmasse der Flüssigkeit anstatt des Gases zu reagieren.

Zusätzlich können zerstörende **Flammrückschläge** (Bild 3.2.1-5.2) ausgelöst werden. Um solche Gefahren zu vermeiden, empfehlen die Gasturbinenbetreiber eine **Brenngastemperatur** vor dem Kraftstoffsystem die mindestens **10 °C über dem Taupunkt** liegt. Diese Temperatur garantieren manche Hersteller indem sie eine dauernde **Vorwärmung** anbringen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass sich das Gas bei einem Druckabfall merklich abkühlt. Wird der Gasdruck in der Zuführung von beispielsweise 56 bar auf 25 bar abgesenkt, ist mit einem Abfall der Brenngastemperatur um ca. 17,5 °C zu rechnen. Zu bedenken ist auch, dass eine Vorwärmung wegen des zusätzlichen Energieverbrauchs zu einem Kostenfaktor werden kann.

Neue Zusatzgeräte eröffnen die Möglichkeit, mitgeführte **Aerosole** abzuscheiden oder das Brenngas kontinuierlich auf derartige Verunreinigungen zu überwachen.

DLN-Brennkammern (Bild 3.2.1-5.1 und Bild 3.2.2-2) sind im Vergleich zu konventionellen **Brennkammern** für mitgeführte Öle besonders empfindlich. Von vorgeschalteten Kompressoren als „Ölrauch“ (= „oil smoke“) eingebrachte Öle, wie schwere Kohlenwasserstoffe, Amine und Glykol, müssen entsprechend Aerosolen aus dem Brenngas entfernt werden. Gelingt dies nicht, besteht die Gefahr, einer **Verkokung der Kraftstoffdüsen**, von **Frühzündungen** (Bild 3.2.1-5.1) oder **Flammrückschlägen**. Die fein verteilten Ölnebel lassen sich mit einem Bindemittel entfernen.

Unbefriedigende Qualität von gasförmigen und flüssigen Kraftstoffen ist einer der häufigsten Gründe für Probleme mit Industriegasturbinen (Lit. 2-13). Ursachen sind Abweichungen bzw. Streuungen der Kraftstoffvorschriften und/oder ungeeigneter Umgang mit dem Kraftstoff. Engpässe wie bei Energiekrisen verstär-

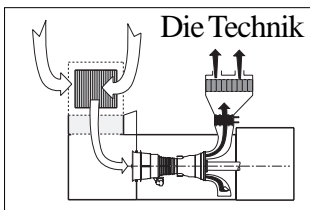


ken einen Trend zu schlechterer Kraftstoffqualität. Mit besseren **Kraftstoff-Reinigungssystemen** wird versucht dem entgegenzuwirken. Das gilt besonders für Schweröle.

Weil **Verunreinigungen wie Schwefel** die teuren Heiteile schädigen (siehe Kapitel 3.4.2) werden Überholintervalle und -kosten von der Wahl des Kraftstoffs beeinflusst (Bild 2.6-1). Dies gilt nicht nur für die Beschaufelung. So hat man festgestellt, dass Silber auf vielfältige Weise **Sulfidation** auslösen kann (Bild 3.4-4). Selbst an Rotorscheiben aus Ni-Legierungen können durch **Silbereinwirkung** gefährliche Anfressungen entstehen. Deshalb werden heute vielfach **keine versilberten Schrauben im Heiteilbereich** verwendet. Das Problem wird anscheinend als so gravierend eingeschätzt, dass man nun die „gefressenen“ bzw. festgebackenen Schrauben nach dem ffnen austauscht. Damit besteht die Gefahr einer nicht erkannten Schädigung durch Überlastung beim Lösen.

Doch nicht nur Heiteile sind von schlechter Kraftstoffqualität betroffen. Auch **Ablagerungen** („Fouling“, Bild 2.6-3) **im Kraftstoffsystem** (Regler, Zumesseinheiten, Düsen, Bild 2.6-4) können einen Ausfall der Gasturbine herbeiführen.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

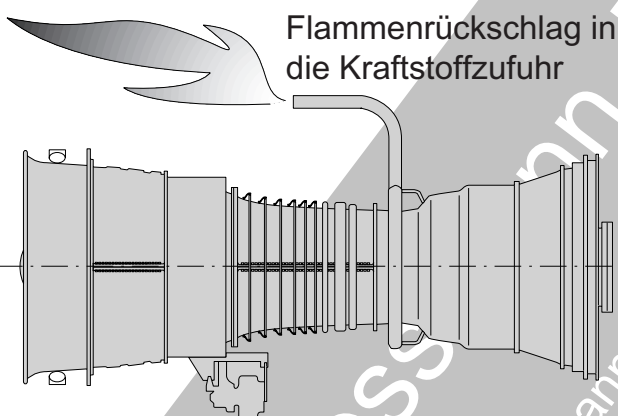


Beispiel 2.6-1 (Lit 3.1.2.3-1): Ein **Flammrückschlag** (Bild 3.2.1-5.2) in einer mit DLN ausgerüsteten Industriegasturbine war wahrscheinlich auf **Amine im Brenngas** zurückzuführen. Die vorgeschaltete Anlage zur Gasbehandlung ließ jedoch keine entsprechenden Anzeichen erkennen. Wie sich herausstellte, waren zehn Jahre früher große Mengen Amine in die Gasleitung gelangt. Diese setzten sich im Rohrleitungstück im Bereich am Grund eines Flusses ab. Ein verstärkter Gasdurchfluss riss die abgesetzten Amine mit.

Der **Einsatz eines Filters** konnte weitere Flammrückschläge verhindern.

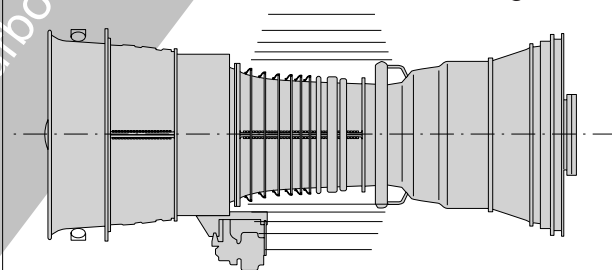
Beispiel 2.6-2 (Lit 3.1.2.3-1): Bereits nach ca. 2500 Betriebsstunden, weit vor einer vorgesehenen Überholung, gelangte „**Ölrauch**“ (engl. oil smoke) eines Pipeline-Kompressors in die Maschine. Dies dürfte zu „**Fouling**“ im Verdichter geführt haben. Mit einem geeigneten 2,5 my Filter gelang es den Ölrauch abzuscheiden, sodass Überholintervalle bis zu 40 000 Stunden erreicht wurden.

Beispiel 2.6-4 (Lit 3.1.2.3-1): Der Betreiber **wechselte aus Kostengründen den Brenngaslieferanten**. Dadurch gelangten nach einigen Tagen **flüssige Rückstände in die Brenngasleitungen**. Das führte zum Abschalten von zwei Gasturbinen. Sie waren mit einem Filter im Kraftstoffsystem (FGCS) versehen, der größere Schäden verhinderte.

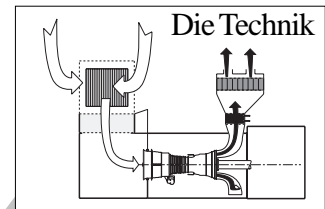


Beispiel 2.6-3 (Lit 3.1.2.3-1): Zwei große Gasturbinen mit DLN-Verbrennung wurden mit Gas niedrigen Taupunkts (um 0°C) betrieben. Dabei traten **Flammrückschläge** auf. Es zeigte sich, dass in den über der Erde geführten Gasleitungen der **Taupunkt im Winter unterschritten** wurde. Die kondensierte Flüssigkeit führte zu den Flammrückschlägen. Eine Abhilfe bestand in der **Vorheizung des Brenngases**.

Vibrationen durch die Verbrennung



Beispiel 2.6-5: Die Gasturbine wurde vor der Auslieferung beim Hersteller aufgebaut. Mit dem **vorhandenen Erdgas erfolgte eine umfangreiche Erprobung**. Dabei konnte man sich offenbar von einem beanstandungsfreien Betrieb überzeugen. Nach der Auslieferung in Übersee kam es dort zu schweren **Verbrennungsinstabilitäten**. Offenbar waren die Probleme gravierend (siehe Bild 3.2.2-5). Abhilfemaßnahmen führten für den OEM zu existenzbedrohenden Kosten. Eine Untersuchung des verwendeten Brenngases ergab Unterschiede zum Gas der Erprobung. Damit ließen sich die unzulässigen Verbrennungsschwingungen erklären.



! Der Kraftstoff wirkt sich deutlich auf die Überholungskosten aus.

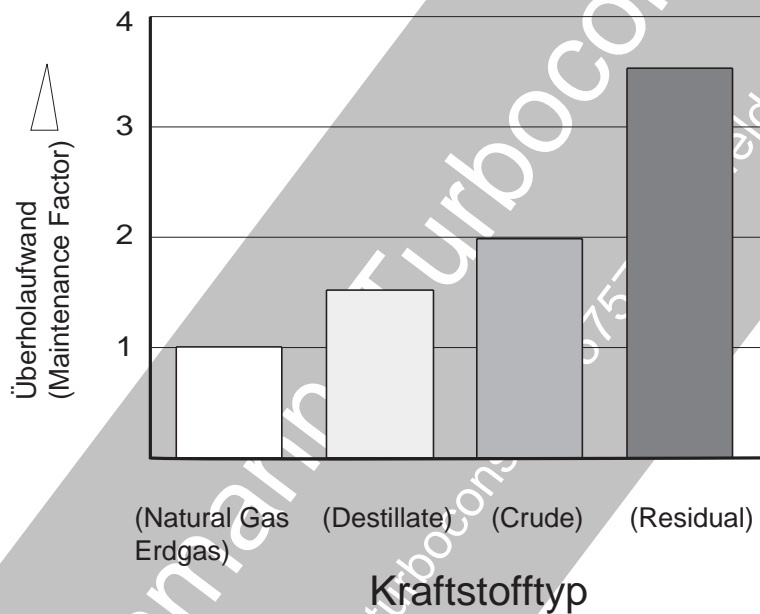
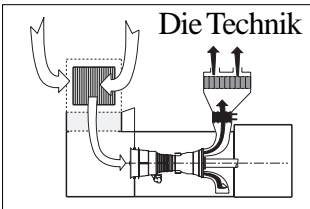


Bild 2.6-1

Bild 2.6-1: Der **Instandhaltungsaufwand** einer Gasturbine hängt in erster Linie von Lebensdauer und Überholintervallen der Heiteile (Brennkammer und Turbinen) ab. Deutlich ist in diesem Zusammenhang der Einfluss des verwendeten **Kraftstofftyps** zu erkennen. Das vergleichsweise saubere Erdgas schneidet am besten ab. Je dickflüssiger und in seiner Zusammensetzung inhomogener der Kraftstoff ist, umso preisgünstiger ist er. Die Verunreinigungen dürften jedoch zunehmen. Entsprechend häufiger treten kostspielige Schäden auf. Auch die Überholintervalle verkürzen sich. Besonders die Verunreinigungen lösen **Heigaskorrosionsschäden** (z.B. **Sulfidation**, Bild 3.4-2 und Bild 3.4-3) auf Kosten der Lebensdauer aus.



Scheinbar kleine Änderungen des Kraftstoffs können die Lebensdauer der Brennkammer deutlich beeinflussen.



Bild 2.6-2

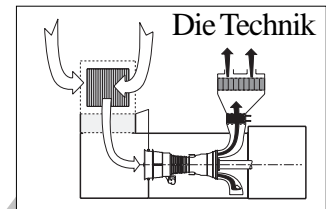
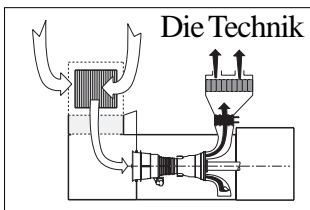


Bild 2.6-2 (Lit 2-9): Ruß beim Verbrennungsvorgang ist für die thermische **Belastung der Brennkammer** durch **Wärmestrahlung** entscheidend. Die glühenden Rußpartikel sind die Hauptstrahlungsquelle. Sie ist für die Temperatur der Brennkammerwandung verantwortlich, denn sie durchdringt den schützenden Kühlluftschleier. So steigen die Reparaturkosten der Brennkammer auf Grund einer größeren Schädigung (z.B. Rissbildung, Verformungen, Skizze oben, Bild 3.2.3-1).

Der **rußbildende Kohlenstoff-** bzw. der Wasserstoffgehalt ist vom Anteil der Ketten- und Ringkohlenwasserstoffe bestimmt. Natürlich spielen auch die Verbrennungsbedingungen für die Rußbildung eine wichtige Rolle (Lit. 2-12). Das Diagramm zeigt die **Tendenz der Abhängigkeit von Brennkammerlebensdauer** und Zusammensetzung eines (flüssigen) Kraftstoffs.

Ca. 100°K führen zu thermischen Spannungen, die überproportional große Lebensdaueränderungen (Lastwechsel bis zur Rissbildung), es handelt sich um eine Zehnerpotenz, auslösen.

Merke: Auch eine **scheinbar kleine Änderung der Kraftstoffspezifikation** und/oder die Nutzung verschiedener Kraftstoffe kann die **Überholungsintervalle deutlich verkürzen** und die Reparaturkosten in die Höhe treiben. Deshalb ist eine äußerst kritische Prüfung mit geeignet **betriebsnahen Prüfläufen** dringend zu empfehlen.



"Fouling" im Kraftstoffzumesssystem

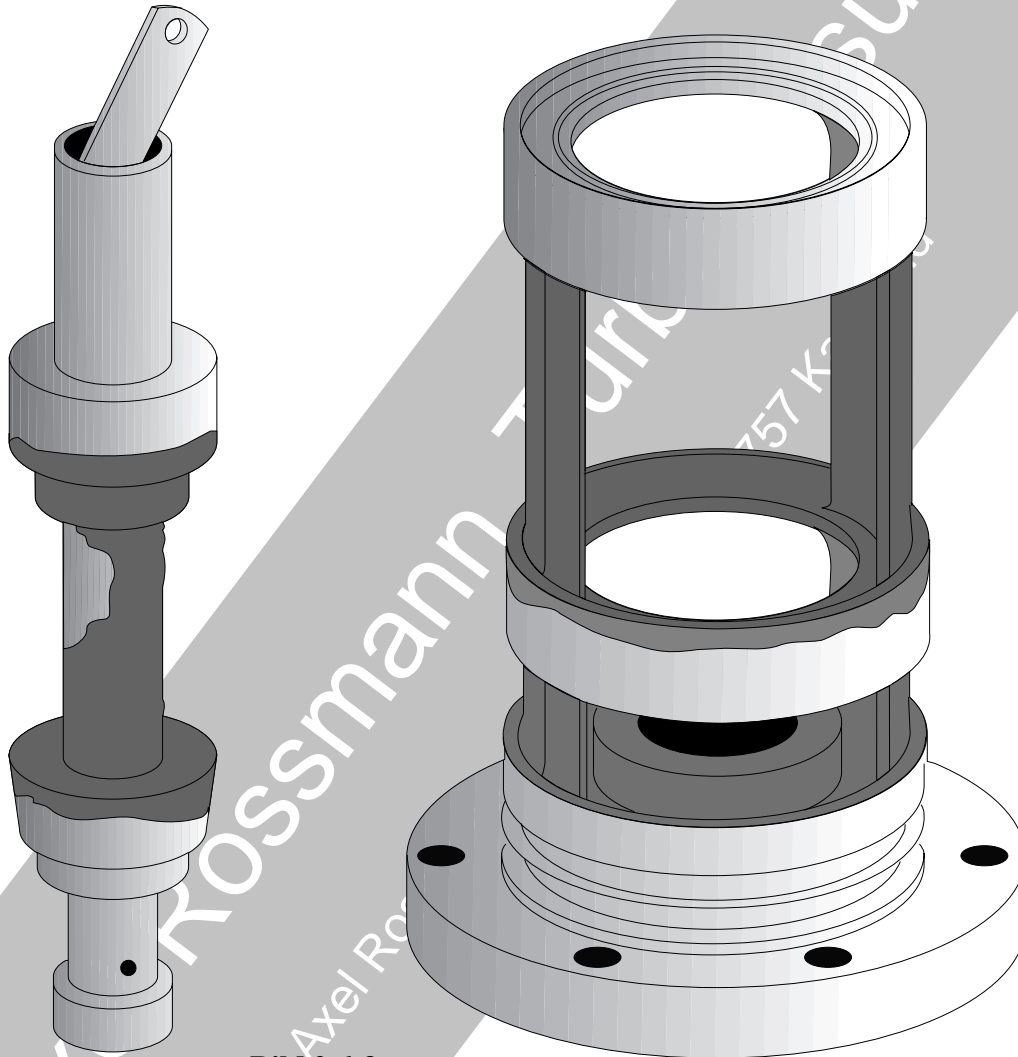


Bild 2.6-3

Bild 2.6-3 (Lit. 2-13): An mehreren Derivat-Maschinen in der Ölförderung des mittleren Ostens trat gefährliches **Fouling im Kraftstoffsystem** auf. Besonders Ventilsitze und **Messquerschnitte** im Regelungsbereich waren betroffen. Dadurch wurde das **Startverhalten** beeinträchtigt. Zusätzlich reagierten die Maschinen träge auf Leistungsänderungen. Es zeigte sich, dass die Entstehung der Ablagerungen auf der Kombination der **Kraftstoffverunreinigungen Schwefelwasserstoff** (engl.

hydrogen sulfide) **und Wasser** beruhte. Dabei entstanden in den Rohrleitungen feine Eisen-sulfid-Partikel, die im Kraftstoff in Schwebelage gehalten wurden (Suspension). Diese Partikel konnten durch den Kraftstofffilter treten und füllten dann während der Expansion nach dem engen Querschnitt aus. Sie bildeten einen sehr **harten und spröden Belag** der sich in großen Flocken ablöste.

Ein ähnliches Problem sind die im Bild gezeigten Ablagerungen. Sie bilden sich im Kraftstoff

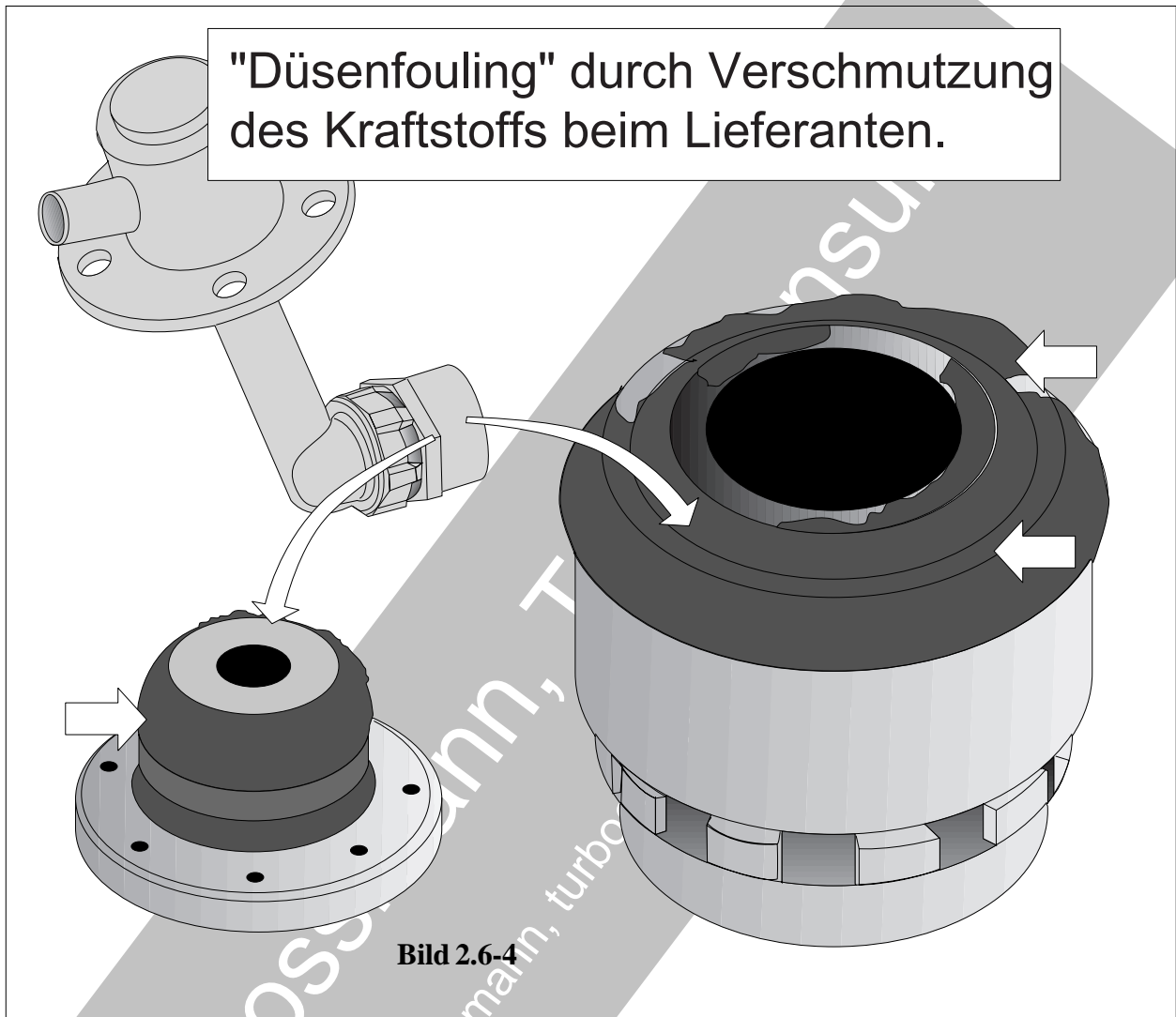
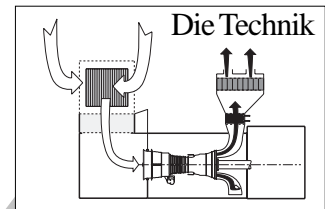


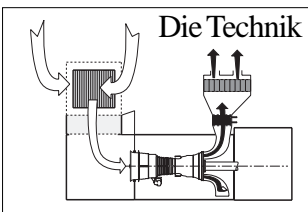
Bild 2.6-4

aus heißen Ölquellen bei über 100°C. Die Halbierung der Filterporengröße auf ca. 2 µ reichte zur Beherrschung des Problems nicht aus. Deshalb war eine Kombination mehrerer Maßnahmen erforderlich:

- **Verbessertes Auszentrifugieren/Reinigen** um den **Wassergehalt zu reduzieren**. Dazu gehörten eingehende **Wartung und Inspektion** der Wasserabscheider und ähnlich wirkender Einbauten.
- **Vermeidung tiefer liegender Leitungszonen**, in denen sich unter dem Taupunkt Wasser aus dem Gas absetzen kann.
- **Geeigneteres Kraftstoffsystem** (hydraulisch betätigt), insbesondere zur Überwindung hoher Verstellkräfte.

Bild 2.6-4 (Lit. 2-13): In mehreren Derivatmaschinen transportabler Stromerzeuger kam es zur schnellen **Ablagerungsbildung (Fouling) in den Kraftstoffdüsen**. Das Fouling erforderte häufige **Wechsel/Reinigung der Kraftstofffilter**. Zusätzlich traten **Brennkammerschäden** auf.

Der Kraftstoff wurde aus kleinen Tanks direkt mit **Lastzügen** angeliefert. Wegen der vielen Einzellieferungen war es nicht möglich, von jeder Lieferung Kraftstoffproben zu entnehmen und zu untersuchen. Mit Stichproben erkannte man die deutlich außerhalb der Spezifikation liegende Kraftstoffverschmutzung nicht. Eine **Überwachung der Abgastemperatur** (engl. monitoring, Kapitel 5.1) zusammen mit **Boroskopinspektionen der Brennkammern** (Bild 4.1-6) und **häufiger Reinigung der**



Kraftstoffdüsen/Brenner konnte das Problem auf ein akzeptables Maß gebracht werden. Eine eingehendere Untersuchung des Kraftstoffs ergab, dass das Problem auf schlechte Kraftstoffbehandlung (engl. 'housekeeping') zurückzuführen war. Die Verschmutzungen bestanden aus **Staub, Schwerölablagerungen und Teer**. Sie stammten aus den **schlecht gereinigten Tanklastzügen**. Diese Erkenntnis löste folgende erfolgreiche Maßnahmen aus:

- Verbesserte **Handhabung** (engl. handling) des **Kraftstoffs**.
- Einbau zusätzlicher **Filter** am Kraftstoffeintritt in die Gasturbine.
- Verlängerte **Absetzzeit** vor der Gasturbine.

Bild 2.6-5 (Lit. 2-14): Eine kontinuierliche Kontrolle der Kraftstoffqualität hat sich bei Gasturbinen bereits in der Praxis bewährt. Dabei geht es in erster Linie um den unteren **Heizwert** (engl. lower heating value =LHV). Eine Abnahme des LHV kann bei einer mittleren Industriegasturbine im Jahr zusätzliche Kraftstoffkosten in der Größenordnung eines Einfamilienhauses auslösen (oberes Diagramm). Hier hat die ca. 1 % LHV-Absenkung Zusatzkosten in der Größe von 300 000\$ verursacht. Für die **LHV-Überwachung** werden kontinuierlich anfallende Monitoring-Daten (engl. performance monitoring, Kapitel 5.1) wichtiger Komponenten wie Verdichter und Turbine elektronisch ausgewertet. Damit lässt sich auch zwischen Effekten geringeren Kraftstoff-

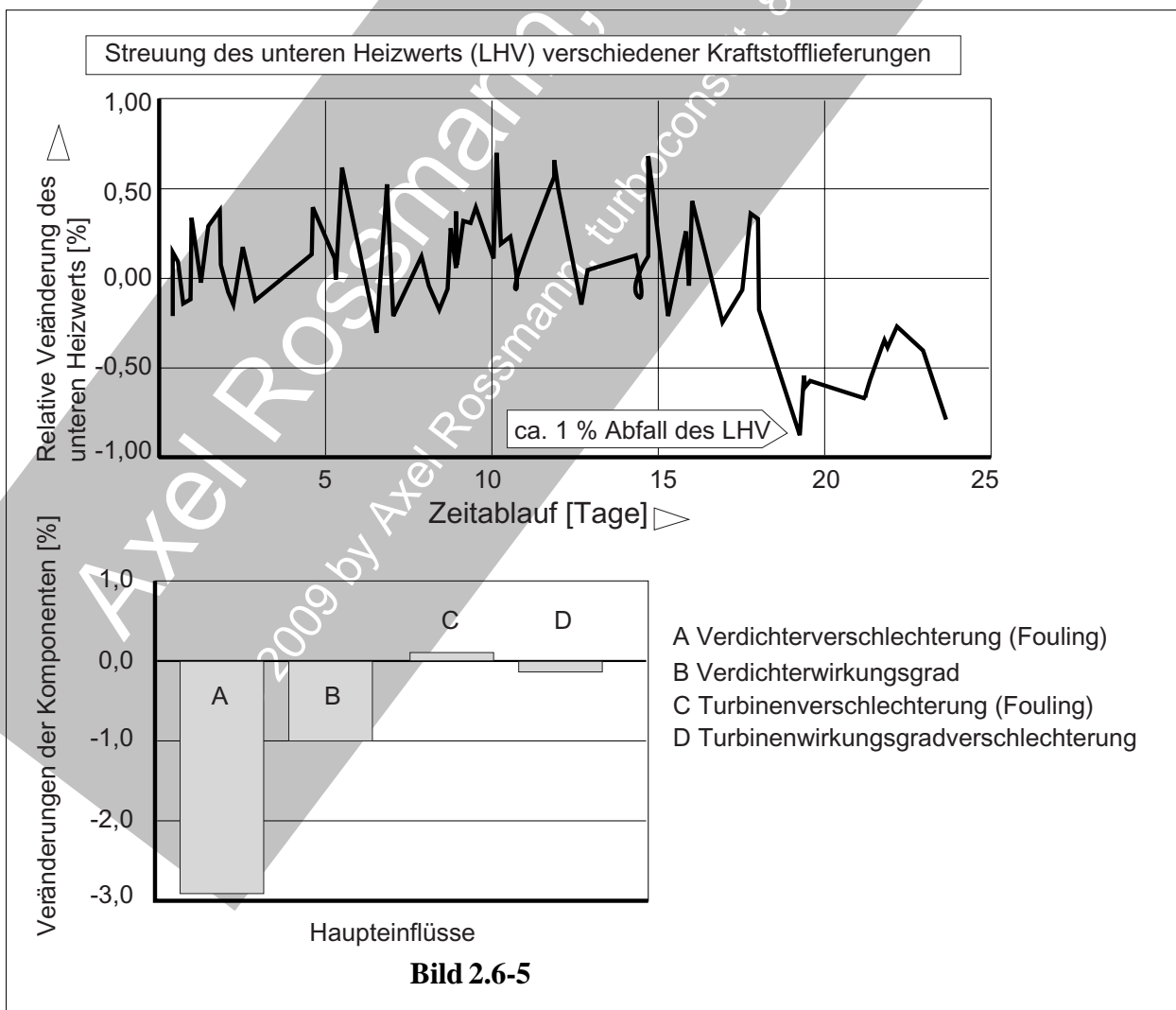
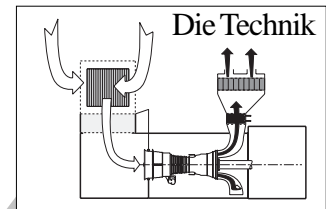


Bild 2.6-5



durchflusses und LVH-Veränderung im oberen Diagramm unterscheiden.

Dafür sind erprobte Verfahren verfügbar. Sie sind für gasförmige und flüssige Kraftstoffe geeignet. Sie sind in jedem Gasturbinentyp anwendbar. Das gilt auch bei Wassereinspritzung oder Dampfeinblasung (Bild 2.1-3.3 und Bild 2.1-3.4). Bei Gasturbinen für Pumpen von Gaspipelines, die das Gas zum Betrieb verwenden, besteht gleichzeitig die **Überwachungsmöglichkeit der Gasqualität** in der Leitung. Dieses Überwachungsverfahren wurde für Erdgas und Dieselkraftstoff erfolgreich angewendet. Es zeigte sich, dass deren Zusammensetzung **in Abhängigkeit von der Quelle im Streubereich von +/-10% variieren** kann.

Das Kraftstoff-Überwachungsverfahren hat noch weitere äußerst interessante Aspekte:

- Es **warnt vor Emissionsüberschreitungen** durch Änderungen des LHV.
- **Brennkammerinstabilitäten** (Bild 3.2.2-5), die als Gasschwingungen in Dry-Low-NOx (DLN)-Maschinen schwere Heißeilschäden verursachen, **lassen sich vermeiden**.
- Das gilt auch für ein **Verlöschen der Brennkammer** (engl. flame out).

Literatur zu Kapitel 2

2-1 H.Löffel, D.Thinius, Energieconsulting Heidelberg, „Gasaturbineneinsatz im Rahmen der Kraft-Wärme-Kopplung“, VIK-Berichte Nr. 195. Januar 1986.

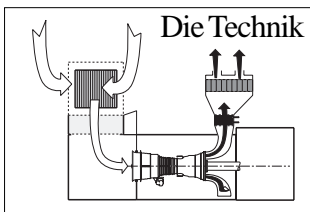
2-2 „Gasturbinen in der Industrie“, VIK-Berichte Nr. 195, Januar 1986, Seite 9-16

2-3 R.L.Casper, J.C.Rucigay, GE Co., „Design and Development of the General Electric LM5000 Industrial Package Power Plant“, ASME Paper 85-GT-26 (1985).

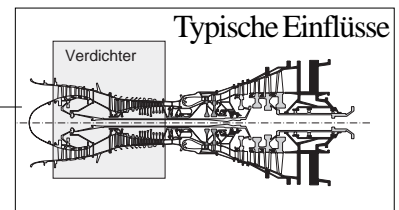
2-4 H. Huff, A. Rossmann, „Zur Kurzzeitermüdung von Turbinenrädern“, Allianz „Bruchuntersuchungen und Schadenklärung“, 1976, Seite 98-103.

2-5 C. Marnet, B.Kassebohm, „Bau und Betriebserfahrungen mit der leichten und schweren Gasturbine“, VGB Kraftwerkstechnik 55, Heft 12 (1975).

2-6 R.Kennedy, GE Co., Maintenance, Gas Turbine Reference Library (1968). Seite 7



- 2-7** R.H. Wulf, „CF6-6D Engine Performance Deterioration“, Paper NASA -CR - 15978G, 1978, Seite 1 - 103.
- 2-8** R.L. Martin, W.J. Olsson, „Operating Flight Loads and Their Effect on Engine Performance“, SAE-Paper 811071 des „Aerospace Congress & Exposition“, Anaheim, California, October 5-8, 1981.
- 2-9** C.A. Moses, P.A. Karpovich, „Fuel Effects on Flame Radiation and Hot-Section Durability“, Proceedings AGARD -CP-422 der Konferenz „Combustion and Fuels in Gas Turbine Engines“, Seite 15-1 bis 15-15.
- 2-10** K.C. Ludema, „Failures of Sliding Bearings“, „Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11 Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), ISBN 0-97170-007-7, 1986, Seite 483-489).
- 2-11** F. Böckel, S. Verstege, „Lagerung-Grundlagen und konstruktive Gestaltung“, C. Lechner, J. Seume „Stationäre Gasturbinen“, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3 2003, Seite 717-719.
- 2-12** J. Hellat, A. Eroglu, W. Krebs, „Technische Verbrennungssysteme“, C. Lechner, J. Seume „Stationäre Gasturbinen“, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3 2003, Seite 447-538.
- 2-13** J.W. Sawyer, „Sawyer's Turbomachinery Maintenance Handbook I“, Turbomachinery International Publications USA, (1980), Seite 7-25.
- 2-14** Fa. Gas Path Analysis Limited (GPAL) „On-Line Fuel Quality Control for Gas Turbines“, www.gpal.co.uk, Mai 2008.
- 2-15** S.S. Florjancic, N. Lively, G.R. Thomas, „Mechanical Behaviour of an Industrial Gas Turbine under Fault Conditions, a Case History“, Proceedings of 7th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC Conference, Honolulu, 1997, Seite 1-10. (4655)
- 2-15** „T. Hansen, R. Smock, „Gas Turbines Aim at World Power Market“, Zeitschrift Power Engineering International, June 1996, Seite 1-9. (4650)
- 2-16** M. Maalouf, „Gas Turbine Vibration Monitoring - An Overview“, Zeitschrift ORBIT, Vol. 25, No. 1, 2005, Seite 49-62. (4654)
- 2-17** J.M. Robichaud, „Reference Standards for Vibration Monitoring Analysis“, www.bretech.com, Seite 1-10. (4653)



Kapitel 3

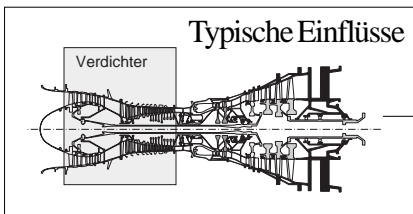
Betriebsbeanspruchung und Betriebsverhalten der Komponenten



Als engagierter Autobesitzer wissen Sie natürlich über technische Daten und "Innenleben" Bescheid. Bei Fachgesprächen mit Kollegen oder der Werkstatt sind Sie in der Lage, große Unrichtigkeiten, wie z.B. utopische Angaben über Verbrauch oder Lebensdauer, zu erkennen und zu relativieren. Den vertretbaren Aufwand für eine etwaige Reparatur können Sie abschätzen. Sie wissen warum bestimmte Wartungsarbeiten durchzuführen sind und welche Risiken die Nichteinhaltung der Wartungsintervalle birgt. Es ist Ihnen möglich, aus dem Verhalten des Geräts und den Symptomen auf die wahrscheinlich betroffenen Komponenten sowie auf das Risiko eines Weiterbetriebs zu schließen. Die gleichen Möglichkeiten soll Ihnen dieses Kapitel für Ihre Gasturbine vermitteln.

Wie dargestellt, ist eine gewisse **Fachkenntnis Voraussetzung für den erfolgreichen Betrieb** einer Gasturbine. Hierzu gehört die realistische Beurteilung von **Abweichungen** und **Betriebsbesonderheiten** sowie die Wertung technischer **Empfehlungen** und **Angebote**. Auch die Einschätzung von **Risiken**, seien sie nun technischer oder finanzieller Art, sollte dem Betreiber wenigstens in Ansätzen möglich sein - kurzum, es geht um das "Ingenieurgefühl". Die Voraussetzung für die Urteilsfähigkeit ist ein **Grundverständnis der Gasturbinentechnik**. Auch die Nutzung und Einordnung von Informationen aus der Literatur, von Herstellern und Betreibern ist wichtig. Nicht zuletzt erhält man damit einen Schlüssel zu Informationen im "**Smalltalk**" mit Fachkollegen und/oder auf Konferenzen. Externe und interne Weiterbildung sind ebenfalls „Informationsbörsen“. Aus solchen Quellen ergeben sich wichtige Informationen, wenn man sie erst einmal erkannt hat. Um diese Chance zu nutzen, ist eine gewisse **Begriffssicherheit** und sind Grundkenntnisse Voraussetzung. Zum Schluss sei noch erwähnt, dass ein Gasturbinenbetreiber die "Sprache" seiner Kollegen und des fachlichen Umfelds verstehen sollte (Bild 3.1-1 und Bild 3.1-2), um nicht als Außenseiter behandelt zu werden oder sich so zu fühlen.

Man kommt also nicht darum herum, sich mit der fachlichen Materie zu beschäftigen. Natürlich ist dies teilweise etwas "trocken" und zugegeben auch mühsam. Der Autor hat es sich deshalb zur Aufgabe gemacht, die technischen Hintergründe so zu erklären und darzustellen, dass das Interesse des Praktikers geweckt wird. Dabei stand die Wissenschaft nicht im Vordergrund. Es wurden jedoch unzulässige Verein-



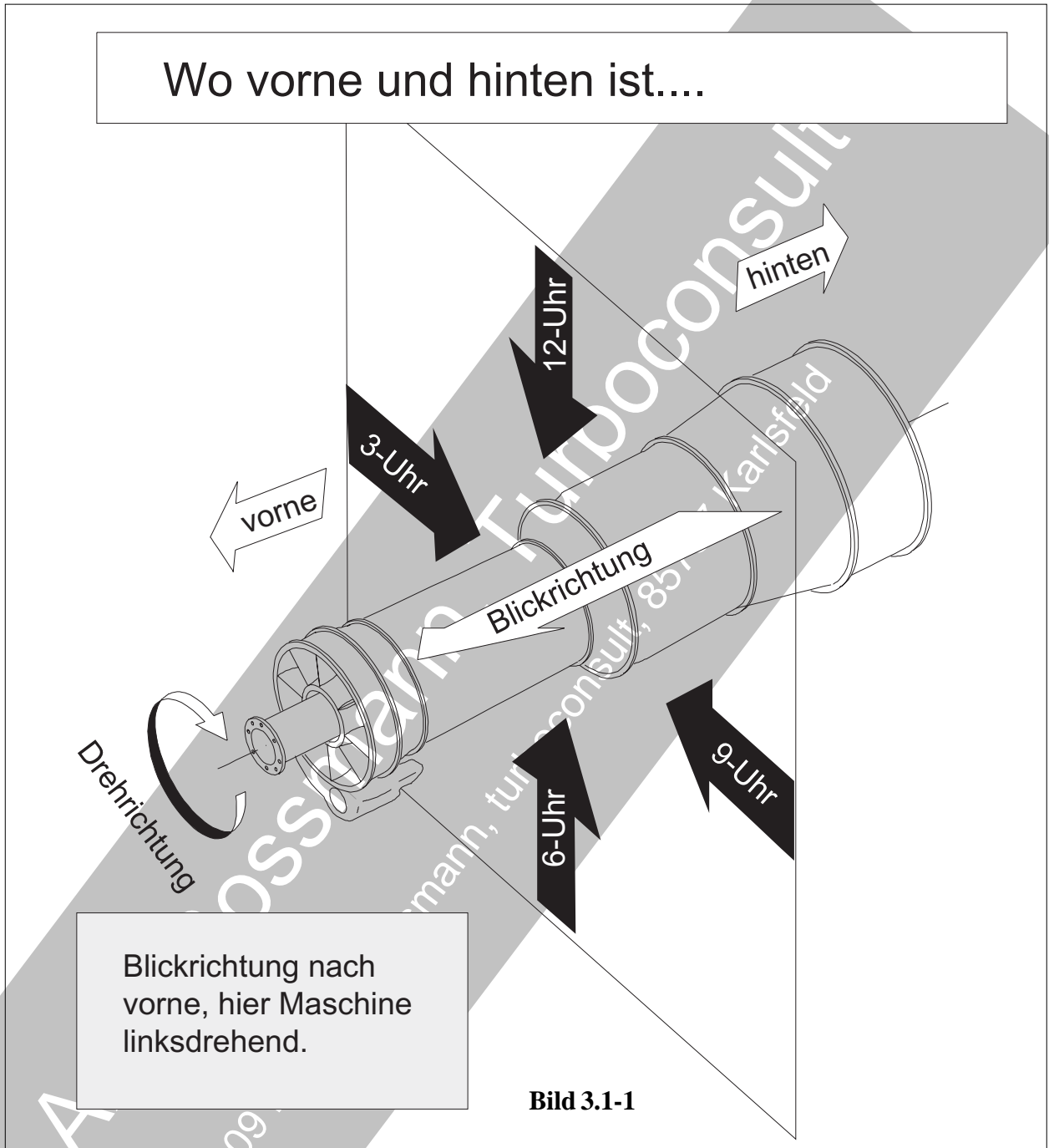
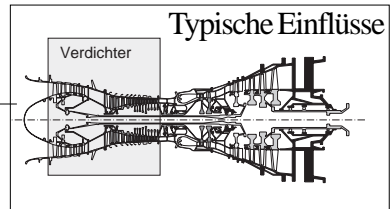
fachungen vermieden. Der Umfang dieses Buchs lässt es natürlich nicht zu, jedes Detail erschöpfend abzuhandeln. Andererseits wird ein möglichst weites Spektrum interessanter Effekte und Probleme dargestellt. Weitaus umfangreichere und ergänzende Informationen enthält die Buchreihe „Problemorientierte Triebwerkstechnik“, obwohl sie sich mit Flugtriebwerken beschäftigt.

Die folgenden Kapitel enthalten zu jeder wichtigen **Baugruppe** eine Beschreibung der spezifischen **Betriebsbedingungen und des Betriebsverhaltens**. In gesonderten Kapiteln wird dann auf Probleme, deren Ursachen und geeignete Ansätze für Abhilfen eingegangen. Begonnen wird mit dem Verdichter. Darauf werden die in Strömungsrichtung folgenden Komponenten behandelt. Zum Schluss folgen die Anbauaggregate sowie die Peripherie.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

Bild 3.1-1: Nachvollziehbare und eindeutige **Angaben zu Positionen** der Maschinenkomponenten in Anlagen sind von großer Bedeutung (Bild 3.1-2). Das ist an den folgenden Beispielen leicht erkennbar:

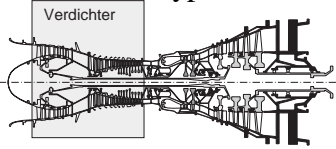
- **Beschreibung eines Problems.** Beispielsweise um dem OEM Analysen für gezielte Maßnahmen zu ermöglichen.
- **Angaben zu Ersatzteilen.**
- **Richtige Ausführung von Montageanweisungen und Arbeitsvorbereitung.**
- **Verständnis von Überholhandbüchern und Vorschriften.**



Aus diesem Grund haben sich allgemeine, auch in anderen Kultur- und Sprachkreisen verständliche Bezeichnungen durchgesetzt. Hierzu gehört die Kennzeichnung einer **Umfangsposition mit Hilfe der Zeigerstellung einer Uhr.**

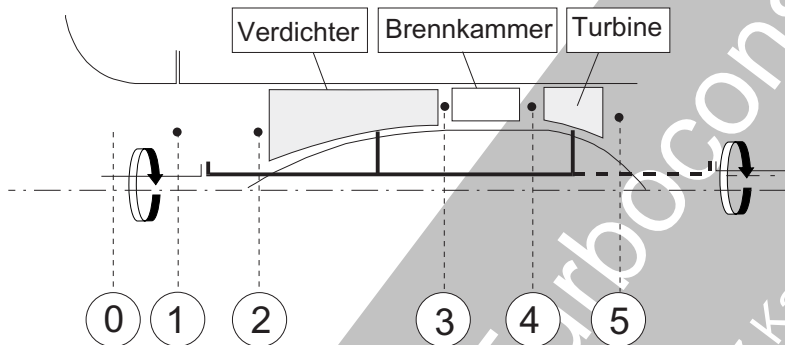
Wichtig ist bei Position und Drehrichtung die vorausgesetzte **Blickrichtung**. Sie muss klar sein und ist **üblicherweise nach vorne** zum Lufteintritt gerichtet.

Bild 3.1-2: Die **axiale Position** in einer Gasturbine folgt Regeln. Sie richtet sich nach der **Lage der Hauptkomponenten** bzw. deren Anfang (Eintritt) und Ende (Austritt). Dies ist besonders bei **Mehrwellenmaschinen** mit ihrem relativ komplexen Aufbau hilfreich.

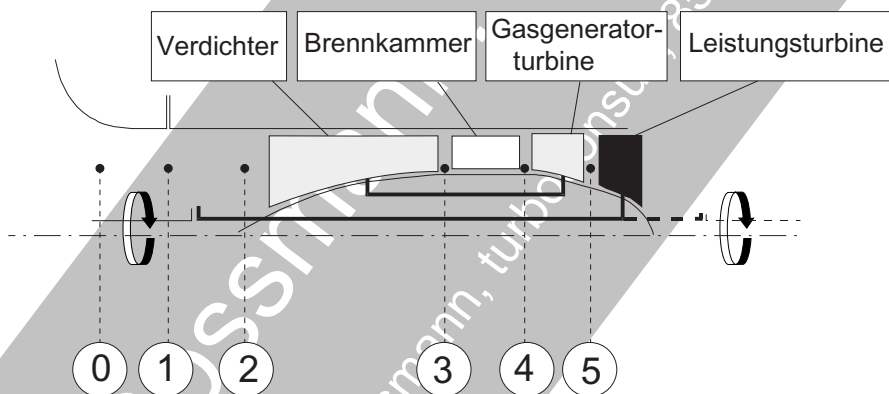


Zur Vermeidung "babylonischer Sprachverwirrung"

Einwellenmaschine



Einwellen-Gasgenerator mit Leistungsturbine



Zweiwellen-Gasgenerator mit Leistungsturbine

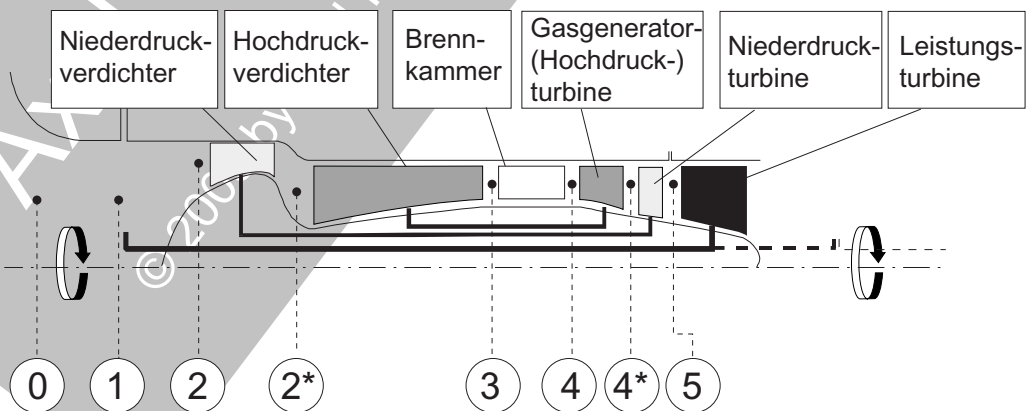
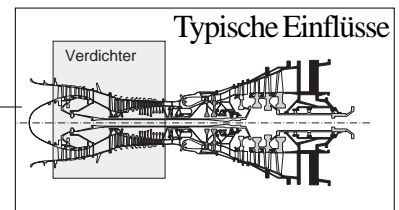


Bild 3.1-2

Bildbeschreibung siehe vorherige Seite.



3.1 Der Verdichter

3.1.1 Einflüsse, Ursachen und Auswirkungen auf das Betriebsverhalten.

Als engagierter Techniker und Betreiber möchte man verstehen, warum ein bestimmter Einfluss einen besonderen Effekt hervorruft. Dieses Verständnis ermöglicht es, ein bestimmtes **Verhalten der Maschine zu deuten und nachzuvollziehen**. So lässt sich entscheiden, ob ein normales Betriebsverhalten vorliegt oder Maßnahmen einzuleiten sind. Im Folgenden wird versucht, wichtige Zusammenhänge aufzuzeigen, um Angaben in Handbüchern und Vorschriften zu finden, zu verstehen und zielsicher anzuwenden.

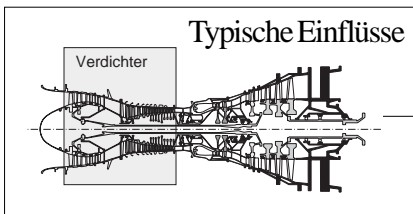
Ein zentrales Problem in Verdichtern sind **Strömungsinstabilitäten** (Stall, Pumpen/engl. surge). Deswegen sind Einflüsse, die sich auf die Neigung des Verdichters zur Instabilität auswirken, von besonderem Interesse. Dies ist möglich, indem die Betriebslinie angehoben und/oder die **Pumpgrenze** abgesenkt wird (Bild 3.1.1-1). Diese Veränderungen (Bild 3.1.1-2) verringern den Pumpgrenzenabstand, d.h. die Sicherheit gegen Strömungsinstabilitäten. Mit diesem Problemkreis stehen auch **Wirkungsgradverschlechterungen** des Verdichters in Zusammenhang. Dieser nimmt mit den Kraftstoffkosten der Gesamtmaschine an Bedeutung zu.

Strömungsinstabilitäten

Grundlagen:

Von einer **Strömungsablösung** an einer einzelnen oder mehreren Schaufeln spricht man im Englischen von **Stall im Gegensatz zu Verdichterpumpen**, das als **Surge** bezeichnet wird und bei dem die gesamte Strömung abgerissen ist. Es gibt verschiedene Formen von Strömungsablösung/Stall. Rotierende Ablösung (Rotating Stall, Mild Stall, Cold Stall, Bild 3.1.1-5) mit der besonders ausgeprägten Sonderform des **tiefen Strömungsabrisses** (Deep Stall):

Rotierende Ablösungen können unbemerkt bleiben, wenn hinter der betroffenen Stufe normal arbeitende Stufen folgen. Im tiefen Teillastgebiet ist dies sogar üblich. Ist ein großer Bereich des Umfangs ohne Unterbrechung von einer rotierenden Strömungsablösung betroffen, was typisch für den unteren ("tiefen") Drehzahlbereich ist, so spricht man von einem **tiefen Strömungsabriss** (Deep Stall). Dieser Zustand muss nicht notwendigerweise von starken Druckstößen gekennzeichnet sein, obwohl ein stark abfallendes Druckverhältnis und ein Wirkungsgradabfall von 20-40% durchaus typisch sind. Bei steigendem Durchsatz kann sich die Strömung in der Ablösezone wieder anlegen und damit die rotierende Störung verschwinden.



Auswirkungen des rotierenden Strömungsabrisses (Bild 3.1.1-6).

Eine rotierende Strömungsablösung kann sich, wenn nur kleine Verdichterbereiche betroffen sind, nach außen lediglich in einer geringen Abnahme des Luftdurchsatzes äußern. In diesem Fall erfolgt kein merklicher Temperaturanstieg im Heißeil (Mild Stall, Cold Stall). Wenn örtlich der Kühlluftschleier fehlt, können sich jedoch Überhitzungsstrahlen im Heißeil bilden.

Beim Deep Stall liegt eine so große Ablösezone vor, dass sich die Gasturbine nach dem Anlassen **nicht mehr beschleunigen läßt** (engl. hang up). Eine Drehzahlerhöhung ist nicht mehr möglich, die Maschine bleibt "hängen". Der Massendurchsatz wird dann zu gering, um der Turbine ausreichend Beschleunigungsenergie zuzuführen und den (teilweise sogar auf Grund des schlechten Wirkungsgrads) erhöhten Leistungsbedarf des Verdichters zu decken. Im Extremfall kommt es ähnlich dem Pumpen wegen fehlender Luft bei vergleichsweise hoher Kraftstoffmenge (falls der Regler nicht schnell genug anspricht) zu **unzulässig hohen Turbineneintrittstemperaturen** bei verschlechterter Heißeilkühlung. So besteht die unmittelbare Gefahr umfangreicher Überhitzungsschäden.

Rotierende Ablösungen können zu **Biege- und Torsionsschwingungen** der Beschaufelung führen. Weil kleinere Ablösungen äußerlich bisher nicht zu erkennen sind, können Resonanzschwingungen über längere Zeit angeregt werden, die an den Bauteilen die **Ermüdungsschäden** (Schaufelbruch) auslösen.

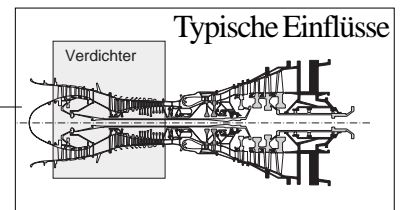
“Verdichterpumpen”

Wird im Englischen als Surge bezeichnet. Man findet jedoch auch den Begriff Stall, der dem örtlichen Strömungsabriss vorbehalten sein sollte (siehe Rotierende Ablösung). Beim Pumpen handelt es sich um die bekannteste Verdichterinstabilität. Sie ist als **niedrigfrequente Schwingung** (5-30 Hz) wahrnehmbar. Ursache ist ein sich mehrfach wiederholender **Strömungsabriss über den gesamten Umfang des Verdichters**. Typisch sind **detonationsartige Geräusche** mit stoßartigen Vibrationen der Maschine. Dieser Vorgang tritt beim Überschreiten der Pumpgrenze (Abreißgrenze) ein. Der Mechanismus erklärt sich wie folgt:

Ähnlich dem rotierenden Strömungsabriss entsteht eine örtliche Ablösezone. Sie breitet sich jedoch über den gesamten Umfang aus und läuft nicht wie bei der Rotierenden Ablösung um. Kann der notwendige Verdichteraustrittsdruck nicht mehr erreicht werden, ist ein Strömungsabriss im gesamten Verdichter die Folge. Dabei entsteht eine **Druckwelle, die mit Schallgeschwindigkeit zum Einlass** läuft. Entweder findet dann kein Luftdurchsatz mehr statt oder es erfolgt sogar eine Strömung zum Einlass. Die Brennkammer entleert sich "stromauf" durch den Verdichter, im Extremfall mit **Flammenaustritt**. Der so abgefallene Druck bewirkt ein Anlegen der Strömung. Der Verdichter fördert wieder, bis der Enddruck oberhalb der Pumpgrenze erreicht ist. Dann wiederholt sich der beschriebene Vorgang.

Verständlicherweise führt das zu Schäden (Bild 3.1.1-6). Kritisch sind die extremen dynamischen Belastungen. Die Beschaufelung kann bis zur **Interferenz von Rotor- und Statorschaufeln** ausgelenkt werden. Zusätzlich kommt es infolge unsymmetrischer Druckverteilung zu Biegeschwingungen des Rotors. Durch den pulsierenden Druckabfall und Druckaufbau entstehen auch hohe Lagerkräfte in axialer Richtung, welche die tragenden Gehäuse entsprechend verformen. Dies in Verbindung mit den Rotorverbiegungen führt zu gefährlichen **Anstreifvorgängen**, die große Radialspalte auf Grund des Ausriebs entstehen lassen. Eine bleibende Absenkung der Pumpgrenze ist die Folge.

Die Rückströmung der heißen Brennkammerngase in den Verdichter und/oder Quirlverluste durch Luftreibung kann zur **Überhitzung der Verdichterbeschaufelung** führen.



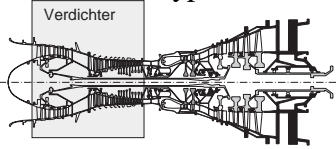
Noch ausgeprägter als beim tiefen Strömungsabriss ist die **Überhitzungsgefahr der Heißeile beim Verdichterpumpen**. Hierbei ist wegen des extrem **geringen Luftdurchsatzes** das Verhältnis zur Kraftstoffmenge noch ungünstiger. Es steht bei gleichzeitigem Anstieg der Gastemperatur noch weniger Kühlluft für die Heißeile zur Verfügung. Entsprechend extrem sind die zu erwartenden Übertemperaturen in Brennkammer und Turbine. Um den Überhitzungseffekt besser zu verstehen, sollte man sich vor Augen halten, dass jeder Gewichtseinheit Luft, die am Verbrennungsvorgang teilnimmt, ca. drei Gewichtsanteile gegenüberstehen, die nicht an der Verbrennung teilnehmen. Im Falle des Pumpens ist dann lediglich noch genügend Luft für die Verbrennung vorhanden. Die Kühlwirkung dieser Luftmenge bestimmt das Temperaturniveau. Das bedeutet eine möglichst gleichmässige Temperaturverteilung im Heißgasstrom vor der Turbine sowie die Kühlung der Heißeile.

Wenn Pumpen eintritt, sind Sofortmaßnahmen wie rasche Verzögerung mit Rücknahme der Brennstoffzufuhr notwendig. Dem Bedienungspersonal sollten die vom Hersteller empfohlenen Maßnahmen gegenwärtig sein. Moderne Maschinen mit elektronischen Reglern sind wegen deren schnellem Ansprechverhalten weniger überhitzungsgefährdet.

Der Sonderfall eines **nicht auflösbaren Pumpvorganges**, der sogenannte "**Lock-in surge**" ist besonders gefürchtet. Dieser kann z.B. die Folge einer schweren Verdichterbeschädigung durch einen großen Fremdkörper oder den Ermüdungsbruch einer Schaufel sein. Auch eine fehlerhafte Regelung die auf Druckschwankungen des Stalls falsch reagiert, kann ursächlich sein. Im Fall des Lock-in surge kann die **kurzzeitige Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr** für mindestens 1-2 Sekunden ("fuel blipping") helfen. Reicht dies nicht aus, muss das Triebwerk abgeschaltet und neu gestartet werden. Dies ist nur möglich, falls die Ursache beseitigt ist und keine bedenkliche Schädigung anzunehmen ist.

Merksatz:

Verdichterpumpen kann gewöhnlich durch **sofortige Rücknahme des Leistungshebels** behoben werden. So lassen sich Überhitzungen der Heißeile vermeiden. Trotzdem ist eine nicht nachweisbare Schädigung der Verdichterbeschaukelung durch Schwingerermüdung nicht ausgeschlossen.



Das Verständnis dieses Diagramms ist auch nicht schwerer als der Steuererklärung.

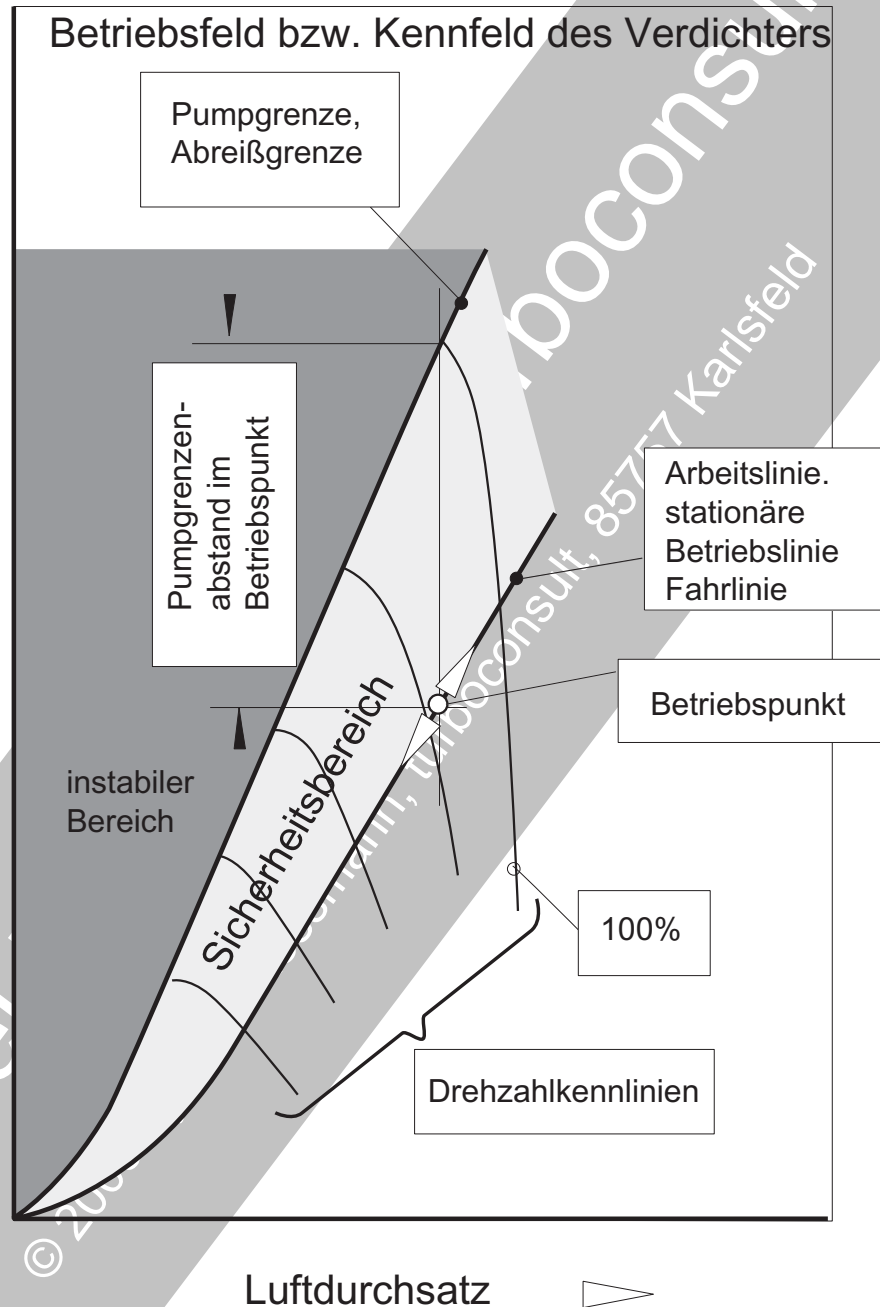
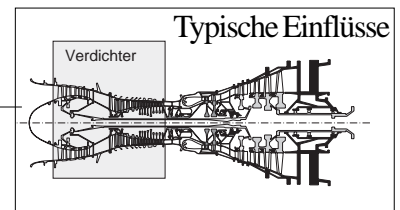


Bild 3.1.1-1

Bild 3.1.1-1: Im Verdichterkennfeld ist auf der Abszisse der **Luftdurchsatz**, gewöhnlich unter Berücksichtigung der Temperatur und auf der Ordinate das **Gesamtdruckverhältnis** aufgetragen.

Das Diagramm zeigt mit den sogenannten **Drehzahl(kenn)linien** das Verdichterverhalten bei jeweils einer konstanten Drehzahl. Man erkennt, wie sich durch Drosselung mit dem Druckanstieg am Verdichteraustritt der Massendurchsatz verändert. Die Drehzahl der



Kennlinien entsprechen dem Verhältnis zur Auslegungsdrehzahl (100 %). Je steiler ihr Verlauf und je weniger sie in Abszissenrichtung abbiegen, umso **problematischer dürfte das Betriebsverhalten** (Handling) der Maschine einzuschätzen sein.

Das Diagramm wird von der sog. **Pumpgrenze** in zwei Bereiche geteilt. Unterhalb dieser ist **stabiler Verdichterbetrieb** (hellgrau) gegeben. Oberhalb der Pumpgrenze befinden wir uns in **instabilem Gebiet** (dunkel). Hier kommt es zum Pumpvorgang als Folge eines Strömungsabrisses. Der Verdichter wird normalerweise auf seiner **Arbeitslinie (Betriebslinie, Fahrlinie)** betrieben. Diese sollte für den häufigsten Betriebszustand, den stationären Betrieb, im Bereich optimaler Wirkungsgrade des Kennfeldes verlaufen. Damit ist ein **günstiger Kraftstoffverbrauch** der Gasturbine gewährleistet. Die Beschleunigung der Maschine erfolgt durch erhöhte Kraftstoffzufuhr. Der entstehende Druckanstieg in der Brennkammer bestimmt den Verdichterenddruck. Damit rückt die Betriebslinie näher an die Pumpgrenze. Normalerweise genügt der konstruktiv vorgesehene (**Pumpgrenzen-)** Abstand, um Pumpen sicher zu vermeiden. Bei Verzögerung kommt es zum Druckabfall in der Brennkammer. Die Betriebslinie entfernt sich von der Pumpgrenze. Für den sicheren Betrieb ist ein möglichst großer Pumpgrenzenabstand anzustreben.

Bild 3.1.1-2: Das Bild zeigt die wichtigsten stabilitätsmindernden Einflüsse auf das Verdichterverhalten. Sie können den Pumpgrenzenabstand merklich verringern und sind deshalb nach Möglichkeit zu vermeiden.

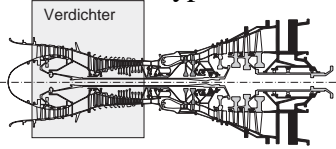
Der Pumpgrenzenabstand wird sowohl mit dem **Anheben der Betriebslinie** als auch mit dem **Absenken der Pumpgrenze** verkleinert. Eine Vergrößerung der **Radialspalte** (Bild 3.1.1-3) kann auf beide Arten negativ wirken. Die Betriebslinie wird in erster Linie von Einflüssen außerhalb des Verdichters angehoben. Gewöhnlich erhöht sich aber der für die geforderte Leistung notwendige Verdichterenddruck oder es wird ein größerer Massendurchsatz benötigt. Ist das nicht möglich, steht zum Antrieb der Turbine weniger Heißgasenergie zur Verfügung. Ein Abfall der Antriebsleistung zum Verdichter ist die Folge. Will man das ausgleichen, muss die Heißgastemperatur angehoben werden. Damit steigen die Instandhaltungskosten deutlich an (Bild 2.3-4 und Bild 3.3.3-5).

Die Anhebung der Arbeitslinie erfolgt durch (Bild 3.1.1-3 und Bild 3.3-8):

- Erhöhte Kühlluftmenge,
- Leistungsentnahme (mechanisch, Luft),
- Beschleunigung,
- Verschlechterte Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade.
- Erhöhter Druckverlust in der Brennkammer.
- Kleinere Turbinenquerschnitte ('enge' Turbine).

Einfluss verkleinerter Turbinenquerschnitte:

Den engsten Querschnitt einer Gasturbine gibt der **HDT-Leitapparat** vor (Bild 3.3-8). Je enger dieser Querschnitt, umso mehr wird der Durchsatz der Maschine gedrosselt. Dabei steigt der Druck an und die Betriebslinie wird angehoben. Die Pumpneigung vergrößert sich. Auch scheinbar kleine Veränderungen an diesem Strömungsquerschnitt können gravierende und



! Viele Einflüsse können das Betriebsverhalten eines Verdichters verschlechtern.

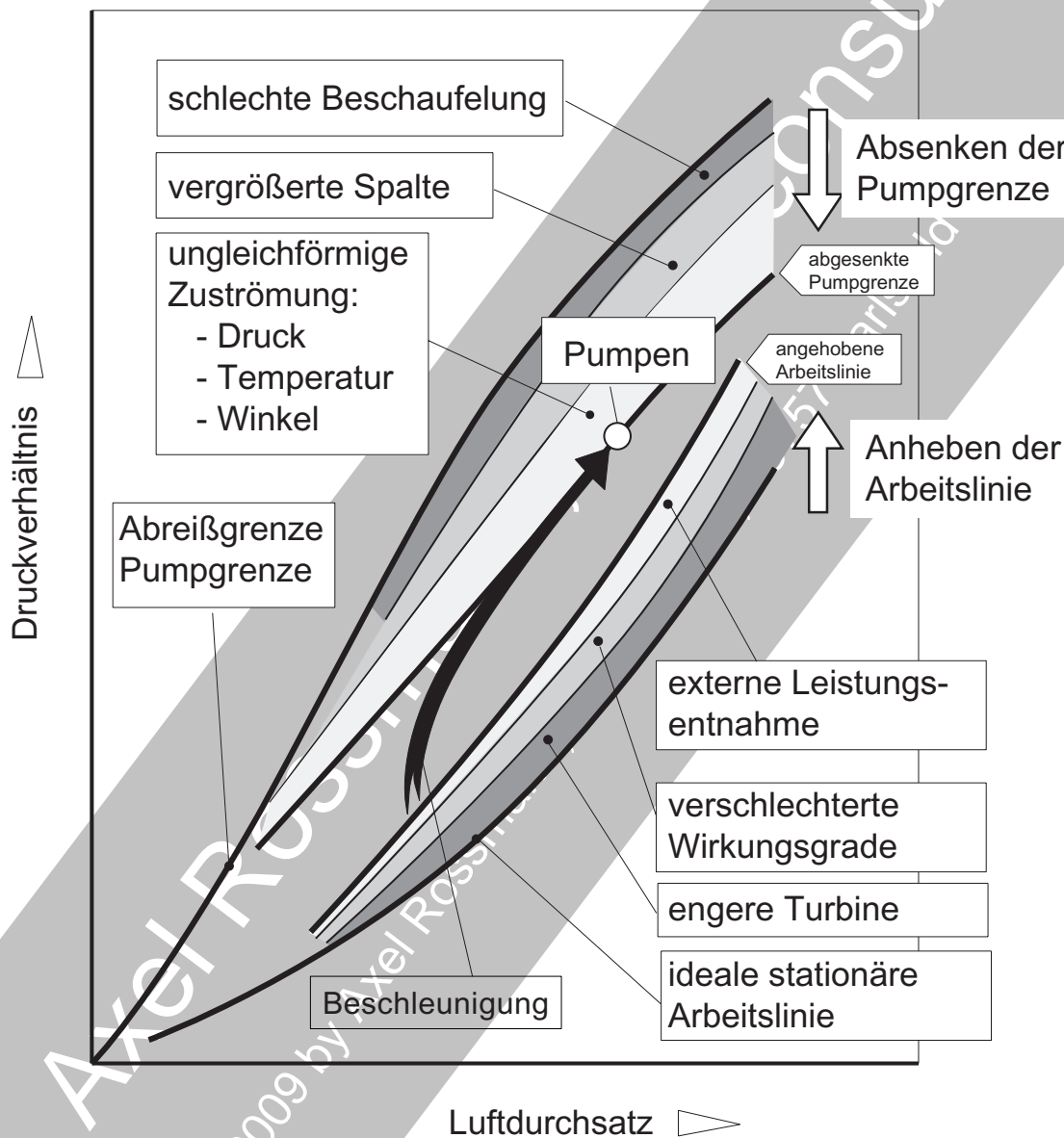
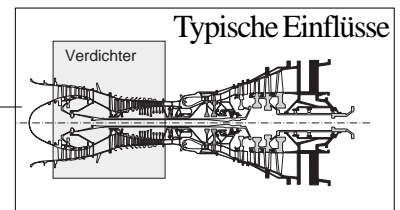


Bild 3.1.1-2

unerwartete Folgen für das Betriebsverhalten der Maschine haben. So können bereits **Fertigungstoleranzen wie Formtoleranzen** von Gussteilen das Verhalten der Maschine so stark beeinflussen. Natürlich machen sich auch betriebsbedingte Veränderungen wie Ab-

gerungen bemerkbar. Nicht selten müssen Bauteilkombinationen für jede einzelne Maschine zusammengestellt werden. Verständlicherweise ist in einem solchen Fall der Austausch einzelner Leitschaufeln vor Ort im Zuge einer Reparatur problematisch. Auch betriebsbedingte



Veränderungen wie **Ausbeulungen oder Verzug der Schaufeln** (Bild 3.3-9), oder merkliche Ablagerungen im Strömungsquerschnitt können den beschriebenen Effekt haben.

Leistungsentnahme und Luftentnahme im Verdichter.

Wenn eine in der Auslegung nicht vorgesehene **Leistungsentnahme** mechanisch (z.B. über den Radialtriebestrang zu Anbauaggregaten) erfolgt, fehlt diese Leistung dem Verdichter für die Kompressionsarbeit und er wird höher aerodynamisch belastet.

Der gleiche Effekt tritt bei einer zusätzlichen **Entnahme von Verdichterluft** auf, was einen höheren Massenstrom erfordert.

Luftentnahme kann im Verdichter für unterschiedliche Zwecke erfolgen.

- Als **Kühlluft für die Heißeile** (z.B. Turbinenbeschaufelung, Bild 3.3-3 und Bild 3.3-6). Heißeile wie Brennkammer, Turbinenschaufeln, Scheiben und Gehäuse benötigen einen nicht unerheblichen Anteil des Gesamtluftstroms, um die Betriebstemperaturen so weit abzusenken, dass die erwünschte Lebensdauer erreicht wird. Veränderungen an den Heißeilen und/oder dem Luftverteilungssystem können den Luftverbrauch erhöhen und damit die Betriebslinie anheben. Dies ist ein wichtiges Indiz für den Zustand der Maschine.

- Als Druckluft für periphere Aggregate, Anlagen und Produktionsprozesse.

- Als Gehäusekühlung zur Spalthaltung im Schaufelspitzenbereich (ACC= "Active Clearance Control") von Turbinen und Hochdruckverdichtern.

Die **Absenkung der Pumpgrenze** wird in erster Linie von **Effekten im Verdichter selbst** bewirkt (Bild 3.1.1-3, Bild 3.1.1-4 und Bild 3.1.1-5):

- Bautoleranz der Beschaufelung.

- Beschädigte oder raue Beschaufelung.
- Vergrößerte Spitzenspalte
- Verschlechterte Zwischenstufendichtungen.
- Ungleichförmige Strömung zum Verdichter.

Vergrößerte Spalte.

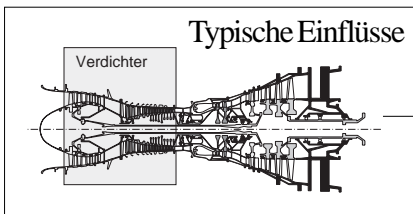
Den größten Einfluss auf die Pumpgrenze haben die **Radialspalte** der Verdichterbeschaufelung, besonders die der Rotorschaufeln.

Vergrößerte **Radialspalte von über 1% der Schaufellänge** führen zu einer dramatischen Verschlechterung der aerodynamischen Leistungsparameter wie Durchsatz, Wirkungsgrad und **Pumpgrenzenabstand**. Die Pumpgrenze wird von der Strömungsstörung im Spitzenbereich abgesenkt. Gleichzeitig erfolgt eine Anhebung der Betriebslinie (verschlechterter Wirkungsgrad) womit sich der Pumpgrenzenabstand von beiden Seiten verringert. Die hohen Verdichtungsverhältnisse moderner Maschinen führen im hinteren (Hochdruck-) Verdichterteil zu sehr kurzen Schaufeln und wegen der relativ hohen Kompressionstemperaturen zu entsprechend großen **thermischen Dehnungen**. Damit ist dieser Verdichterbereich für Strömungsstörungen besonders anfällig. Dieser Effekt ist bei den kurzen Schaufeln in kleinen Maschinen und/oder im Bereich eines Hochdruckverdichters (Bild 3.1.2.4-1) besonders ausgeprägt.

Auch Labyrinth, sowohl solche zwischen Leitschaufeln und Rotor als auch in besonderem Maß das Verdichteraustrittslabyrinth, beeinflussen bei Spielvergrößerung mit dem Anstieg der Leckage das Betriebsverhalten des Verdichters.

Ungleichförmige Zuströmung.

Ungleichmäßige Druck- und Temperaturverteilungen am Umfang des Verdichtereintritts wirken schädlich auf das Verdichterverhalten. Das gilt bis weit in den Verdichter. In Umfangsrichtung können sich solche Ungleichmäßigkeiten nur schlecht ausgleichen, weil sich der Ver-



dichter so verhält, als ob er aus parallelen, am Umfang angeordneten "Leitungen" besteht. In der "Leitung" mit dem kleinsten Eintrittsdruck muss bei vorgegebenem Austrittsdruck somit das höchste Druckverhältnis erzeugt werden. In dieser "Leitung" wird also zuerst ein Strömungsabriss erfolgen (Bild 3.1.1-4) und von dort das gesamte Strömungssystem destabilisieren (Bild 3.1.1-5). Dabei hat die Zahl der Störungen am Umfang nicht unbedingt einen merklichen Einfluss auf die Verschlechterung der Pumpgrenze.

Bereiche mit Eintrittsdruckstörungen und Strömungsablösungen erhalten eine erhöhte Energiezufuhr mit einer Temperaturerhöhung. Bei gleichem Druckverhältnis verringert sich so der Pumpgrenzenabstand. Deshalb sind ungünstig gestaltete Einläufe zu vermeiden. Dazu gehören fehlende Einlauftrichter (Bellmouth), größere Leckagen im Ansaugschacht und ein geöffneter Bypass nach dem Filter. Eine Verwirbelung der Einlaufströmung kann zusätzlich heftige Schwingungen der Beschaufelung mit Ermüdungsbrüchen auslösen. Nicht zu vergessen ist, dass durch eine Vereisung des Eintrittsbereichs oder die Fehlfunktionen der Enteisungsanlage derartige Störungen entstehen.

Erhöhte Kühlluftmenge für die Heißeile.

Kühlluftmengen können zunehmen, wenn z.B. in der Kühlluftführung vom Verdichter zu den Heißeilen durch Vergrößerung der Dichtspalte (Labyrinth) Leckagen auftreten (Bild 3.1.2.4-1). Auch Schäden wie Rissbildung an gekühlten Bauteilen, z.B. Turbinenleitschaufeln (Bild 3.3-9 und Bild 3.3-12), können einen deutlichen Kühlluftverlust verursachen.

Die Beschleunigung der Maschine:

Die Steigerung der Rotordrehzahl erfordert mehr Kraftstoff. Damit erhöht sich der vom Verdichter aufzubringende Brennkammerdruck. Die Betriebslinie wird deutlich angehoben. Erst

wenn eine Verschlechterung des Verdichterwirkungsgrads außerhalb der Auslegung vorliegt, wird im Normalfall die Pumpgrenze überschritten. Ein Pumpvorgang beim Beschleunigen ist also als Hinweis zu werten, dass die Maschine, insbesondere der Verdichter, auf unzulässige Abweichungen überprüft werden sollte (z.B. Boroskopinspektion, siehe Bild 4.1-8).

Verschlechterte Verdichter- und Turbinenwirkungsgrade:

Ein verschlechterter Verdichterwirkungsgrad erfordert eine Drehzählanhebung zur Aufrechterhaltung des Massenstroms. Das entspricht einer Anhebung der Betriebslinie. Typische Einflüsse, die den Verdichterwirkungsgrad verschlechtern, werden im Abschnitt über die Absenkung der Pumpgrenze behandelt.

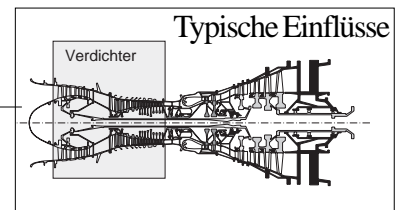
Ein schlechterer Turbinenwirkungsgrad bedingt, dass weniger Leistung für den Antrieb des Verdichters zur Verfügung steht. Damit fällt die Rotordrehzahl zwangsläufig ab. Um diese wieder zu steigern, muss die Kraftstoffmenge erhöht werden. Das wiederum beeinflusst den Verdichterenddruck und hebt so die Betriebslinie an. Einflüsse wie Rauigkeitssteigerungen und Spaltverluste mindern den Turbinenwirkungsgrad (Bild 3.3-9 und Bild 3.3-10).

Erhöhter Druckverlust in der Brennkammer.

Ein Druckverlust in der Brennkammer wirkt sich als Widerstand für den Luftstrom aus. Er ist vom Verdichter auszugleichen. Damit wird die Betriebslinie angehoben. Nicht auslegungsgemäße Druckverluste in der Brennkammer können z.B. durch Fremdkörper, Verstopfungen und Verwerfungen entstehen (siehe Bild 3.2.3-1).

Bautoleranz der Verdichterbeschaufelung.

Die Profile der Verdichterbeschaufelung unterliegen natürlich den zulässigen Toleranzen. Wegen der großen Zahl der Schaufeln und ih-

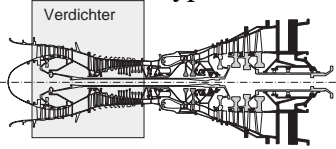


res besonders für geometrische Abweichungen (Toleranzen!) empfindlichen aerodynamischen Arbeitsprinzips, können Veränderungen der statistischen Verteilung unzulässige Effekte auslösen. Typische Problemzonen sind Vorderkanten (Radius, Übergänge), Anstellwinkel und der Übergang in die Fußplattform. Aber auch Profilabweichungen können zu Problemen führen. Je anspruchsvoller die Auslegung des Verdichters, umso größer ist der Effekt. Er dürfte also bei modernen Maschinen ausgeprägter sein.

Besonders heimtückisch sind Maßstreuungen, die durch Zeichnungsforderungen und durch die Qualitätskontrolle nicht erfasst wurden und deren Existenz sich erst am Betriebsverhalten zeigt. Abweichungen können auch auftreten, wenn besondere Betriebsanforderungen Beschichtungen wie eine Lackierung oder einen Erosionsschutz erfordern.

Beschädigte oder raue Beschau felung.

Die Beschau felung des Verdichters kann im Betrieb infolge Erosion und/oder Fremdkörper einschlägen deformiert verändert oder aufgeraut (siehe Kapitel 3.1.2.2) werden. Die Aufrauung erfolgt in der Hauptsache an der Eintrittskante und auf der Druckseite. Aber der Übergang zur Saugseite, wo die Ablösung der Strömung erfolgt, reagiert besonders empfindlich (siehe nachfolgende Abschnitte). Ist die Schaufel von einem Fremdkörperschaden stark deformiert, wird hier zuerst eine Strömungsablösung erfolgen. Sie ist als **Rotierende Ablösung** (engl. rotating stall) von außen meist nicht zu erkennen, was die Gefahr einer Schwinger müdung der Schaufeln erhöht. Je höher das Druckniveau, umso dünner ist die Grenzschicht. Schädlich wirken sich bereits kleinere Rauigkeiten aus. **Im vorderen Verdichterbereich können deshalb größere Rauigkeiten akzeptiert werden als zum Verdichteraustritt hin.**



! Die Spalte an den Blattspitzen sind von großer Bedeutung für den Wirkungsgrad einer Maschine.

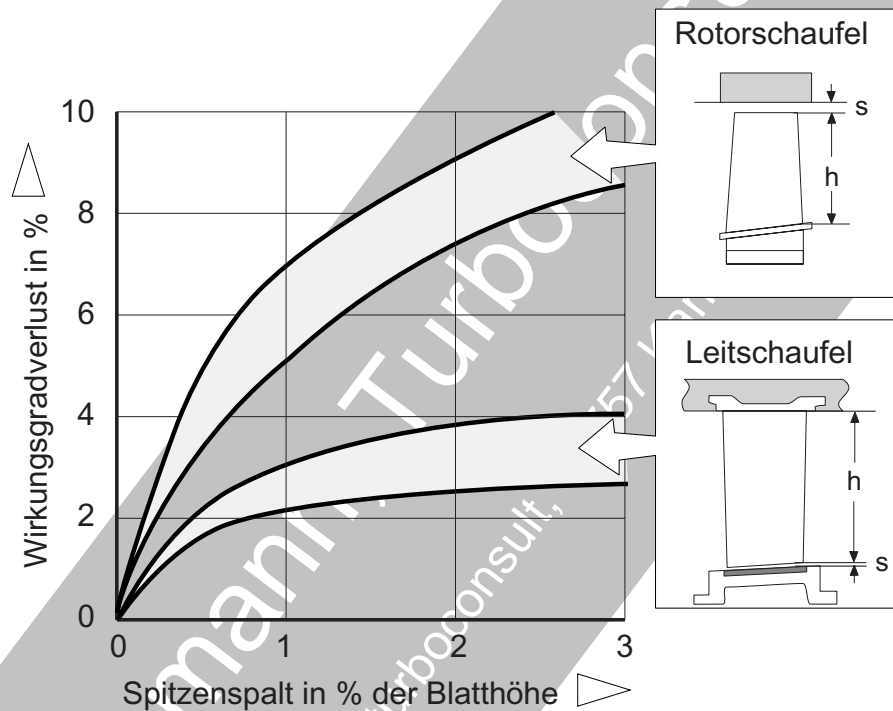
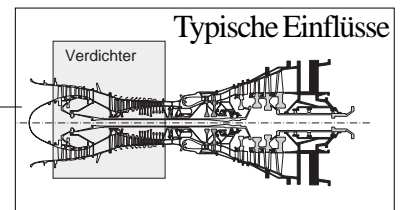


Bild 3.1.1-3

Bild 3.1.1-3: Das Bild zeigt die typische Tendenz der Abhängigkeit des Verdichterwirkungsgrads vom Spitzenspalt (Lit 3.1.1-1) der Rotorschaufeln und der Leitschaufeln. Es ist klar zu erkennen, dass Spitzenspalte zwischen Leitschaufeln und Rotor die Verdichterleistung relativ wenig beeinflussen (unterer Bereich). Spalte zwischen Rotorschaufelspitzen und Gehäuse beeinträchtigen dagegen die Verdichterleistung deutlich mehr (oberer Bereich). Dieser Unterschied wird mit der Spaltgröße immer gravierender. **Spitzenspalte an Rotorschaufeln** sind also auch für die Gesamtmaschinendaten von größerer Bedeutung (Bild 3.1.2.4-1). Im Diagramm ist das Verhältnis des Spitzenspaltes zur Blatthöhe auf der Abszisse aufgetragen. Dies macht sich bei den kurzen Schaufeln der **hinteren Verdichterstufen** besonders bemerkbar. Bereits kleine Spalte führen zu

merklich größeren **Wirkungsgradeinbußen** als bei den langen Schaufeln im vorderen Verdichterteil. Ein s/h -Verhältnis (Spitzenspalt/Schaufelhöhe) von 1% bedeutet bei einer Schaufel von 20 mm Höhe eine Spaltweite von lediglich 0,2 mm. Wie schwierig die **Spalthaltung** ist (Bild 3.1.2.4-3), beleuchtet die Überlegung, dass bei größeren Verdichterdurchmessern die Dehnung von Rotor und Stator schon sehr gut aufeinander abgestimmt sein muss, um ein akzeptables Betriebsverhalten zu gewährleisten. Es ist leicht verständlich, dass **kleine Maschinen** wegen der notwendigen extrem kleinen Spalte, besonders hohe Anforderungen an die Genauigkeiten der Bauteile stellen. Deshalb sind kleine Maschinen für Spaltvergrößerungen im Betrieb besonders empfindlich.



Ein Verdichterschaufelblatt verhält sich wie eine Flugzeugtragfläche.

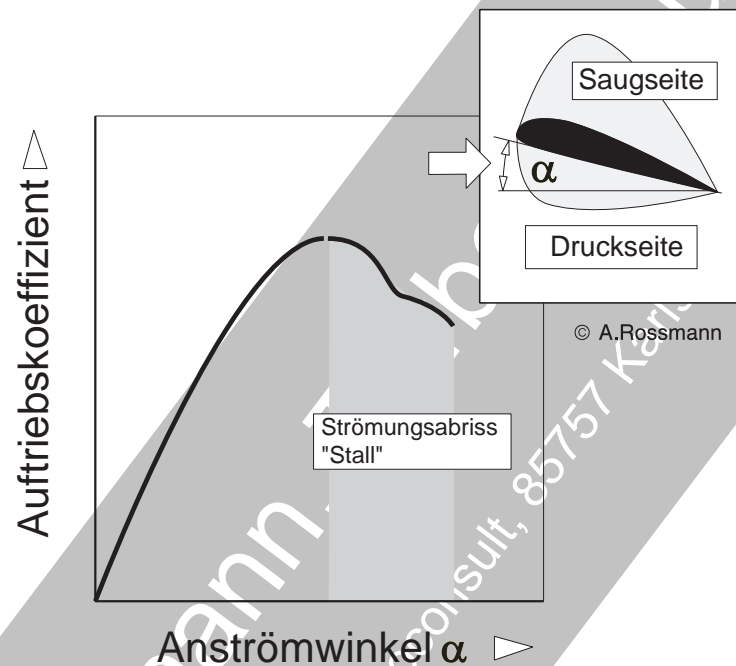


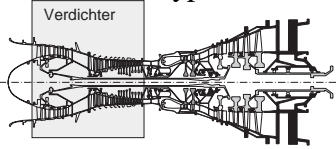
Bild 3.1.1-4

Bild 3.1.1-4: Das Bild soll Grundlagen zum Verständnis von Strömungsinstabilitäten im Verdichter vermitteln:

Die **Strömungsumlenkung** der Schaufel erzeugt eine Reaktionskraft, die der aerodynamischen Auftriebskraft und dem Profilwiderstand entspricht. Die Rotorschaukel überträgt das auf die Welle zu bringende **Drehmoment** sowie eine **Axialkraft** (nach vorne) gegen die Strömungsrichtung. Die Auftriebskraft am Blattprofil ist eine Folge der unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeit zwischen Oberseite (**Saugseite**) und Unterseite (**Druckseite**). Die sog. "**aerodynamische Belastung**" entspricht einer Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der verzögerten Strömung auf der Saugseite und der Austrittsgeschwindigkeit. Wird der "Anstellwinkel" des Schaufelprofils vergrößert, d.h. die Richtung der Anströmung zum Profil immer steiler, kommt es zur **Strömungsablösung** (Strömungsabriss, Stall) auf der Saugseite. Der Auftrieb bricht zusammen. Der Druckunter-

schied zwischen Saug- und Druckseite war also für den herrschenden Strömungszustand zu groß. Dieser Abfall des Auftriebs bedeutet, dass die Schaufel die Luft schlecht bis nicht mehr fördert.

Der Winkel unter dem die Luft die "stallende" Schaufel verlässt, ist gegenüber der Schaufel mit anliegender Strömung verändert. Die in Strömungsrichtung folgende Schaufel der nächsten Stufe erhält so ebenfalls einen ungünstigen Anströmwinkel der auch hier einen Stall verursacht. So kann sich ein sog. **rotierender Strömungsabriss schnell im Verdichter** ausbreiten (Bild 3.1.1-5).



Auch scheinbar "exotische" Probleme sind bei genauem Hinsehen verständlich.

gegen die Drehrichtung folgende stallgefährdete Rotorschaukeln

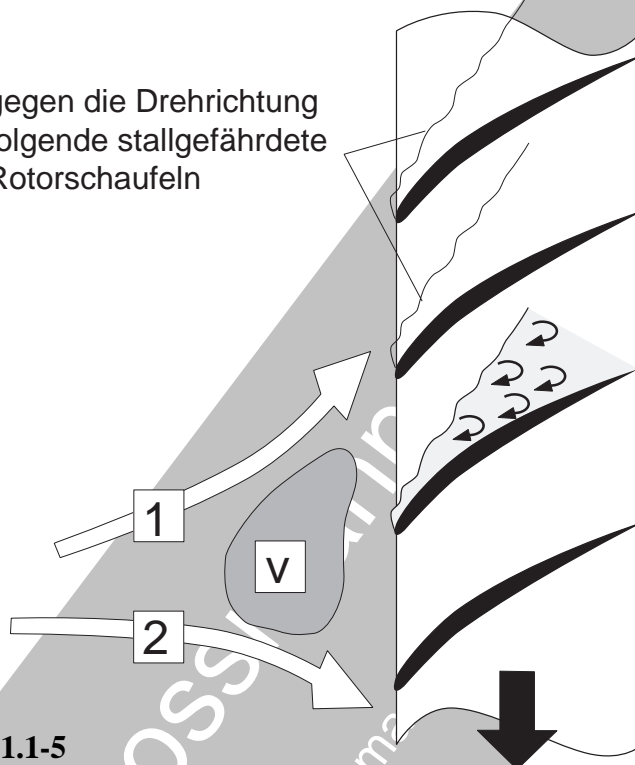


Bild 3.1.1-5

Bild 3.1.1-5: Rotierende Ablösung (Rotating Stall, Mild Stall, Cold Stall) mit der besonders ausgeprägten Sonderform des **tiefen Strömungsabrisses** (engl. Deep Stall):

Die Vorstellung, dass ein Strömungsabriss bzw. der folgende Pumpvorgang nahezu gleichzeitig am gesamten Umfang eines Schaufelgitters ausgelöst wird, ist falsch. Stattdessen ist davon auszugehen, dass **zuerst an Schaufeln eines begrenzten Umfangsbereichs** die Strömung abreißt und sich diese Störung dann ausbreitet. Anfällig für einen Strömungsabriss sind z.B. Schaufeln mit geometrischen "Fehlern" sowie Bereiche mit größerem Spitzenspiel oder einer lokal gestörten Zuströmung. Ein den Stall auslösender Einfluss kann umso geringer sein, je näher das Schaufelgitter bereits im Bereich der

maximalen Strömungsumlenkung betrieben wird (Bild 3.1.1-4). Eine örtliche **Strömungsablösung wirkt versperrend** und lenkt die Strömung ab. Die im gleichen Gitter nachfolgende Schaufel wird ungünstiger, die bereits die Störung durchlaufende Schaufel jedoch wieder günstiger angeströmt. So liegt hinter der Störung die Strömung wieder an. Damit erscheint die Zelle der Strömungsablösung dem äußeren Beobachter mit **10%-50% der Umfangsgeschwindigkeit in Drehrichtung des Rotors zu rotieren**. Das führt zur Bezeichnung „Rotating Stall“. Solche Zellen können auch mehrfach am Umfang auftreten.

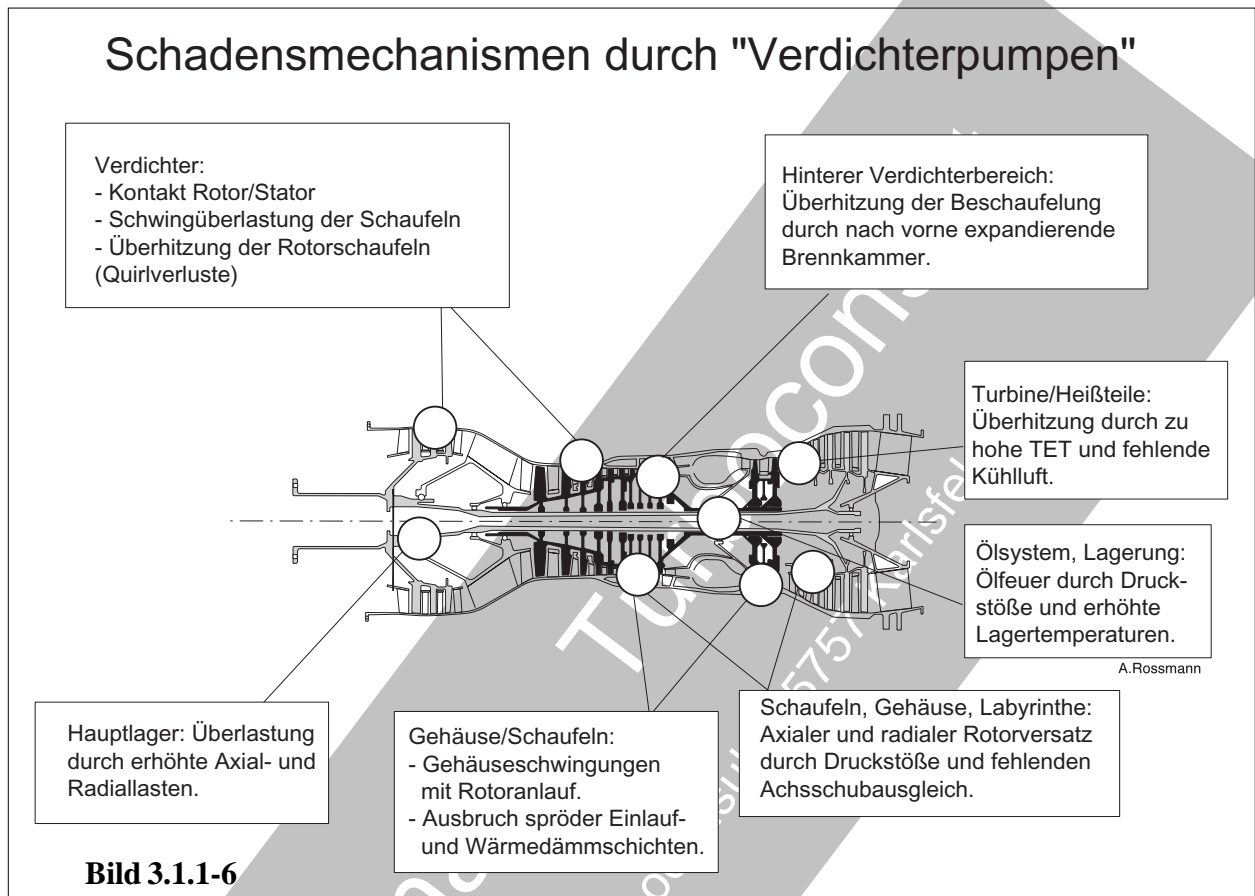
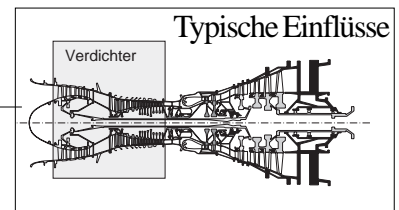


Bild 3.1.1-6: Ein Strömungsabriss (Pumpen, oft ungenau auch als Stall bezeichnet) im Verdichter (Bild 3.1.1- 5) kann zu einer Vielzahl von Schäden im gesamten Maschinenbereich führen. Dieses Bild zeigt typische Problemzonen.

Im Verdichter führen die Druckstöße zu starker **Durchbiegung der Beschäufelung** und radialen sowie axialen **Auslenkungen des gesamten Rotors**. Damit ist ein **Kontakt zwischen Lauf- und Leitschaufeln** möglich. Zusätzlich können durch den Strömungsabriss Schwingungen angeregt werden, die Schaufeln **dynamisch überlasten**. So entsteht die unmittelbare Gefahr von Ermüdungsbrüchen (Bild 3.1.1-7).

Eine große radiale und axiale Auslenkung führt auch zum **Kontakt des Rotors mit den Gehäusen**. Das gilt neben den Rotorschaukelspitzen auch für Leitschaukelspitzen und Labyrinthdichtungen. Ein solcher Kontakt schädigt Einlaufdichtungen (weiche Anstreifschichten) mit **gro-**

ßem Spaltausrieb und Anlaufsysteme (harte Anstreifschichten) mit Überhitzung.

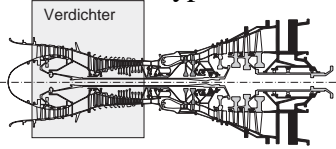
Ein kurzzeitig zu stark veränderter Achsschubausgleich (Bild 2.5-1) **überlastet die Hauptlager.**

Die Druckstöße in den Gehäusen können derartige elastische Verformungen der Gehäusewände auslösen, dass es zum **Ausbrechen (spröder) Anstreif- und Wärmedämmschichten** kommt.

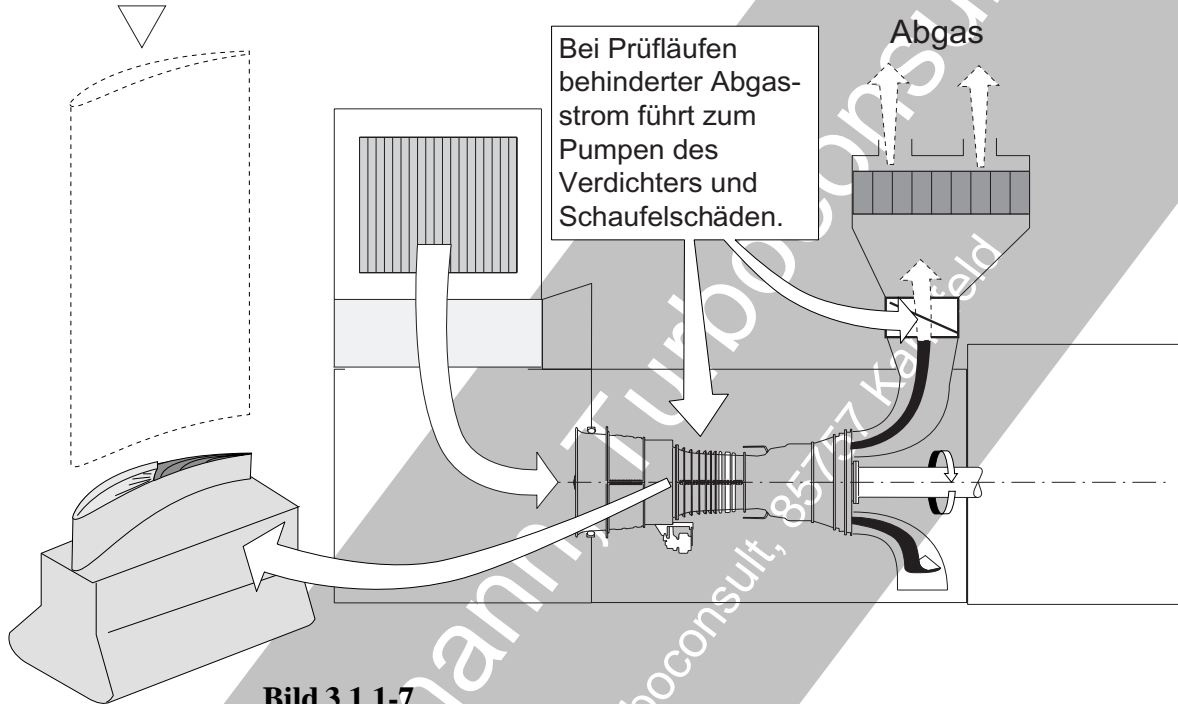
Findet beim Strömungsabriss kurzzeitig keine nennenswerte axiale Strömung mehr statt, fließt die Energie des Rotors als Reibung ("Quirlverlust") in Luft und Beschäufelung. Damit besteht die Gefahr von **Überhitzungsschäden im Verdichter.**

Zusätzlich besteht die Gefahr, dass die **Heißgase aus der Brennkammer** in den hinteren Verdichterbereich **expandieren**.

Strömungsabriss bedeutet Mangel an Kühlluft bei gleichzeitig verstärkter Kraftstoffzufuhr in der Brennkammer. So entstehen **Übertemperaturen an den Heißeilen.**



Schwingbruch einer Verdichterrotorschaukel über der Fußplattform.



Auch in der Abgasströmung sollten keine "Experimente" erfolgen.

Bild 3.1.1-7

Merksatz:

Ohne den OEM sollten keine Prüfläufe zur Ermittlung des Verdichterszustands oder mit Veränderungen im Gasstrom vorgenommen werden.

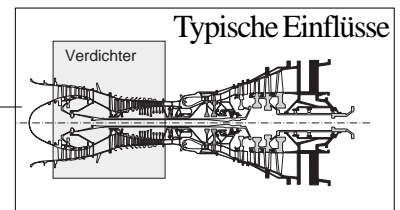
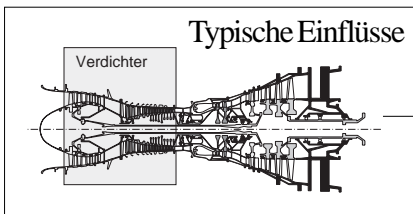


Bild 3.1.1-7: Mit einer Gasturbine älterer Bauart wurden offenbar **Prüfläufe zur Ermittlung des Betriebsverhaltens** des Verdichters (Pumpgrenze, Wirkungsgrad) durchgeführt. Dessen Schaufeln bestanden anscheinend aus einem Stahl und zeigten eine merkliche Aufrauung durch Erosion und Korrosion. Dies dürfte die Schwingfestigkeit bereits deutlich abgesenkt haben.

Bei den Läufen wurden **im Abgasaustritt** Querschnitte merklich verkleinert. Es kam wahrscheinlich zu einem deutlichen **Gasrückstau**. Dieser führte zum Verdichterpumpen. Mehrere Rotorschaukeln einer vorderen Stufe wurden zu derartig intensiven **Schwingungen** angeregt, dass es zu **Ermüdungsanrissen und in einem Fall zum Bruch einer Schaufel** kam.

Die Folge war ein katastrophaler Verdichterschaden, der eine Neubeschaukelung notwendig machte. Neben den hohen Kosten wurde die Wiederaufnahme des Betriebs empfindlich verzögert.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

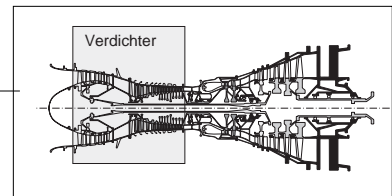


Literatur zu Kapitel 3.1.1

3.1.1-1 L.P.Ludwig, NASA Lewis Research Center, „Gas Path Sealing in Turbine Engines“,

3.1.1-2 SAE, Aerospace Recommended Practice, „Gas Turbine Engine Performance Station Identification and Nomenclature“ ARP755A

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.1.2 Bauteilprobleme im Verdichterbereich: Ursachen und Abhilfen



Für viele Autobesitzer ist es unbefriedigend, bei einem Problem oder einer Auskunft lediglich zu hören, "es ist der Motor" oder "die Bremsen sind nicht in Ordnung". Der Betreiber will sich verständlicherweise auch ein eigenes Bild vom technischen Problem seines "Freundes" machen. So kann er mögliche Folgen einer Entscheidung erkennen, Konsequenzen besser abschätzen und diese gezielt beeinflussen. Die Voraussetzungen hierfür, sollen ihm in den Kapiteln über typische Probleme der Bauteile der jeweiligen Gasturbinenkomponenten geboten werden.

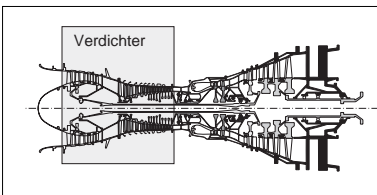
Der Verdichter ist besonders sensibel gegenüber **Beschädigungen und Veränderungen** (Bild 3.1.1-2) an aerodynamisch wirksamen (Schaufelblätter) und/oder die Strömung leitenden Flächen (Gehäuseoberfläche). Dies hat mehrere Gründe:

- Der Verdichter muss, im Gegensatz zur Turbine, der Strömung Energie zuführen. Seine Effektivität, d.h. sein Wirkungsgrad, reagiert dabei auf die Energieübertragung behindernde Einflüsse besonders empfindlich. Dazu gehören Rauigkeit, Profilveränderung und Vergrößerung des Spitzenspalts (Bild 3.1.1-3).

- Auf Grund der Kompression werden nach hinten im Verdichter Beschauelung und Strömungsquerschnitte immer kleiner. Je filigraner die Beschauelung, umso mechanisch empfindlicher. Deshalb lösen bei einem Schaufelbruch die Fremdkörper und/oder Bruchstücke der Beschauelung stromab einen lawinenartig anwachsenden Schaden aus.

- Der ansteigende Druck bedingt eine dünnere Grenzschicht an den Blattoberflächen hinterer Schaufelstufen. So steigt die Empfindlichkeit gegenüber Rauigkeiten. Diese machen sich erst negativ bemerkbar, wenn Rauigkeitsspitzen den laminaren Grenzschichtanteil durchstoßen.

Aus diesen Gründen ist verständlich, dass sich Blattprofile, Blattrauigkeit und Spitzenspalte über die Betriebszeit möglichst nicht nachteilig verändern sollten.



3.1.2.1 Mechanische Probleme

Verdichterschaufeln

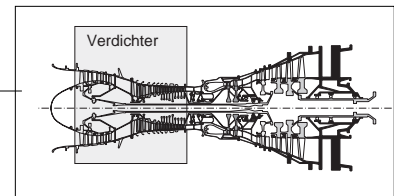
Die Komponenten des Verdichters (Bild 3.1.2.1-1 bis -4) weisen entsprechend ihren Betriebsbedingungen **Problemzonen** auf. Besonders interessante Komponenten sind die Verdichterrotschaufeln. Sie unterliegen hohen mechanischen Beanspruchungen durch Fliehkraft, Gasbiegung, Anstreifkräfte sowie hochfrequenten aerodynamischen und mechanischen Anregungen. Die Beeinflussung durch Luftstromverunreinigungen und Fremdkörper wird im Kapitel 3.1.2.2 behandelt.

Rissbildung in Verdichterschaufeln ist in erster Linie auf **Schwingerermüdung** zurückzuführen. Gewöhnlich handelt es sich um Schwingbelastungen, die erst nach hunderttausenden von Lastwechseln zum Anriss und Bruch führen. In diesem Fall spricht man von einer Beanspruchung im **HCF-Bereich** (siehe Bild 3.1.2.1-0). Diese Belastung liegt nicht weit über der Dauerfestigkeit, der Spannung die der Werkstoff beliebig oft erträgt. Der Bereich höherer Beanspruchungen mit merklicher plastischer Verformung wird als **LCF-Bereich** bezeichnet. Er tritt eher in Rotorscheiben bei Start/Abstellzyklen mit entsprechend niedriger Frequenz auf (Bilder 3.1.2.1-5 bis 3.1.2.1-8).

Verdichterschaufeln sind durch hochfrequente Schwingungsanregungen ermüdungsgefährdet (Bild 3.1.2.1-4). Dabei geht es nicht nur um **Resonanzschwingungen** in der Grundbiegung (Ermüdungsrisse in der Nähe des Blattübergangs zur Fußplattform), sondern auch um Schwingformen höherer Ordnung. Typisch sind sogenannte "Lyra mode"-Schwingungen im Blattspitzenbereich oder Torsionsschwingungen im Hinterkantenbereich beidseitig eingespannter Leitschaufeln. Solche Schäden werden von dünnen Profilen mit großer Sehnenlänge (engl. wide chord), wie sie in modernen Verdichtern zu finden sind, begünstigt. Auch gibt es sogenannte **selbsterregende Schwingungen** ("Flattern"), die zum sofortigen Schaufelbruch führen. Im Rahmen der Entwicklung einer Maschine wird der Nachweis erbracht, dass zumindest für den normalen Betrieb und die versuchstechnisch abgedeckten Drehzahlen und Laufzeiten die dynamischen Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit liegen. Ein wichtiges Hilfsmittel zur Erkennung von Resonanzgefahren ist bei der Auslegung das "**Campbell-Diagramm**" (Bild 3.1.2.1-9). In diesem Diagramm läßt sich eine bedenkliche Überschneidung von Eigenfrequenzen mit Anregungsfrequenzen, abhängig von den Schaufelzahlen und Drehzahlen, ermitteln.

Anders liegt natürlich der Fall bei Fremdkörperereignissen oder Riefen und Kerben durch Unachtsamkeit beim Hantieren. Solche Beschädigungen können beim Transport oder der Montage auftreten. Außerhalb der vom OEM in Handbüchern bzw. Vorschriften festgelegten zulässigen Grenzen führt das zur Spannungskonzentration und einem bedenklichen örtlichen Schwingspannungsniveau. Ist die Schwingfestigkeit auf andere Weise in gefährlichem Maß örtlich herabgesetzt, besteht ebenfalls Ermüdungsgefahr. Eine solche Situation entsteht durch hohe Zugeigenspannungen (Fertigung), Gefügeveränderungen (z.B. unterhalb abgearbeiteter Schweißspritzer) oder an nicht sachgerecht ausgeführten Reparaturen (z.B. Überhitzung beim spanenden Ausblenden von Kerben).

Schwingungsanregungen können häufiger und/oder stärker als "erwartet" auftreten. Denkbar ist z.B., dass eine Komponente (z.B. eine Rotorschaufel einer bestimmten Stufe) betreiberspezifisch beim Hochfahren immer wieder kurzfristig durch Resonanzdrehzahlen gefahren wird. Damit wird eine ausreichende Zahl gefährlich hoher Schwingzyklen akkumuliert. **Pumpen** (Bild 3.1.1-6) oder ein besonders **intensiver**

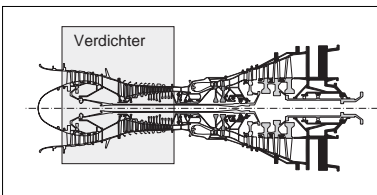


Anstreifvorgang (Bild 3.1.2.4-3) ist in der Lage, hochfrequent eine Ermüdungsschädigung oder einen Anriss auszulösen. Diese Schädigung führt später, bereits unter normalen Belastungen, zum Bruch des Bauteils. Wird die Schaufel beim Anstreifen an der Spitze in unzulässiger Weise geschädigt, ist besonders bei Schaufeln mit langer Sehne und dünnem Profil mit radialen Ermüdungsrissen und Eckenausbrüchen zu rechnen (engl. lyra mode, Bild 3.1.2.1-8). Wird die aerodynamisch wirksame Geometrie oder die Oberfläche der Schaufel von **Erosion, Fremdkörpern** und **Ablagerungen** zu stark verändert, unterstützt dies einen schwingungsanregenden Strömungsabriss (rotating stall, Bild 3.1.1-5).

Eine weitere Problemzone ist der **Schaufelfuß**. In Maschinen der schweren Bauart (engl. heavy frame) findet man sog. „Hammerkopf-Schauelfüße“. Die übliche Fußform im Verdichter von Derivaten ist der Schwalbenschwanz. Im Bereich der Kontaktflächen zur Scheibe (Bild 3.1.2.1-6 und Bild 3.1.2.1-8) erfolgen niedrigfrequente Mikrobewegungen bei der Aufweitung der Scheibe unter Fliehkraft und Temperatur (niedrigfrequent entsprechend den Startzyklen) und hochfrequente Mikrobewegungen beim Schwingen der Schaufel. Es entsteht das sogenannte **“Fretting“** (Verschleiß, Reiboxidation), eine örtliche Schädigung bis hin zur **Mikrorissbildung** der mechanisch hoch beanspruchten **Kontakt-/Auflageflächen** (Bild 3.1.2.1-10). Stähle und Nickellegierungen sind von diesem Schadensmechanismus weniger betroffen als **Titanlegierungen**. Sie kommen in der Beschaukelung moderner Verdichter von Triebwerken und damit wohl auch in entsprechenden Derivaten zur Anwendung. Hier muss mit einem **Schwingfestigkeitsabfall** bis auf 30% des ungeschädigten Werkstoffes gerechnet werden. Dies bedeutet eine extreme Verringerung der ertragbaren Lastwechselzahl bei einer vorgegebenen dynamischen Beanspruchung. Die einzige in Serie angewandte Abhilfe ist das **Kugelstrahlen** mit ausreichender Intensität und eine zusätzliche **Gleitbeschichtung**. Dies muss nicht nur beim Neuteil, sondern auch bei den Überholungen erfolgen, um den Kugelstrahl-Effekt, der durch Kriechen oder Fretting abgebaut wurde, wieder **“aufzufrischen“**. Mit Kugelstrahlen erhält man einen vorteilhaften Druckeigenspannungszustand im Oberflächenbereich sowie eine Verfestigung. Diese Effekte sind je nach Werkstoff von unterschiedlich großem Einfluss. Ein weiterer positiver Effekt ist die besondere Kalottenstruktur der Strahlfläche, die Mikroseservoire für Gleitlacke bilden und Abrieb aufnehmen können. Es gibt zusätzlich Hinweise, dass eine Mikrogeometrie, bei der nur Spitzen anliegen (kleinere belastete Volumen, Kontaktzonen **“entkoppelt“**), weniger ermüdungsgefährdet ist. Häufig entstehen die Risse jedoch nicht direkt in der Frettingzone, sondern dicht darüber im unbeeinflussten Gebiet. Dies erklärt sich aus der sog. **Anstrengung**, einer aus Schub und Biegung kombinierten Beanspruchung der Oberflächenzone. Die Schubkräfte sind Folge der Reibung angrenzender Auflageflächen. Liegt diese Zone am Übergangsradius zum Schaufelschaft, erhöht die Formkerbe das Schadensrisiko. Der **Einfluss des Reibbeiwerts in der Kontaktzone** auf die Beanspruchungshöhe ist auch Erklärung für die zusätzliche Anwendung und Wirksamkeit von Gleitlacken und Gleitbeschichtungen. Im relativ heißen hinteren Verdichterbereich altern viele Beschichtungen über längere Betriebszeiten. Sie werden dabei von Oxidation und Zersetzung geschädigt und verlieren mit der Zeit ihre Wirksamkeit.

Verdichterscheiben

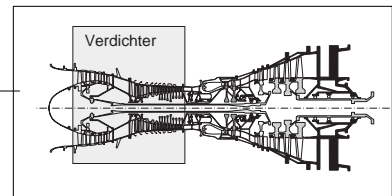
Verdichterscheiben sind den Fliehkräften und, in geringerem Maße, auch thermischen Spannungen ausgesetzt. Damit sind sie im LCF-Bereich ermüdungsbeansprucht (Bild 3.1.2.1-6 und -7). Weil sich die Temperatur im Verdichter von der Umgebungstemperatur am Eintritt bis zu 600 °C am Austritt (abhängig vom Gesamtdruckverhältnis) ändert, werden Scheiben- und Schaufelwerkstoffe entsprechend ausgewählt. Bei älteren Maschinentypen verwendet man bis in den hinteren Bereich Stähle, häufig vom Typ 13%-Cr-Stahl. Zum Verdichtende findet man nicht selten warmfestere Fe-Legierungen oder Ni-Basis Werk-



stoffe. Derivate nutzen im vorderen Bereich Stähle oder Ti-Legierungen, im Austrittsbereich Ni-Legierungen und im Übergangsbereich besondere Stähle mit niedrigem Ausdehnungskoeffizienten zum Ausgleich der Wärmedehnungsunterschiede. Da solche Stähle meist nicht ausreichend korrosionsbeständig sind (Lochfraß= Pittingkorrosion), werden sie sehr effektiv mit Al-gefüllten anorganischen Lacken beschichtet. Ein Problem gibt es lediglich an **Zentrierbunden** (Passungen, Bild 3.1.2.1-1) und **Schraubenbohrungen** (Bild 3.1.2.1-6), wenn diese aus Toleranzgründen nicht lackiert werden können. Gerade Schraubenbohrungen sind Kerbstellen mit entsprechend hohem Spannungsniveau und deshalb nicht selten **LCF-lebensdauerbegrenzte Bereiche** des Bauteils. Sie bestimmen damit auch die **Überholungsintervalle**. Der Hersteller muss also Sorge tragen, dass in diesen ungeschützten Bohrungen keine Korrosionskerben entstehen. Der Einsatz **galvanischer Schichten** oder anderer Schutzbeläge erfordert genaue Kenntnis der Auswirkung auf die Schwingfestigkeit.

Die Schaufelaufnahmenuten der Scheibe (Bild 3.1.2.1-6) sind ähnlich belastet wie die darin fixierten Schaufelfüße. Für beide gelten ähnliche Folgerungen.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



LCF und HCF

Vorbemerkung: Die Kenntnis der **bauteilspezifischen Rissarten und ihrer Lage** ist sowohl für das Prüfpersonal im Shop oder beim Hersteller als auch, soweit es die Beschauung betrifft, für die Boroskopbefundung vor Ort (Bild 4.1-4,-5,-6) von besonderer Wichtigkeit. Risse in Scheiben sind extrem selten. Die Auswirkungen wären jedoch deutlich gravierender als bei einem Schaufelbruch. Deshalb muss ein Scheibenbruch auf jeden Fall vermieden werden. Bei der konstruktiven **Auslegung einer Scheibe** werden besonders hohe Sicherheitsanforderungen berücksichtigt (Bild 31.2.1-5 bis Bild 3.1.2.1-7). Zusätzlich ist eine **Rissprüfung** bei jeder Überholung unerlässlich. Die den Risslagen in den Bildern 3.1.2.1-5 bis -8 zugeordneten Nummern entsprechen jeweils einer bestimmten vorherrschenden Belastungsart.

"LCF" ist die lebensdauerbestimmende zyklische Belastung für Gasturbinenbauteile.

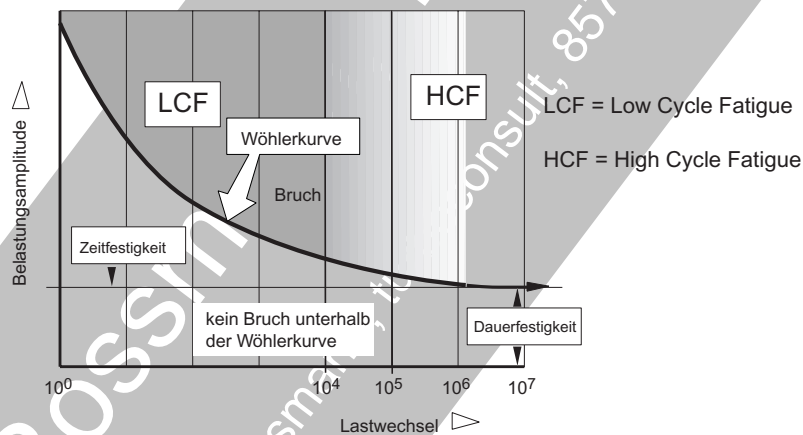
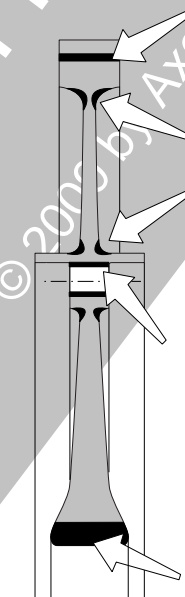
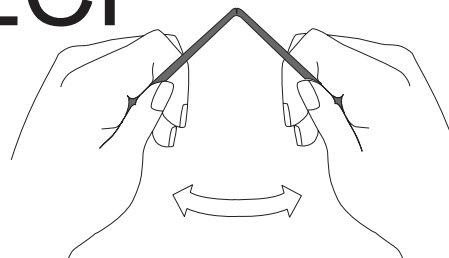


Bild 3.1.2.1-0

Zyklische plastische Verformungen sind an hochbelasteten, lebensdauerbestimmenden Scheibenzonen moderner Triebwerke zu erwarten.



LCF



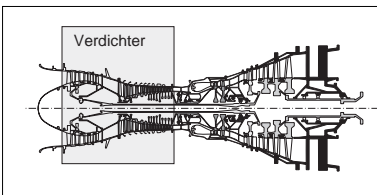


Bild 3.1.2.1-0 (Lit. 3.1.2.1-4): Der Unterschied zwischen LCF (**Kurzzeitermüdung**, engl. low cycle fatigue) und HCF (engl. high cycle fatigue) lässt sich gut im **Wöhlerdiagramm** (Diagramm oben) erklären. Dieses kennt Werkstoffe deren Wöhlerkurve ab ca. 10^7 Lastwechsel horizontal verläuft, also eine **Dauerfestigkeit** aufweisen (z.B. Stähle) unter der kein Bruch zu erwarten ist. Al-Legierungen und Titanlegierungen haben keine Dauerfestigkeit, hier fällt die Wöhlerkurve weiter ab. Dies wird in der Auslegung berücksichtigt. Belastungen im Bereich der **Zeitfestigkeit** liegen oberhalb der Dauerfestigkeit. Nach einer belastungsabhängigen Zeit kommt es zum **Schwingbruch**. Die Aufteilung des Wöhlerdiagramms erfolgt also belastungsorientiert. Im angelsächsischen Raum führt man dagegen eine **Aufteilung in Abhängigkeit von der zu erwartenden Lebensdauer** ein. **Dynamische Beanspruchungen, die zu einer „merklichen plastischen Verformung“ im Anrissbereich führen, liegen definitionsgemäß im LCF-Bereich.** Dieser ist zwischen 10^4 und 10^5 Anrisslastwechseln zu finden. Interessant ist die „schwammige Definition“ der Verformungsamplitude, was einer relativ breiten Grauzone des Lebensdauerbereichs entspricht. Auch ist oft auf den ersten Blick nicht erkennbar, wie es zu derartigen Verformungen kommt. Zeigen doch in ihrer zyklischen Lebensdauer begrenzte Bauteile (z.B. Rotorscheiben) keine messbare Aufweitung unter normalen Betriebsbelastungen.

Die Definition der LCF-Beanspruchung passt auch für **Thermoermüdung** (TF, TMF, Bild 3.3-16). Hier führen behinderte Wärmedehnungen als Folge von Temperaturänderungen zu zyklischen plastischen Verformungen.

Die untere Skizze macht an einer Situation aus dem Alltagsleben den Schadensmechanismus einer (extremen) LCF-Beanspruchung verständlich. Will man **mit der Hand einen Draht trennen**, muss dieser öfters plastisch gebogen werden. Der Draht erleidet so einen LCF-Bruch. Natürlich ist die Zahl der Lastwechsel

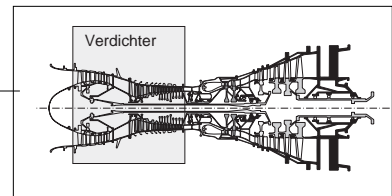
in Gasturbinen deutlich höher, der Mechanismus jedoch vergleichbar.

Bei einem Stahldraht lässt sich ein Anstieg der Biegekraft registrieren, der Werkstoff verfestigt sich. Nach einigen Lastwechseln wird der Draht brechen. Die Erwärmung bei diesem Vorgang ist für die Erklärung nicht von Bedeutung und entspricht der zur Plastifizierung eingebrachten Biegearbeit. Vielleicht haben wir noch registriert, dass z.B. ein rostiger Draht (mit Korrosionskerben) weniger Lastwechsel bis zum Bruch benötigt, als ein blanker. Kerben und Fehlstellen senken also die LCF-Festigkeit bzw. verkürzen die LCF-Lebensdauer. Sie sind in derartig beanspruchten Bauteilzonen unbedingt zu vermeiden.

HCF-Brüche (Dauerbrüche) zeigen dagegen keine Anzeichen plastischer Verformung. Brüche wirken auch mikroskopisch in duktilen (zähen) Werkstoffen spröd.

Wie in Skizze unten links dargestellt, beschränken sich LCF-beanspruchte Bereiche (hier einer Rotorscheibe) auf kleine Volumina in Zonen, die eine Spannungserhöhung infolge Kerbwirkung erfahren. Hierzu gehören Radien zwischen Querschnittsprüngen, Bohrungen für Verbindungsbolzen und die Nabenbohrung. Diese Zonen erfahren unter Fliehkraft- und Wärmespannungen hohe Spannungen, die bei heute in Flugtriebwerken und deren Derivaten üblichen Belastungen immer plastische Dehnungen zur Folge haben. Nach einer Entlastung bauen sich zwischen den plastisch verformten Bereichen und den lediglich elastischen, deutlich größeren benachbarten Zonen, Eigenspannungen auf. Die stehen bei Stillstand im Gleichgewicht. Deshalb kann sich die örtliche plastische Verformung in äußerlichen Maßänderungen (z.B. des Scheiben-Außendurchmessers) kaum bemerkbar machen.

Abschließend sei noch Folgendes klargestellt, um ein häufiges Missverständnis auszuräumen: **Der Buchstabe „F“ in den Begriffen HCF und LCF steht für „fatigue“=Ermüdung und nicht für Frequenz.** Obwohl meist die große Zahl der Bruchlastwechsel und die vergleichsweise mo-



derate Spannungsamplitude bei HCF-Brüchen mit hochfrequenten Schwingungen in Zusammenhang steht, ist es durchaus denkbar, dass sich HCF-Brüche auch bei "LCF-typischen" niedrigen Frequenzen (z.B. Start/Abstellzyklen) akkumulieren. Beispiel wäre eine Spitzenlast-Gasturbine mit „zig“ Jahren Betriebszeit, die täglich wenige Male gestartet wird.

Umgekehrt können aber auch LCF-Brüche von hochfrequenten Schwingungen mit extremen Amplituden ausgelöst werden. Solche hohen Belastungen können bei Flatterschwingungen oder als Folgeschäden auftreten. Das ist z.B. beim Überlaufen eines abgebrochenen Schau- felblattes, das im Gehäuse anliegt, der Fall.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

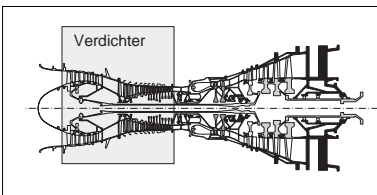


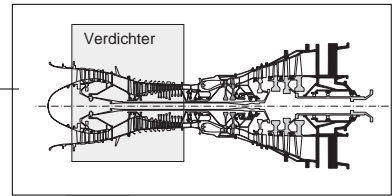
Bild 3.1.2.1-1: Bei **Kleingasturbinen** bestehen nicht selten auch die Verdichter aus integralen Rädern. Diese **Bladed Disks**, kurz "**Blinks**" gehören zu einer Gasturbine kleiner Leistung, des **Derivats eines Hubschraubertriebwerks** mit wenigen 100 kW. Die einzelnen Räder sind aus Cr-Stahl nach dem **Feingussverfahren**. Hier wird im Kranzbereich zentriert. In Entwicklung und Einführung größerer Flugtriebwerke befinden sich spanend oder elektrochemisch hergestellte Verdichterrotoren in Blik-Bauweise. Sie werden wohl in Zukunft auch in Derivaten zu finden sein.

Bild 3.1.2.1-2: Verdichterscheiben größerer Maschinen haben bis heute gewöhnlich axiale Schwalbenschwanznuten im Kranz zur Aufnahme der Schaufeln. Die **Scheibe** (-Membrane) hat üblicherweise Zentrierbunde für die benachbarten Scheiben bzw. Zwischenringe (Spacer, siehe Bild 3.1.2.4-1). Die Verbindung im Rotorverband erfolgt hier über zentrierende **Schrauben oder Zuganker** durch die Scheibe. Man findet darüber hinaus im Außenbereich verschweißte oder über Flansche verschraubte Rotoren. Auch hier ist die hochbeanspruchte **Nabe** aufgedickt, um das Beanspruchungsniveau abzusenken. Dies umso mehr, je größer die Nabenbohrung ausgeführt wurde.

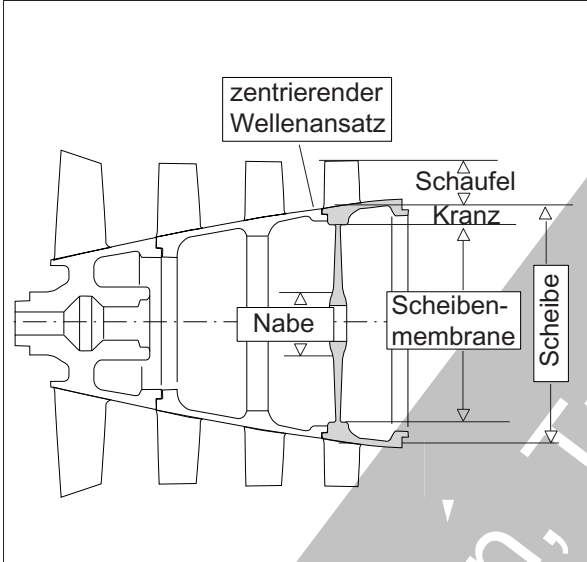
Bild 3.1.2.1-3: Gasturbinen kleiner Leistung bis ca. 1000 kW weisen häufig ein- oder zwei-stufige **Radialverdichter** auf oder haben hinter einem Axialverdichter einen Radialverdichter als Endstufe. Die Radscheibe trägt neben den integralen **Schaufeln** meist ein Labyrinth zur Abdichtung der Verdichteraustrittsluft und einen **Wuchtbund** für die spanende Wuchtentnahme. Sie geht dann in eine breite **Nabe** über. Nicht selten findet man dort einen verstärkenden Bund und im Nabeninneren eine festigkeitsoptimierte Kontur. Eine Besonderheit sind zweiteilige Räder aus einem **Vorsatzläufer** und einer Radscheibe. Ein Ring im Eintrittsbereich über den Schaufelspitzen (Pfeil) dürfte

in erster Linie gegen Schaufelschwingungen versteifen, könnte aber auch Dichtfunktion haben.

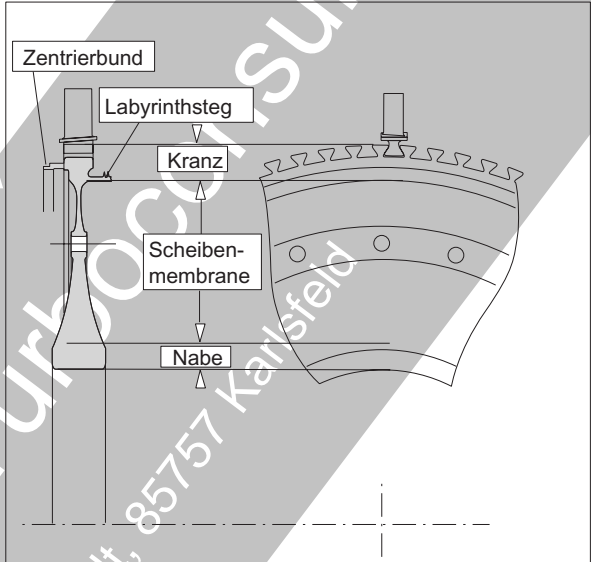
Bild 3.1.2.1-4: Verdichterschaufeln weisen keine Deckbänder auf. Ihre Schaufelspitzen sind ein Element der Spitzenspaldichtung. Nicht selten ist eine Optimierung des Spitzenspalds durch Anstreifen vorgesehen. Um dabei die Schädigung (Bild 3.1.2.1-8) möglichst gering zu halten, ist das Blattprofil an der Spitze verdünnt ("**Squealer Tip**"). **Spitzenpanzerungen**, die härtere Anlaufbeläge im Gehäuse ermöglichen, sind in der Entwicklung. Das zur Axialrichtung schräg stehende Blatt benötigt eine Plattform für den Übergang zum Fuß und die Gasführung. Die Anlageflächen der Fußplattform können die Schaufel dämpfen, um Schwingungen zu vermeiden, sie abstützen und Abdichtungsfunktionen übernehmen. Der Schaft überträgt die Kräfte aus der breiten Fußplattform in den besonders belasteten Schwalbenschwanzfuß (Bild 3.1.2.1-8). Die Auflageflächen des Fußes tragen gewöhnlich einen Gleitbelag zur Reduzierung der Belastung aus den Reibungskräften und sind zur Anhebung der Schwingfestigkeit verfestigt (kugelgestrahlt).



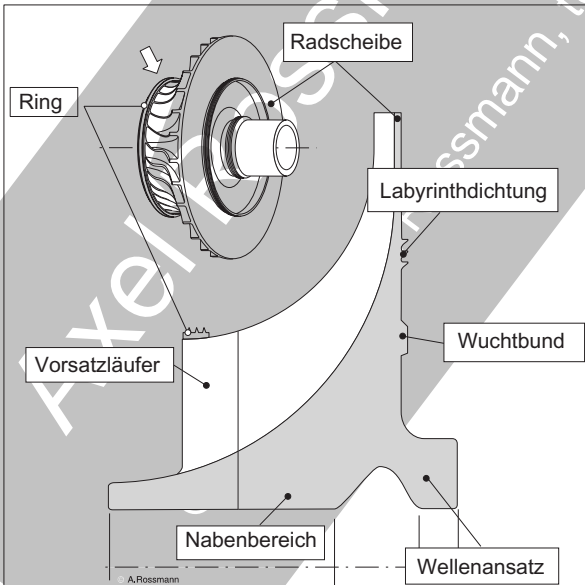
Komponenten haben typische Bereiche mit Fachbezeichnungen



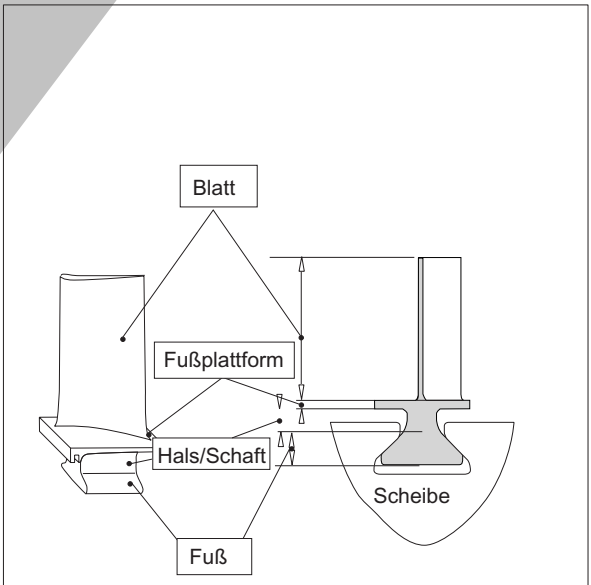
Axialverdichterscheibe einer kleinen Gasturbine in Bliskbauweise
Bild 3.1.2.1-1



Axialverdichterscheibe mit eingesetzten Schaufeln
Bild 3.1.2.1-2



Radialverdichterrad
Bild 3.1.2.1-3



Verdichterrotorschaukel
Bild 3.1.2.1-4

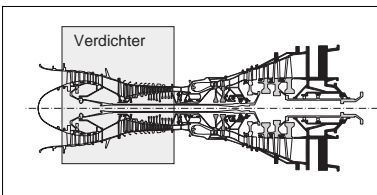


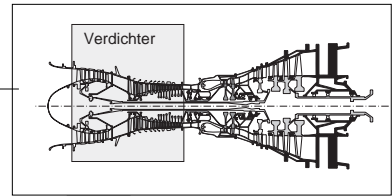
Bild 3.1.2.1-5: Verdichterläufer aus integralen Rädern (Blisks, links oben), wie er in Kleingasturbinen zu finden ist: (1) Risse durch Anstreifen und/oder „Lyra-Schwingungen“, (2) Risse im HCF-Bereich durch Schaufelschwingungen in der Grundbiegung. (6) LCF-Ermüdung im hochbelasteten Nabebereich infolge Fliehkraftänderungen, insbesondere beim Start-/Abstellzyklus.

Bild 3.1.2.1-6: Typische Scheibe eines Axialverdichters (oben rechts): (1) Ermüdungsrisse in den Schwalbenschwanznuten durch Schaufelschwingungen im HCF-Bereich. (2) Anrisse im LCF-Bereich als Folge von Fliehkraftänderungen. Anrisse in den Auflageflächen der Schaufeln und Scheibennuten sind nicht selten in Kombination mit einer „Frettingschädigung“ (Bild 3.1.2.1-10) zu sehen. In den Verschraubungsbohrungen findet man Rissbildung durch Fliehkraftänderungen im LCF Bereich. Bei Stählen oft in Kombination mit Korrosionsgrübchen. (3) Risse im Labyrinth als Folge einer Anstreifschädigung. (4) LCF-Risse im Nabebereich durch Fliehkraft- und, in deutlich geringerem Maß als bei einer Turbinenscheibe (Bild 3.3-18), durch zyklische Wärmespannungen (Thermoermüdung). Anrissbereich ist meist eine Werkstoff- oder Fertigungsschwachstelle.

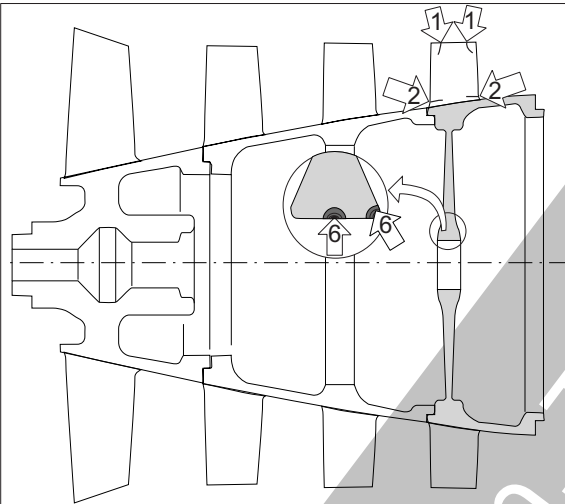
Bild 3.1.2.1-7: Radialverdichterräder (links unten) sind ebenfalls hochbeanspruchte Bauteile: (1) Rissbildung als Folge von Schaufel- und/oder Scheibenschwingungen im HCF-Bereich, (2) Ermüdungsrisse durch LCF bei Start- und Abstellvorgängen, kann durch Scheibenschwingungen unterstützt werden. (3) Rissbildung beim Anstreifen mit Thermo- und Überhitzungsschädigung (Bild 3.1.2.4-7). Von hier ist ein Rissfortschritt im Nabebereich unter Fliehkraftänderungen möglich. An den Schaufelspitzen durch Schwingungen. (4) Rissbildung durch heftiges Anstreifen der Schaufel mit Überlastung der Schaufelwurzel. (5) Zyklische Ermüdung durch

Aufbiegung der Radscheibe und Biegeüberlastung der Vorsatzläuferschaufel.

Bild 3.1.2.1-8: Verdichterrotorschaukel: (1) Ermüdungsrisssbildung bei Schaufelschwingungen, (2) Rissbildung im Auflagebereich durch Drehzahländerungen. (3) Rissbildung durch Anstreifen, (4) Rissbildung durch Schaufelschwingungen, meist im Zusammenhang mit Frettingverschleiß (Bild 3.1.2.1-10).

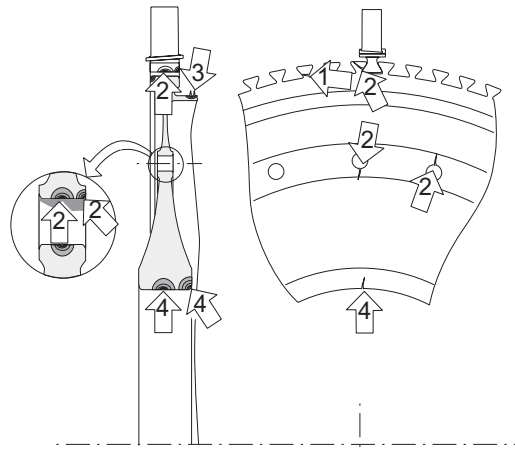


Wer Bauteile bei der Überholung auf Risse prüft, sollte wissen, wo er besonders suchen muss.



Axialverdichterscheibe einer kleinen Gasturbine in Blickbauweise

Bild 3.1.2.1-5



Verdichterrad einer hinteren Stufe

Bild 3.1.2.1-6

Radialverdichterrad

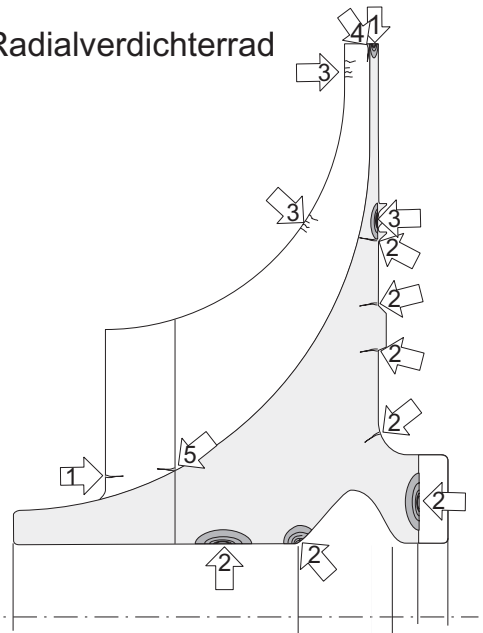


Bild 3.1.2.1-7

Verdichterrotorschaukel

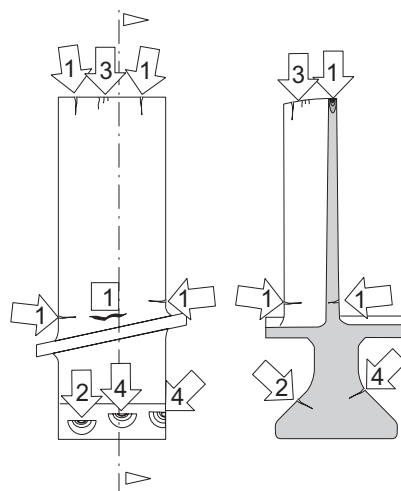


Bild 3.1.2.1-8

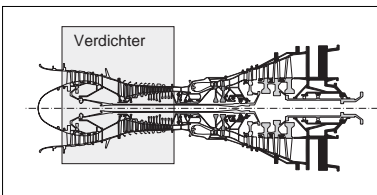
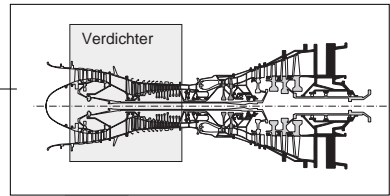


Bild 3.1.2.1-9: Das sogenannte **“Campbell-Diagramm“** ermöglicht bereits in der Auslegungsphase, aber auch bei der Ursachenermittlung im Schadensfall mögliche **Resonanzen zu erkennen und die Quellen der Schwinganregung zu identifizieren**. Bei diesem Diagramm ist auf der Abszisse die Rotorfrequenz (Hz), entsprechend den Umdrehungen in einer Sekunde, aufgetragen. Die Ordinate enthält die Eigenfrequenzen der schwingenden Komponente und der Schwingungsanregung. Für jede lässt sich in diesem Diagramm eine Gerade entsprechend der (Strömungs-) Störungen am Umfang einzeichnen. Die Kurve der Eigenfrequenz (keine horizontale Gerade, weil Effekte wie die Fliehkraft- und die Temperaturabhängigkeit des E-Moduls bzw. der Steifigkeit eingehen) schneidet diese Geraden in **möglichen Resonanzpunkten** bei Betriebsdrehzahl (hier einem einzigen, siehe Pfeil). Typische **Störungen im Gasstrom sind Streben, Leitschaufeln und Luftentnahmen** (Abblasöffnungen). Im Entwicklungsstadium wird die Eigenfrequenz der Komponenten berechnet und geeignet ausgelegt. Zur **Klärung von Schadensfällen** dient üblicherweise die experimentelle Schwingungsanalyse (z.B. **Modalanalyse**). Dabei ist diejenige Schwingungsform (Mode) die wahrscheinlichste, bei der im Anrissbereich die höchsten Beanspruchungen zu erwarten sind. Dieser liegt dort, wo die höchsten Oberflächendehnungen (kleinster Krümmungsradius zwischen den Knotenlinien) auftreten. Messtechnisch lässt sich diese Zone mit **Dehnungsmessstreifen (DMS)** nachweisen bzw. bestätigen. Der Einfluss des Betriebs auf die tatsächliche Höhe der entstehenden Belastung wird dann aus Erfahrungswerten abgeschätzt. Natürlich wird man versuchen, die Resonanzmöglichkeiten für wichtige Komponenten konstruktiv außerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs des Rotors zu legen. Bei der Drehzahländerung von Start bis Vollast und einer Fülle strömungsbeeinflussender Komponenten treten eine Vielzahl schwingungserregender Frequenzen auf. Diese machen eine



Schwingungen werden nach Möglichkeit bei der Maschinenentwicklung vermieden, aber auch hier gilt "the engine will tell us".

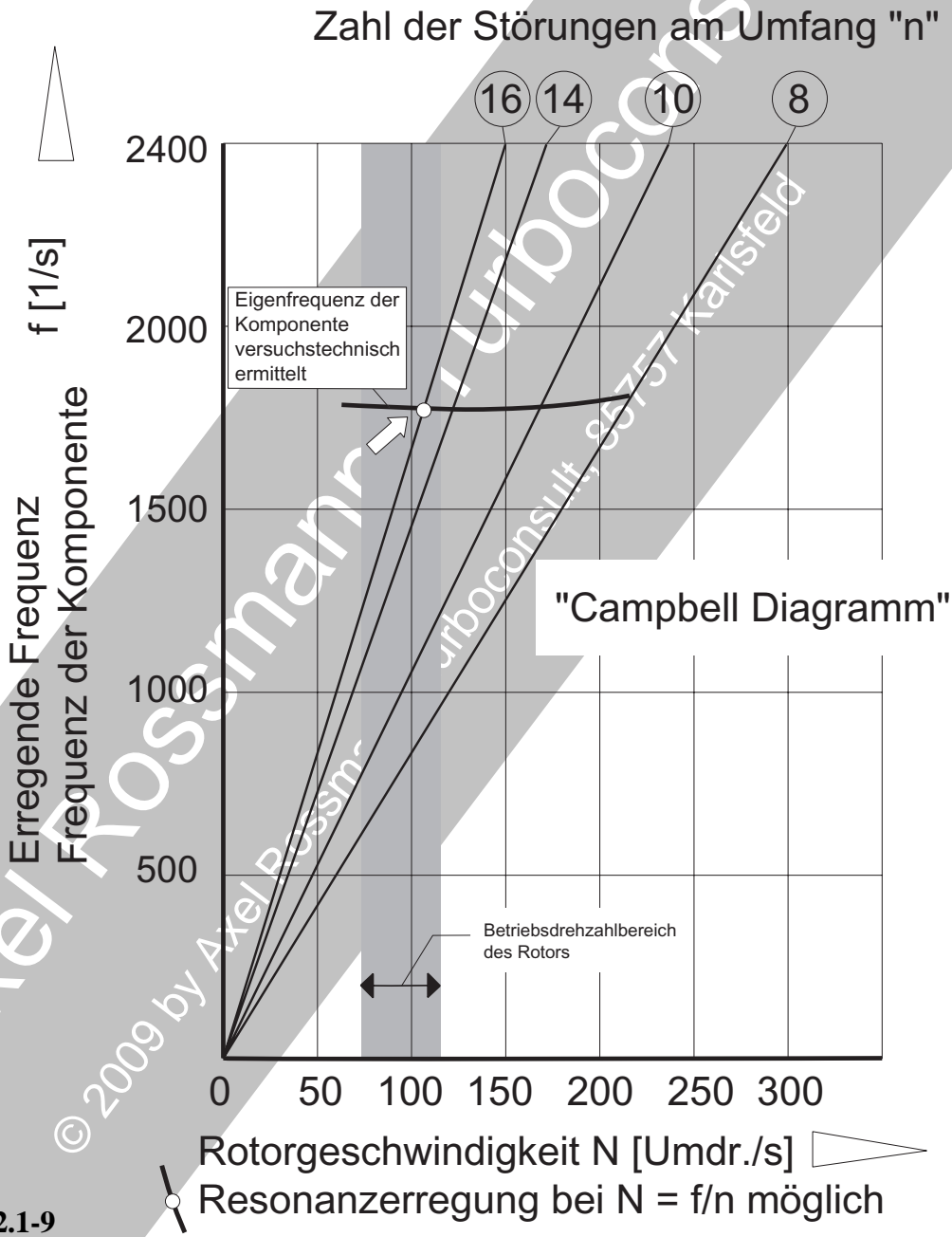
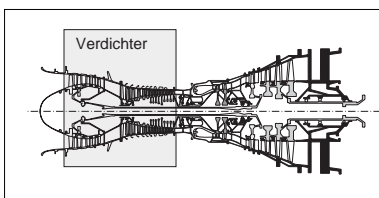


Bild 3.1.2.1-9

Vermeidung aller potenziellen Resonanzen unmöglich. Klarheit kann deshalb letztendlich nur Erprobung und/oder Betrieb schaffen. Es gilt also: "The engine will tell us", wie man

im Englischen so schön sagt. Wenn sich die Betriebsbedingungen gegenüber Erprobung/Nachweis verändern, gilt deren Aussage nur noch eingeschränkt. Das kann dann die Maschine mit einem Schaden 'melden'.



! "Fretting" (Reiboxidation) ist ein nicht zu unterschätzendes Problem

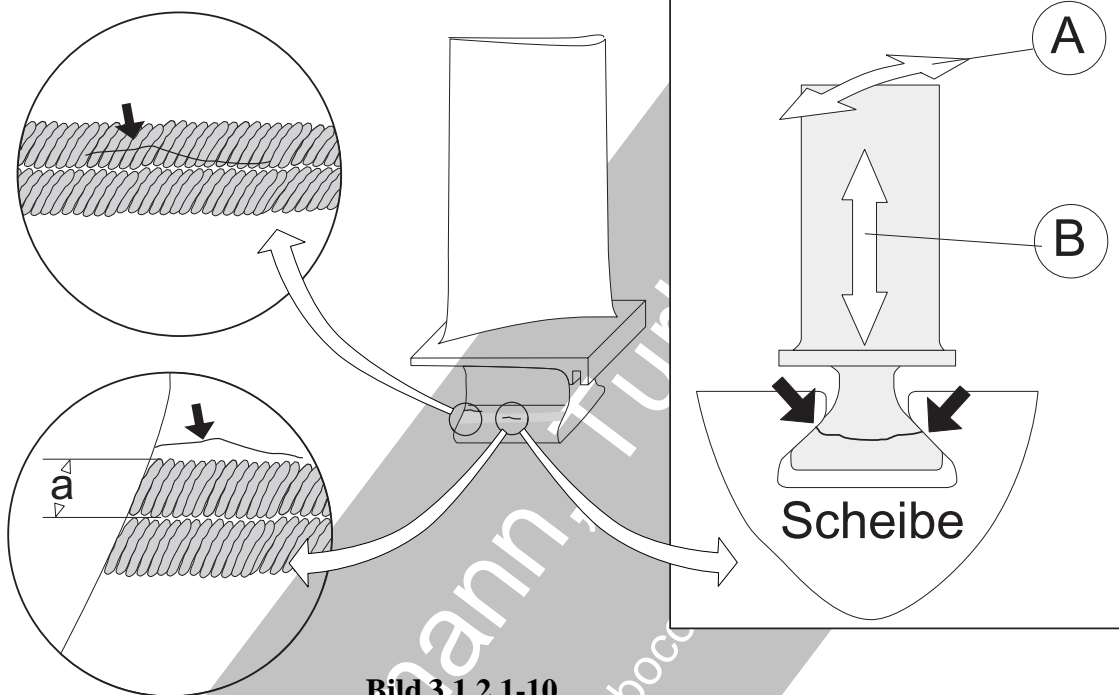
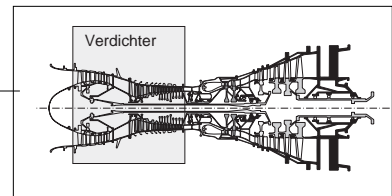


Bild 3.1.2.1-10

Bild 3.1.2.1-10: Eine typische Schwachstelle der Rotorschauflern eines Verdichters sind Auflagezonen oder Nachbarbereiche des Schwalbenschwanzfußes. **Hochfrequente Schaufelschwingungen** ("A") und/oder **niederfrequente Dehnungen unter Fliehkraftänderungen** ("B") können in diesem Bereich **Mikrobewegungen** mit typischen Verschleißspuren erzeugen, den sog. "**Frettingverschleiß**" (Schwingreibverschleiß, Reibkorrosion usw.). Diese Verschleißform ist wegen der Schwächung des Schaufelmaterials besonders gefährlich. Sie begünstigt **Schwingerermüdung mit Rissbildung** (schwarze Pfeile). Auch die scheinbar nicht direkt betroffenen Nachbarzonen der Auflageflächen werden zusätzlich belastet. Im Vergleich mit Schaufeln aus Stählen, ist die Schädigung von **Titanlegierungen** durch Fretting besonders ausgeprägt. Schaufel-

füße werden deshalb mechanisch behandelt und/oder mit Schichten versehen. Damit lässt sich eine Schädigung für die vorgesehenen Betriebszeiten in zulässigen Grenzen halten. Die typische mechanische Behandlung ist eine **Verfestigung der Kontaktzone** durch **plastische Verformung**. Durchgesetzt hat sich das sog. **Kugelstrahlverfahren** (engl. shot peening). Hier trifft ein Strahl kleiner Stahlkugeln aus einer Düse auf die zu behandelnde Oberfläche. Diese Behandlung erfolgt mit hoher Kugelgeschwindigkeit unter vorgegebenem Druck und Winkel in einer genau festgelegten Zeit. So entstehen mikrorauhe Flächen, die meist zusätzlich mit einem **Gleitlacksystem** behandelt werden. Das senkt den für die **Belastung der Nachbarzonen** durch die sog. **Anstrengung** (Überlagerung von Zug aus Biegung und Schub) mitverantwortlichen Reibbeiwert.



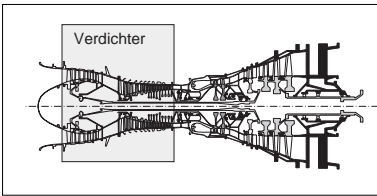
Verschleißfeste und plastisch anformungsfähige Schichten (z.B. Bronzen) mit niedrigem Reibbeiwert, auch in Kombination mit einer Strahlverfestigung, kommen in modernen Maschinen vermehrt zum Einsatz. Sie sollen höhere Temperaturen und Belastungen ermöglichen.

Da trotz aller Maßnahmen bei langen Betriebszeiten mit einer Schädigung der Kontaktzone gerechnet werden muss, ist es üblich **bei Überholungen die Behandlung der Schaufelfüße ganz oder teilweise zu wiederholen bzw. aufzufrischen**.

Treten ungewöhnliche Frettingerscheinungen auf, die auf besondere Betriebsbedingungen hinweisen, kann der Fachmann die makroskopischen und mikroskopischen **Verschleißbilder auswerten und gegebenenfalls wichtige Hinweise zur Abstellung** geben. Ein Merkmal für die Schädigungsintensität ist die **Länge und Orientierung der Verschleißspuren (a) im Mikrobereich** (Detail unten links).

Aussagefähig sind auch Lage und Richtung einer Rissbildung (Detail oben links).

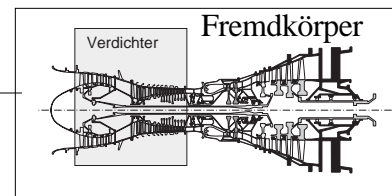
Axel Rossmann Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



Literatur zu Kapitel 3.1.2.1

3.1.2.1-1 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 3, ISBN 3-00-017733-7, 2003, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.1.2.2 Luftverunreinigungen und Fremdkörper im Verdichter, Ursachen und Auswirkungen.



Luftverunreinigungen plagen den Motor unseres Autos offenbar wenig. Dies liegt wohl zum einen daran, dass die Luft unter normalen Umständen wenig Staub enthält. Andererseits ist unser Motor mit einem Filter, meist einem Papierfilter, ausgerüstet. Dieser muss rechtzeitig ausgetauscht werden. Ein verstopfter Filter verhindert, dass der Motor ausreichend „Luft bekommt“. In einem solchen Fall erhöht sich der Kraftstoffverbrauch, das Verhältnis von Kraftstoff zu Luftmenge ist nicht mehr optimal. Weniger Luft bei gleicher oder gar höherer Kraftstoffmenge bedeutet einen heißeren Motor. Das kann auf Kosten der Lebensdauer gehen.

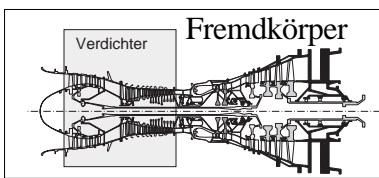
Ähnliche Probleme kennt auch unsere Gasturbine. Weil sie sehr viel mehr Luft ansaugt als ein Kolbenmotor, werden entsprechend große Filter benötigt. Wenn diese verstopfen, garantiert gewöhnlich ein „Bypass“ die Luftversorgung. Leider hat in diesem Fall auch der Staub freien Zutritt und kann in der Maschine an verschiedenen Stellen kostspielige Schäden auslösen.

Luftverunreinigungen

Schäden durch Luftverunreinigungen gehen auf die Einwirkung fein verteilter gasförmiger, flüssiger oder fester Medien zurück, die vom Luftstrom mitgeführt werden. Dabei ist anzumerken, dass selbst Filtersysteme keine absolut saubere Ansaugluft garantieren (Bild 3.1.2.2-7). Weil **Filter** sich durch den zurückgehaltenen Staub verändern, ist die **Auswahl nach dem Wirkungsgrad des Neuzustands nicht empfehlenswert. Besser ist es, sich nach dem durchschnittlichen Wirkungsgrad zu richten** (Lit 3.1.2.3-1).

Verschmutzung der Verdichterbeschaufelung und ihre Auswirkungen: „Compressor Fouling“.

Die Grenzen der Filtersysteme machen es notwendig, sich dem Thema der Folgen angesaugten Staubs eingehender zu widmen. **Aufrauung** und/oder **geometrische Veränderung** der Verdichterbeschaufelung (Profil) können Betriebsverhalten (Bild 3.1.1-2), Wirkungsgrad und Durchsatz merklich abfallen lassen. Entsprechend werden **Kraftstoffverbrauch** und **Nutzleistung** verschlechtert (Bild 3.1.2.2-6). Diese sind somit wichtige Parameter für eine Diagnose (Kapitel 5.1). Es ist jedoch zu beobachten, dass ein ähnlicher Effekt auch von der Leckage eines Abblasventils (engl. bleed valve) hervorgerufen wird.



Oberflächenveränderungen der aerodynamisch wirksamen Flächen bilden sich aus Ablagerungen und/oder durch Korrosion (Lit. 3.1.2.2-5). Häufig sind nur bestimmte Stufen betroffen. Diese sind dann in erster Linie für einen Leistungsabfall verantwortlich.

Compressor Fouling entsteht durch den Eintritt "klebriger", staubförmiger Verunreinigungen. Dazu ist nicht notwendig, dass die Partikel selbst klebrig sind. Häufig übernimmt dies ein Medium wie Öl. Es kann als **Lecköl** aus der vorderen Lagerkammer treten, von einem undichten Ölkühler stammen, von einem Ölbadfilter mitgerissen werden oder aus einer Öltankentlüftung herrühren. Auch bei Gasturbinen mit Eintrittsfiltern sind die Ablagerungsraten stark von der Qualität der Ansaugluft abhängig. Wirken die Ablagerungen korrosiv (z.B. **Salzablagerungen**), kann sich der Effekt verstärken. Ablagerungen sind typischerweise raue Krusten und befinden sich in der Nähe der Schaufeleintrittskante.

Eine besondere Form der Ablagerungen ist die sog. "**Insektenrauhigkeit**". Sie entsteht auf der Schaufeloberfläche durch Festkleben angesaugter Insekten. So wurde z.B. bei einer Gasturbine kleiner Leistung ohne Eintrittsfilter ein Mückenschwarm angesaugt. Das verschlechterte den Radialverdichter so gravierend, dass die Maschine ohne Reinigungsvorgang nicht mehr weiterbetrieben werden konnte.

Ursachen für Luftverunreinigungen

Die **Filterung der Ansaugluft** ist dringend zu empfehlen, wenn bedenkliche **Luftverunreinigungen** vorliegen oder zu erwarten sind (Lit. 3.1.2.2-6). Diese können sowohl von der Standortumgebung (Bild 3.1.2.2-1) als auch vom Lufteinlaufbereich (Abrieb, Lack, Rost) stammen. Angesaugte Luftverunreinigungen wie Ruß können von der Gasturbine selbst, infolge "**Rezirkulation**" der Abgase, verursacht werden. So wird in der Fachliteratur empfohlen, die Möglichkeit der Rezirkulation bei der Planung der Anlage (z.B. Ansaugbereich, Abgaskamin) zu vermeiden. Für eine solche Betrachtung ist z.B. die **Anordnung benachbarter Gebäude** (Bild 1.1-2 und Bild 3.1.2.2-1) relativ zur bevorzugten Windrichtung von Bedeutung.

In diesem Zusammenhang erscheint eine **Enteisung mit** in den Verdichter **rückgeführten Abgasen** problematisch. In solchen Fällen verwundert Verschmutzung und Korrosion der Verdichterbeschaukelung nicht. Darüber hinaus dürfte die Anhebung der Verdichtereintrittstemperatur einen **Anstieg der Heißteilstemperatur** und/oder einen **Leistungsabfall** der Maschine zur Folge haben.

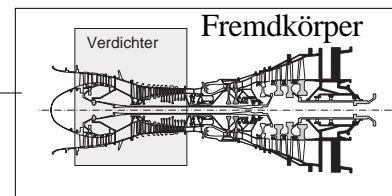
Auch die **Filter selbst können eine Luftverschmutzungsquelle** sein. Partikel aus Fasermatten oder Filtervlies sind in der Lage, Heißeile zu schädigen (Bild 3.7.1-2 und Bild 3.7.1-3).

Zu beachten ist, dass korrosionsfördernde Stoffe bevorzugt im **Feinstaub** ($< 0,005$ mm) gebunden sind und damit eine geeignete Filterwahl erfordern. Geschieht dies nicht, kann der Filter sogar zu dem unerwarteten Effekt führen, dass er eine (relative) **Anreicherung der Schadstoffe** unterstützt.

Im Verdichter angesammelte Schadstoffe können Beläge auf der Beschaukelung bilden die auch andere Teile schädigen, wenn sie beim **Waschvorgang** in den nachfolgenden Maschinenbereich gelangen (Beispiel 3.1.2.2-2).

Oft wird eine **mechanisch-abrasive Verdichterreinigung** durchgeführt. Dazu werden Schalen wie z.B. von Reis oder Aprikosenkerne in feiner Verteilung in den Verdichter eingebracht. Bei diesem Verfahren besteht u.a. die Gefahr der **Erosion weicher Einlaufbeläge** in den Gehäusen (Bild 3.1.2.4-4) oder der **Beschädigung von Lackierungen** des vorderen Verdichterbereichs.

Es ist leicht zu verstehen, dass der Einsatz von Gasturbinen zur Verbrennung bzw. **Entsorgung von Schadstoffen** (Lit. 3.1.2.2-7 und Lit. 3.1.2.2-8), welche in die Ansaugluft eingebracht werden, besonders



problematisch ist. Dabei ist eine Emissionsverminderung durchaus fragwürdig. Eher dürfte es sich um eine Schadstoffverdünnung im Abgas handeln. Selbst wenn die Emissionsgrenze nicht erreicht wird, ist die absolute Schadstoffmenge wohl nicht wirklich reduziert. Im Gegenteil, es besteht der Verdacht, dass die feine Verteilung der Schadstoffe und chemische Prozesse bei der Aufheizung das Schadenspotenzial für die Umwelt erhöhen. Hier muss eine vorherige intensive **Eignungsprüfung der Maschine und des Reinigungseffekts** erfolgen. Durch solche Fremdstoffe können Verdichter und Heißeile von unterschiedlichen Schadensmechanismen betroffen sein. Zur Warnung kann Beispiel 3.1.2.2-1 dienen. Vom OEM sind **betreiberspezifische, praxisrelevante Nachweise zur Haltbarkeit der Komponenten unter der Einwirkung unvermeidlicher Fremdstoffe** zu erbringen. Haben Schadstoffe wie **Lösungsmittel** (z.B. aus einer Lackierung) erhöhte Anteile von Halogenen (Brom, Fluor und Chlor), sind Langzeitschädigungen im Heißeilbereich zu erwarten (siehe Kapitel 3.3 und 3.4). Freie Halogene können im Verdichter korrosiv wirken und an der Beschauelung Schwingungsrissskorrosion (Cr-Stähle) oder Spannungsrissskorrosion (Ti-Legierungen) auslösen.

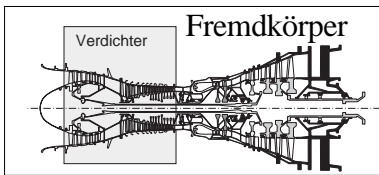
Bei derartigen Betrachtungen ist es wichtig zu wissen, dass viele Verunreinigungen für sich allein kein unzulässig hohes Schadensrisiko bedeuten. Wohl aber unter Umständen eine Kombination von normalen Luftverunreinigungen und den zu entsorgenden Medien. Zu prüfen ist also die bauteil- und technologie-spezifische Langzeitverträglichkeit.

Typische korrosionsempfindliche Bauteile des Verdichters:

- Lackierte Bauteilgruppen wie Gehäuse und Schaufeln des vorderen Verdichterbereichs aus Mg- und Al-Legierungen. Dazu gehören Gehäuse von Verdichtern, Anbaugeräten und Getrieben (Bild 3.6.1-5).
- Bauteile aus martensitischen Stählen (Beschauelung und Scheiben, Bild 3.1.2.3-1).
- Einlaufschichten in Gehäusen (z.B. Al-Polyester, Bild 3.1.2.3-1).

Eine unangenehme Auswirkung auf die **Lebensdauer gekühlter Heißeile** können Partikel im Kühlluftstrom haben. Hierzu gehören Turbinenleit- und -laufschau-feln mit Innenkühlung (Bild 3.3-3). Auch Brennkammern mit feinen Bohrungen und Schlitzen für die Kühlluftschleier oder mit mehrschichtigen Kühlstrukturen der Wandungen sind gefährdet. Der folgende **Schadensablauf** ist zu erwarten:

Zunächst gelangen die **Stäube in den Kühlluftstrom**. Nicht selten ist einem Gasturbinentyp der Grad der Empfindlichkeit bereits bei der Konstruktion "in die Wiege gelegt". Wichtig sind z.B. der Entnahmeort für die Kühlluft und deren Führung zum Heißeil. Die Stäube beginnen zuerst besonders enge Querschnitte (z.B. **Entstaubungsbohrungen** in Turbinenrotorschau-feln (Bild 3.3-12) zu blockieren. Der Vorgang wird von klebrigen **Staubschmelzen** begünstigt. Offenbar können hier Eisenoxidpartikel (Rost) eine Rolle spielen. Das ist bemerkenswert, weil diese Verunreinigungen von schlecht gewarteten **korrodierten Anlagenaufbauten** am Einlass kommen können. Der verminderte Kühlluftdurchfluss führt zu einer stark lebensdauer-reduzierenden Anhebung des örtlichen Bauteiltemperaturniveaus (Bild 2.3-2).



Typische Luftverunreinigungen (Bild 3.1.2.2-1):

Feststoffe:

Stäube von außerhalb der Anlage: Industriestäube, Düngemittel, Staub von Bautätigkeit/Abbruch.

Stäube aus dem Ansaugbereich: Lackabblätterungen, Rost und Korrosionsprodukte, Reinigungsmittel wie Reisschalen und Aprikosenkerne, Feuerlöschpulver, Fasern aus Filtern.

Stäube aus der Maschine selbst: Dichtungsabrieb und -ausbrüche (Einlaufbeläge für Schaufel- und Labyrinthspitzen), Dichtungsmaterial von (eventuellen) Abdichtmassen an den Rotorschaukeln im Verdichter, Panzerungen von Labyrinth und Schaufelspitzen.

Flüssigkeiten:

Waschlösungen, schadstoffangereichertes Schwitzwasser, Luftfeuchtigkeit mit Meersalz (Meeresatmosphäre), Lecköl, Spritzmittel

Gase und Dämpfe:

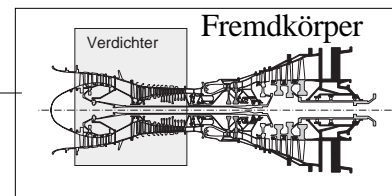
Industrieatmosphäre, aggressive Medien aus Chemie und Galvanik, Verbrennungsgase, Ölnebel, Kraftstoffnebel, Dämpfe von Reinigungs- und Verdünnungsmitteln, Lacknebel (Beispiel 3.1.2.2-1), Feuerlöschgase, Wasserdampf, Sprühmittel.

Fremdkörperschäden

Fachbegriffe/Definitionen:

Unter dem Begriff **Fremdkörperschäden** werden im Folgenden im weitesten Sinn alle makroskopischen Schäden wie Deformationen, geometrische Veränderungen, Rissbildung und Brüche verstanden, die von festen oder flüssigen Substanzen, Partikeln oder Körpern ursächlich ausgelöst wurden.

Der Ursprung der Fremdkörper kann sowohl vor der Maschine im Ansaugbereich liegen (**FOD = Foreign Object Damage**) als auch in der Maschine selbst, (**OOD = Own Object Damage** oder **DOD = Domestic Object Damage**). Zur letzteren Kategorie gehören Folgeschäden abgelöster Bauelemente oder Bruchstücke von Maschinenkomponenten.



Gefahren durch Fremdkörper.

Eine Gasturbine saugt nicht nur feine Luftverunreinigungen an. Sie kann in ausgeprägten **Unterdruckzonen** ('Bodenvortex', Bild 3.1.2.2-2) **des Ansaugbereichs** (Bodenwirbel, engl. ground vortex) auch **massive Fremdkörper** aufnehmen.

Solche Fremdkörper bedeuten eine nicht zu unterschätzende Gefahr für die Maschine. Das gilt wegen der **Folgeschäden** (z.B. Rotorbruch oder Feuer) in Einzelfällen auch für die Umgebung. Zusätzlich sind Schäden gewöhnlich mit **großen Kosten** und einem **längeren Ausfall** der Maschine verbunden. Mitunter ist der **primäre Fremdkörperschaden** scheinbar harmlos bzw. eng begrenzt. Das gilt z.B. für den Einschlag eines Steinchens in einer Schaufelkante. Erst zeitlich deutlich versetzt, nicht selten um mehrere hundert Betriebsstunden, tritt dann als **Folge** ein Schwingbruch mit extremen Folgeschäden ein (Bild 3.1.2.2-4). Sind im Verdichtereinlass Anzeichen für einen Fremdkörpereintritt vorhanden (Deformationen, Aufschmierungen, Kerben), ist **auch der hintere Bereich des Verdichters zu inspizieren**. Bei nicht befriedigender Boroskopie (Bild 4.1-8) ist mit der Öffnung des Gehäuses sicherzustellen, dass keine Beschädigungen vorliegen. Im übrigen sollte routinemäßig, bei sich bietender Gelegenheit, besonders nach Wartung und vor einem Start, der Verdichtereintritt auf FOD-Anzeichen kontrolliert werden.

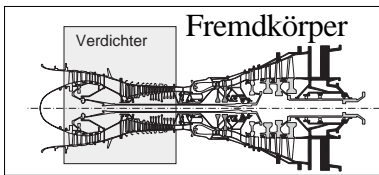
Die **Vermeidung von Fremdkörperschäden** ist eine wichtige Aufgabe und muss bei der Herstellung, der Montage, der Wartung und dem Betrieb ansetzen. Voraussetzung für ein gezieltes Vorgehen ist die **Identifikation der Fremdkörper und ihrer Ursachen** (Bild 3.1.2.2-5).

Allgemein kann gesagt werden, dass die **Empfindlichkeit einer Gasturbine für Fremdkörper** und deren Folgeschäden bei kleinen Maschinen deutlich höher als bei großen ist. Das liegt an den filigranen Bauteilen, kleinen Steifigkeiten, engen Strömungsquerschnitten und hohen Drehzahlen.

Bereits bei der **Herstellung** der Bauteile treten Gefahren auf, die eine Fremdkörperentstehung begünstigen. So können ungenügend haftende **Einlauf- und Anlaufschichten ausbrechen** und die Beschauelfelung beschädigen. In diesem Fall stammt der Fremdkörper von der Maschine selbst. Unerkannte Abweichungen wie **zu geringes Anzugsmoment**, oder eine **fehlende Sicherung an Schraubverbindungen** oder nicht vorschriftsgerechte **Nietverbindungen** (z.B. „Popniete“) bergen die potenzielle Gefahr eines Fremdkörperschadens. Typische Befestigungselemente und damit lösbare Bauteile im Gasstrom sind an Rotoren Wuchtgewichte, Schaufelschlösser und Dämpfungsniete. An statischen Strukturen handelt es sich um Elemente wie Nietungen an Labyrinthträgern oder Blechummantelungen.

Die **Montage** der Gasturbine im Shop oder vor Ort ist ein fremdkörperbegünstigender Vorgang. Es beginnt mit **vergessenen Werkzeugen**. Als Abhilfe haben sich personenbezogene Kennzeichnung, Registrierung der Werkzeuge sowie Prüfung auf Vollständigkeit nach der Arbeit anhand einer Checkliste und/oder einer Tafel mit Kennzeichnungen bewährt. Nicht selten werden auch überzählige Schrauben und Kleinteile in der Maschine vergessen. Erfahrungsgemäß sind besonders Maschinen mit seitlichen Lufteinläufen gefährdet. Diese erschweren die visuelle Kontrolle des vorderen Verdichterbereichs.

Ein typischer Schaden sind Kerben durch **abgeknipste Sicherungsdrahtenden** in der Beschauelfelung, die während der Montage in die Maschine fielen (Bild 3.1.2.2-3). Eine senkrechte Montage im Shop ist dafür besonders anfällig. Solche Sicherungsdrahtenden und Kleinteile können erfahrungsgemäß nicht mehr durch Umdrehen und Schütteln des Aggregates entfernt werden. Sie fallen in Schlitze und Hohlräume zwischen Verdichterscheiben. Nicht selten ist dann die Demontage zumindest einer Baugruppe erforderlich. Verständlicherweise bedarf es viel Einsicht, einen solchen Vorfall rechtzeitig zu melden. Beim Hochfahren der Maschine wird der Fremdkörper aus den Hohlräumen des Rotors in den Gasstrom abgeschleudert. Für die beschädigte Beschauelfelung entsteht dann die Gefahr großer Folgeschäden durch spätere Ermüdungs-



brüche (Bild 3.1.2.2-4). Es ist also darauf zu achten, dass der **Verdichtereinlass im Stillstand immer dann sicher abgedeckt ist, wenn nicht direkt daran gearbeitet wird**. Bei senkrechter Montage sollte dies ein Muss sein.

Schadensmechanismen bei Fremdkörpereinwirkung.

Der Verdichter kommt mit dem angesaugten Luftstrom zuerst in Kontakt. Somit ist es naheliegend, dass hier auch die meisten solcher Schäden auftreten. Durch den Gasstrom transportiert, wirken sich Fremdkörper im Verdichter auch auf das Betriebsverhalten der folgenden Komponenten aus. Diese Schäden werden in den Kapiteln behandelt, die den betreffenden Bauteilen gewidmet sind.

Verdichter sind jedoch nicht nur vergleichsweise häufig von derartigen Einwirkungen betroffen. Auch die Auswirkungen von Schäden und Folgeschäden sind im Verdichter besonders umfangreich und gefährlich. Vergleicht man z.B. den Verdichter mit der Turbine, so stellt man fest, dass beim Verdichter im Gegensatz zur Turbine **die Bauteile in Gasstromrichtung kleiner und filigraner werden**. Das gilt auch für **ihre Abstände bzw. Zwischenräume**. Damit besteht im Verdichter die besondere Gefahr **lawinenartig anwachsender Schäden**. Ein weiterer wichtiger Unterschied gegenüber der Turbine besteht darin, dass die Verdichterbeschaukelung Kompressionsarbeit leistet. Veränderungen des Schaufelprofils und der Rauigkeit aerodynamisch wirksamer Flächen beeinflussen deshalb das Betriebsverhalten des Verdichters früher und deutlicher (z.B. Strömungsabriss) als bei der expandierenden Strömung in der Turbine.

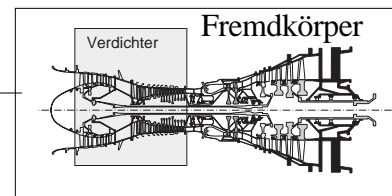
Die relativ niedrige Temperatur und eine stärkere Verschmutzung im vorderen Verdichterbereich ermöglicht im Stillstand eine erhöhte Korrosionsbeanspruchung. Schweißwasser bildet mit Verschmutzung und Ablagerungen aggressive Medien.

Besonders heimtückisch ist die **Langzeitwirkung unbemerkter Kerben**. Sie entstehen in der Beschaukelung von Verdichter und Turbine durch den Einschlag kleiner Fremdkörper (Turbine z.B. Kokserschlag) oder typische Lochfraßkorrosion (Turbine z.B. Sulfidation). Hier herrscht eine gefährliche Spannungskonzentration wo die sonst ertragenen, niedrigen Schwingbelastungen gefährlich werden. Es kann viele Betriebsstunden dauern, bis eine ausreichend hohe Zahl von **Schwingzyklen** bis zum Schwingbruch akkumuliert wurden. Das ist der Fall, wenn diese immer nur kurzzeitig **in einer nicht stationären Betriebsphase** auftreten. Wegen dieses langen Zeitraums zwischen primärer Schädigung und Folgeschaden bedarf es einer Schadensanalyse, um unter günstigen Bedingungen diese Zusammenhänge nachzuweisen.

Doch nicht nur harte Gegenstände sind gefährliche Fremdkörper. Bereits ein Putzlappen kann einen Verdichter total zerstören. Besonders gefährdet sind **Gasturbinen kleiner Leistung** (im Bereich einiger hundert kW) mit **Axialverdichterstufen**. Für Maschinen des kleinsten Leistungsbereichs sind selbst Papiertaschentücher problematisch. Entsprechende Vorsicht ist bei Wartung und Montage geboten. Maschinen mit ausschließlich **Radialverdichtern sind dagegen deutlich robuster**.

Das Ansaugen von **Fremdkörpern im Betrieb** ist auch mit vorgeschalteten Filtern möglich, z.B. wenn diese selbst zerstört werden. Aber auch alle ansaugfähigen Körper im Raum zwischen Filter und Maschine können in den Verdichter gelangen.

Nicht zu unterschätzen ist die zerstörende Wirkung größerer Eisstücke (**Eisschlag**, Bild 3.6.3-4 und Bild 3.6.3-5), Sie bilden sich durch **Vereisung vor der Maschine**. So kann eine Maschine mit einer Leistung von wenigen MW durch einen handgeformten Schneeball von ca. **10 cm Durchmesser einen Totalschaden** des Verdichters erleiden, wenn dieser in die laufende Maschine gelangt. Entsprechend gefährlicher sind massivere Eisbeläge oder Eiszapfen wie sie an vereisenden Flächen entstehen.

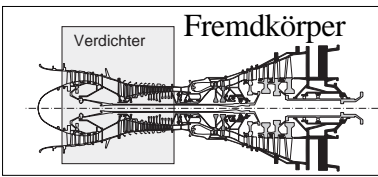


Identifikation von Fremdkörpern.

Fremdkörper sind die Ursache für umfangreiche Schäden mit entsprechendem Zeitaufwand und Reparaturkosten. Es besteht deshalb ein besonderes Interesse des Betreibers diese zu vermeiden. Für ihn sind vorbeugende **Maßnahmen und Abhilfen** auf Grund konkreter Schadensfälle wichtig. Die **Voraussetzung** für eine gezielte und erfolgreiche Abhilfe ist die Feststellung der **Herkunft des Fremdkörpers**. Das setzt wiederum seine **Identifikation** voraus. Dies ist mitunter nicht einfach. Bei umfangreichen Verdichterschäden mit Schaufelbrüchen erfordert es besondere Fachkenntnis, den eigentlich auslösenden **“primären“ Einschlag** zu erkennen und nachzuweisen (Bild 3.7.1-5). Sind im vorderen Verdichterbereich lediglich Einschläge und Deformationen vorhanden, so besteht die Möglichkeit, Teile des Fremdkörpers im Brennkammerbereich (Siebeffekt der Brennkammer) zu finden und damit zu identifizieren.

Relativ häufig treten **Schrauben, Muttern, Niete und Beilagscheiben** als Fremdkörper auf. Die zur Vermeidung notwendige Identifikation ist oft erfolgreich, wenn aus dem Einschlag Durchmesser, Länge und der Gewindetyp ermittelt werden. So kann bereits die Gewindesteigung wichtige Hinweise geben. Neben dem Abdruck bleiben nicht selten Teile metallischer Fremdkörper in der Rotorbeschaufelung stecken und sind damit relativ leicht identifizierbar.

Man wird in Fällen bei denen mehrere ähnliche Fremdkörper in Betracht kommen, alle geometrisch und analytisch ähnlichen **Teile im Maschinenbereich** vergleichen. Erfahrungsgemäß hat dieses Vorgehen eine hohe Erfolgschance. Neben dem Abdruck ist der **mikroanalytische Vergleich der Aufschlagfläche** mit der unbeeinflussten benachbarten Bauteiloberfläche ein wichtiges Hilfsmittel (Bild 3.1.2.2-5). Da ein metallischer Fremdkörper im Mikrobereich mit der metallischen Gegenfläche verschweißt, ein nichtmetallischer Fremdkörper häufig Partikel in der Gegenfläche zurücklässt, kann man aus dem Analysenvergleich der Auftreffflächen auf die Zusammensetzung des Fremdkörpers schließen.



! Luftverunreinigungen auch in größerer Entfernung sind immer ernst zu nehmen.

Produktionshalle mit Abluft und Abgasen (z.B. Galvanik)

Staub aus Bau- und Abbrucharbeiten

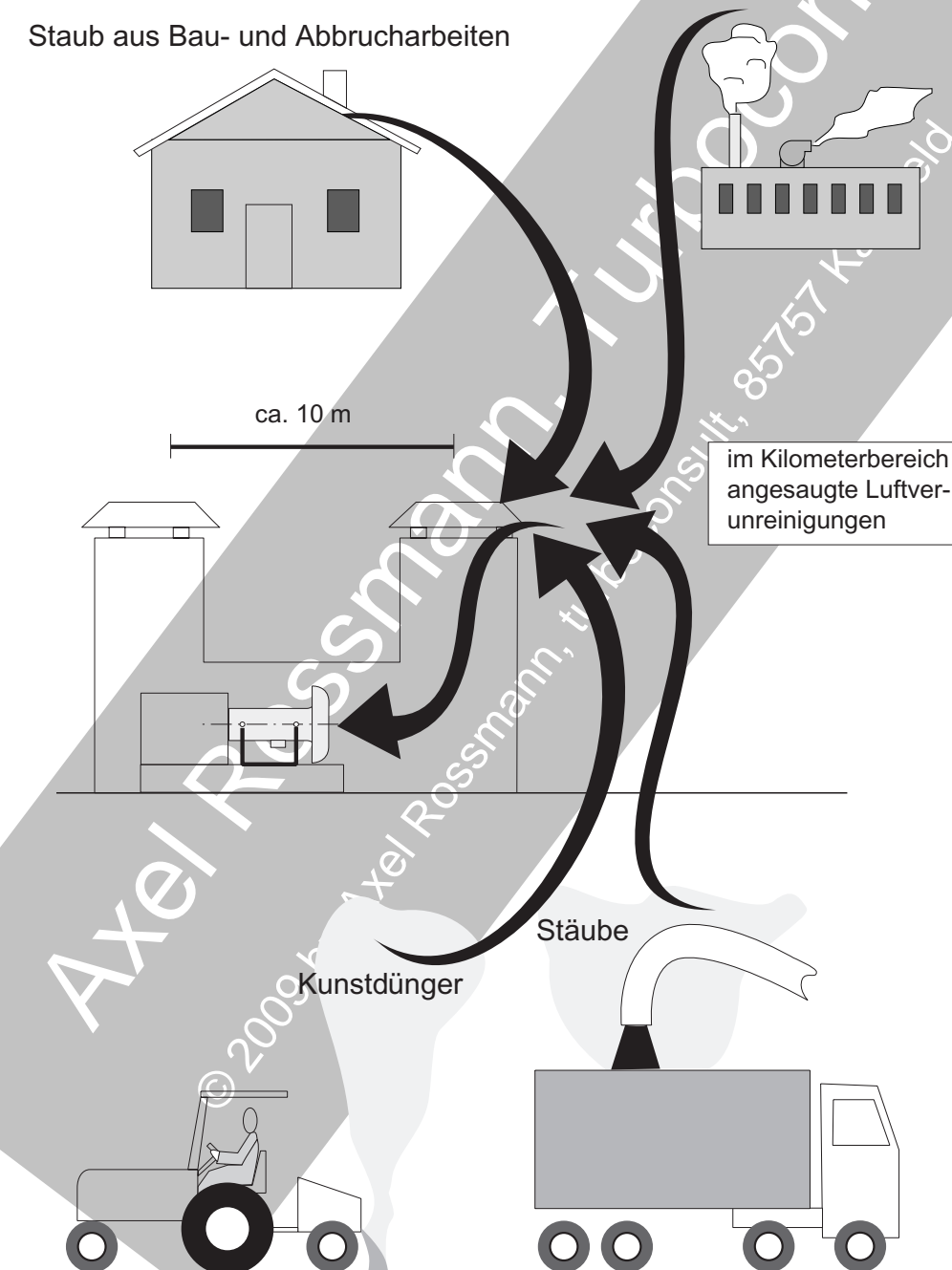


Bild 3.1.2.2-1

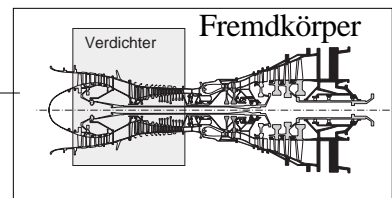
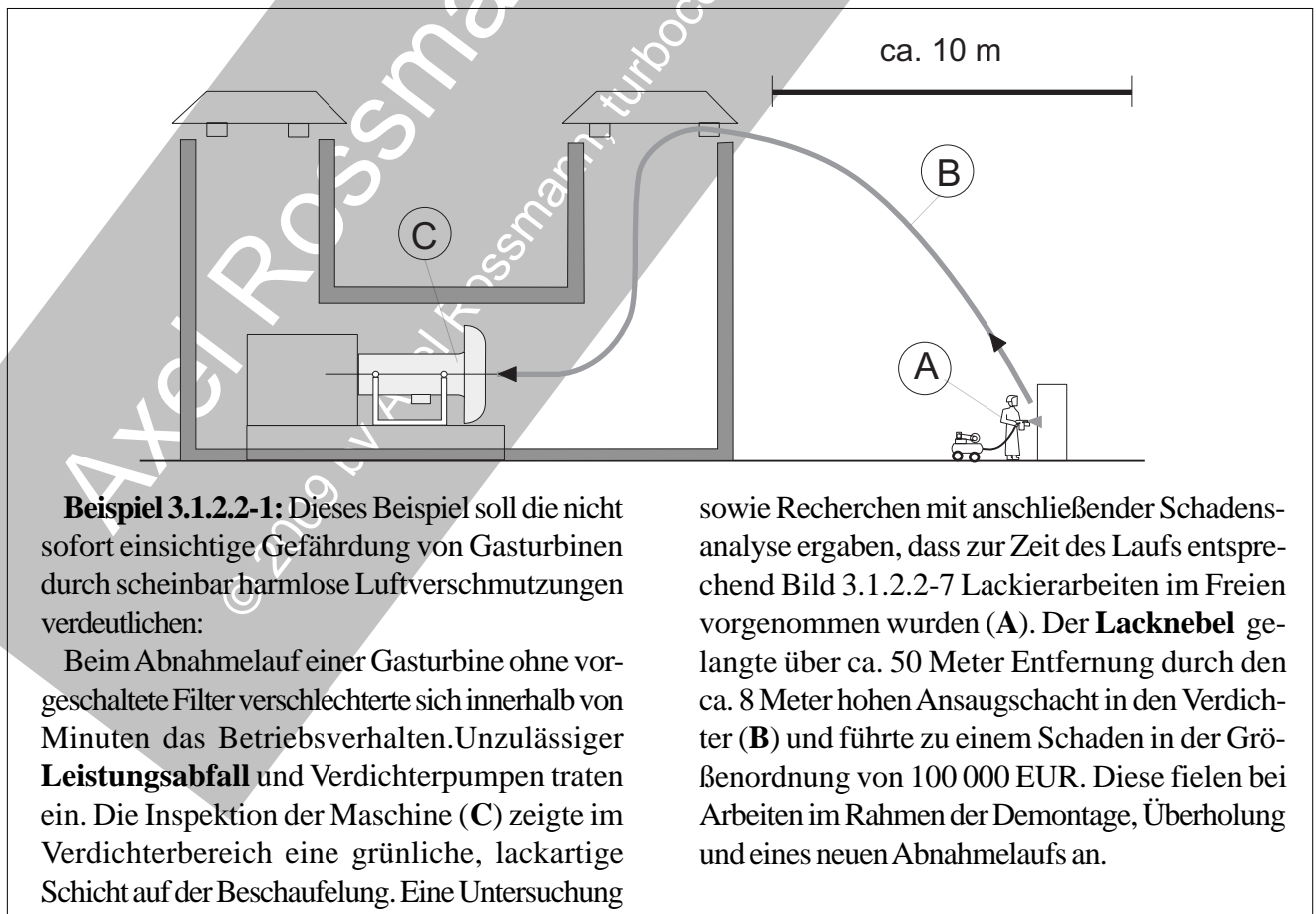


Bild 3.1.2.2-1: Die Beeinflussung einer Gasturbine durch angesaugte gasförmige Medien und Stäube auch über scheinbar sichere Distanzen soll dieses Bild veranschaulichen. **Lacknebel, Prozessemissionen, Stäube** bei Verladevorgängen in Industriezonen und Bauarbeiten sowie **Sprühmittel und Kunstdünger** in ländlicher Umgebung sind typische Beispiele für schadenswirksame Medien. Gase und feine Stäube werden von den üblichen Filtersystemen nicht restlos abgeschieden (Bild 3.1.2.2-7).

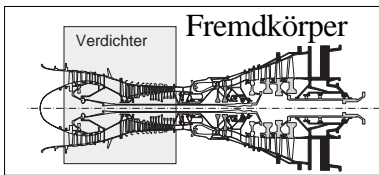
Nachuntersuchungen von Ansaugfilterrückständen oder Belägen auf der Beschaukelung können wichtige Hinweise auf den Ursprung und die bauteilspezifische potenzielle Schädlichkeit geben. Dies ist von besonderer Bedeutung für die Schadensklärung und damit gezielte Abhilfen.



Beispiel 3.1.2.2-1: Dieses Beispiel soll die nicht sofort einsichtige Gefährdung von Gasturbinen durch scheinbar harmlose Luftverschmutzungen verdeutlichen:

Beim Abnahmelaufl einer Gasturbine ohne vorgeschaltete Filter verschlechterte sich innerhalb von Minuten das Betriebsverhalten. Unzulässiger **Leistungsabfall** und Verdichterpumpen traten ein. Die Inspektion der Maschine (C) zeigte im Verdichterbereich eine grünliche, lackartige Schicht auf der Beschaukelung. Eine Untersuchung

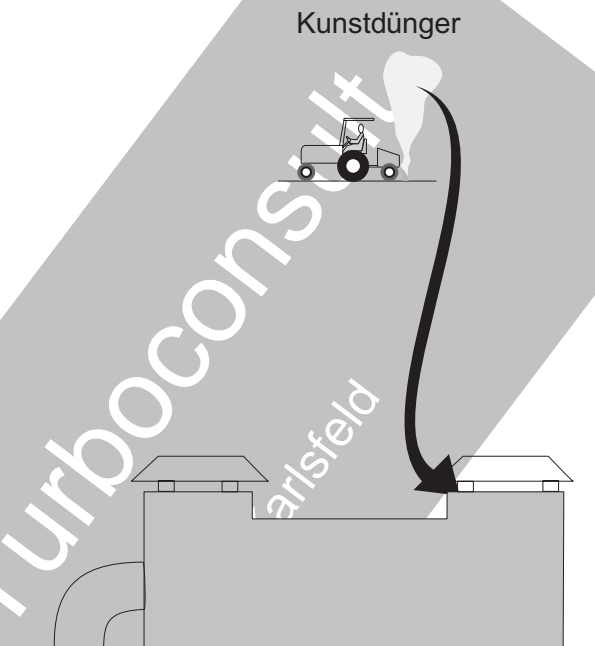
sowie Recherchen mit anschließender Schadensanalyse ergaben, dass zur Zeit des Laufs entsprechend Bild 3.1.2.2-7 Lackierarbeiten im Freien vorgenommen wurden (A). Der **Lacknebel** gelangte über ca. 50 Meter Entfernung durch den ca. 8 Meter hohen Ansaugschacht in den Verdichter (B) und führte zu einem Schaden in der Größenordnung von 100 000 EUR. Diese fielen bei Arbeiten im Rahmen der Demontage, Überholung und eines neuen Abnahmelaufls an.



Beispiel 3.1.2.2-2: Am Beispiel des **erdgasbetriebenen** Gasturbine zum Antrieb der Pumpe einer Gaspipeline sollen die vielschichtigen Zusammenhänge einer **Verschmutzung** der Komponenten im Hauptstrom aufgezeigt werden. Die folgende Situation lag vor:

Die Pumpstation steht in einer Landschaft, die man guten Gewissens als Luftkurort empfehlen könnte. Nur Getreidefelder, weit und breit keine Industrie. Trotzdem zeigten die Heißeile nach nur ca. 20 000 Betriebsstunden starke, auch schwefelhaltige Ablagerungen mit Sulfidationsangriff, der eine deutliche Reduzierung der Lebensdauer erwarten ließ. Das Erdgas kam als Verursacher der Ablagerungen nicht in Frage. Der Verdichter war relativ sauber. Nach Angaben des Betreibers wurde er entsprechend der Herstellerempfehlung in regelmäßigen Abständen "gewaschen", um einen optimalen Wirkungsgrad zu erhalten.

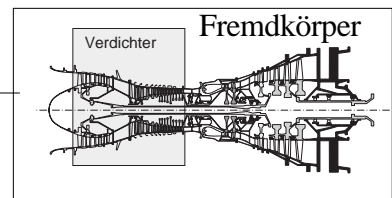
Die gemeinsame Problemanalyse mit dem Betreiber ergab, dass die Ablagerungen von **Düngemitteln** stammten, die im Herbst staubförmig auf den umliegenden Feldern ausgebracht werden. Erschwerend kam offenbar das gut gemeinte häufige **Verdichterwaschen** hinzu. Dadurch wurden Ablagerungen aus dem Verdichter zusätzlich auf die Heißeile gebracht. Eine genauere Untersuchung der betroffenen Beschaukelung zeigte, dass der Zeitpunkt einer erfolgreichen Reparatur bereits überschritten war. Es wurde mit dem Betreiber ein



weiterer zeitlich begrenzter Einsatz abgesprochen. Die Nutzung der verbliebenen **Restlebensdauer** ermöglichte es erst zu einem deutlich späteren Zeitraum eine neue Beschaukelung einzubauen.

In einem solchen Fall ist für die neue Beschaukelung zu prüfen, ob z.B. die bisher verwendete Schaufelbeschichtung bestmöglichen **Sulfidationsschutz** bietet. Falls erforderlich und vom OEM angeboten, sollte die neue Beschaukelung eine andere Schicht, speziell gegen den Schadensmechanismus der Heißgaskorrosion, erhalten.

Bild 3.1.2.2-2: Ein Verdichter hat die Fähigkeit, über den Ansaugtrichter von außen massive Fremdkörper vom Boden oder anderen Bereichen eines Raums anzusaugen. Wie groß diese „Ansaugfähigkeit“ ist, hängt von den besonderen **Eigenschaften und der typischen Ausbildung der Ansaugströmung** ab. Die begrenzten Platzverhältnisse zwingen häufig zu einer gestörten Luftführung. Die Strömung erfährt einen deutlichen **Drall** („swirling“) gegen oder mit der Drehrichtung des Verdichters. Zusätzliche Störungen der Ansaugströmung (rechte Skizze) wie **Personen (A), Türen (B) oder Montageleitern (C)** können nach Lit



! Ein sauberer Ansaugbereich ist Pflicht!
 (Auch kompakte Körper wie Steinchen und Drähte können angesaugt werden).

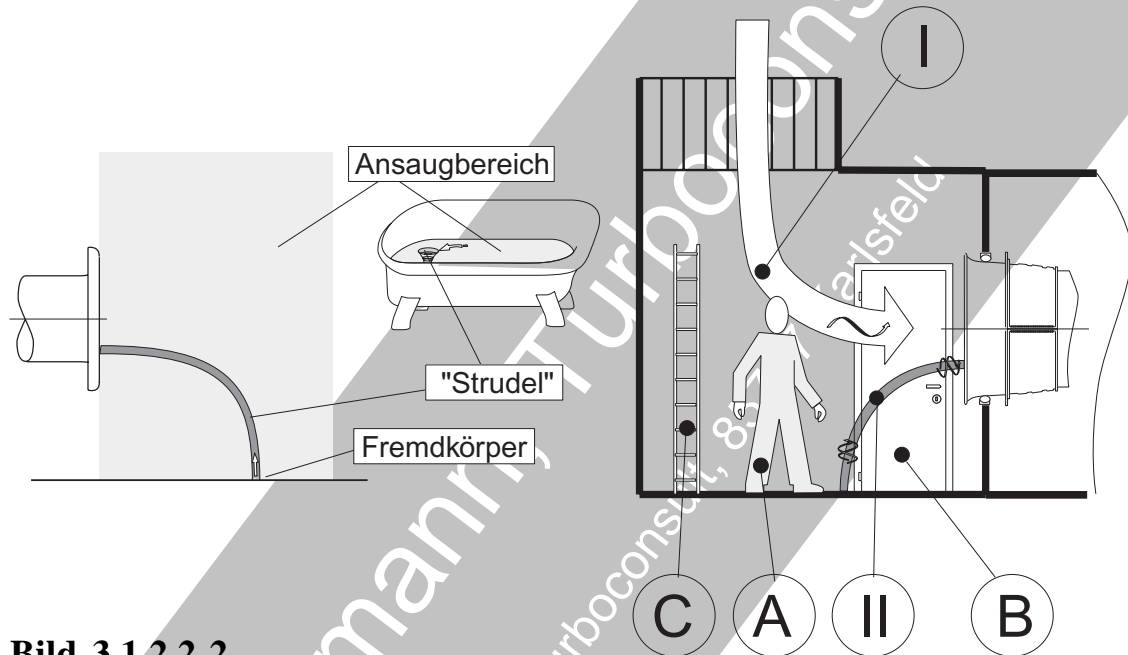
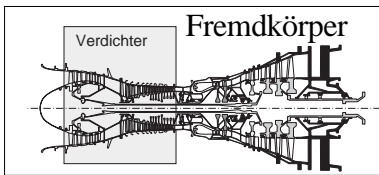


Bild 3.1.2.2-2

3.1.2.2-3 sog. "Luftstrudel" zu Boden oder Wänden (II) ("Bodenvortex") auslösen. Dies sind enge Luftschläuche mit hoher Rotationsgeschwindigkeit und starkem Unterdruck. Ein ähnlicher Vorgang wie man ihn vom Strudel in der Badewanne oder von Tornados kennt (linke Skizze). Der Strudel orientiert sich an Flächen welche die Strömung behindern, d.h. dem Boden, der Decke und Wänden im Eintrittsbereich. Diese Unterdruckzonen sind besonders gefährlich. Sie ändern in zufälliger Weise sehr schnell ihre Position und sind in der Lage, Steinchen aus Mauer- und Bodenritzen oder bis tennisballgroße massive Steine anzusaugen. Üblicherweise ist kein solcher Luftstrudel vorhanden. Die normale Einlaufströmung mit oder ohne ausgeprägten Drall ist nicht in der Lage vergleichbare Ansaugkräfte auszubilden. Hier besteht lediglich die Gefahr, dass Sand, Staub und leichte Körper mitgerissen werden.

Luftstrudel können durch relativ kleine Störungen der Ansaugströmung entstehen. Die Rotationsrichtung des Strudels in oder gegen die Drehrichtung des Verdichters kann von der Störung beeinflusst werden. Beim Badewannenstrudel ist die Drehrichtung entgegen landläufiger Meinung ebenfalls beliebig und reagiert bereits auf schwache Einflüsse. Doch nicht nur die Ansauggefahr von Fremdkörpern steigt bei Bildung von Luftstrudeln extrem an. Luftstrudel können im vorderen Bereich des Verdichters unzulässige Schaufelschwingungen auslösen. Einen Hinweis auf einen derartigen Mechanismus kann starker Verschleiß an Kontaktflächen der Beschau felung und/oder Vibrationen der Maschine geben. Solche Anzeichen sollten alarmieren und zu einer Überprüfung der Einlaufströmung auf Luftstrudel führen. Gegebenenfalls sind Abhilfemaßnahmen mit dem OEM einzuleiten.



! Kleine Dinge richtig gemacht,
kann große Probleme vermeiden.

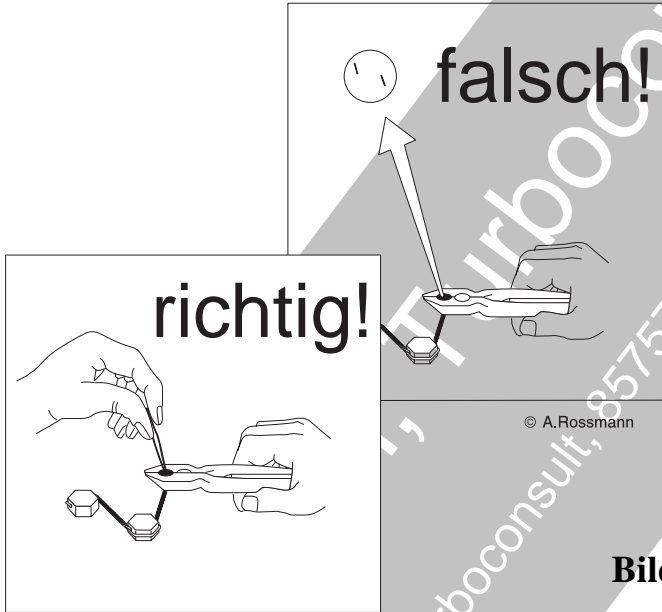
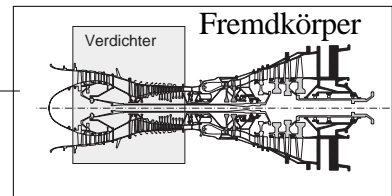


Bild 3.1.2.2-3

Bild 3.1.2.2-3: Anhand eines typischen und gar nicht so seltenen Beispiels soll aufgezeigt werden, welche scheinbar nebensächlichen Vorgänge zu umfangreichen Schäden führen können. Häufig werden Schrauben mit Hilfe von **Sicherungsdrähten** gegen Aufdrehen und Lockern gesichert. Sind die Sicherungsdrahtenden zu lang und werden beim Abwickeln nicht festgehalten, besteht die Gefahr, dass sie **wegspringen und in die Maschine fallen**. Dies ist besonders bei senkrechter Montage oder bei Maschinen mit seitlichem Lufteinlass (schlechte Einsicht) problematisch. Erfahrungsgemäß fallen die Drahtenden in Hohlräume, die von Rotor und/oder Stator gebildet werden. **Schwenken und Schütteln des Triebwerks bzw. eines Moduls reicht erfahrungsgemäß zum Entfernen nicht aus**. Das Montagepersonal muss schon sehr viel "Courage" haben, einen solchen Vorfall zu melden, der zu einer erneuten Teilerlegung der Maschine führen kann. Wenn

die Maschine anläuft, werden die Drahtenden in den Strömungskanal geschleudert oder sie fallen durch die Luftströmung und Vibrationen aus ihrer Lage. Schlagen sie gefährliche Kerben in die Beschauflung, ist nach einiger Zeit (bis mehrere 100 Betriebsstunden) mit einem Schwingbruch in der Beschauflung zu rechnen. Das zeigt die Notwendigkeit **fachmännischen und verantwortlich arbeitenden Bedienungs- und Montagepersonals**. Es soll in der Lage sein Probleme zu erkennen und in richtiger Weise zu "behandeln". Dazu gehört **Motivation durch Weiterbildung und ein geeignetes Umfeld**. Die Zeiten sollten vorbei sein, in denen der Überbringer einer schlechten Nachricht "mit Köpfen" bedroht wurde.



! Die besondere Gefahr eines FODs ist die Ermüdungsrisssbildung auf Grund der Kerbwirkung.

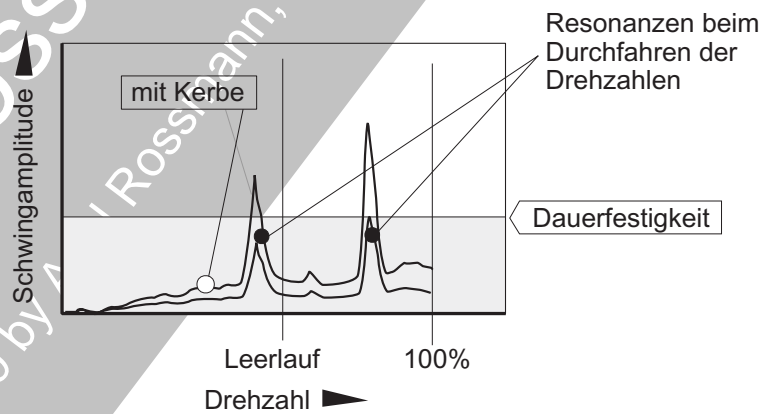
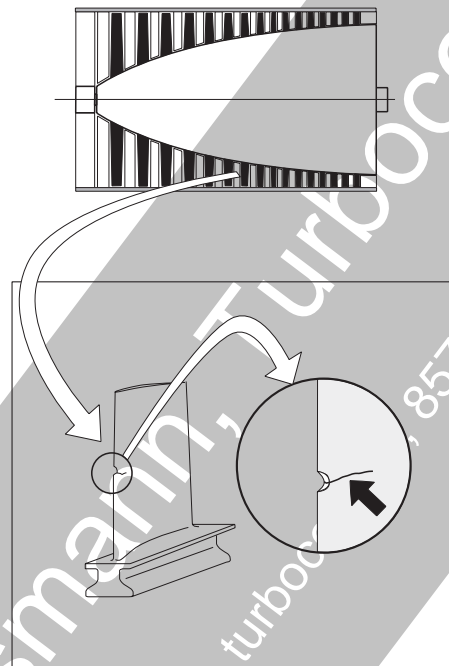
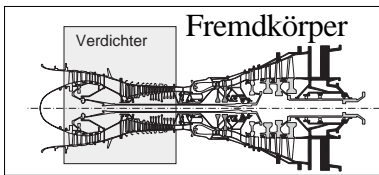


Bild 3.1.2.2-4

Bild 3.1.2.2-4: Fremdkörperschäden (FODs) im Verdichter sind immer eine potenzielle Bedrohung. Größere Schäden, die sich im Betriebsverhalten des Verdichters bemerkbar machen oder leicht zu erkennen sind, können rechtzeitig durch Tausch oder Ausblenden entschärft werden. Das ist zeitraubend und möglicherweise kostspielig. Wirklich böse sind jedoch Beschädigungen, die erst nach längerer Betriebs-

zeit zum Bauteilversagen und umfangreichen Folgeschäden führen. Typisch für einen solchen Entstehungszeitpunkt ist ein Abnahmlauf oder ein Lauf nach einer Überholung. Eine **Einschlagkerbe** bedeutet eine deutliche örtliche Spannungserhöhung (Kerbwirkung). Die unvermeidliche Schwingbeanspruchung der Beschau felung liegt ohne Kerbe unterhalb der Dauerfestigkeit und kann so beliebig lang er-



tragen werden. D.h. diese Schwingbeanspruchung bedeutet ohne Kerbe für das Bauteil keine Rissgefahr. Die Kerbwirkung hebt aber die dynamische Beanspruchung auf ein gefährliches Niveau an.

Rissauslösende Schwingungen treten meist nur kurzzeitig, beim Durchfahren von Resonanzen auf (Diagramm unten). Diese Lastwechsel bzw. die Schädigung wird akkumuliert bis ein Anriss entsteht und letztlich zum Schaufelbruch führt.

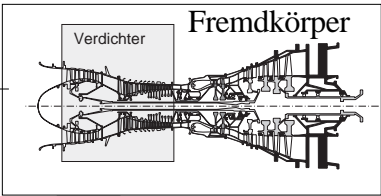
Die Folgen eines Verdichterschaufelbruchs können sehr umfangreich sein und den längerfristigen Ausfall der Maschine bewirken. Mit regelmäßigen **Boroskopinspektionen** (Bild 4.1-5 und Bild 4.1-8) besteht ein Werkzeug, um solche Schäden zu vermeiden. Voraussetzung sind **Bewertungsmaßstäbe**, die der OEM möglichst exakt und praktikabel vorgeben sollte.

In jüngster Zeit wird eine Technik **diskutiert, Kerben** durch Boroskopöffnungen **„auszublen- den“**. Dazu führt man ein geeignetes Zerspannungswerkzeug ein. Dies sollte eine preiswerte und schnelle Entfernung von Kerben ermöglichen, ohne den Verdichter öffnen zu müssen. Damit dürfte sich die Entscheidung für eine solche, absichernde Nacharbeit, merklich erleichtern.

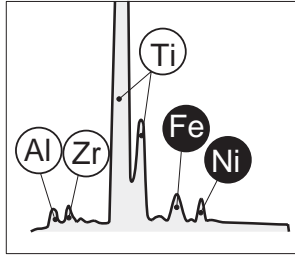
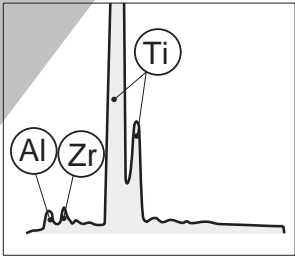
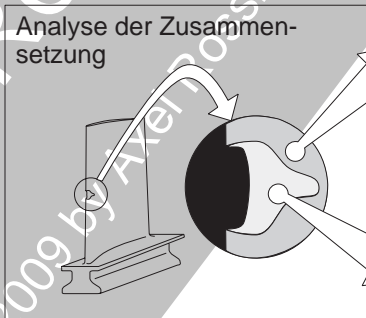
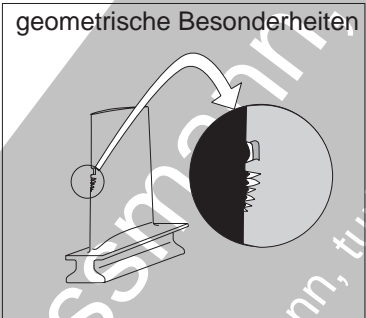
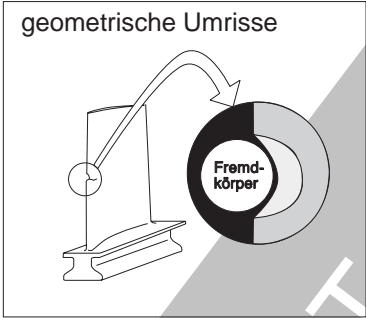
Bild 3.1.2.2-5: Um weitere Fremdkörperschäden **gezielt zu vermeiden**, muss im Schadensfall die Herkunft der Fremdkörper möglichst zweifelsfrei ermittelt werden. Zu dieser **Identifikation** gehören eine Menge Erfahrung und spezifische Kenntnisse der Maschine sowie ihres Umfeldes. So ist es von entscheidender Bedeutung festzustellen, ob der Fremdkörper aus der Maschine selbst stammt. Denkbar ist ein gelockertes Bauteil oder ein Stück aus einem Folgeschaden (z.B. abgeplatzte Beschichtungen). Der Fremdkörper kann aber auch bei einer Montage eingebracht worden sein. Typisch sind verbliebene Muttern oder Sicherungsdrahtenden (Bild 3.1.2.2-4). Der Fremdkörper kann auch aus dem Ansaugbereich oder von vorgeschalteten Aggregaten wie einem Filtersystem stammen.

Nicht selten **stecken noch Teile des Fremdkörpers**, die sich analysieren lassen, in der Beschäufelung, was Rückschlüsse auf die Herkunft zulässt. Ist dies nicht der Fall, gibt es weitere wichtige **geometrische Merkmale wie Konturen der Abdrücke**. Dabei kann gegebenenfalls der Befund von FODs an mehreren Schaufeln hilfreich sein. Geometrische Besonderheiten wie **Gewindeabdrücke** lassen nicht nur auf die Art des FODs schließen. Ein Vermessen des Gewindes (Steigung) kann zeigen, ob es sich um ein metrisches Gewinde oder um ein Zollgewinde handelt, ein Indiz ob der Fremdkörper aus der Maschine selbst (bei Produkten aus dem angelsächsischen Raum) oder der Peripherie stammt.

Fremdkörper, insbesondere metallische, hinterlassen auf der **Kontaktfläche analysierbare Reste**. Abrieb aus einer Kaltverschweißung oder stecken gebliebene Partikel sind einer Mikroanalyse (z.B. Analyse im REM) zugänglich. Ein **Vergleich** mit der nicht betroffenen benachbarten Bauteilfläche lässt auf die Zusammensetzung des Fremdkörpers schließen. **Selbst wenn der Verdacht besteht, dass ein größerer Verdichterschaden die Folge eines kleinen FOD war, kann das ein Fachmann überprüfen. Voraussetzung ist, dass die Schwing-**



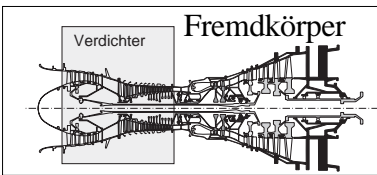
! Voraussetzung für eine gezielte Vermeidung von Fremdkörpern ist deren Identifikation.



© A.Rossmann

3.1.2.2-5

bruchfläche der den Schaden auslösenden Schaufel noch auswertbar ist. Derartige Erkenntnisse können verständlicherweise bei der Klärung wer für den Schaden aufzukommen hat, von ganz besonderer Bedeutung sein.



Es ist wichtig die Abhängigkeiten zu kennen.

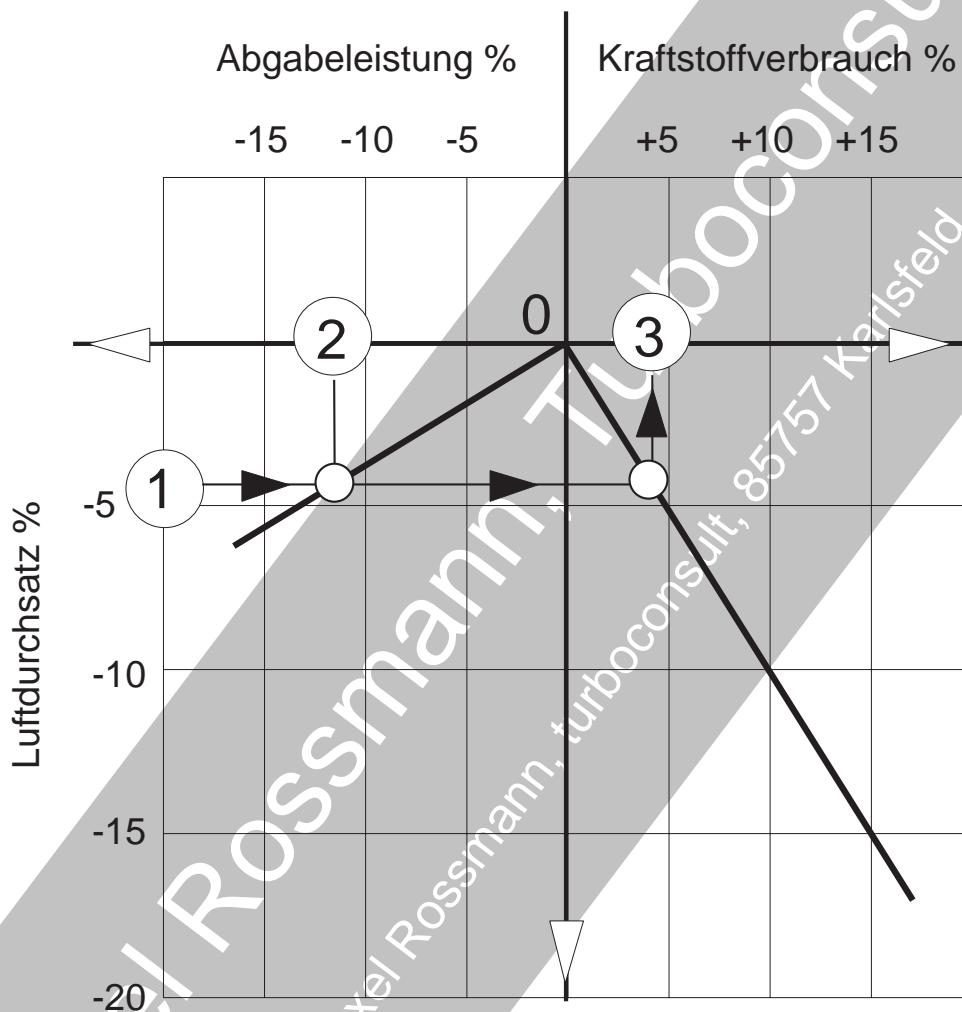


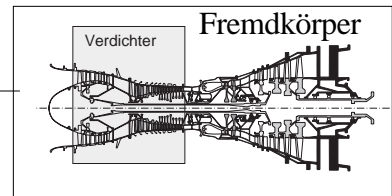
Bild 3.1.2.2-6

Bild 3.1.2.2-6: Das Diagramm zeigt den **Einfluss eines verschlechterten Verdichterwirkungsgrades** (Luftdurchsatzverminderung), z.B. durch Fouling, auf wichtige Maschinendaten wie Abgabeleistung und Kraftstoffverbrauch (Bild 5.1-2 und Bild 5.1-5).

Geht man von einer Abnahme des Luftdurchsatzes um ca. 4% ("1") aus, schneidet die Horizontale die Geraden, der jeweiligen Beziehung zwischen den einzelnen Größen. Die Senkrechten ergeben die zugehörige Verschlechterung der Abgabeleistung ("2"). Hier beträgt sie ca.

12 %. Entsprechend steigt der Kraftstoffverbrauch ("3") um ca. 4 % (Bild 4.2-1.2).

Es ist deutlich erkennbar, wie wichtig ein optimal wirksamer Verdichter für die Kostensituation des Betreibers ist. Bei ursächlicher Verschmutzung ist Waschen und/oder Reinigen des Verdichters (Bild 4.2-1.1 und Bild 4.2-1.2) zum richtigen Zeitpunkt eine geeignete Maßnahme den Wirkungsgrad hoch zu halten.



! Ein Filter ist kein 100% iger Schutz

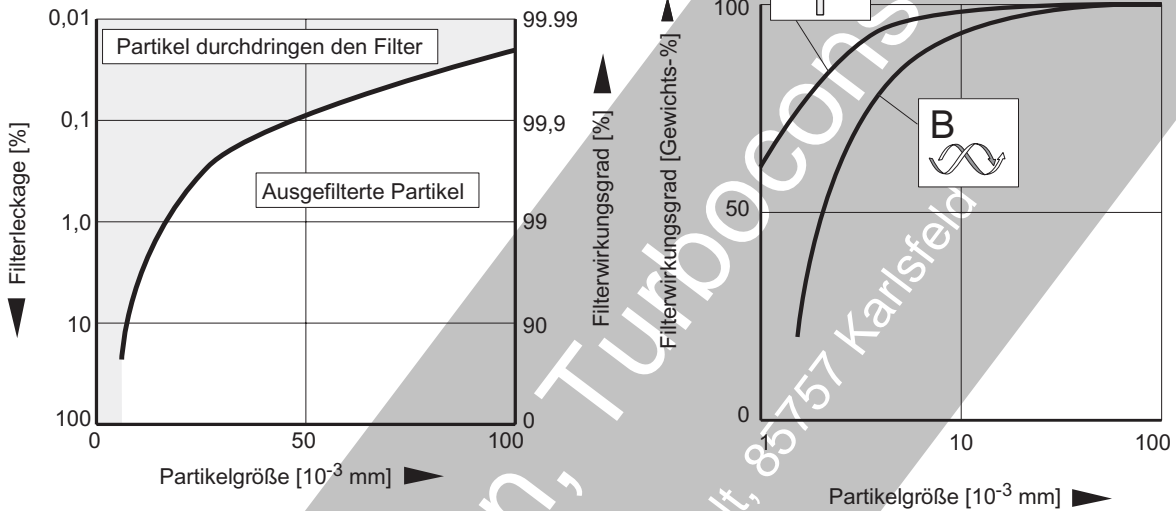
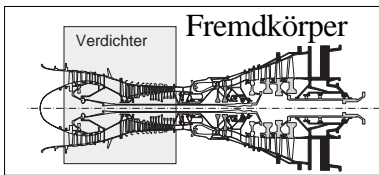


Bild 3.1.2.2-7

Bild 3.1.2.2-7: Dass ein **Filter** wichtig ist um "Schlimmes" zu verhüten ist unbestritten. Absolute Sicherheit kann er jedoch prinzipbedingt nicht bieten. Der **Filterwirkungsgrad** nimmt verständlicherweise mit der Partikelgröße zu, entsprechend die Partikelleckage ab (Filterleckage Diagramm links). Je nach Filterprinzip ist unter einer bestimmten Partikelgröße kein nennenswerter Filtereffekt mehr zu erwarten. D.h., dass Feinstäube und Flüssigkeitsnebel durchaus die "Filterbarriere" dieses "Anlagenimmunsystems" durchbrechen können. Unangenehme Symptome wie Fouling im Verdichter sind eine Folge (Bild 3.1.2.2-6).

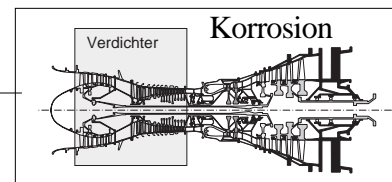
Das rechte Diagramm zeigt beispielhaft das typische Verhalten zweier Filterprinzipien. Die Kurve "A" gilt für eine Ausführung mit durchströmten **Matten** (engl. "media"). Die Kurve "B" gilt für ein System, das auf **Trägheitseffekten** basiert. Das Durchströmungssystem weist generell einen besseren Filter-

wirkungsgrad auf. Es hält noch Partikel bis 0,001 mm mit einem Wirkungsgrad von über 50% zurück. Das Trägheitsprinzip lässt dagegen selbst Partikel dieser Größe passieren. Doch nicht nur der Wirkungsgrad des Filtersystems ist ein Auswahlkriterium. Die **tatsächlichen Umgebungsbedingungen und potenziellen Luftverunreinigungen** spielen eine Rolle. **Feuchtigkeit** kann ein Filtersystem unerwünscht beeinflussen. Forderungen nach einem **niedrigen Ansaugwiderstand** des Filters oder nach einem **kleinen Einbauvolumen** können hinzukommen.



Literatur zu Kapitel 3.1.2.2

- 3.1.2.2-1** M.K.Pulimood, „Field Experience With Gas Turbine Inlet Air Filtration“, ASME Paper 81-GT-193 (1981).
- 3.1.2.2-2** M.C.Manna, H.v.E. Doering, J.R. Patterson, „Experience and Application of Gas Turbine Inlet Air Filters“, ASME Paper 75-GT-105 (1975).
- 3.1.2.2-3** T.M.Higgins, R.J.Freuler, Ohio State University, „Experimental Determination of Bulk Swirl Attenuation Between Two Axial Stations in the LM2500 Inlet Bellmouth“, AIAA Paper 93-2203 (1993).
- 3.1.2.2-4** J.P.Stadler, P.v. Oosten, „Compressor Washing Maintains Plant Performance and Reduces Cost of Energy Production“, ASME Paper 94-GT-436 (1994).
- 3.1.2.2-5** N. Czech, „Korrosion und Beschichtungen“, Kapitel aus C. Lechner, J.S. Seume „Stationäre Gasturbinen“, Springer Verlag, ISBN 3-540-42831-3, Seite 746 bis 748.
- 3.1.2.2-6** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 1, ISBN 3-00-005842-7, 2000, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.1.2.2-7** U.Benthien, „Schadstoffbelastete Abluft aus chemischen Produktionsanlagen als Verbrennungsluft für Gasturbinen“, ASUE 13, Seite 61-65.
- 3.1.2.2-8** K.L.Sauer, „Gasturbine als thermische Verbrennungsanlage für lösungsmittelhaltige Prozessabluft“, ASUE 13, Seite 66-72.
- 3.1.2.2-9** M.K.Pulimood, „Field Experience With Gas Turbine Inlet Air Filtration“, ASME Paper 81-GT-193 (1981).
- 3.1.2.2-10** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 1, ISBN 3-00-005842-7, 2003, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.



3.1.2.3 Korrosion und Erosion im Verdichter.



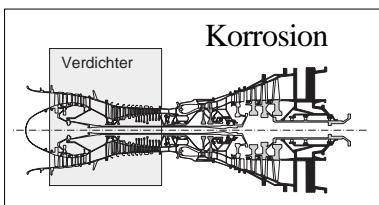
Welcher Autobesitzer fürchtet nicht, dass Korrosion sein Auto entwertet. Besonders aggressiv wirkte im Winter das Streusalz, wenn der Wagen längere Zeit stand. Heute, nachdem die Vollverzinkung zum technischen Standard gehört, versteht man kaum noch die Not früherer Generationen. Wenn außen Rostlöcher sichtbar wurden, war es eigentlich längst zu spät. Ganz ähnlich sieht es in der Gasturbinentechnologie aus. Auch hier ist ein Hauptübeltäter Salz. Nur wird dieses mit der Luft angesaugt. Gasturbinen mit längeren Stillstandzeiten bilden bei Temperaturwechseln Schwitzwasser. Damit sind sie ähnlich unserem Auto korrosionsbelastet. Die Verdichterschaufeln älterer Maschinentypen bestehen aus 13%-igem Cr-Stahl. In polierter Form, als Klinge unserer guten Haushaltsmesser, tritt Rost nur bei ungenügender Pflege auf, z.B. wenn es längere Zeit in der Spüle liegt. Die Verdichterschaufeln einer Gasturbine werden häufig von Erosion aufgeraut. Das ermöglicht eine gefährliche Form des Rosts, den sogenannten Lochfraß. Seine Korrosionslöcher vermindern gefährlich die Schwingfestigkeit bis zu Schaufelbrüchen. Deshalb werden rostempfindliche Stahlteile einer Gasturbine heute mit einem anorganischen Lacksystem beschichtet. Dies wirkt ähnlich wie Zink auf der Karosserie unseres Autos durch einen sog. „kathodischen Schutz“.

Korrosion im Verdichter.

Korrosion tritt in Verdichtern in **unterschiedlicher Form** auf. Voraussetzung ist ein werkstoffspezifisches Korrosionsmedium, das in den meisten Fällen mit der Ansaugluft zugeführt wird. Da der Verdichter große Luftmengen durchsetzt, genügen darin bereits geringe Konzentrationen korrosiv wirkender Stoffe. In angereichertem Zustand können diese **Ablagerungen** auf Schaufeloberflächen Korrosionsschäden erzeugen.

Stillstandkorrosion wie **Lochfraß** (Pittingbildung, Bild 3.1.2.3-1) durch wässrige Medien, entsteht in erster Linie während der **Stillstandzeiten** an empfindlichen Werkstoffen. Es handelt sich um eine örtliche Korrosion, die häufig mehrere Zehntel Millimeter in den Werkstoff eindringt. Die Kerbwirkung begünstigt Schwingbrüche mit der Gefahr extremer Folgeschäden.

Typische korrosionsempfindliche Verdichterkomponenten sind **Beschaufelungen aus Cr-Stählen** oder **Al-Legierungen**. Betroffen sind auch **Gehäuse aus Mg-Legierungen**, **Kunstharz-Einlaufbeläge mit Al-Füllung** und **Leitschaufelverstellungen**. Besonders korrosionsgefährlich sind Standorte mit **Meeresatmosphäre**. Hier entstehen im Stillstand Salzablagerungen die hygroskopisch wirken und mit Schwitzwasser für einen ausreichend wässrigen Elektrolyten sorgen. Deshalb gilt: Je mehr **Stillstandzeiten**, umso größer die Korrosionsgefahr.



Für Stähle haben sich **anorganische Lacke mit Al-Pulverfüllung** als **optimaler Korrosionsschutz** im gesamten Verdichterbereich bewährt. Diese Lacke bieten neben einer extrem hohen zulässigen Betriebstemperatur bis zu 500 °C durch Glasperlenstrahlen einen anodischen Korrosionsschutz. Das bedeutet, dass freiliegende kleinere Grundwerkstoffoberflächen, z.B. im Bereich von Kratzern und Riefen, von den umliegenden Zonen geschützt werden. Der Erosionswiderstand ist im Vergleich zu organischen Lacken gut.

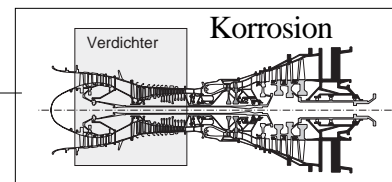
Auch **während des Betriebs** tritt Korrosion auf. Dann handelt es sich im Allgemeinen nicht um Lochfraß. Besonders kritisch sind **risserzeugende und/oder unterstützende Korrosionsarten**. Sie benötigen neben einem werkstoffspezifischen Korrosionsmedium ausreichend hohe statische und/oder dynamische Belastungen. Zumindest im vorderen, relativ kalten Verdichterbereich besteht durch Luftfeuchtigkeit die Möglichkeit von Korrosionsschäden während des Betriebs. Dies gilt besonders für **Schwingungsrissskorrosion (SRK; Bild 3.1.2.3-2)** während einer dynamischen Belastung. Erfahrungsgemäß sind gerade häufig verwendete Schaufelwerkstoffe vom Typ 13 % -Cr-Stahl für diese Korrosionsform anfällig. Meist geht der korrosionsunterstützte Schwingriss von einem bereits vorhandenen Lochfraßangriff aus (Bild 3.1.2.3-1).

Doch auch scheinbar korrosionsunempfindliche Werkstoffe wie **Ti-Legierungen** sind gefährdet. Trockene **Salzablagerungen können über 450°C Rissbildung** auslösen. Das gilt auch für Schäden in der Galvanik und bei Reinigung während einer Überholung bzw. Reparatur. Hier wurde Spannungsrisskorrosion (**SpRK**) im Zusammenhang mit einer Reinigung in "Tri-" oder "Perbädern" bekannt. In diesen Fällen wirkt **Chlor**, bei ausreichenden **Zugspannungen** vom Schweißen und Schmieden, schadensauslösend. Gefährlich hohe Temperaturen werden im Reparaturprozess erreicht. In diesem Licht erscheint eine Zugabe von Cl-haltigen Lösungsmitteln in den Ansaugluftstrom besonders problematisch.

Im vorderen Verdichter bestehen manche **Einlaufbeläge der Gehäuse** zum Zweck der Spaltminimierung aus **Polyester-Kunstharzen**, die mit Al-Pulver gefüllt sind. Diese, wie Lack in mehreren Lagen aufgespritzten Schichten sind empfindlich gegen selektive Korrosion der Al-Partikel. Typische Merkmale sind Riss- und Blasenbildung sowie nachfolgende Ausbrüche (Bild 3.1.2.3-1).

Al-Schaufeln älterer Gasturbinentypen werden mittels **Kunstharzlacken gegen Erosion und Korrosion geschützt**. Dieser Schutz ist nur begrenzt wirksam. Eine Kombination von Erosion und Korrosion, die den Lack zerstört und unterwandert, erzeugt Lochfraß. Der dadurch bedingte Schwingfestigkeitsabfall kann die Beschaukelung irreparabel schädigen.

Manche **Rotorzwischenringe** (sog. Spacer) sind mit harten keramischen, abrasiv wirkenden, leicht **porösen Anstreifschichten** versehen (z.B. Al_2O_3 oder ZrO_2). Sie dienen zur Spaltminimierung gegenüber deckbandlosen Leitschaufeln. Falls das Grundmaterial der Ringe nicht ausreichend korrosionsfest ist (Stähle), können die porösen Schichten von **Korrosion unterwandert** werden. Kommt es zu größeren **Schichtabplatzungen**, entstehen umfangreiche Folgeschäden an der Beschaukelung.



Erosion im Verdichter.

Verdichter **ohne vorgeschalteten, ausreichend wirksamen Filter** sind potenziell erosionsgefährdet. Weist die gefilterte Ansaugluft nur 1 ppm (Gewichtsanteil 1 zu einer Million) Staubanteil auf, saugt eine Gasturbine täglich pro 10 MW ca. 4 kg Staub an (Lit 3.1.2.3-1). Erosion wird normalerweise durch abrasive, vom Luftstrom mitgeführte Stäube und Partikel hervorgerufen. Diese werden bereits auf kurzer Strecke **nach außen zentrifugiert**. Sie reichern sich an den Gehäusewänden und Rotorschaufelspitzen an. Solche Bauteilzonen werden deshalb auch besonders stark erosionsbeansprucht. Weiche **Einlaufbeläge** auf den Gehäuseinnenwänden wie Nickel-Grafit-Spritzschichten werden durch diese Erosion geschädigt (Bild 3.1.2.4-4) und erzeugen dabei selbst wieder abrasive Partikel. Typisch für Erosion an **Leitschaufeln** ist die **Schwächung des Fußbereichs** (Bild 3.1.2.3-3). Damit wird die Frequenz abgesenkt (Resonanzgefahr) und die Ermüdungsfestigkeit in der häufigen Grundbiegeschwingung fällt ab. Die Erosion erfolgt bei **Rotorschaukeln** vorzugsweise im Bereich der Spitze. Hier wirkt sich Erosion besonders ungünstig auf den Wirkungsgrad aus. Das beeinflusst die Schwingfestigkeit der Schaufel weniger. Es kommt jedoch zur Profiländerung mit Sehnenverkürzung (Bild 3.1.2.3-3) und einem größeren Spitzenspiel. Nicht selten zeigt die Schaufel bei extremer Erosion ein sog. „hooking“, eine hakenartige Erosionsform an der Vorderkante im Bereich der Schaufelspitze.

Bei Erosionsbeanspruchungen sind deutliche **Aufrauungen** der aerodynamisch wirksamen (Schaufel-)Flächen und **Deformationen der Kanten im Mikrobereich** (Bild 3.1.2.3-3) zu erwarten. Das gilt selbst dann, wenn makroskopisch auffällige Geometrieänderungen fehlen. Solche Veränderungen reichen dennoch aus, das **Betriebsverhalten des Verdichters** (Bild 3.1.1-2) und damit die gesamte Maschine zu beeinträchtigen. Da diese **Schädigung** über längere Zeiträume „**schleichend**“ erfolgt, können - zunächst unbemerkt - höhere Betriebskosten als erwartet anfallen. Dies ist in erster Linie auf erhöhten **Treibstoffverbrauch** (Bild 4.2-1.2) und **Heißteilschädigung** durch höhere Temperaturen bei gleicher Leistungsabgabe zurückzuführen.

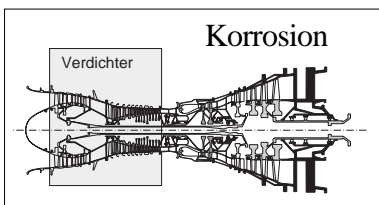
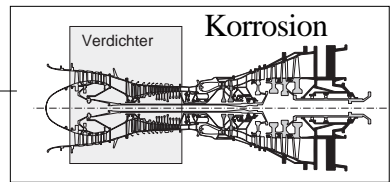


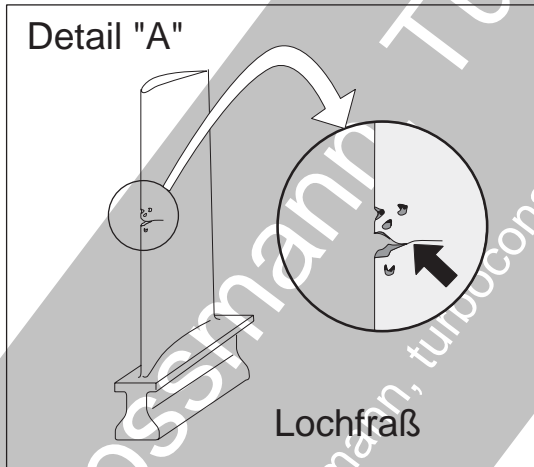
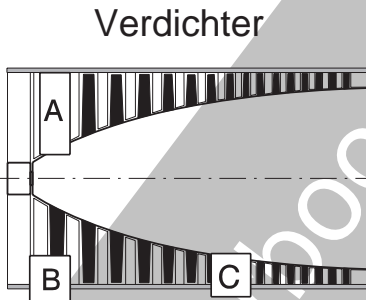
Bild 3.1.2.3-1: Korrosion findet in Gasturbinen in erster Linie **im Stillstand** unter Einwirkung von **Schwitzwasser** statt. Das Wasser bildet mit Ablagerungen einen aggressiven **Elektrolyten**. In Verdichtern von Gasturbinen im industriellen Einsatz werden üblicherweise Werkstoffe mit einer gewissen Korrosionsempfindlichkeit eingesetzt. Es handelt sich um niedrig legierte Stähle für Gehäuse sowie **13%Cr-Stähle** für Beschaukelung und Scheiben. **Leichtmetalle** auf Al- oder Mg-Basis findet man bei Gehäusen (Bild 3.6.1-5). Diese Bauteile werden mit effektiven Lack- bzw. Beschichtungssystemen geschützt. Nur in seltenen Fällen, z.B. wegen der hohen Betriebstemperaturen im hinteren Verdichter, kommen **Diffusionsschichten** (Inchromieren) zum Einsatz. Diese bieten wie galvanische Cr- und Ni-Schichten nur einen Korrosionsschutz solange sie das Korrosionsmedium zum Grundwerkstoff abdichten. Anderenfalls können sie mit dem unedleren Grundwerkstoff ein galvanisches Element bilden und **sogar Korrosion unterstützen**. Diese Gefahr besteht besonders dann, wenn die Schicht von Schwingverschleiß (Fretting) oder Erosion geschädigt wird. Nicht nur die genannten metallischen Werkstoffe können durch Nasskorrosion angegriffen werden. Auch sogenannte **Einlauf- und Anstreifbeläge** (Bild 3.1.2.4-1) sind, auf Grund ihrer Zusammensetzung und der häufig porösen Struktur thermischer Spritzschichten, korrosionsempfindlich. Als besonders anfällig haben sich mit **Al-Pulver gefüllte Polyester Spritzbeläge** (Detail "B") gezeigt. Schaufeln aus Cr-Stählen oder hochfesten Al-Legierungen sind von Lochfraß, (engl. "pitting-corrosion") besonders gefährdet (Detail "A"). Von diesen Kerben können, selbst bei der relativ niedrigen, immer vorhandenen Schwingbelastung, Ermüdungsbrüche ausgehen. Besonders korrosionsempfindlich sind Bauteilzonen mit unterschiedlichen Werkstoffen, die **durch metallischen Kontakt eine Elementbildung** ermöglichen. Ein Beispiel sind **Silber- oder Kupferlötungen** (Detail "C") an gebauten Verdichterschaufeln aus Cr-Stahl.

Vermeidung von Korrosion: Es ist darauf zu achten, dass Korrosion auslösende und fördernde Bedingungen vermieden werden. Hierzu gehören:

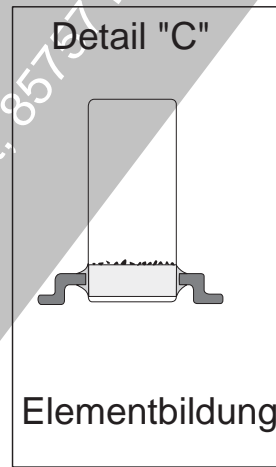
- **Verhinderung** von Schwitzwasserbildung durch geeignete Umgebungsbedingungen oder **Trocknungsmaßnahmen** (Warmluft) im Stillstand.
- **Vermeiden** korrosiver Ablagerungen durch geeignete **Reinigung**.
- Verwendung **korrosionsunempfindlicher Werkstoffe** bzw. Werkstoffzustände. Weitestgehend korrosionsfest sind Titan- und Ni-Basis Legierungen die in Flugtriebwerken eingesetzt werden und damit auch in Derivaten auftreten.
- **Vermeidung korrosionsbedenklicher Beschichtungen**. Das kann die Schicht selbst betreffen, aber auch eine Elementbildung mit dem Grundwerkstoff.



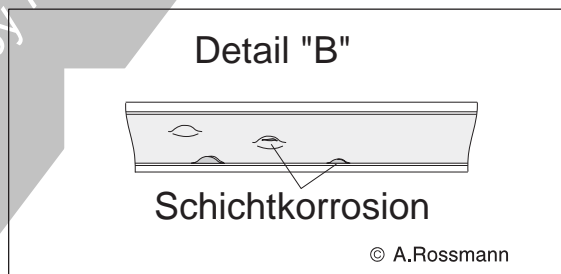
! Im Stillstand erfolgt die meiste Korrosion.



Korrosionsangriff im Bereich von ungeschützten Oberflächen

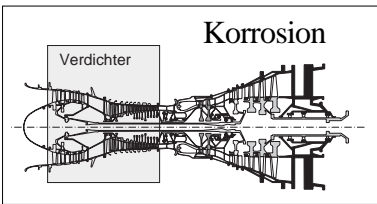


Verstärkte Korrosion an Lötungen bei Verdichterleitschaufeln



Korrosion unter Einlaufschichten

Bild 3.1.2.3-1



Die Binsenweisheit, dass Wasser unter Druck auch über 100°C noch flüssig ist, kann unerwartete Konsequenzen haben.

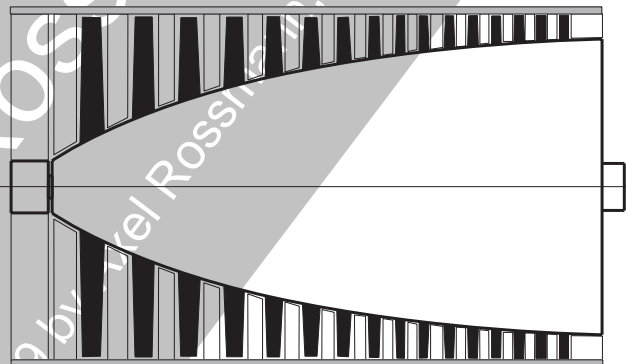
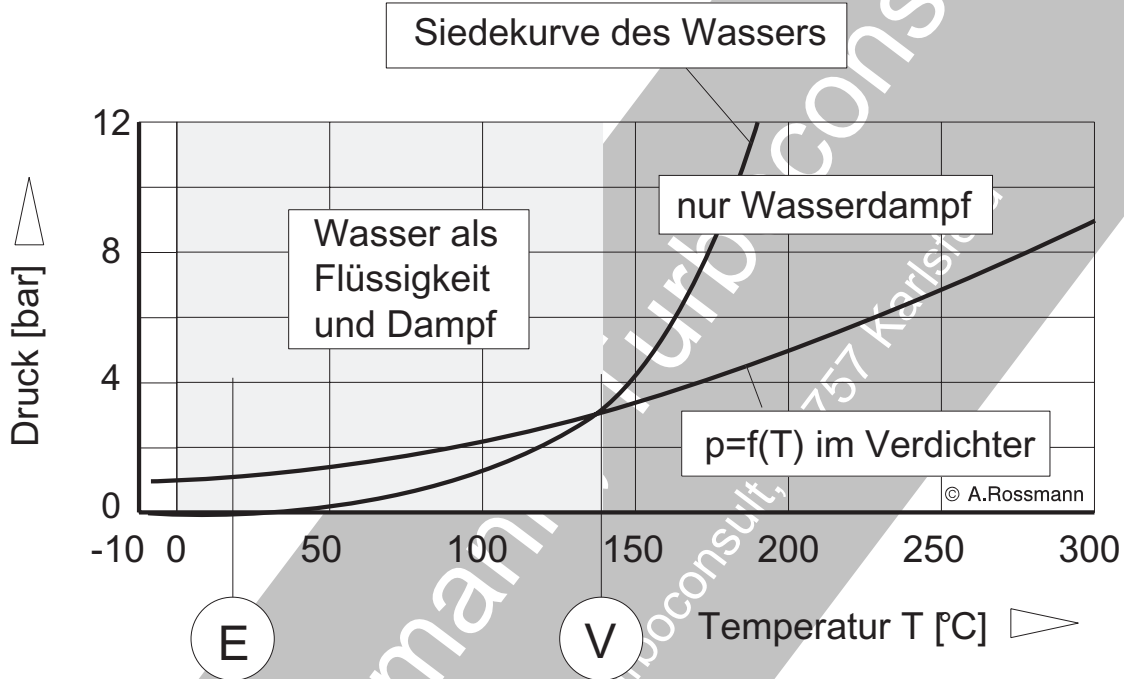


Bild 3.1.2.3-2

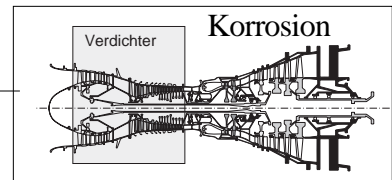


Bild 3.1.2.3-2: Das Diagramm zeigt die Bedingungen vor dem Verdichter (**E**) und in den vorderen Stufen bis zu einem Druck von ca.3 bar. In diesem Bereich kann **Feuchtigkeit während des Betriebs** (graue Zone), zusammen mit Salz- und Staubablagerungen, klebrige Beläge bilden (Lit. 3.1.2.2-4). Diese Beläge vergrößern die Rauigkeit der Schaufelflächen und verursachen **Fouling**. Ein weiteres Problem ist wässrige Korrosion. Besonders betroffen sind Schaufeln und Scheiben aus 13% Cr-Stählen sowie Gehäuse aus Leichtmetallen oder niedrig legierten Stählen (siehe Bild 3.1.2.3-1). Diese Korrosion kann nicht nur im Stillstand, sondern auch **während des Betriebs** wirken. Die normalen Schwingungen der Schaufeln im Betrieb können Ermüdungsrisse an den Korrosionskerben entstehen lassen. **Schwingungsrissskorrosion (SRK)** beschleunigt dann den **Rissfortschritt**.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

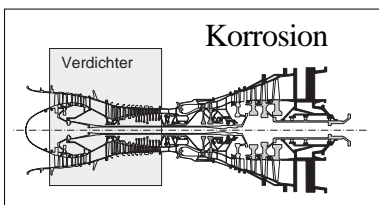


Bild 3.1.2.3-3: Erosion im Verdichter entsteht im vorderen Bereich überwiegend durch **Partikel in der Ansaugluft**. Im hinteren Verdichter kann jedoch auch merkliche Erosion von **Abrieb** oder Ausbrüchen der **Anstreifbeläge** in den Gehäusen herrühren. Auch der Luftstrom selbst löst, besonders wenn eine Schädigung der Beläge bereits vorliegt, ähnlich einem Sandsturm, Partikel ab und reißt diese mit. Eine die Erosion begünstigende Alterung durch Oxidation von Nickel/Grafit-Spritzschichten tritt im hinteren, heißen Verdichterbereich auf. Im vorderen Verdichter kann Korrosion Kunstharzschichten mit Al-Füllpulver ausbrechen lassen (Bild 3.1.2.3-1). Angesaugte Partikel werden im Luftstrom des Verdichters vom Drall sehr schnell nach außen zentrifugiert und schädigen die Einlaufschichten in den Gehäusen.

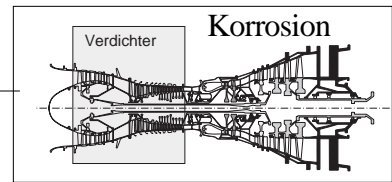
An der Beschaukelung entsteht ein typisches Erosionsbild: Die **Rotorschaukeln** werden im **Spitzenbereich** abgetragen, die **Leitschaukeln in Fußnähe**. Dies führt zur Schwächung der Blattprofile. Bei den Leitschaukeln ist dieser Effekt besonders bedenklich. Die Grundform als am häufigsten auftretende Biegeschwingung belastet den geschwächten Blattbereich. Zusätzlich **fällt die Biegefrequenz der Schaufel infolge des erodierten Querschnitts**. Dadurch kann eine Schaufel in Resonanz mit einer sonst tiefer liegenden Anregungsfrequenz geraten.

Umgekehrt ist es bei **Rotorschaukeln**. Die Erosion an der Spitze verringert hier die Schaufelmasse. So steigt die Grundbiegefrequenz. Eine Schwächung am kritischen Fußquerschnitt der Schaufel erfolgt nicht.

Erosion verändert nicht nur die **Makrogeometrie des Profils**. Sie **raut** vorzugsweise die Druckseite des Blattes auf. Saugseitenerosion durch reflektierte Partikel ist deutlich geringer. Falls sie nennenswert auftritt, ist die Auswirkung auf die Strömung aber besonders stark. Erosionsfolgen wie Deformation der Eintrittskante im Mikrobereich (Detail), Spaltenvergrößerung an Einlaufschichten und eine makroskopische Veränderung des Blatt-

profils führt zur Verschlechterung des Verdichterswirkungsgrades (Kapitel 3.1.1). Die Bedingungen der hinteren Stufen insbesondere der hohe Druck, führen zu einer dünneren laminaren Grenzschicht. Rauigkeiten die durch diese Schicht ragen erhöhen die Reibung der Strömung. **Damit beeinflussen im hinteren Verdichter deutlich geringere Rauigkeiten das Betriebsverhalten und den Wirkungsgrad des Verdichters.**

Angesaugte Partikel oder von erodierten Anstreifbelägen können zur **Verstopfung der Heißeile** (Bild 3.3-12) und so zum vorzeitigen Ausfall beitragen. Das kann die Betriebs- bzw. Reparaturkosten stark ansteigen lassen. Um eine möglichst saubere Kühlluft zu erhalten, wird diese bevorzugt im Nabenbereich des Verdichtersrotors entnommen. Hier sind die Partikel weitgehend auszentrifugiert. Maschinen mit einer ungünstigeren Entnahmezone sind potenziell gefährdeter für Heißeilverstopfung und deren Folgen.



Erosion- auch der Mikrobereich spielt eine Rolle.

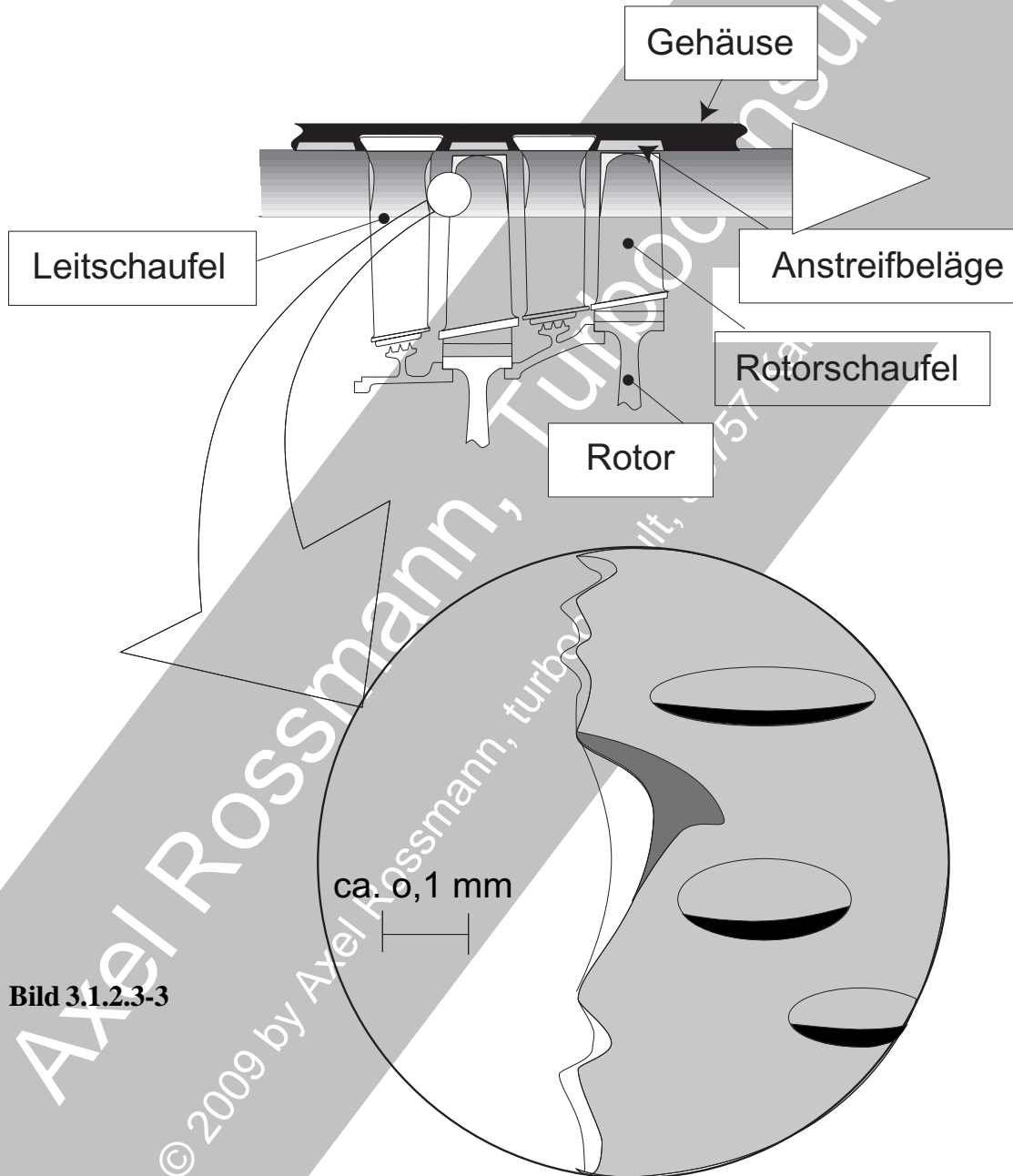
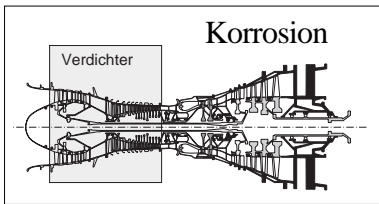


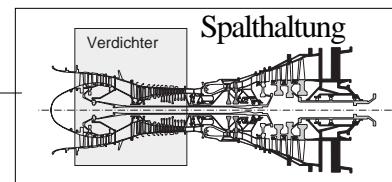
Bild 3.1.2.3-3



Literatur zu Kapitel 3.1.2.3

3.1.2.3-1 R. Swanekamp, „Monitoring and maintaining advanced gas turbines“, Zeitschrift „Power“ March/April 2001, Seite 55-74.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.1.2.4 Dichtungsprobleme und Spaltheftung der Anstreifsysteme.

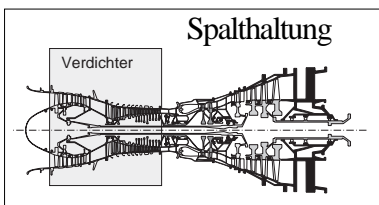


Verschlechtern sich die Dichtungen in einer Gasturbine, führt dies zwar nicht wie beim Versagen der Zylinderkopfdichtung unseres Autos nach einem Leistungsabfall kurzfristig zu einem Ausfall. Die Auswirkungen sind bei einer Gasturbine eher schleichend. Auch hier erfolgt ein Leistungsabfall ohne sofort erkennbaren Schaden. Damit steigt der Kraftstoffverbrauch der Gasturbine langsam. Er wird deutlich höher, um die gleiche Leistung wie im Neuzustand zu erzielen. Der erhöhte Kraftstoffverbrauch dient auch zur Erzeugung der erforderlichen Leistung. Er macht sich zusätzlich in einer höheren Gastemperatur und somit einer höheren Heiteiltemperatur bemerkbar. Wir erinnern uns, dass 15 °C Temperaturerhöhung die Lebensdauer unserer teuren Hochdruck-Turbinenrotorschaukeln halbieren kann. Also ist neben erhöhten Kraftstoffkosten auch mit höheren Reparatur- und Überholungskosten bis zum Spontanausfall zu rechnen. Hier wird wieder die Ähnlichkeit mit der anfangs erwähnten Zylinderkopfdichtung deutlich.

Wie bereits dargestellt (Bild 3.1.1-2), ist für den Betrieb des Verdichters eine **Minimierung der Leckverluste** wichtig. Aber auch die Dichtungen anderer Komponenten der Maschine wie Lagerkammern und Kühlluftsystem sind zu beachten. Ihr Ausfall kann schwere Folgeschäden auslösen.

Spitzenspiele.

Unter Spitzenspielen versteht man die Spalte zwischen den Spitzen der Rotorschaukeln und den Gehäusen bzw. zwischen den Leitschaufelspitzen und den Abstandsringen (engl. spacer) des Rotors (Bild 3.1.2.4-1). Die Spalte verändern sich mit dem Betriebszustand (Bild 3.1.2.4-2 und Bild 3.1.2.4-3). Wie bereits in Kapitel 3.1.1. dargestellt, sind Spalte zum Gehäuse wegen ihres Einflusses auf die Leckverluste und auf die Strömung von besonderer Bedeutung für **Wirkungsgrad und Betriebsverhalten** des Verdichters. Wegen des ansteigenden Druckniveaus und der kürzeren Schaukeln ist der **Spalteinfluss im hinteren Verdichterbereich besonders groß**.



Grundsätzlich ist ein über den gesamten Betriebsbereich gleichbleibender Minimalspalt wünschenswert. Dies ist in der Praxis nicht erreichbar. Geeignete Maßnahmen ermöglichen es jedoch, die Spalte so zu beeinflussen, dass die garantierten Betriebsdaten eingehalten werden. Will man die konstruktiven Besonderheiten der Maschinen und die für den Betrieb daraus folgenden Vorgänge verstehen, muss man die Einflussgrößen der Spaltbildung kennen. Im Folgenden werden die Vorgänge bei Rotoren und Gehäusen beschrieben.

Dehnungsverhalten der Gehäuse (Bild 3.1.2.4-3).

Gehäuse sind besonders in Derivaten relativ dünnwandige Strukturen. Sie verhalten sich im Vergleich zu den dicken Wänden der „Heavy Frame Maschinen“ bei einer Aufheizung durch den Luftstrom und damit in ihrer **thermischen Dehnung**, deutlich weniger träge als der Rotor. Umgekehrt ist es beim Abstellen der Maschine. Zusätzlich erfahren sie zeitsynchron als „Druckkessel“ eine merkliche **elastische Verformung** durch den Verdichterdruck. Moderne Maschinen haben einen Enddruck der über 20 bar liegen kann. Die Aufweitung der Gehäuse folgt synchron dem Anstieg von Innendruck und Temperatur. Sie ist träger als die fliehkraftbedingte Durchmesseränderung des Rotors mit einer Drehzahländerung.

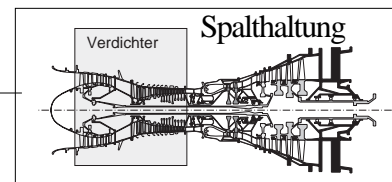
Um die Wärmedehnung von Gehäuse und Rotor anzupassen, gibt es verschiedene konstruktive Maßnahmen:

- Örtliche Verstärkung der Gehäuse, um die elastische Dehnung zu behindern.
- Anbringung von Massen, um die Trägheit der Erwärmung zu vergrößern.
- Isolation des Gehäuses auf der Innenseite, um die Wärmeaufnahme zu minimieren.
- Doppelwandige Strukturen, wobei sich die innere (auf der Luftstromseite) anders verhält als die kältere, druckaufnehmende Außenwand.

Gehäuse können sich im Unterschied zum Rotor auch im Betrieb, abhängig vom Konstruktionsprinzip, durchaus **ungleichmäßig am Umfang** dehnen. **Gehäuse mit Längsteilung** (Axialflansch) lassen gewisse Abweichungen von der Rundheit, auf Grund der Steifigkeitsunterschiede am Umfang, erwarten.

Dehnungsverhalten des Rotors (Bild 3.1.2.4-3).

Beim Rotor erfolgen die Dehnungen **während des Betriebs** zentrisch **symmetrisch**. Im **Stillstand** führt jedoch eine ungleichmäßige Erwärmung zur **Rotorverkrümmung** (engl. Rotor Bow, Bild 2.2-1). Beim Hochfahren der Maschine steigt die Fliehkraft mit dem Quadrat der Drehzahl. Gleichzeitig erwärmt sich der Rotor auf Grund der Kompressionstemperaturen des Luftstroms. In modernen Maschinen steigen die Temperaturen von Raumtemperatur am Eintritt bis zu 600 °C am Verdichtende moderner Maschinen. Die Fliehkraft führt, synchron mit dem Drehzahlanstieg, zu einer elastischen Aufweitung der Rotorkomponenten. Wärmedehnungen auf Grund der Aufheizung erfolgen dagegen verzögert. Diese Trägheit ist



von den aufzuheizenden Rotormassen abhängig. Um die Dehnung besser dem Gehäuse anzupassen, wird der **Rotor belüftet**. Dazu wird Luft aus dem Hauptstrom dem Inneren des Rotors zugeführt. Bei Derivaten und kleinen Maschinen dauert es einige Minuten, bei Maschinen schwerer Bauart wird deutlich mehr Zeit benötigt bis der Rotor so durchgewärmt ist, dass sich eine **stationäre Temperaturverteilung** einstellt. In diesem Fall erfolgt keine Dehnungsänderung. Während des Herunterfahrens und/oder dem Abschalten der Maschine nimmt drehzahlabhängig die elastische Aufweitung wieder ab. Entsprechend der Abkühlungsträgheit des Rotors benötigt dessen Schrumpfung einige Zeit. Im Stillstand kann es dann, als Folge der Wärmekonvektion im Verdichter, zu großen Dehnungsunterschieden zwischen dem warmen oberen Rotorteil und dem kälteren unteren Bereich kommen. Der **Rotor verkrümmt** sich und überbrückt das Spiel zum Gehäuse. Er steckt dann zeitweise fest (Bild 2.2-2). Beim Anfahren kann sich ein noch freier Rotor durch Unwuchten, Schwingungen und Verbiegungen gegenüber dem Gehäuse verlagern. Damit wird das Spiel zu den statischen Teilen zentrisch symmetrisch oder exzentrisch beeinflusst.

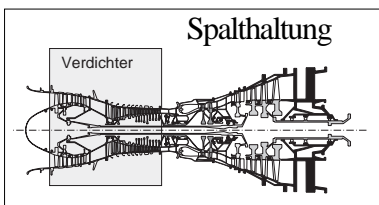
Kommt es zum **Anstreifen der Rotorschaukeln**, werden diese im Spitzenbereich aufgeheizt und erfahren so eine kurzzeitige zusätzliche Wärmedehnung. Dies erklärt das Phänomen, dass bei einer Maßkontrolle oft gerade die kürzeren Schaufeln besonders intensiv angestreift sind. Unter normalen Umständen wird die "Zerspanungsarbeit" immer von der am weitesten hervorragenden Schaufel übernommen. Diese wird dabei so weit gekürzt, dass sie am nächsten Anstreifvorgang nicht mehr teilnimmt.

Spalthaltung durch Anstreifsysteme.

Anstreifsystem Rotorschaukel/Gehäuse.

Bei älteren Gasturbinen wird der **Montagespalt** ausreichend groß gehalten, damit die unterschiedlichen Verformungen zwischen Rotor und Gehäuse im Betrieb nicht zum gefährlichen Anstreifen führen. Die Entwicklung moderner Maschinen mit immer besseren Wirkungsgraden, steigender aerodynamischer Belastung der Beschaukelung, Druckniveau und Druckverhältnis (sowohl an der Einzelstufe als auch über den gesamten Verdichter), lassen nur noch winzige Spalte an den Schaufelspitzen zu. Hier werden die Montagespalte bewusst so eng gewählt, dass es beim Betrieb der Maschine zum Anstreifen der Spitzen kommen muss. Die kontaktierten Gehäusewandungen weisen **einlauffähige Schichten** (Einlaufbeläge, Bild 3.1.2.4-4) auf. In diese arbeitet sich die Schaufelspitze spanend ein. Auf diese Weise wird zumindest für einen Betriebspunkt, im besten Fall der am häufigsten genutzte, ein minimaler Spalt gewährleistet (Bild 3.1.2.4-3). Natürlich sollte dies bei einer Industriegasturbine der Betriebspunkt mit den längsten Laufzeiten unter Leistungsabgabe sein. Ein Problem stellt die **Span- und/oder Staubbildung beim Anstreifvorgang** dar. Je nach Belagwerkstoff können die Späne bzw. Stäube auf die in Gasstromrichtung folgenden Stufen erosiv wirken und/oder **Kühlluftbohrungen in den Heißeilen** zusetzen (Bild 3.3-12).

Die weichen Einlaufbeläge sind notwendigerweise ein Kompromiss. Einerseits dürfen sie beim Anstreifen die Schaufelspitzen nicht thermisch oder dynamisch schädigen, d.h. ihre Struktur muss gute Zerspanbarkeit gewährleisten. Andererseits müssen sie typischen Betriebslasten, wie Erosion, Druckschwingungen ("Blade Passing Frequency") und hochfrequenten mechanischen Schwingungen der Gehäusewand, über die vorgesehene Betriebszeit widerstehen. Diese unterschiedlichen Anforderungen, gute Zerspanbarkeit, d.h. niedrige Härte bei möglichst hoher mechanischer Festigkeit führen an den üblichen thermischen Spritzschichten (z.B. Nickel-Grafit-Plasmaspritzschicht) zu typischen Versagensbildern (Bild 3.1.2.4-4). Weniger empfindlich sind Schichten aus Aluminium, die man besonders in älteren Maschinen findet. Hier ist der Anstreifvorgang jedoch nur als Ausnahmefall vorgesehen. Der Abrieb kann Diffusionsschichten der Turbinenbeschaukelung schädigen.



Einlaufbeläge werden von der Umgebungsatmosphäre, besonders der Temperatur, beeinflusst. Freier Grafit in **Nickel-Grafit-Belägen** beginnt bereits bei Temperaturen unterhalb 400 °C merklich zu oxidieren. Diese **Alterung** verändert den Belag. Er wird spröder, die innere Bindung wird geschwächt, damit nimmt die Erosionsfestigkeit ab und zeigt wegen einem geringeren Grafitanteil ein schlechteres Einlaufverhalten. Beläge auf der Basis Al-gefüllter Kunststoffe (Al/Polyester) werden im vorderen Verdichterbereich verwendet. Sie sind für ihre Korrosionsempfindlichkeit bei Stillstand im Schwitzwasser der Meeresatmosphäre bekannt (Bild 3.1.2.3-1). Auch thermisch gespritzte metallische Al-Beläge können korrodieren. Diese Schäden sind erfahrungsgemäß vergleichsweise gering.

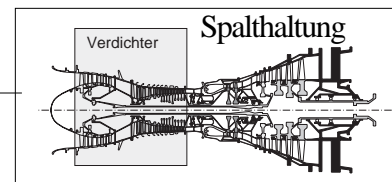
Beläge aus **gummiartigen Werkstoffen** werden nur im vorderen Verdichterbereich verwendet. Dazu gehört gefüllter Silikongummi, in der Konsistenz eines Radiergummis. Sie können von unterschiedlichen Medien wie **Kraftstoff, Öl, ungeeigneten Waschmitteln und Lösungsmitteln** angegriffen werden. Es kommt zur Schädigung mit Festigkeitsverlust, Quellen oder Ablösung. Normalerweise wird die Resistenz der Beläge gegen alle "normalen" Medien geprüft. Trotzdem sollte man sich beim Hersteller vergewissern, ob Einwände gegen eventuelle **betreiberspezifische Verunreinigungen und Medien** (z.B. Waschmittel) bestehen.

Anstreifsystem Statorschaufel/Rotor.

Die relativ kurzen Schaufeln im hinteren Verdichterbereich sind oft steif genug, um auch ohne Deckbänder gegen einen glatten **Rotorzwischenring** (engl. Spacer) den Spitzenspalt zu bilden (Bild 3.1.2.4-1). Leitschaufeln mit Deckbändern gibt es in zwei unterschiedlichen Konstruktionsprinzipien. Geschlossene Deckbandringe oder Deckbandsegmente aus jeweils mehreren Schaufeln. Diese Dichtflächen dienen dem Einlaufen von Labyrinthspitzen. Hier gibt es typische **Labyrinthprobleme** die in Bild 3.1.2.4-6 und Bild 3.1.2.4-7 behandelt werden.

Wenn auch nicht für den Wirkungsgrad des Verdichters von gleicher Bedeutung beim System Rotor-schaufel/Gehäuse, ist der Spalt zwischen Leitschaufelspitzen und Rotor nicht zu vernachlässigen und ebenfalls zu minimieren. Die Beläge auf Umfangsflächen des Rotors (Bild 3.1.2.4-4) oder Rotorzwischenringe (engl. spacer) unterliegen hohen zyklischen elastischen Dehnungen bei Drehzahl- bzw. Fliehkraft- und Temperaturänderungen. Dafür reicht die hohe Festigkeit harter, abrasiv wirkender Beläge gewöhnlich aus. Häufig handelt es sich um Plasmaspritzschichten aus Al_2O_3 oder ZrO_2 . Diese Beläge schleifen bei Spaltüberbrückung die (Leit-) Schaufelspitze mit möglichst wenig Wärmeentwicklung ab.

Falls es zur Ablösung der Spacerbeläge kommt, kann die Beschädigung von den harten Bruchstücken beschädigt werden. Befinden sich die Beläge auf korrosionsempfindlichen Werkstoffen (Stähle), kann Schwitzwasser im Stillstand durch die herstellungsbedingt poröse Spritzschicht oder von seitlichen Rissen zum Grundmaterial vordringen. Dann bewirkt **Unterkorrosion** in der Haftzone eine Schwächung der Bindung und begünstigt so ein Abplatzen.



Strukturierte Gehäuse.

Nicht selten werden Gehäusewände über den Schaufelspitzen mit einer besonderen Profilierung versehen (engl. **casings treatment**). Diese hat nicht nur einen **Anstreifeffekt**, um die Belastung der Schaufelspitze niedrig zu halten. Die Profilierung soll auch **aerodynamisch wirksam** werden. Im einfachen Fall handelt es sich um eine Stufe (Bild 3.1.2.4-1) oder mehrere **umlaufende Nuten**. Es gibt jedoch auch komplexe Anordnungen mit einer Vielzahl schrägstehender Rillen. In Maschinen die auf russische Konstruktionsarbeiten zurückgehen, kann man über der ersten Verdichterstufe axial versetzt eine umlaufende Kammer finden. Sie ist über Schlitze zur Rotorschaufelspitze offen ("Iwanow-Anordnung"). Alle beschriebenen Strukturen haben die Aufgabe, den Verdichter **gegen Einlaufstörungen und vergrößerte Spaltenspalte unempfindlicher** zu machen. In erster Linie werden so negative Auswirkungen auf den Wirkungsgrad gemildert. Auch das Pumpverhalten des Verdichters lässt sich auf diese Weise merklich verbessern. Bis in jüngste Zeit gelang beides gleichzeitig nicht.

Labyrinth.

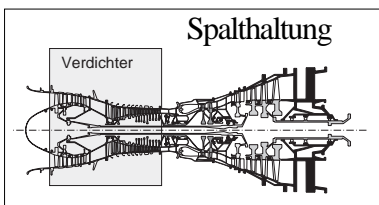
Labyrinth sind die bisher am häufigsten angewandte Methode zylindrische umlaufende Flächen gegeneinander abzudichten. Dabei ist prinzipbedingt immer mit einer gewissen **Leckströmung** zu rechnen. Diese sollte über die gesamte Betriebszeit minimiert und möglichst konstant gehalten werden. Unvermeidlich ist bei einem Anstreifvorgang Abrieb an Spitze und/oder Belag. Im weiteren Betrieb bedeutet die dabei entstandene Spaltvergrößerung mehr Leckströmung.

Labyrinth werden an vielen Stellen der Gasturbine angewandt. Im Verdichter arbeiten sie als Dichtelemente an Deckbändern der Statorschaufeln (Bild 3.1.2.4-5). Von großer Bedeutung ist die Verdichteraustrittsdichtung. Sie trennt den Hauptluftstrom vom inneren Rotorbereich bei besonders hoher Druckdifferenz, Umfangsgeschwindigkeit und Betriebstemperatur.

Labyrinth haben in der Gasturbine eine Vielzahl von Aufgaben:

- Vermeidung von unzulässigen Leckagen für Luft, Luft/Öl-Gemische (Bild 3.1.2.4-5) und Heißgase (Bild 3.4-5).
- Gewährleistung zulässiger und notwendiger Lagerschübe (Bild 2.5-1).
- Gewährleistung der Kühlluftzuführung zu den Heißeilen (Bild 3.3-11).
- Zumessung von Kühlluft als „gezielte Leckage“ (z.B. zur Scheibenkühlung, Bild 3.3-11).

Labyrinth werden im Betrieb auf vielfältige Art belastet. Die prinzipbedingt höchste und gefährlichste Belastung ist das **Anstreifen der Labyrinthfins** an der spaltbildenden Gegenfläche (Bild 3.1.2.4-6). Es treten Relativgeschwindigkeiten mit bis zu einigen hundert m/s und kurzzeitige örtliche Aufheizungen mit Anschmelzen auf. Deshalb muss die Anstreiffläche eine gewisse Einlauffähigkeit besitzen. Die Labyrinthspitze ist in Form, Werkstoff und eventueller Beschichtung (Panzerung) auf den zu erwartenden Anstreifvorgang abzustimmen. Besonders problematisch sind Schichten die nach langen Laufzeiten durch **Alterung ihre Einlauffähigkeit verlieren**. Dies ist bei Maschinen mit **Modulbauweise** von Bedeutung (Bild 4.2-3 und Bild 4.2-4). Ungünstige Anstreifbedingungen, die nicht notwendigerweise mit einer hohen Zustellgeschwindigkeit in Zusammenhang stehen, können zu einem sich "**aufschaukelnden**" **Schadensmechanismus** führen. Dabei kann es zu **katastrophalen Überhitzungsschäden** bis zum Totalverlust des Labyrinths kommen. Labyrinthspitzen mit **Hartstoffpanzerungen** wie Plasmaspritzschichten aus Al_2O_3



oder WC verringern diese Gefahr im Vergleich zu unbeschichteten Spitzen. Grund ist eine geringere Wärmeentstehung an der ausreichend rauen/schneidfähigen Panzerung. Auch die Risiken unzulässigen Abriebs oder einer Schädigung durch Rissbildung und/oder Festigkeitsabfall sind deshalb an gepanzerten Spitzen weniger wahrscheinlich. Eher besteht ein Risiko, dass die Panzerung sich ablöst (Bild 3.1.2.4-7.1) und andere Bauteile schädigt. Ablösungen von Panzerungen und Anstreifschichten stehen nicht selten im Zusammenhang mit **Fertigungsproblemen** (Bild 3.1.2.4-7.2).

Bürstendichtungen (Bild 3.1.2.4-8).

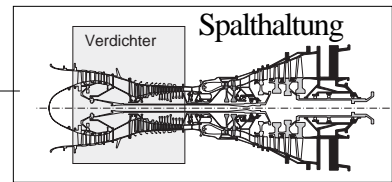
In modernen Gasturbinen kommen sogenannte Bürstendichtungen immer mehr zum Einsatz. Es handelt sich im Grunde um das übliche Dichtprinzip der Pendeltür. Die Anordnung ist jedoch ringförmig, mit schräg nach innen weisenden Bürstenhaaren. Sie bestehen gewöhnlich aus rostfreien Drähten. Bürstendichtungen haben gegenüber einer Labyrinthdichtung mehrere Vorteile.

- Im Falle des Anstreifens führen, wegen des elastischen Ausweichens und der Bürstenstruktur, bei richtiger Auslegung auch große Radialbewegungen **nicht zum katastrophalen Versagen**.
- Wegen des elastischen Ausweichens der Bürstenhaare entsteht **kaum Abrieb**. Somit wird die **Dichtwirkung wenig beeinflusst**.
- Die Bürstendichtung benötigt einen (axial) **schmäleren Einbauraum** als eine Labyrinthdichtung gleicher Wirkung. Eine Bürste entspricht in ihrer Dichtwirkung etwa einer Labyrinthdichtung mit drei Spitzen.

Die Praxis (Lit 3.1.2.4-2) zeigt, dass auch Bürstendichtungen **typische Probleme**, insbesondere bei **Langzeitbetrieb**, aufweisen:

- Mit den **ersten Starts** nimmt die Leckage, wenn auch geringer als bei einer Labyrinthdichtung, am stärksten zu. Im "Endstadium" einer **geschädigten Bürste** können die Leckverluste höher als bei einer Labyrinthdichtung sein.
- Schädigung und **Ausbrechen der Bürstenhaare** durch Luftschwingungen.
- **Verschleiß des Abstützblechs** (engl. „backing plate“) durch reibende Bürstenhaare.
- Schädigung (Aufbiegung) der Bürste beim **Zurückdrehen des Rotors** im Stillstand (z.B. während Montage oder Inspektion)
- **Schädigung der Anlauffläche** (Verschleiß, Ausbrüche, Aufrauung).

Sind in einer Maschine Bürstendichtungen vorgesehen, sollte der Betreiber einen Nachweis, zumindest eine überzeugende Referenzanwendung mit ausreichend langer Laufzeit für seine Betriebsbedingungen verlangen.



Geringe Leckagen im Bereich der Verdichterschaufelspitzen sind wichtig!

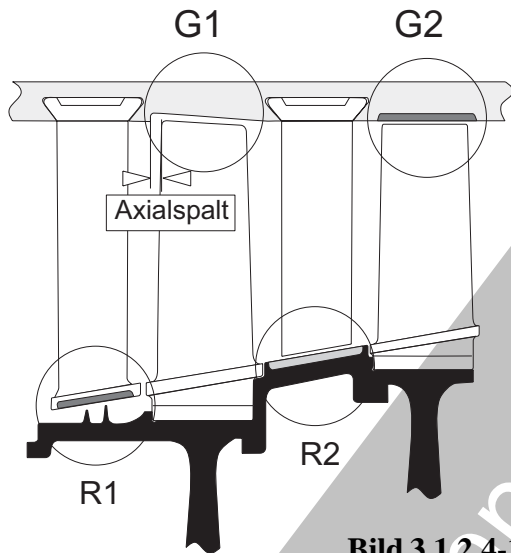


Bild 3.1.2.4-1

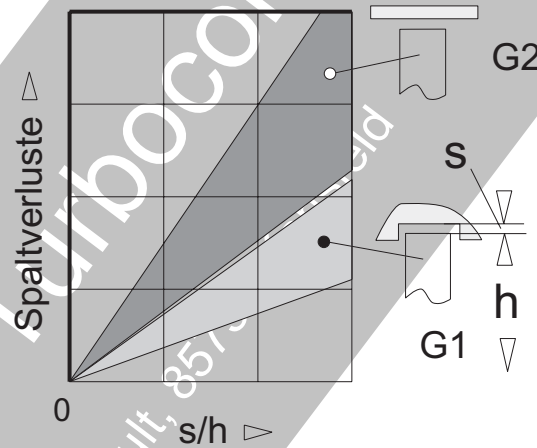
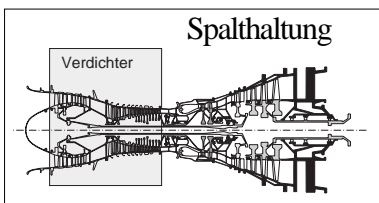


Bild 3.1.2.4-1: Spalte im Verdichter zwischen Rotorschaukel und Gehäuse (G1), (G2) sowie Rotor und Leitschaukelaußenflächen (R1), (R2) sind für Wirkungsgrad (Bild 3.1.1-3) und Betriebsverhalten (Bild 3.1.1-2) von besonderer Bedeutung. Im Bereich der Spaltspalte gibt es eine Vielzahl Ausführungen und deren Kombinationen. Das Bild zeigt einige typische Varianten: (G1) Rotorschaukeln denen eine vertiefte Ringfläche im Gehäuse (strukturierte Wand, engl. casing treatment) gegenüber liegt. Eine solche Geometrie wird auch in Turbinen genutzt. Dafür bieten sich axial getrennte Gehäuse an. Anstreifen ist nicht vorgesehen. Der Spalt ist so groß gewählt, dass die Schaukel lediglich eintaucht ohne zu berühren. Ein ausreichend großer Axialspalt soll axiale Rotorbewegungen bei Lastwechseln (z.B. Abstellen oder Vollast, Bild 2.5-1) ermöglichen. Der Vorteil dieser Variante gegenüber der nicht strukturierten Gehäusewand (G2) sind geringere Verluste. Je größer der Spalt, desto deutlicher der Effekt (Diagramm rechts). Gehäuse mit glatter Wand bzw. Einlaufbelag lassen ein Anstreifen und Einlaufen der

Schaukelaußenflächen zu. Der Einlaufbelag muss entsprechend weich ausgebildet sein. Üblicherweise handelt es sich um thermisch gespritzte Beläge aus Ni/Graphit oder Aluminium. Die Leitschaukelaußenflächen können mit einem Deckband versehen werden. Es versteift die Schaukeln und kann eine Einlaufschicht tragen. Die Labyrinthspalten des Rotors liegen diesem Deckband gegenüber (R1). Kürzere Leitschaukeln im hinteren Verdichter stehen üblicherweise frei. Gegenüber befindet sich die Rotornabe, meist in Form eines Zwischenrings (spacer). Dieser trägt eine abrasive, harte, häufig keramische Spritzschicht aus Al_2O_3 oder ZrO_2 . Sie reibt die Schaukelaußenflächen ab.

Für alle Anwendungen gilt: Kombinationen, die merklich zum Abschleifen der Schaukelaußenflächen beim Kontakt führen, können die Überholungskosten anheben. Sind die Schaukeln verschleißbedingt bei der Überholung zur Erzielung der Abnahmewerte der Maschine zu kurz, kann eine aufwändige Reparatur (Aufschweißen + Nacharbeit) notwendig werden.



Kaum zu glauben, was sich in einer Gasturbine auch nach dem Abstellen noch alles tut! Insbesondere bei einer Industriegasturbine mit massiveren Gehäusen und Rotoren!

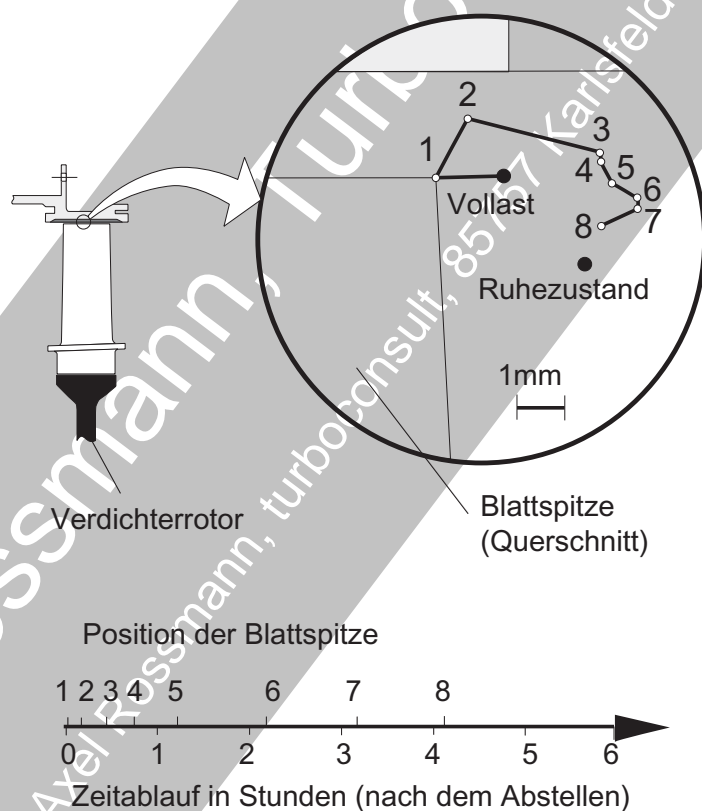
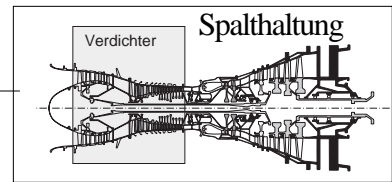


Bild 3.1.2.4-2

Bild 3.1.2.4-2: Auch nach dem Abstellen verändern sich die Spalte durch **axiale und radiale Relativbewegungen** von Gehäuse und Rotor. Lit 3.1.2.4-1 sind Angaben zu entnehmen, die aus Spaltemessungen im Verdichter eines Flugtriebwerks stammen. Mit Relativbewegungen von mehreren Millimetern ist zu rechnen. Erst nach mehreren Stunden veränderte sich die Position der Blattspitze gegenüber dem Gehäuse nicht mehr. Je **massiver Rotoren und Gehäuse** ausgebildet sind, umso länger ist ihr Temperaturverhalten. Entsprechend

lang sind die Zeiten bis keine Relativbewegungen mehr stattfinden. Unterschiede zwischen schwerer Bauweise und Triebwerksderivaten liegen auf der Hand. Das erklärt warum manchmal Rotoren erst einige Zeit nach dem **Abstellen der Maschine festsitzen** und **später wieder frei** werden.

Diese Zustände geben ein maschinenspezifisches **Zeitfenster** vor, in dem ohne das Risiko umfangreicher Schäden nicht gestartet werden darf (Kapitel 2.2).



Die Spalthaltung zwischen Rotor und Gehäuse in Gasturbinen bei allen Betriebszuständen ist eine große Herausforderung für den Konstrukteur.

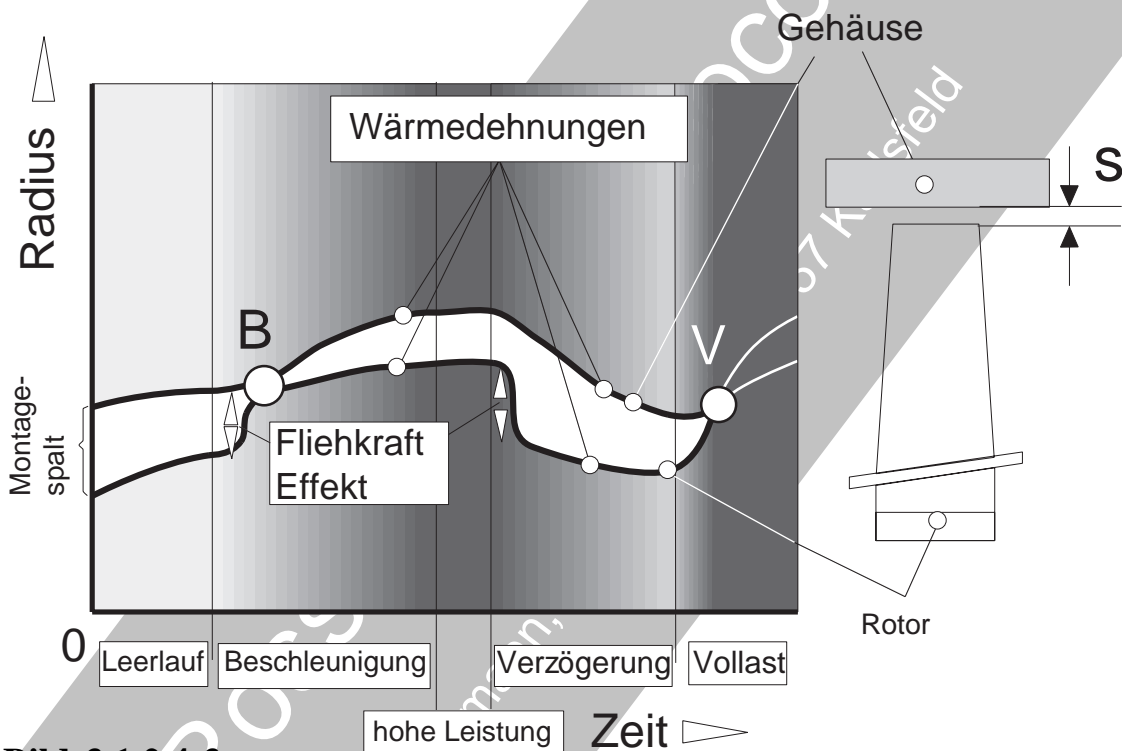
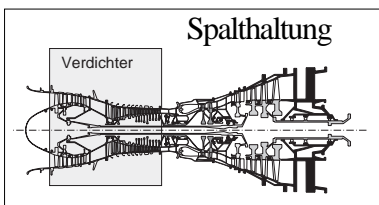


Bild 3.1.2.4-3

Bild 3.1.2.4-3: Die *Spalthaltung* während aller Betriebszustände zwischen rotierenden und statischen Komponenten ist eine anspruchsvolle Aufgabe. Dehnungen durch Wärme, Fliehkräfte und Druckänderungen benachbarter Komponenten sind häufig sehr unterschiedlich. Zu große Spalte verschlechtern den **Wirkungsgrad** als Folge der **Leckströmung**. Zu starkes Anstreifen birgt die Gefahr einer gefährlichen Schädigung der Komponenten in Form von Rissbildung, Überhitzung und Verschleiß. Im dargestellten Diagramm ist die radiale Dehnung einer Rotorschaufelspitze gegenüber der Gehäuseverformung aufgetragen. Dabei dürften sich aufgrund typischer **Konstruktionsmerk-**

male sogenannte *Heavy-Frame-Maschinen* deutlich anders verhalten als *Triebwerksderivate* (Bild 2.1-7). Dies erklärt die unterschiedlichen **Anfahr- und Abstellzeiten** beider Bauformen.

Ein dickwandiges Gehäuse wird sich langsamer aufheizen und durch den Innendruck weniger stark dehnen als ein dünnwandiges. Die **Wärmedehnung der Rotoren** ist wegen der relativ massiven Scheibenquerschnitte üblicherweise träger als die von Gehäusen. Für *Derivate* typisch dünne Gehäusewände begünstigen diesen Effekt. Die Radialdehnung des Rotors auf Grund der Fliehkräfte wird bei einer Drehzahlsteigerung als Folge der Scheiben-



belastung sofort wirksam. Diese Dehnung dürfte bei Derivaten etwas größer als bei Maschinen schwerer Bauart mit niedrigerer Scheibenbelastung sein.

Nach dem Start wird der Montagespalt von der prompten Fliehkraftdehnung des Rotors verkleinert. Bei Beschleunigung auf Betriebsdrehzahl steigt die Fliehkraft und damit die Dehnung quadratisch mit der Drehzahl. In Punkt "B" ist Anstreifkontakt möglich. Üblicherweise tritt dieser Vorgang beim **Einfahren einer Maschine** ein. Er führt zum Ausrieb der Kontaktflächen und macht sich im späteren normalen Betrieb kaum mehr bemerkbar. Wird der **Rotor verzögert**, erweitert sich der Spalt entsprechend. Ein schnelles Hochfahren auf Vollast nach längerer Verzögerungsphase ergibt erneut eine potenzielle Anstreifsituation (Punkt "V"). Das etwas abgekühlte Gehäuse berührt den schnell gedehnten Rotor.

Allgemein kann gefolgert werden: **Dünne Gehäusewände und leichte Rotoren**, wie sie für Triebwerksderivate typisch sind, lassen bei **schnellen Starts und Lastwechseln** weniger Probleme erwarten als Maschinen schwerer Bauart. Deshalb: **Bei Spitzenlast bieten sich Derivate an.**

Bild 3.1.2.4-4 (Lit 3.1.2.4-3, Lit 3.1.2.4-4): Dargestellt sind typische **Schadensmerkmale** (weicher) **Einlaufbeläge** wie thermisch gespritzter Ni-Grafit-Schichten (Detail oben) und mit Metallpulver gefülltes Kunstharz (Detail unten). Solche Beläge kommen vorzugsweise in Verdichtergehäusen zur Anwendung.

Abrieb, Verschleiß („A“): Weiche Einlaufbeläge erfahren funktionsbedingt beim Anstreifen einen deutlichen Abrieb. Die Oberfläche dieser Verschleißfläche ist anfangs relativ glatt, wird aber gewöhnlich nach längeren Laufzeiten durch Erosion aufgeraut und ist

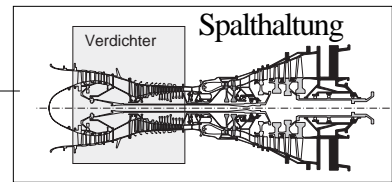
dann als Anstreiffläche schwer zu identifizieren.

Erosion („B“): Mit dem Luftstrom vom Triebwerk angesaugte oder in der Gasturbine entstandene **Partikel** (z.B. Abrieb von einem Anstreifvorgang), können weiche **Einlaufbeläge** in wenigen hundert Betriebsstunden auserodieren. Die Erosionsoberfläche ist üblicherweise rau mit einer in Strömungsrichtung orientierten Struktur. Eine **periodische Teilung** entspricht den Leitschaufeln davor. **Gealterte** (oxidierte) **Beläge** können bereits durch den Luftstrom allein beschleunigt erodieren.

Materialaufschmierung („C“): Metallische Aufschmierungen von den Rotorschaukelspitzen sind bei porösen weichen Belägen ungewöhnlich. Sie weisen auf ein schlecht einlauffähiges Tribosystem hin. Wird der Belag bis zum Grundwerkstoff oder einer Haftschrift durchgeschliffen, kann das zu ausgeprägten Aufschmierungen mit Anzeichen **hoher Reibungstemperaturen** (Anlauffarben, Beulen) kommen.

Einschlagschaden („D“): Größere angesaugte oder im Triebwerk entstandene Fremdkörper oder Bruchstücke (Ausplutzer harter Schichten, Schaufelbruchstücke, Sondenbruchstücke) können größere Kerben in den Belag schneiden. Diese lassen sich zur **Identifikation des Primärschadens** (Ort der Bruchentstehung) nutzen.

Schichtausbruch („E“): Verschiedene betriebsbedingte Ursachen führen zu Schichtausbrüchen: **Schwingerermüdung** (**Schallermüdung**) auf Grund der „**blade passing frequency**“, schwingende Gehäuse, Wärmedehnungen und Dehnungen infolge mechanischer Lasten. Typische **Fertigungsmängel** sind zu hohe **Eigenstressungen** oder eine ungenügende **Haftfestigkeit** (Bild 3.1.2.4-7.2). Die Lage der Trennfläche zum Grundmaterial, zur Haftschrift oder in der Schicht selbst gibt einen ersten **Hinweis auf die Ablösungsursache**.



Anstreifbeläge in Gehäusen können auf vielfältige Weise geschädigt werden.

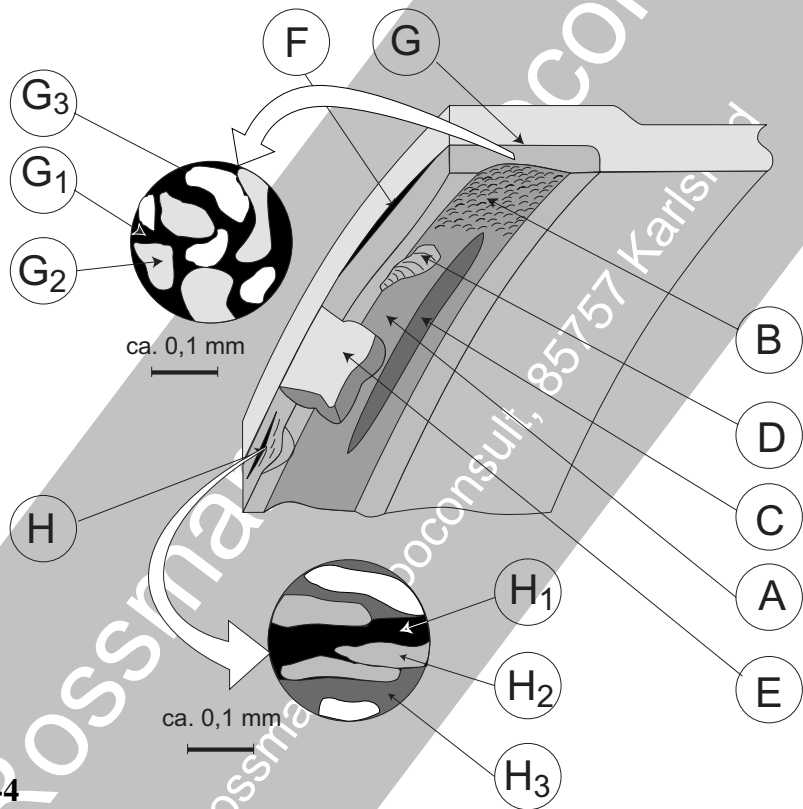


Bild 3.1.2.4-4

Ablösungserscheinung („F“): Zeigt die Schicht **Rissbildung** an der Außenkante parallel zur Haftfläche, ist mit einem bevorstehenden größeren Ausbruch zu rechnen. Diese Rissbildung kann fertigungsbedingt und/oder betriebsbedingt sein. Eine mikroskopische Untersuchung der Rissflächen ergibt wichtige Hinweise auf die Schadensursachen (z.B. „Kügelchenproblem“, Bild 3.1.2.4-7.2).

Schichtalterung („G“): Oxidieren oder reagieren Bestandteile einer mehrphasigen Schicht (Detail oben, schematische Darstellung: G1 = Grafit, G2 = Nickelpartikel, G3 = Poren), kann

die innere Festigkeit des Schichtverbunds nachlassen. Das begünstigt Erosion und/oder ein schlechtes Anstreifverhalten. Dabei werden die **Schaufelspitzen überhitzt und/oder Schwingungen angeregt**.

Korrosion („H“): Manche Schichten bzw. bestimmte Schichtkomponenten sind korrosionsempfindlich. Typisches Beispiel ist **Al-Pulver (H2) gefülltes Polyesterharz (H3)**. An Spalten und Rissen (H1) eindringende Meeresatmosphäre führt zur Korrosion der Al-Partikel. Die Folgen sind **Blasenbildung** und/oder Rissbildung mit Absprengen der Schicht (Bild 3.1.2.3-1).

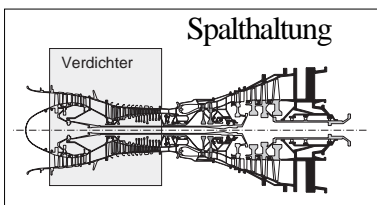


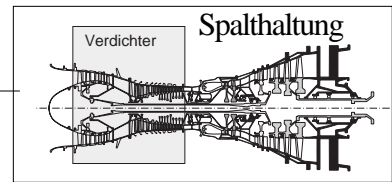
Bild 3.1.2.4-5: Die Gasturbine “lebt“ nicht zuletzt von **Druckunterschieden** verschiedener Bauteilzonen. Sie sind über die gesamte Betriebszeit von Bedeutung und haben eine wichtige Funktion im Luftsystem der Maschine. **Betriebsverhalten** und **Wirkungsgrad** sowie die **Haltbarkeit wichtiger Komponenten** sind von der Funktion der Labyrinth betroffen (Bild 3.1.1-2). Labyrinth findet man in nahezu allen Bereichen der Maschine. Dazu gehören neben dem Verdichter besonders gekühlte Heißeile und Hauptlager. Das Bild zeigt Labyrinth mit ihren typischen Funktionen und Anordnungen am Verdichtereintritt einer Derivat-Maschine.

Abdichtung der Lagerkammern gegen Ölaustritt. Meist im Zusammenhang mit **Sperrluft** und einem geeigneten Druckniveau im Sumpfraum.

Zwischenstufenlabyrinth zur Abdichtung gegen eine Rückströmung der Verdichterluft.

Labyrinth die eine **Belüftung** des Rotors bzw. der Scheiben beeinflussen. Dies wirkt sich im heißeren Teil u.a. auf die Temperatur bzw. auf die **Lebensdauer der Scheiben** aus (Bild 3.3-7 und Bild 3.3-11).

Eine weitere Aufgabe von Labyrinth ist, das auslegungsgemäße Druckniveau im Scheibenbereich zu gewährleisten, um **Achsschübe** (Bild 2.5-1) einzuhalten. Diese Labyrinth sind somit für das Erreichen der vorgesehenen **Lagerlaufzeiten** wichtig.



Labyrinth im vorderen Verdichterbereich einer größeren Derivat-Gasturbine.

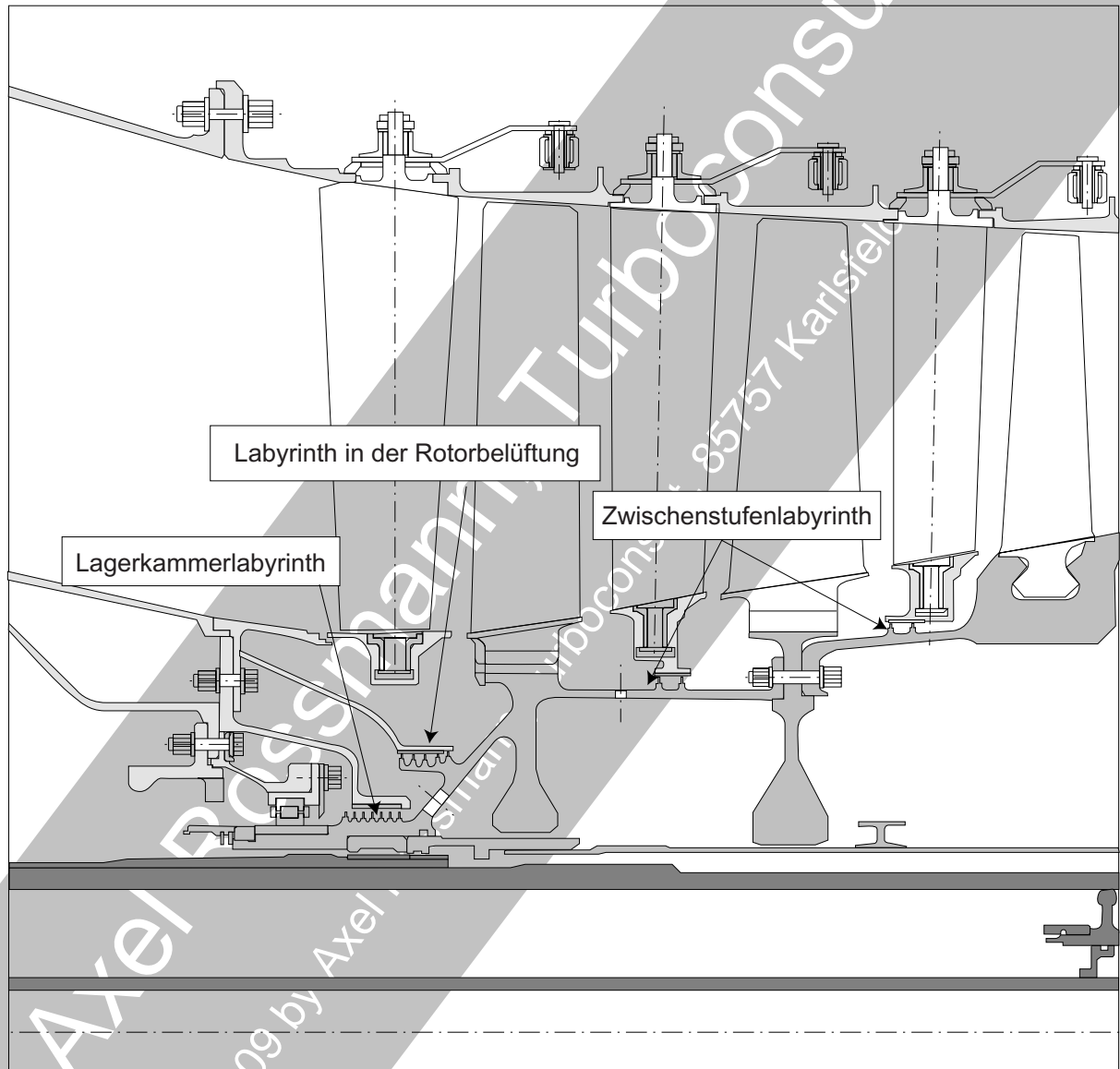
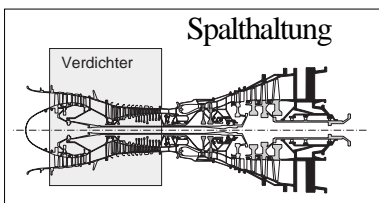


Bild 3.1.2.4-5



Es gibt bauteilspezifische Schadensmechanismen die man bereits bei der Konstruktion vermeiden sollte.

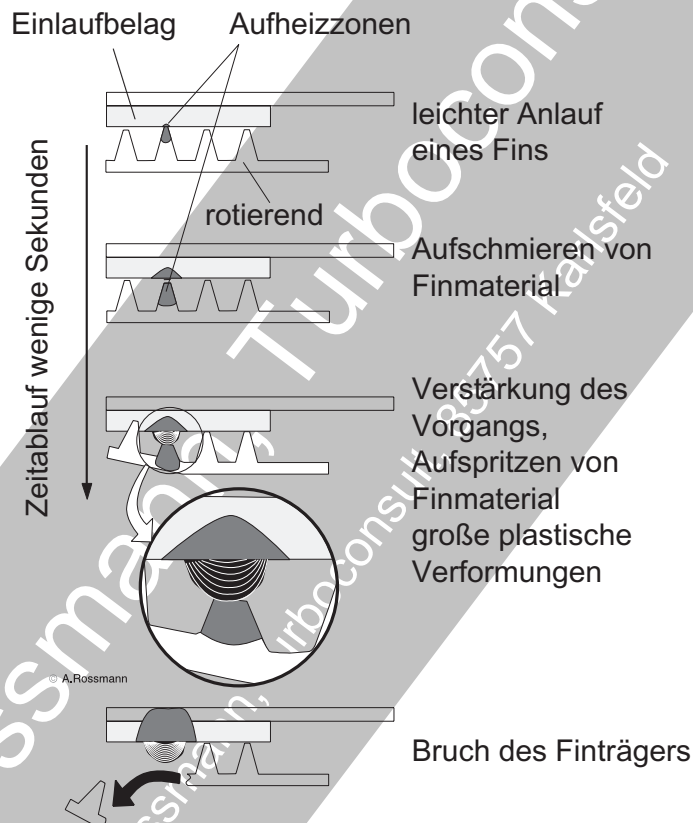
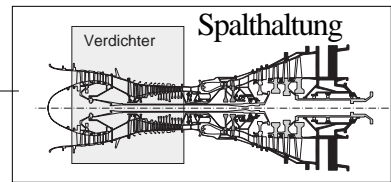


Bild 3.1.2.4-6

Bild 3.1.2.4-6: Ein wichtiger, wenn auch nicht sehr häufiger **Schadensmechanismus** führt zum **katastrophalen Versagen von Labyrinthdichtungen**. Der Schaden beginnt meist mit dem leichten Anlauf einer oder mehrerer Spitzen. Die naheliegende Anschauung, dass für diese Schadensform ein heftiger Anstreifvorgang notwendig ist, wird von der Erfahrung nicht bestätigt. Erfolgt kein Einlauf durch Abtrag oder Einschleifen, wird Material am außen liegenden Anlaufbereich **aufgeschmiert**. In Sekundenbruchteilen entsteht ein gefährlicher Aufbau. Dadurch verstärkt sich der Vorgang wechselseitig. Eine Folge des Aufheizens der Anstreifzonen ist das Aufbiegen des geschwächten Labyrinthstegs am Rotor, was den Schaden wei-

ter beschleunigt und vergrößert. Häufig kommt es zum axialen Einreißen und dann dem **Abreißen eines Segments des Labyrinthrings**. Die von Überhitzung betroffenen Spitzen bestimmen die abgetrennte und/oder abgeschmolzene Ringbreite. In diesem Zusammenhang können sich auf und um die Anstreiffläche Strukturen bilden die **thermischen Spritzschichten ähneln**. Derartige Schäden sind dann besonders wahrscheinlich, wenn das **Einlaufverhalten** der Anstreifpartner schlecht ist. Solche Bedingungen können sich im Laufe der Betriebszeit entwickeln, wenn sich der **Anstreifbelag** infolge **Alterung** veränderte. Auch ungepanzerter Spitzen oder zu glatte Panzerungen begünstigen diese Schadensform.



Typische Schäden an Labyrinthspitzen.

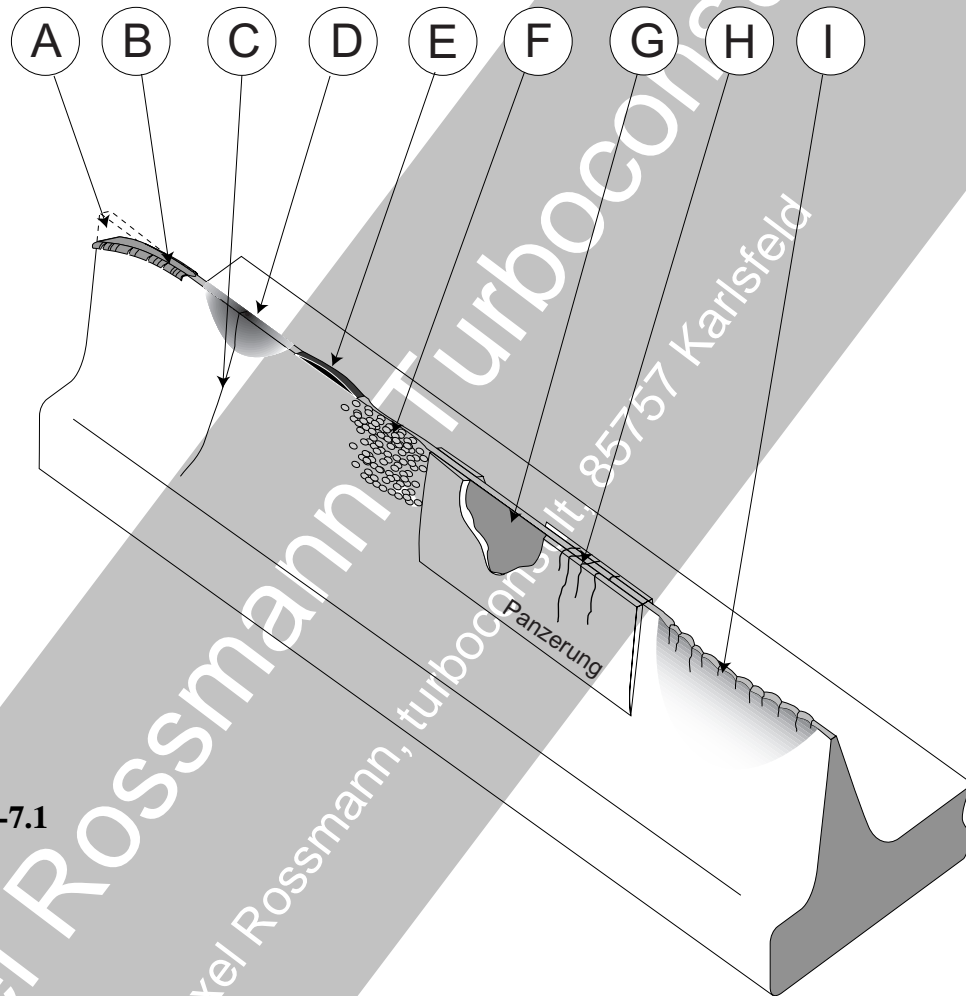
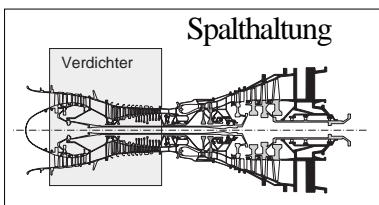


Bild 3.1.2.4-7.1

Bild 3.1.2.4-7.1 (Lit 3.1.2.4-3): Charakteristische, **belastungsspezifische Schadensbilder** an Labyrinthspitzen:

Von der **radialen Zustellbewegung** ist **Tiefe und Länge der Verschleißzone** am Umfang abhängig. Davon wird der **Leckspalt** bzw. die **Leckage** bestimmt. Die Zustellbewegung entsteht durch örtlichen Verzug, Auslenkung der Welle, Unwucht oder Schwingungen. Der Verschleiß kann auf dem gesamten Umfang oder nur in einem begrenzten Bereich erfolgen. Kenn-

zeichnend für einen Anstreifbereich sind **Gratbildung** („B“) und Anlauffarben bis zu verstärkter Oxidation. Diese Merkmale zeigen auch geschädigte Werkstoffzonen (z.B. „Härte- bzw Festigkeitsabfall, „D“). Tritt in einer solchen Zone **Korngrenzenenerweichung** oder **Anschmelzen der Korngrenzen** auf, genügen bereits geringe Zugspannungen um **Warm- bzw. Heißrisse** auszulösen. Diese Risse entstehen einzeln oder in Rissfeldern (siehe auch „H“). Sie schreiten („C“) durch ausreichend hohe LCF- (Thermoermüdung) oder HCF-Beanspruchung (Labyrinth-schwingungen) fort.



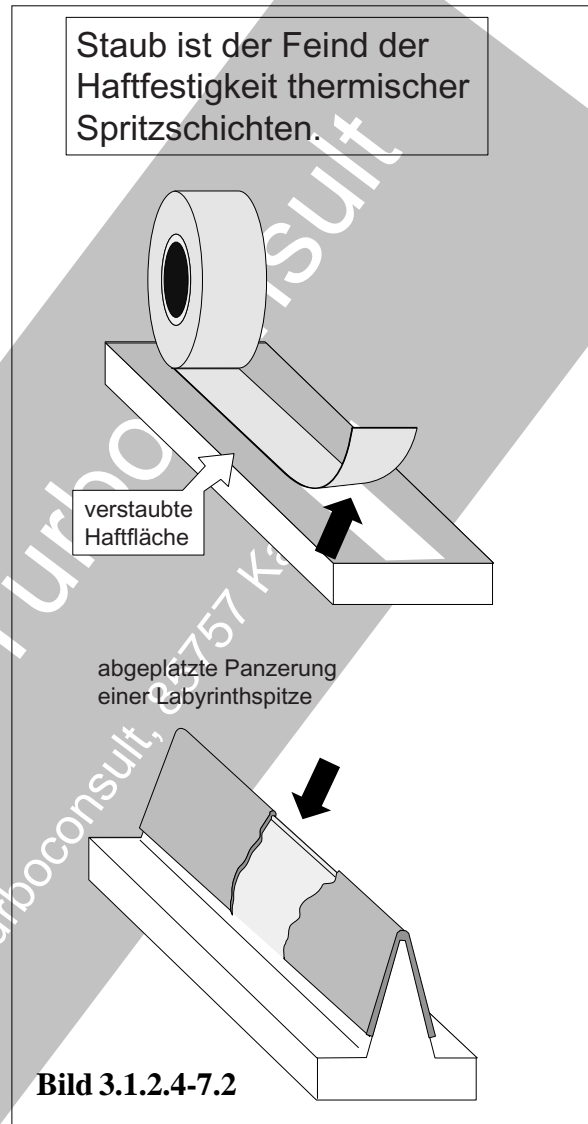
Bleibt Material auf der Spitze haften (**Aufschmierung**, „E“) kann dies zu der im Bild 3.1.2.4-6 beschriebenen gefährlichen Verstärkung des Anstreifvorgangs führen.

Erosionspartikel als Ausbrüche des Anstreifbelags oder **Abrieb** beanspruchen die Spitzen erosiv („F“). Dabei kann es zu einer „**peppering**“-ähnlichen Erscheinung kommen, bei der die Einschlagstellen der einzelnen Partikel noch erkennbar sind.

Das Ausbrechen oder örtliche Ablösen von **Hartstoffpanzerungen** (z.B. Al_2O_3) ist ein häufiger Schaden („G“) und sollte bei ungewöhnlicher Größe im Zusammenhang mit **Fertigungsmängeln** und/oder **Handhabungsfehlern** (Transport, Montage) gesehen werden. Auch eine Panzerung ist kein absolut sicherer Schutz gegen **Heißrisse** („H“). Dies ist insbesondere dann zu erwarten, wenn die Panzerung **nicht ausreichend schneidfähig** ist. Ein Kennzeichen dafür kann eine auffallend glatte Schicht sein, wie sie bei einer mechanischen Nacharbeit (Schleifen) entsteht. So wird zu viel Wärme in der Anstreifzone erzeugt (siehe auch „C“).

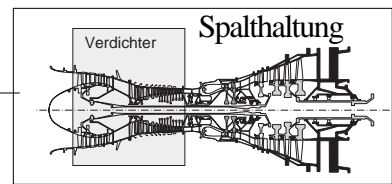
Die Werkstoffe der Labyrinthspitzen im Turbinenbereich sind dem Heißgasstrom der Leckströmung ausgesetzt. Sie müssen deshalb eine **ausreichend hohe Oxidationsfestigkeit aufweisen**. An oxidationsempfindlichen hochwarmfesten Werkstoffen oder ungeeigneten Aufschweißungen werden **Oxidationsschäden** beobachtet, die dem **Orangenschaleneffekt** (Bild 3.3-9) an Eintrittskanten von überhitzten Turbinenschaufeln ähneln („I“). Typisch sind viele kleine Anrisse durch Thermoermüdung auf Grund von Start/Abstellvorgängen.

Bild 3.1.2.4-7.2: Das „**Kügelchenproblem**“. Es handelt sich um eine häufige, **fertigungsbedingte Ursache für Ablösungen** bzw. **Ausbrüche thermisch gespritzter Schichten**. Der Effekt ähnelt dem Mechanismus, der für die schlechte Haftung von Klebestreifen auf einer **staubigen Oberfläche** verantwortlich ist. Belegen **Abpraller** beim thermischen Spritzen die



zu beschichtende Fläche, leidet die Haftfestigkeit enorm. Bei Schichtschäden ist deshalb die Bruchfläche mikroskopisch (REM) auf **Ansammlungen solcher „Spritzkügelchen“** zu untersuchen.

Bild 3.1.2.4-8 (Lit 3.1.2.4-3): **Bürstendichtungen** kennt man zur Abdichtung von Drehtüren. Für zylindrische Geometrien ist die Bürste zu einem Ring gebogen. Die Bürstenhaare weisen hier radial oder schräg nach innen. Die Haare bestehen aus dünnen, hochfesten, rostfreien **Drähten**. Diese sind auf unterschiedliche Weise, **je nach Hersteller, in einem Tragring gehalten** (eingeschweißt, umschlungen). Von der Art dieser Befestigung wird



Ein altes Prinzip in der "High Tech" Anwendung

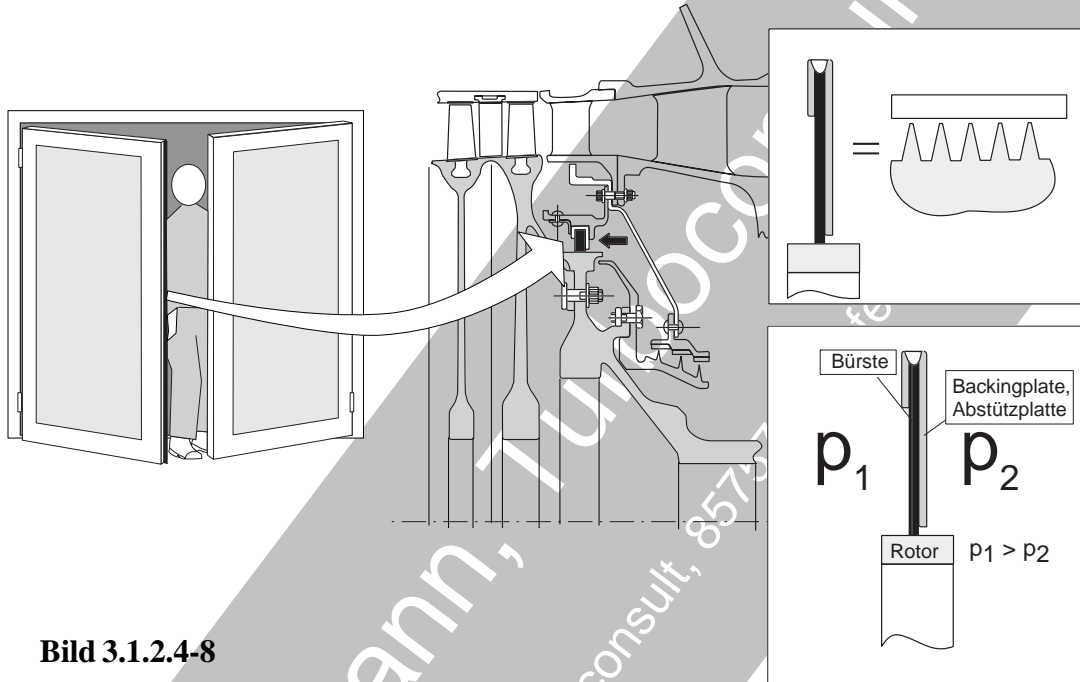


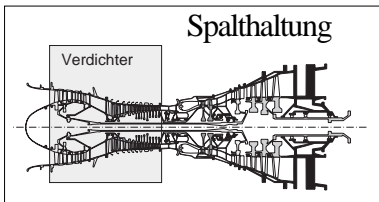
Bild 3.1.2.4-8

das sichere Betriebsverhalten (Ablösung von Drähten, Nachstellung) entscheidend beeinflusst. Auf der Seite mit dem niedrigeren Druck befindet sich eine Scheibe (engl. backing plate). Sie dient zur **Abstützung der Bürste** gegen axiale Auslenkung durch Kräfte aus der Druckdifferenz. Die Bürste ist üblicherweise am statischen Teil fixiert. Der **rotierende Teil** besteht aus der zylindrischen **Gleit- bzw. Dichtfläche**. Diese kann eine besondere Beschichtung aufweisen. Üblicherweise wird jedoch eine unbeschichtete Oberfläche vorgezogen. Kennzeichnend für eine gute Dichtfläche ist eine polierte Laufspur ohne Schädigungsmerkmale wie Riefen, Verschleiß oder örtliche Aufrauung. Mit einer Bürstendichtung kann man etwa die gleiche Dichtwirkung wie mit einer guten mehrspitzigen Labyrinthdichtung erreichen. Dies ermöglicht in axialer Richtung einen kurzen Einbauraum.

Die Bürstendichtung hat den großen Vorteil, beim ungünstigen Anstreichvorgang **nicht das**

katastrophale Schadensverhalten (Bild 3.1.2.4-6) der Labyrinthdichtungen aufzuweisen. Bei einem Auslenken des Rotors gibt die Bürste elastisch nach und vermeidet so zu starken Verschleiß.

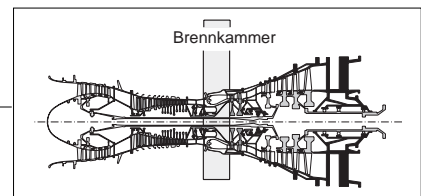
Bürsten zeigen ein **typisches Betriebsverhalten**. Ausgelenkte Bürstenhaare stellen sich meist erst wieder bei einer niedrigen Druckdifferenz zurück (**Hysterese**). Das ist erst dann der Fall, wenn die Leistung zurückgenommen wird und die Reibkräfte in der Bürste und gegen die Abstützscheibe ausreichend abgesunken sind. Betriebstemperaturen über 500 °C führen ohne Sondermaßnahmen zu Langzeitproblemen durch Oxidation und Kriechen (bleibende Verformung) der Bürstenhaare. Starke **Verwirbelungen der Strömung vor der Bürste** können die Haare zu Schwingungen mit Verschleiß bis zum Bruch anregen. So kommt es zur Zerstörung der Bürste mit typischem Schadensbild.



Literatur zu Kapitel 3.1.2.4

- 3.1.2.4-1** P.A.E. Stewart, K.A. Brasnatt, „The Contribution of Dynamic X-Ray to Gas Turbine Air Sealing Technology“, AGARD-CP-237 (1981).
- 3.1.2.4-2** S. Ingistov, „Compressor Discharge Brush Seal for Gas Turbine Model 7EA“, Proceedings of ASME Turbo Expo 2001, June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana, Seite 1-8.
- 3.1.2.4-3** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 1, ISBN 3-00-005842-7, 2000, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.1.2.4-4** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 2, ISBN 3-00-008429-0, 2000, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



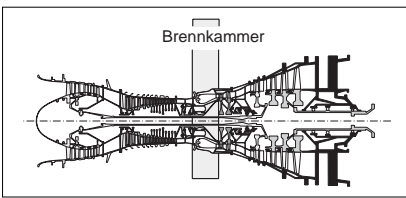
3.2 Die Brennkammer.



Der Motor unseres Autos wird nicht nur vom Kühlwasser auf akzeptablen Temperaturen gehalten. Auch die angesaugte Luft und der Kraftstoff wirken kühlend, bevor diese im Zylinder verbrennen. Die heißen Abgase heizen besonders das Auslassventil auf. Beim Starten und Abstellen des Motors machen Ventilteller einen Temperaturzyklus mit. Sind die Temperaturen zu hoch, können Wärmedehnungen zur Rissbildung führen. Zu den Heiteilen eines Motors gehört auch der Auspuff. Auch er erfährt Thermozyklen, Rissbildung und Abzehrung der Wand durch Oxidation. Heißgaskorrosion von innen und außen sowie Vibrationen setzen ihm ebenfalls zu. Er muss deshalb hin und wieder ausgetauscht werden.

Anders als im Automotor handelt es sich bei einer Gasturbine um eine kontinuierliche Verbrennung (Bild 3.2-1). Deshalb sind die Bauteiltemperaturen hier noch deutlich höher und erfordern teure, hochwarmfeste Werkstoffe. Auch die heute geforderte Lebensdauer einer Gasturbine ist bei weitem höher als für einen Automotor. Umso mehr müssen wir darauf achten, die Heiteile nicht über das normale Maß hinaus zu „stressen“. Vorschriften und der Stand der Technik ermöglichen uns einen optimalen Betrieb .

In der Brennkammer (Bild 3.2.1-1) wird der Kraftstoff mit der vom Verdichter komprimierten Luft vermischt und verbrannt. Eine **stabile Verbrennung** ist aber nur in bestimmten Grenzen des **Kraftstoff-Luft-Gemisches** möglich (Bild 3.2.1-3). Gasturbinen können sehr **unterschiedliche Kraftstoffe** verbrennen. Die Verwendung von Erdgas hat gegenüber dem Einsatz anderer fester, flüssiger und gasförmiger Kraftstoffe eine Reihe von Vorteilen. Diese beziehen sich auf Schadstoffe sowie Lebensdauer und Reparaturkosten der Maschine. Typische kraftstoffbeeinflusste Schädigungen sind die **ruabhngige Aufheizung** der Brennkammerwände, die **Koksbildung** (Bild 3.2.3-1) und eine **instabile Verbrennung** (Bild 3.2.2-5). Besonders wichtig für die Haltbarkeit der Brennkammer ist die geringe **Wärmeabstrahlung** einer typischen „farblosen“ Gasflamme. Die Nutzung dieser Vorteile bedarf einiger, für Maschinen mit gasförmigen Kraftstoffen typischer, konstruktiver Maßnahmen. So ist die Anfälligkeit gegenüber Gasschwingungen in der Brennkammer beim Low-NO_x-Betrieb zu berücksichtigen. Wird für den Start flüssiger Kraftstoff verwendet, ist dafür ein eigenes Kraftstoffsystem erforderlich.



In einer Gasturbine läuft im Gegensatz zum Motor ein kontinuierlicher Vorgang ab.

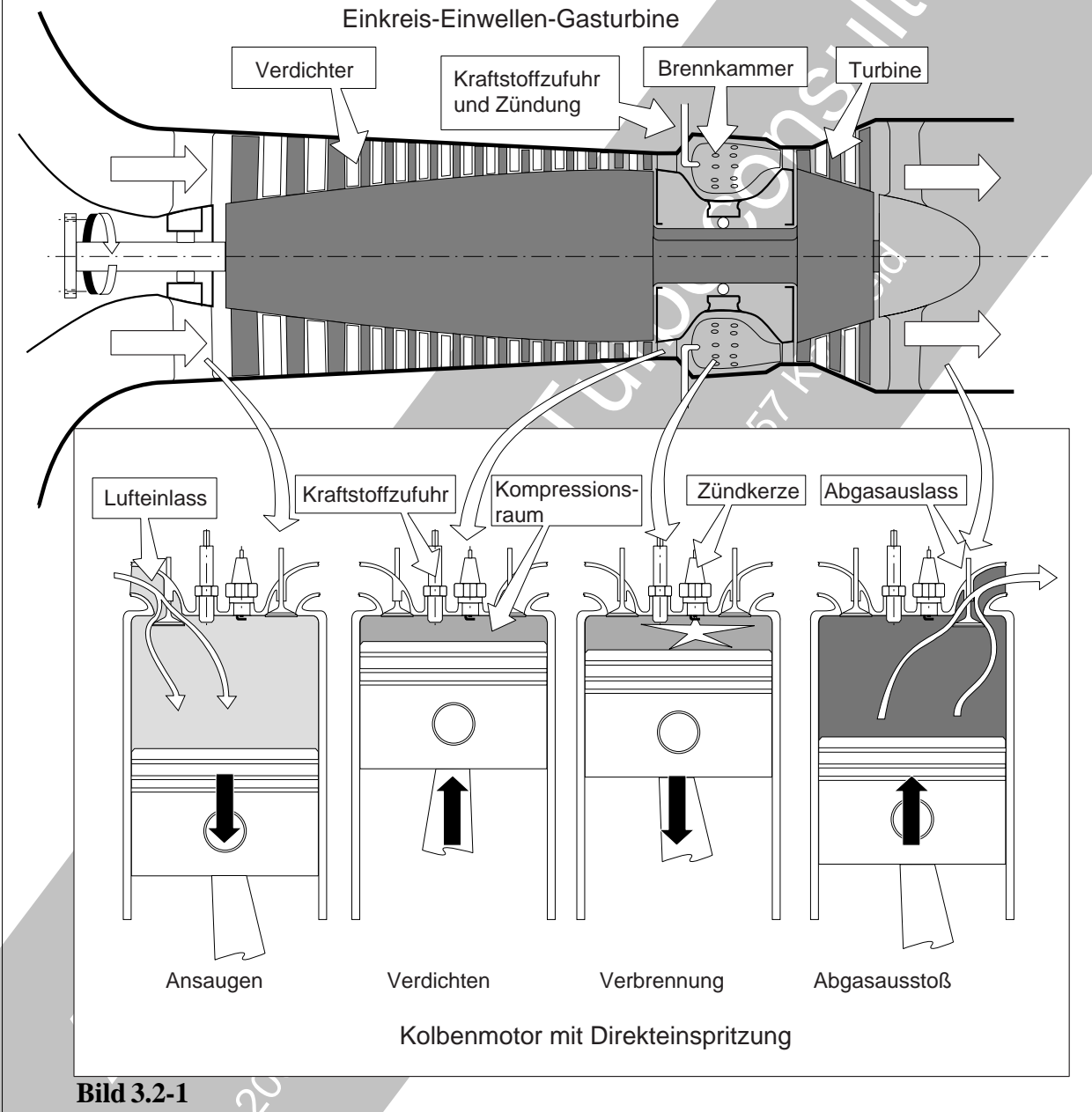
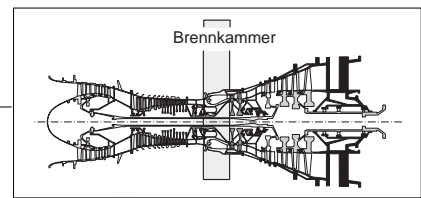


Bild 3.2-1

Bild 3.2-1 (Lit 3.2-2): Kolbenmotor und Gasturbine saugen Luft an. Sie wird komprimiert, Kraftstoff wird zugeführt und das Gemisch gezündet. Die Energie der Heißgase wird dann über einen Expansionsvorgang soweit möglich in mechanische Energie umgewandelt. Dabei wird die Abtriebswelle in Rotation versetzt. In einer **Gasturbine** erfolgt diese Umsetzung in einem **kontinuierlichen Vorgang**. Der Kolben-

motor nutzt die Expansion des Gases dagegen in einem intermittierenden Prozess. Das Bild zeigt vergleichbare Phasen der Energieumsetzung und der daran beteiligten Bauteile. Als Beispiel wurde eine Einwellen-Gasturbine gewählt. Der Motor ist mit einer Direkteinspritzung ausgestattet wie sie heute in modernen Benzinmotoren angewandt wird.



3.2.1 Konstruktive Gestaltung von Brennkammern

Man kann zwei konstruktiv unterschiedliche **Grundformen der Brennkammern** unterscheiden. Ältere Maschinen haben mehrere, am Umfang verteilte, vorzugsweise relativ lange, axial ausgerichtete **Rohrbrennkammern**. Jede besitzt eine oder mehrere Düsen für eine direkte Einspritzung des Kraftstoffs. Üblicherweise gewährleistet eine umlaufende Verbindung die gleichzeitige Zündung. Neuere Maschinentypen haben sogenannte **Ringbrennkammern**. Diese Brennkammern zeichnen sich durch eine sehr kurze axiale Länge aus. Die Verbrennung erfolgt im umlaufenden Ringraum. In ihn spritzen mehrere, am Umfang gleichmäßig verteilte Düsen den Kraftstoff ein. Maschinen der neuesten Generation, die auf besonders niedrige Schadstoffemissionen hin entwickelt wurden, haben Ringbrennkammern mit konzentrisch angeordneten Kraftstoffdüsen (Bild 3.2.2-2). In der Entwicklung und teilweise bereits im Einsatz befinden sich besonders schadstoffarme Konstruktionen für die stationäre Anwendung. Sie zeigen eine konstruktive Verwandtschaft zu beiden Brennkammertypen: rohrförmige vordere Brennkammerpartien von relativ großer Länge laufen schräg in einen hinteren Ringraum. Eine weitere, häufig angewandte Grundform, besonders bei älteren Maschinentypen, ist die **Tangentialbrennkammer** (siehe Bild 2.1-6.1 und Bild 3.2.1-2).

Sowohl Derivate (Bild 3.2.2-2) als auch Gasturbinen der schweren Bauart nutzen heute Vormischkammern (Bild 3.2.1-5.1) zur NO_x-Reduzierung. Die Brennkammer ist vom druckaufnehmenden Brennkammergehäuse umschlossen (Bild 3.2.1-1). Zum Rotor wird die Brennkammer durch einen zylindrischen Mantel getrennt. Er dient als innere "Druckkesselwand", zusätzlich soll er eine unzulässige Aufheizung des Rotors verhindern. Am Brennkammeraustritt befindet sich, meist in Verbindung mit dem HDT-Leitapparat, eine Halterung.

Brennkammerwandungen haben mehrere Funktionen: Schaffung von Brennraum, Zufuhr von Verbrennungsluft, Steuerung der Verbrennung, Führung des Heißgases in die Turbine und Erzeugung einer geeigneten Temperaturverteilung im Heißgas am Austritt (Bild 3.2.3-2). Die Brennkammerwandungen müssen durch geeignete Mittel vor Überhitzung geschützt werden. Üblich sind Kühlluftschleier die von Bohrungsreihen, Kiemen oder Ringschlitzten nahezu parallel zur Wand eingeblasen werden. Die Kühlluft lässt sich mit besonderen Anordnungen effektiver als mit Schlitzten und Bohrungen nutzen. Es handelt sich um poröse (Effusionskühlung) oder mehrwandige gelochte Blechstrukturen. Zur weiteren Einsparung von Kühlluft werden heute die Brennkammerwandungen auf der Innenseite zunehmend mit keramischen ThermoBarrieren beschichtet. Eine Besonderheit bilden sogenannte **Schindelkonstruktionen** neuerer Maschinen (Bild 3.2.1-4). Die Brennkammerwand zum Brennraum trägt eine Vielzahl kachelartiger "Schindeln" aus besonders warmfestem Werkstoff. Metallische Schindeln können mit keramischen Spritzschichten versehen sein. Auch vollkeramische Schindeln kommen bereits zum Einsatz (Lit. 3.2-30). Die Schindeln werden von der Rückseite mit Luft gekühlt, die durch Spalte zwischen den Schindeln in den Brennraum strömt.

Schindelkonstruktionen haben den Vorteil, dass die tragende Funktion von der Funktion vom Hitzeschutz getrennt ist. So sind die Forderungen unabhängig voneinander optimierbar. Die Schindeln können sich dank der Spalte gegeneinander bewegen und Thermodehnungen ohne Probleme ausgleichen. Damit ist eines der Hauptprobleme aller Brennkammern, die Thermoermüdung, besser in den Griff zu bekommen. Die Schindelkonstruktion ermöglicht es, örtliche Beschädigungen der Brennkammer durch Auswechseln der Schindeln kostengünstig zu reparieren. Sie birgt aber auch die Gefahr, dass sich bei stark schwingenden Brennkammern (Bild 3.2.2-5) Schindeln lösen und die Turbine beschädigen.

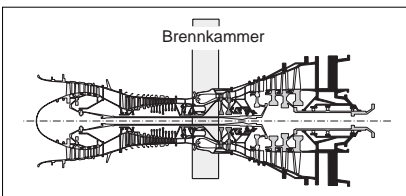


Bild 3.2.1-1: Von einer Brennkammer wird beileibe nicht nur die Verbrennung des Kraftstoffes erwartet. Es gibt eine **Vielzahl an Forderungen** wie und unter welchen Bedingungen dies zu geschehen hat, um den problemlosen Betrieb zu gewährleisten (Lit. 3.2-24). Hierzu gehören:

- Eine **stabile Verbrennung** (Bild 3.2.1-3 und Bild 3.2.2-5) bei allen Betriebszuständen.
- **Hoher Verbrennungswirkungsgrad.** (Ausbreitungsgrad).
- **Niedrige Druckverluste** bzw. niedriger Strömungswiderstand.
- **Gleichmäßiges Temperaturprofil** (Bild 3.2.3-2) am Austritt zur Hochdruckturbinen ("G").
- Ein **Minimum an Schadstoffemissionen** wie NO_x, CO, Ruß und unverbrannte Kohlenwasserstoffe (Bild 3.2.1-3).
- **Niedrige Bauteilkosten.**
- **Gute Zünd- bzw. Starteigenschaften.**
- **Lange Lebensdauer.**
- **Preiswerte und einfache Wartung und Überholung** (Bild 3.2.1-2).

Eine Brennkammer besteht aus mehreren typischen Komponenten: Dem **inneren Brennkammermantel** ("A"), der die Flamme umschließt. Dem **Druck aufnehmenden und tragenden äußeren Brennkammergehäuse** ("B"). Dem **inneren Gehäuse** ("C"). Dem **Brennkammerdom** ("E") der die Brennkammer gegen die Strömungsrichtung abschließt. Dem **Kopf** des Einspritzsystems mit Zufuhr von Vormischluft ("Swirler", "F") und der **eigentlichen Kraftstoffdüse** ("D"). Die Vormischung kann auch

in einer besonderen **Vormischkammer** erfolgen (Bild 3.2.1-5.2)

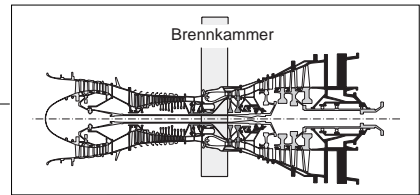
Eine typische Brennkammer läßt sich entsprechend der Funktion in mehrere Zonen einteilen:

Vor dem Kopf sorgt ein **Diffusor** für ausreichend niedrige Strömungsgeschwindigkeit der Verbrennungsluft.

In der **Primärzone, auch Reaktionszone oder Brennzone** genannt, findet ein Großteil der Verbrennung statt.

In der **Mischzone oder Zwischenzone** erfolgt gegebenenfalls die restliche Verbrennung. Hierzu kann noch Luft zugeführt werden.

Eine weitere Mischzone ("**dilution zone**") kann sich anschließen. Es wird nochmals Luft eingeblasen, um eine gewünschte, niedrigere Gas-temperatur zu erzielen (siehe Diagramm). In Brennkammerzonen mit **hohem Temperaturniveau** ist die **NO_x-Bildung** besonders intensiv (Diagramm unten und Bild 3.2.1-3).



Was sich in einer Brennkammer so alles abspielt.

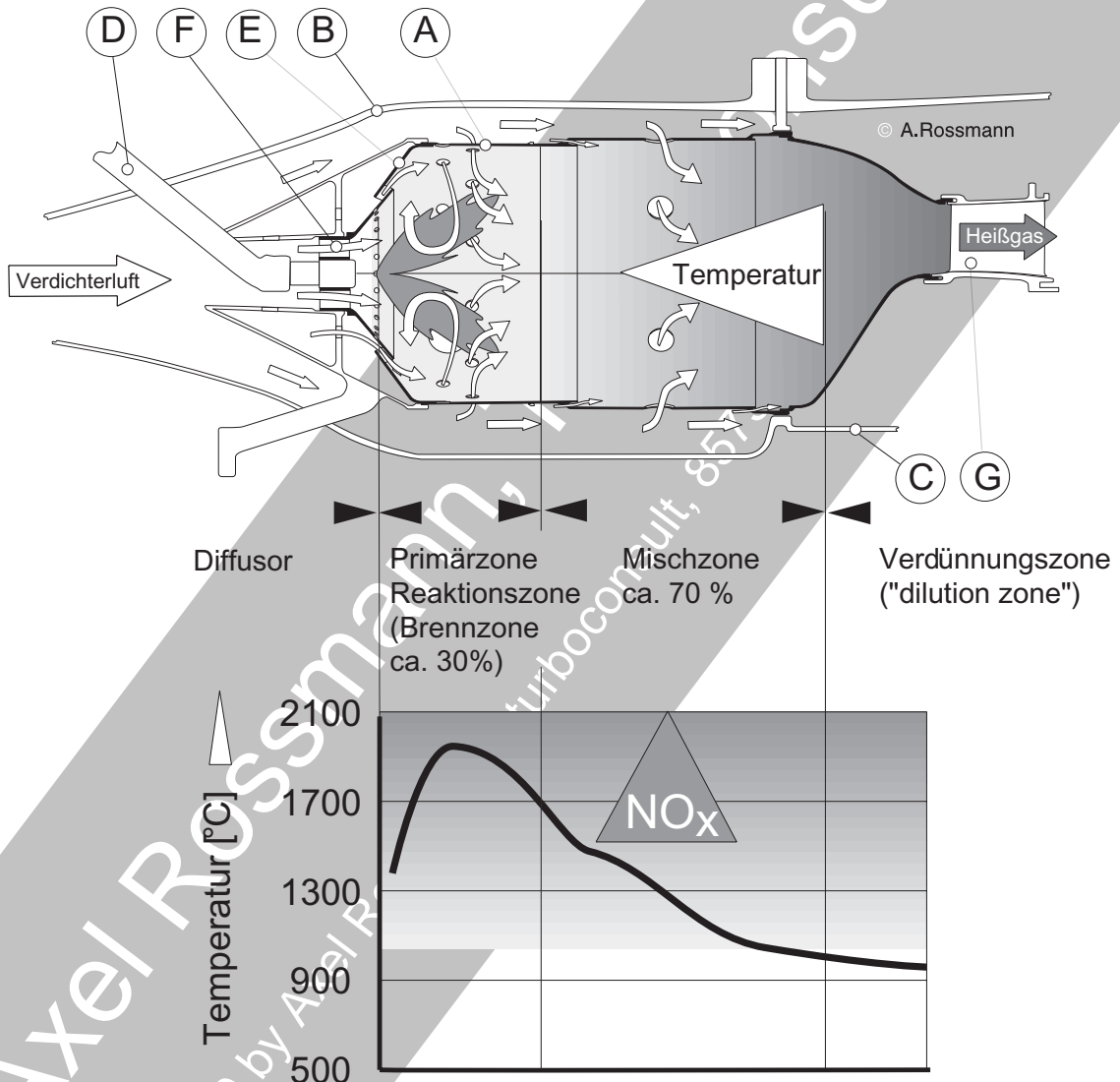
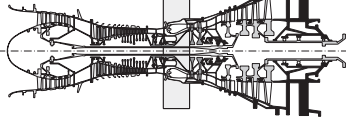


Bild 3.2.1-1

© 2009 by Axel Rossmann



Die Größenunterschiede der Maschinen sind beeindruckend.

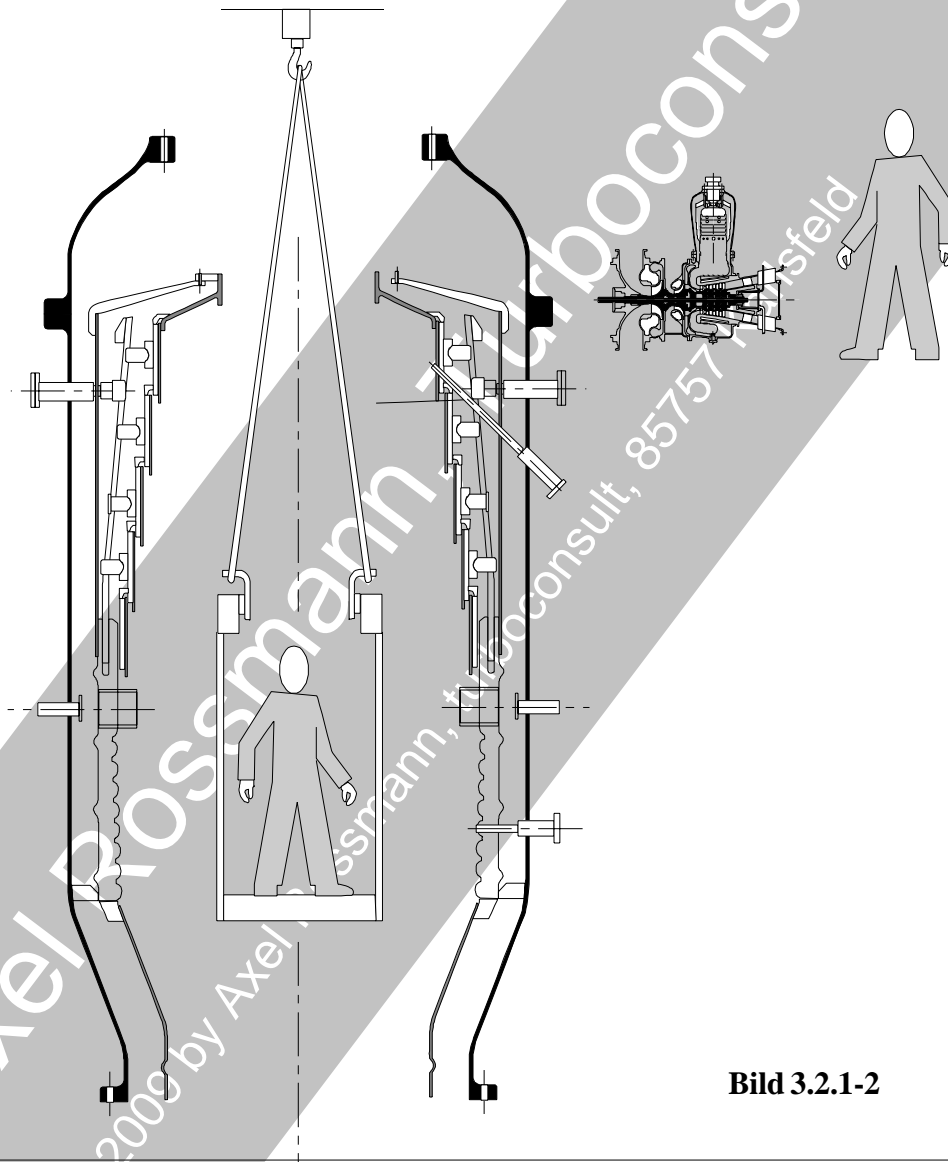


Bild 3.2.1-2

Bild 3.2.1-2: Die **Radialbrennkammern** (Si-lobrennkammern) einer Maschine der obersten und einer der untersten Leistungsklasse machen Größenverhältnisse deutlich. Eigenschaften wie z.B. **Inspizierbarkeit, Montage und Transport** werden von der Größe einer Brennkammer entscheidend beeinflusst.

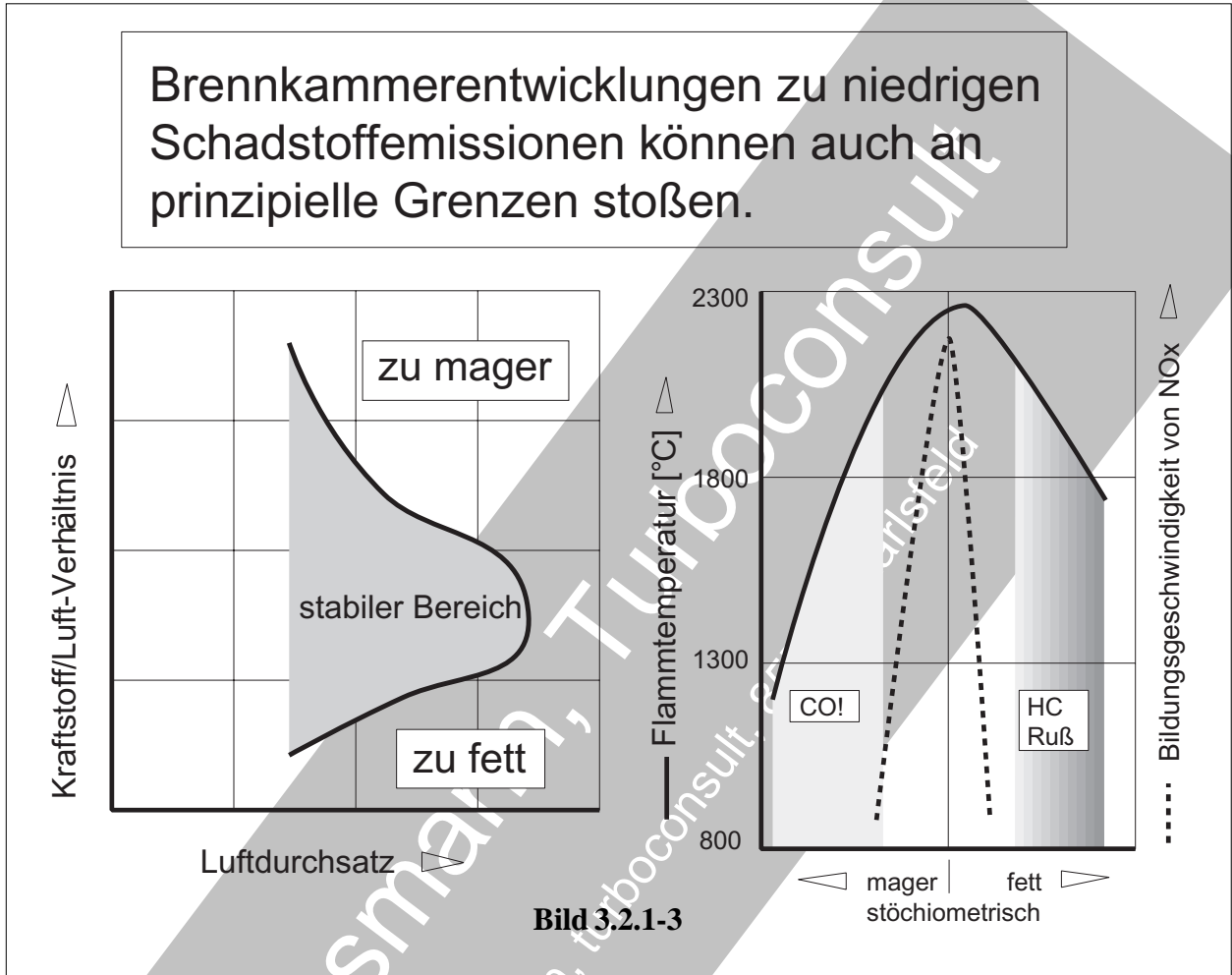
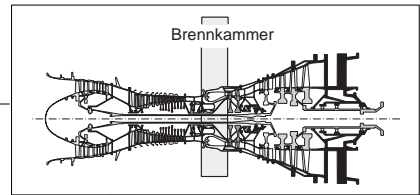
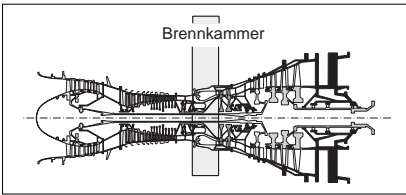


Bild 3.2.1-3: Die **Stabilität einer Verbrennung** hängt vom **Luftdurchsatz** bzw. der **Strömungsgeschwindigkeit** und dem **Kraftstoff/Luft-Verhältnis** ab (Lit. 3.2-24). Stabilität der Verbrennung ist nur in einem bestimmten, brennkammerspezifischen Bereich gegeben (Diagramm links). Außerhalb dieser Zone kann es zu **Instabilitäten, d.h. einem Flackern der Flamme** und entsprechenden **Druckschwingungen** kommen (Bild 3.2.2-5). Dies gilt besonders für Brennkammern mit **NOx-reduzierenden Maßnahmen**. Senkt man dazu die Flammtemperatur mit einem besonders mageren Kraftstoff/Luft-Gemisch in der Primärzone (Bild 3.2.1-1) ab oder wird Wasser flüssig oder als Dampf (Bild 3.2.2-3) eingespritzt, liegen Bedingungen vor, die eine instabile Verbrennung begünstigen.

Im rechten Diagramm sind die **Flammtemperatur** und die **Geschwindigkeit der NOx-Bil-**

dung in Abhängigkeit vom Kraftstoff/Luft-Gemisch aufgetragen. Wie leicht zu erkennen ist, sind die hohen Flammtemperaturen im Bereich der **stöchiometrischen Verbrennung** zu finden. Hier reicht der zur Verfügung stehende Sauerstoff gerade noch für eine vollständige Verbrennung des zugemischten Kraftstoffes. In diesem Feld liegt auch die intensivste NOx-Entstehung. **Magere Gemische, d.h. Gemische mit hohem Luftüberschuss**, führen zu niedrigeren Flammtemperaturen. Entsprechend wenig NOx entsteht. Leider wird die Bildung des unerwünschten **CO** umso stärker, wenn keine vollständige Oxidation mehr stattfindet. Bei fetten Gemischen mit hohem Kraftstoffüberschuss steigt die Bildung von **Ruß und unverbrannten Kohlenwasserstoffen**.



Die Schindelkonstruktion, ein Beispiel für eine intelligente konstruktive Lösung.

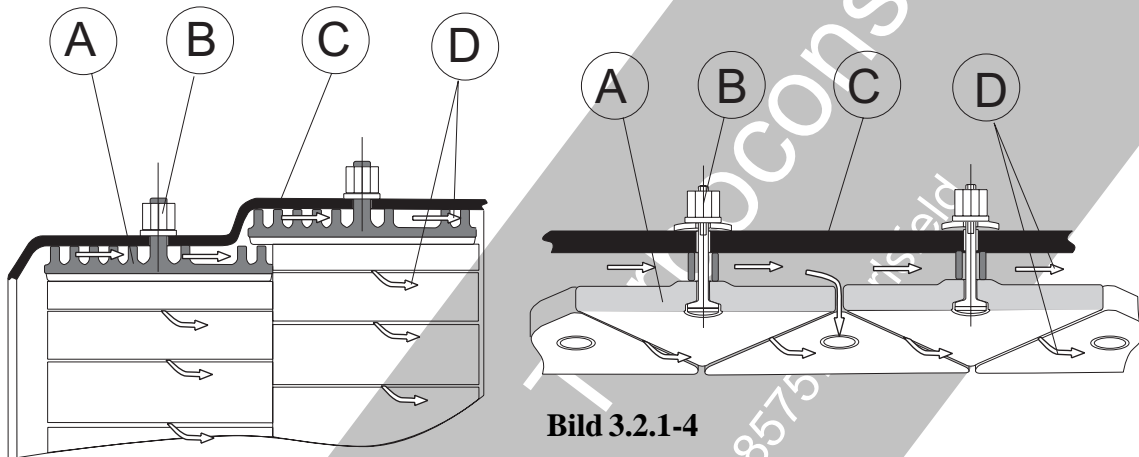
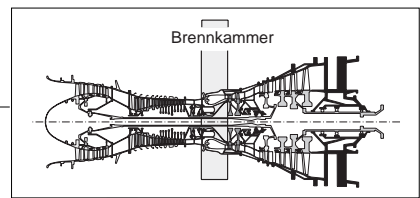


Bild 3.2.1-4

Bild 3.2.1-4: Will man den Wirkungsgrad einer Gasturbine erhöhen und gleichzeitig die NO_x-Entstehung minimieren, sind zwei eher gegensätzliche Forderungen zu erfüllen. Die Turbineneintrittstemperatur muss bei möglichst niedriger Verbrennungstemperatur angehoben werden. Dies wird dann am besten erreicht, wenn eine derart homogene Temperatur in der Brennkammer vorliegt, dass beide Temperaturen annähernd gleich sind. Daraus folgt, dass wenig Kühlluft der Brennkammerwand in den Heißgasstrom gelangen darf. Andererseits sollte die Temperatur der Brennkammerwand wenig von der Gastemperatur abweichen, d.h. sie muss relativ hoch sein. Diese Forderungen können moderne Brennkammern (Bild 3.2.2-2) mit einer sog. **Schindelkonstruktion** erfüllen (Skizze links, Lit 3.2-6, 3.2-7 und Lit. 3.2-23). So gelingt es, die unterschiedlichen Betriebsbelastungen der Brennkammerwand auf zwei optimierte Strukturen aufzuteilen. Die **tragende, relativ kühle, äußere Wand** ("A") nimmt die Kräfte aus Druckunterschieden und mechanischen Belastungen (Befestigung bzw. Krafteinleitung) auf. Sie trägt als Schutz vor thermischer Überlas-

zung eine innere **Schindelstruktur** ("C"). Diese Schindeln sind üblicherweise durch eine **Verschraubung** ("B") lösbar befestigt. Keramische Schindeln werden möglichst elastisch (z.B. federnd) gehalten, um Wärmedehnungsunterschiede auszugleichen (Skizze rechts). Dafür gibt es durchaus verschiedene Lösungen. Diese besonders temperaturstabilen Schindeln können sich bei Wärmedehnungsunterschieden untereinander und/oder gegenüber der Tragstruktur **frei dehnen**. Sie werden von der Rückseite mit einem Luftstrom ("D"), der durch die Spalte in den Brennraum eintritt, gekühlt. Um den Kühlluftstrom klein zu halten, können metallische Schindeln auf der Brennraumseite mit einer **Wärmedämmschicht** versehen sein (Skizze links). Die rechte Skizze zeigt schematisch eine Anordnung mit **vollkeramischen Schindeln** ("A"). Ein Serieneinsatz erfolgt in Brennkammern von Maschinen der oberen Leistungsklasse (Lit. 4.3-30).



Vormischbrennkammern von Industriegasturbinen sind durch Flammrückschlag und Selbstzündung im Vormischer gefährdet.

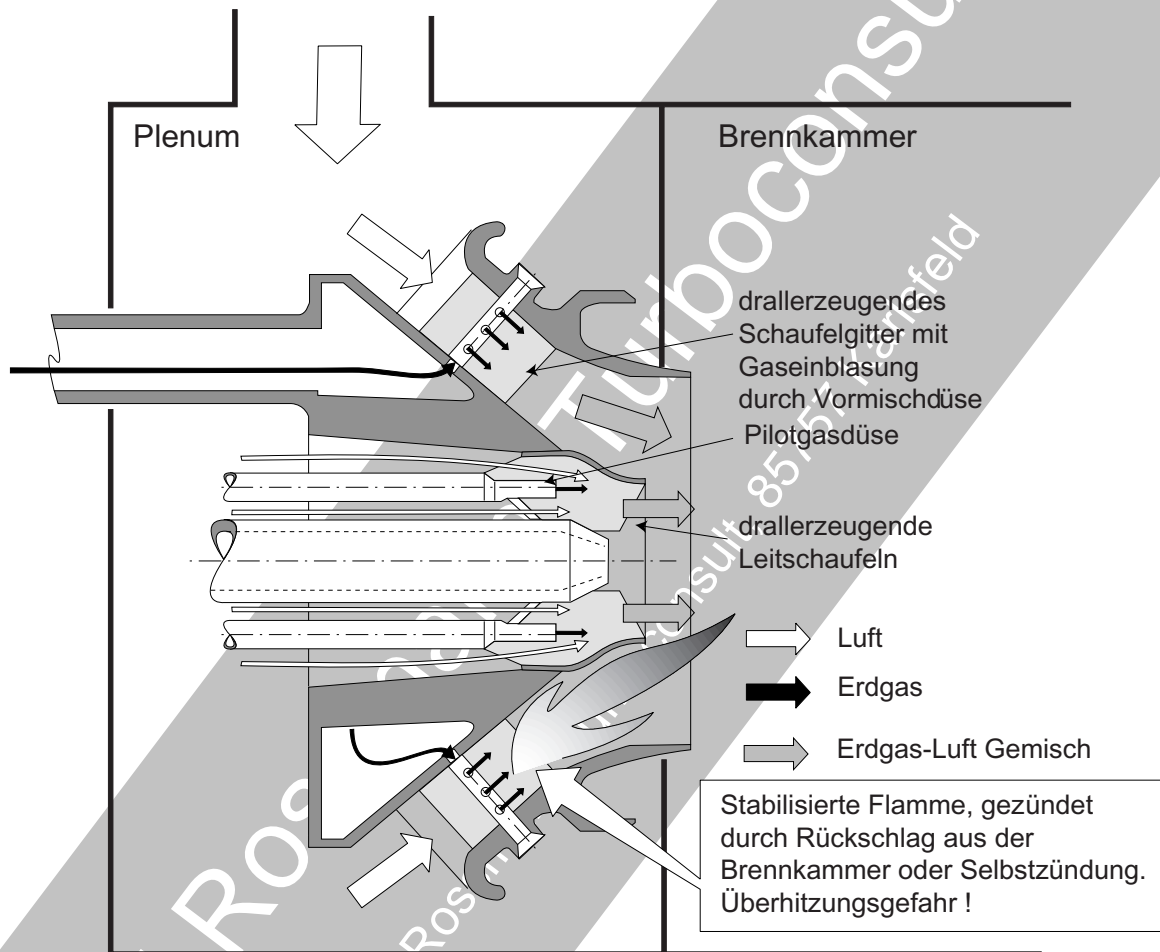
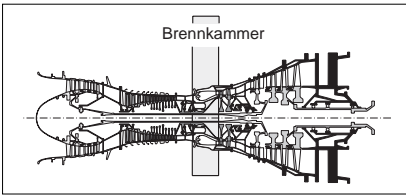


Bild 3.2.1-5.1

Bild 3.2.1-5.1 (Lit. 3.2-27, Lit. 3.2-28 und Lit. 3.2-9): Um die **NO_x-Entstehung zu minimieren**, setzen sich bei Industriegasturbinen schwerer Bauart und Derivaten (Bild 3.2.2-2) **Vormischbrennkammern** durch. Eine Ausführung ist hier dargestellt. Damit wird eine magere Verbrennung erreicht. So lässt sich die Flammtemperatur geeignet reduzieren (Bild 3.2.1-1 und Bild 3.2.3-10). Typisch ist die Zweiteilung in eine Vorkammer (Plenum) in der Kraftstoff, hier Gas, mit Luft gemischt wird und dann über einen Strömungskanal (Vormischstrecke) in die eigentliche Brennkammer gelangt. Erst hier erfolgen Zündung und Verbrennung. Eine sol-

che Anordnung hat neben den **Problemen einer instabilen Verbrennung** (Bild 3.2.2-5), die auch sog. Dry-Low-Nox-Brennkammern der Flugturbinenderivate kennen noch zwei weitere. Es kommt zu einer schnellen Überhitzung der Struktur um die Vormischstrecke und einem Versagen des Brenners. Dabei wirken die erhitzten, typischerweise ungekühlten Wände auf den Überhitzungsvorgang selbstverstärkend.

Eine Ursache für die Verbrennung in der Vormischstrecke ist die Selbstentzündung. Auf Grund hoher Temperaturen und Drücke (absinkende Selbstzündtemperatur und Anstieg der



Sauerstoffkonzentration) sowie ungünstiger (langsamer) Strömung und örtlicher Kraftstoffkonzentration ('stöchiometrische Blasen') kann das Gemisch bereits in der Vormischstrecke zünden.

Dabei ist der **Zündverzug** (Zeit bis zur Zündung) von großer Bedeutung. Je größer der Zündverzug, umso eher ist das schnell strömende Gas-Luftgemisch aus der Vormischstrecke in der Brennkammer bevor es zündet.

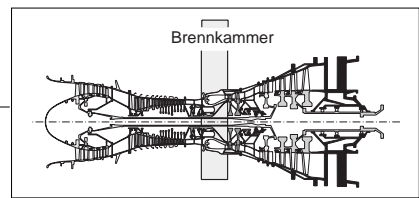
Bild 3.2.1-5.2 (lit. 3.2-27): **Flammrückschlag** ist eine weitere Möglichkeit (Bild 3.2.1-5.1) das Kraftstoff-Luft-Gemisch bereits in der Vormischkammer zu zünden. Ursachen für Flammrückschläge in Vormischbrennern (Bild 3.2.1-5.2):

- **Ungünstige Strömungsbedingungen** lassen die Flamme aus der Brennkammer in die Vormischstrecke zurückschlagen.

- **Brenngeschwindigkeit:**

Die Flamme kann sich in Zonen gegen die Strömung ausbreiten, in denen die **Strömungsgeschwindigkeit kleiner als die Brenngeschwindigkeit** (Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme) ist. Das ist z.B. der Fall, wenn beim **Verdichterpumpen** die Strömungsgeschwindigkeit zu weit abfällt. Weil die Brenngeschwindigkeit mit der Turbulenz der Strömung ebenfalls ansteigt, ist von einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit nicht unbedingt eine Abhilfe zu erwarten.

- **Brennkammerschwingungen** (Bild 3.2.2-5): Überschreitet deren Stärke eine Grenze, kann das den Flammrückschlag auslösen. Dabei überlagert sich die niederfrequente pulsierende Gasschwingung mit der Strömung. Das führt zu örtlich niedriger periodischer Strömungsgeschwindigkeit und Druckverlust. In diesen Bereichen kann sich die Flamme strömungsaufwärts bewegen.



Ursachen für Flammrückschläge aus der Brennkammer in die Vormischzone.

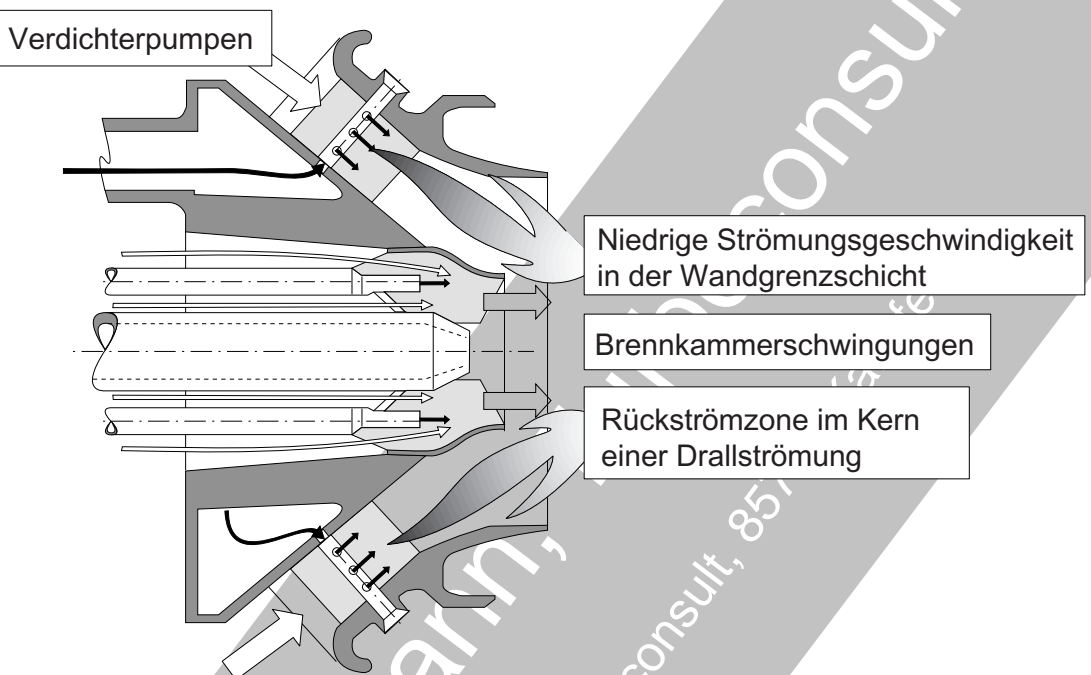


Bild 3.2.1-5.2

- **Kern einer Drallströmung:** Der radiale Druckgradient erzeugt eine zentrale Rückstromzone. Bei ausreichend hoher Rückströmungsgeschwindigkeit schlägt die Flamme in den Brenner.

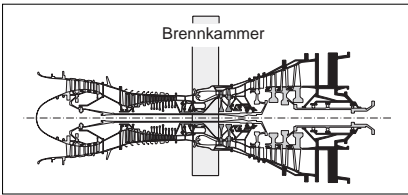
- **Wandgrenzschicht:** Bevorzugt in unverdrallten, turbulenzarmen Strömungen (laminare Grenzschicht). Auch hier begünstigen die niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten den Flammrückschlag.

Nach dem Rückschlag unterstützt die ansteigende Brenngeschwindigkeit gegen die Strömungsrichtung die Flammstabilisierung an der Gaseinblasung (Injektor).

Bild 3.2.1-6 (Lit. 3.2-27): Die **Zündverzugszeit**, d.h. die Zeitspanne vom Erreichen der Zündtemperatur bis zur Zündung, ist für das Risiko einer **Selbstentzündung in der Vormischzone** wesentlich. Je länger dieser Zeitraum, umso unwahrscheinlicher ist, dass das Kraftstoff-Luftgemisch bereits in der Vormischzone zündet. Es ist dann bereits in die Brennkammer eingetreten.

Im **Niedertemperaturbereich** unter ca. 700 °C, wie er in der Vormischzone vorliegt, ist die Zündverzugszeit für reines **Methan** so groß, dass eine Selbstentzündung ausgeschlossen werden kann.

Anders sieht es bei **Erdgas** aus. Dessen Hauptbestandteil ist zwar Methan. Der Zündzeitverzug ist aber wegen des Rests aus **höheren Kohlenwasserstoffen** deutlich verkürzt. Damit



Die Zündverzugszeit des Kraftstoffs beeinflusst die Neigung zur Selbstentzündung in der Vormischzone erheblich.

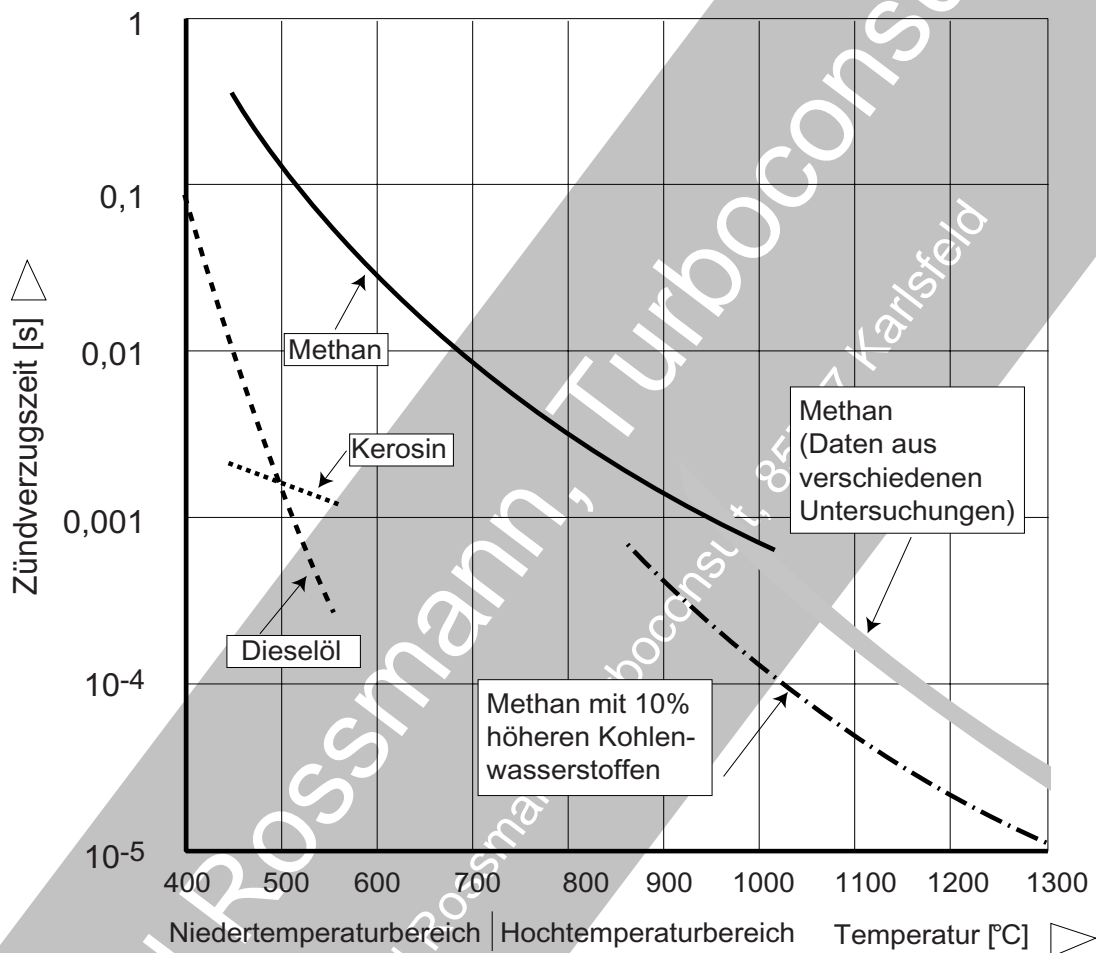
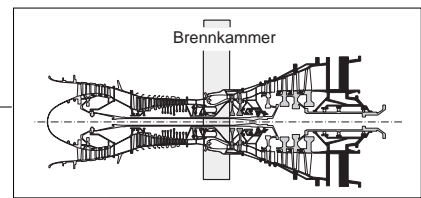


Bild 3.2.1-6

sinkt die Chance, dass das Gemisch vor einer Selbstzündung die Brennkammer erreicht.

Kerosin oder **Dieselöl** setzen ebenfalls im Niedertemperaturbereich die Zündverzugszeit deutlich herab (um zwei Zehnerpotenzen gegenüber Methan). So besteht erhöhte Selbstentzündungsgefahr.

Dies zeigt, wie stark selbst scheinbar kleine Kraftstoffänderungen das Schadensrisiko durch Selbstentzündung beeinflussen.

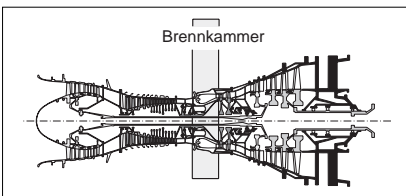


3.2.2 Das Betriebsverhalten der Brennkammer.

Brennkammern lassen sich auch nach dem angewandten **Verbrennungsprinzip** unterscheiden. Die konventionelle Brennkammer weist im Bereich des Brennkammerdoms, wo die Kraftstoffeinspritzung bei relativ geringer Luftzumischung erfolgt, eine besonders heiße **Verbrennungszone** auf (ca. 2500 °K). Hier wird ein Großteil der **unerwünschten Stickoxide** gebildet (Bild 3.2.1-1). Die Luftzumischung im hinteren Brennkammerbereich führt zu einem Abfall der Gastemperatur auf ca. 1600 °C. Ein weiterer Nachteil der konventionellen Verbrennung ist die relativ schlechte **Temperaturverteilung am Brennkammeraustritt** (Bild 3.2.3-2). Brennkammern vom Dry-Low-NOx-Typ arbeiten nach dem **Vormischprinzip** (Bild 3.2.2-2 und Bild 3.2.1-5.1). Kraftstoff wird mit viel Luft vorgemischt und bei vergleichsweise niedrigen Temperaturen von ca. 1700 °C verbrannt. Da unterhalb von 1700 °C die NOx-Bildung gering ist, sind solche Brennkammern diesbezüglich schadstoffarm. Dieser Brennkammertyp erzeugt am Brennkammeraustritt eine sehr gleichmäßige Temperaturverteilung.

Eine Möglichkeit den Schadstoffausstoß (NOx-Bildung) zu verringern, ist die **Einspritzung von Wasser oder Wasserdampf** (Bild 3.2.2-3). Auch die Leistung der Maschine lässt sich mit dieser Maßnahme bis über 50% und der Wirkungsgrad bis über 20% erhöhen. Die **Wassereinspritzung kann im Heißteilbereich zu umfangreichen Schäden** führen (Lit 3.2-14). Es wird über Rissbildung und Verzug an den Innenwänden (engl. „liner“) der Brennkammern berichtet. Diese Rissbildung wird auf **Thermoermüdung** (Bild 3.3-16) zurückgeführt. Schnelle Aufheizung infolge erhöhter Brennkammerbelastung (hohe Leistung!) und schnelle Abkühlung durch das injizierte Wasser erzeugen hohe Wärmespannungen. Eine **Verlängerung der Flamme** als Folge der **Wassereinspritzung** kann die hinteren Brennkammerpartien und die Gasführungen zur Turbine (engl. „transition piece“, „transition duct“) thermisch überlasten. Als Gegenmaßnahme wurden keramische **Wärmedämmschichten** (Thermobarrieren, Bild 3.2.3-4 und Bild 3.2.3-5) eingeführt. Ob diese Maßnahme auf die Dauer erfolgreich war, ist nicht bekannt. Bei den erforderlichen Wassermengen besteht die Gefahr, dass das Wasser nicht schnell genug verdunstet und als Tropfen die **Turbinenbeschaukelung erodiert**. Zur Anwendung kommen besondere Kraftstoffdüsen. Um die zentrale Kraftstoffbohrung ist ein Ring schräger Bohrungen angeordnet. Wasser oder Dampf strömen als „Kegeldusche“ aus. Die als optimal erkannte Wassermenge liegt in Relation zum Kraftstoffzufluss für flüssiges Wasser bei unter 1, für Wasserdampf bei 2,5. Die übrigen Schadstoffe wie CO lassen sich nicht in gleicher Weise wie NOx reduzieren.

Abschließend sei angemerkt, dass trotz aller heute verfügbaren analytischen Mittel eine **Brennkammerentwicklung** ohne Empirie und ohne beachtlichen Versuchsaufwand nicht möglich ist. Brennkammerversuche sind teuer und zeitraubend. Letztendlich sagt erst der sichere Langzeitbetrieb in der Maschine etwas über den Erfolg aus. Für den Investor ist also bei der Einführung neuer Brennkammerkonzepte und Konstruktionen eine gewisse Vorsicht geboten. **Eigenmächtige, auch scheinbar geringfügige Veränderungen sind unbedingt zu unterlassen.** Das gilt gerade auch für Reparaturen außerhalb der vom OEM empfohlenen Grenzen..



Wo Licht ist, ist auch Schatten. Dies gilt auch für die NO_x-Reduzierung.

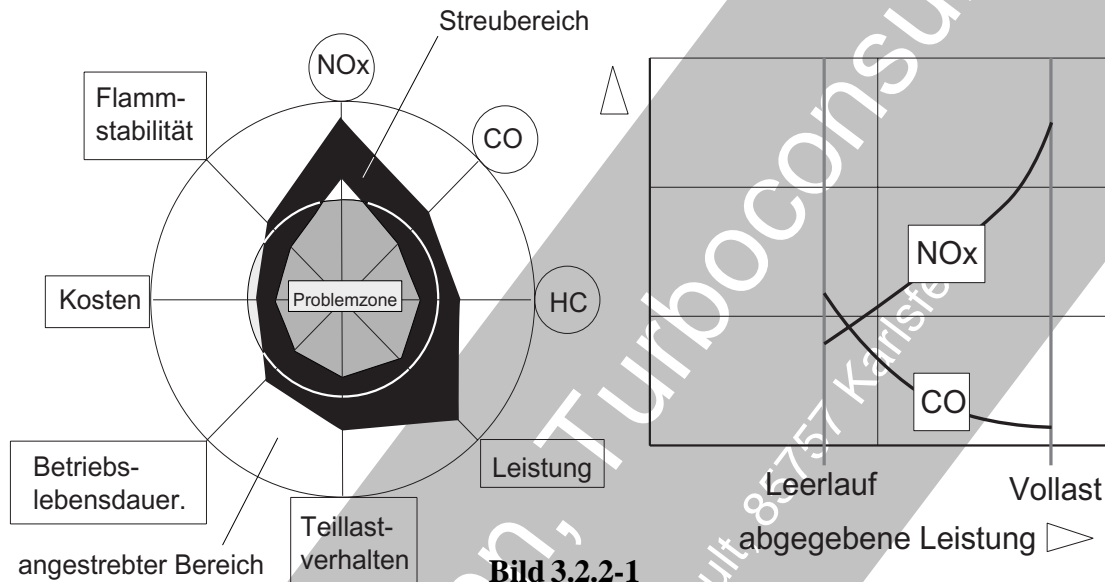


Bild 3.2.2-1

Bild 3.2.2-1: Die Einführung von **Technologien zur Minimierung der Emissionswerte** (Lit 3.2-8) im Abgas, insbesondere von Stickoxiden (NO_x), beeinflusst eine Vielzahl anderer Bereiche (linkes Schaubild). Der schwarze Bereich zeigt die Einschätzung des Autors für typische, derzeit zu erwartende Eigenschaften. Liegen diese in der grauen "Problemzone", sind, abhängig vom angewandten Verfahren, **Nachteile** gegenüber Maschinen ohne solche Einrichtungen zu erwarten. Im rechten Diagramm ist das typische **Emissionsverhalten** (Lit 3.2.2-9) einer nicht mit Sondereinrichtungen auf Schadstoffarmut optimierten Brennkammer dargestellt. Eine Leistungserhöhung auf **Volllast** geht hier mit einem Anstieg der Flammtemperaturen in der Brennkammer einher. Das führt zu verstärkter Stickoxidbildung. Gleichzeitig intensiviert sich die Oxidation des CO und damit dessen Abnahme. Bei **Teillast** ist das umgekehrte Verhalten zu erwarten. Die Bildung der wichtigen Schadstoffe ist somit **gegenläufig** (Bild 3.2.1-3). Um ein Optimum zu erreichen, müssen Kompromisse gesucht werden. Dazu sind mehrere Techniken geeignet (Lit 3.2-

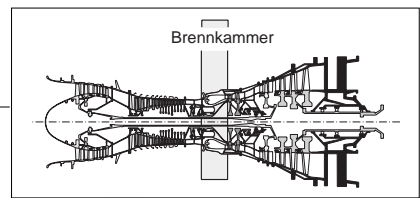
8 und Lit. 3.2-5), die in erster Linie die NO_x-Bildung in der Brennkammer verringern. Man bezeichnet sie, im Unterschied zu **Maßnahmen der Abgasbehandlung**, als **Primärmaßnahmen**.

In erster Linie handelt es sich um:

Die Primärzone (Bild 3.2.1- 1) **erhält mehr Luft**. Die Verbrennungstemperatur lässt sich so auf ein ausreichend niedriges Niveau absenken. Der Anstieg des CO-Anteils muss mit einer längeren **Verweilzeit** in der heißen Zwischenzone durch Oxidation vermieden werden.

Einspritzung von Wasser bzw. Dampf (Bild 3.2.2-3): Eine sehr effektive NO_x-Reduktion kann Einspritzen von Wasser oder Dampf in die Primärzone sein. Die Temperatur wird so auf ein geeignetes Niveau gesenkt. Probleme können Brennkammerschwingungen (Flamminstabilitäten, siehe Bild 3.2.2-5) und erhöhte CO-Emission machen.

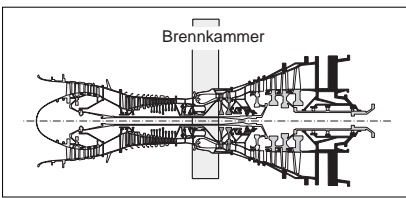
Vormischbrennkammern (Bild 3.2.1-5.1 und Bild 3.2.2-2): Brennstoff und Verbrennungsluft



werden vor Eintritt in die Primärzone gut vermischt (sog. **DLN = Dry Low NOx Verfahren**). Der hohe **Luftüberschuss** sorgt für ein niedriges Temperaturniveau. Eine ausgeprägte Mischzone für das Heißgas ist in der Brennkammer nicht vorhanden. Auch diese Technik muss die Neigung zu Brennkammerschwingungen vermeiden.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



Neue Anforderungen erfordern neue Lösungen. Bei der Gasturbine ist Evolution geschätzt.

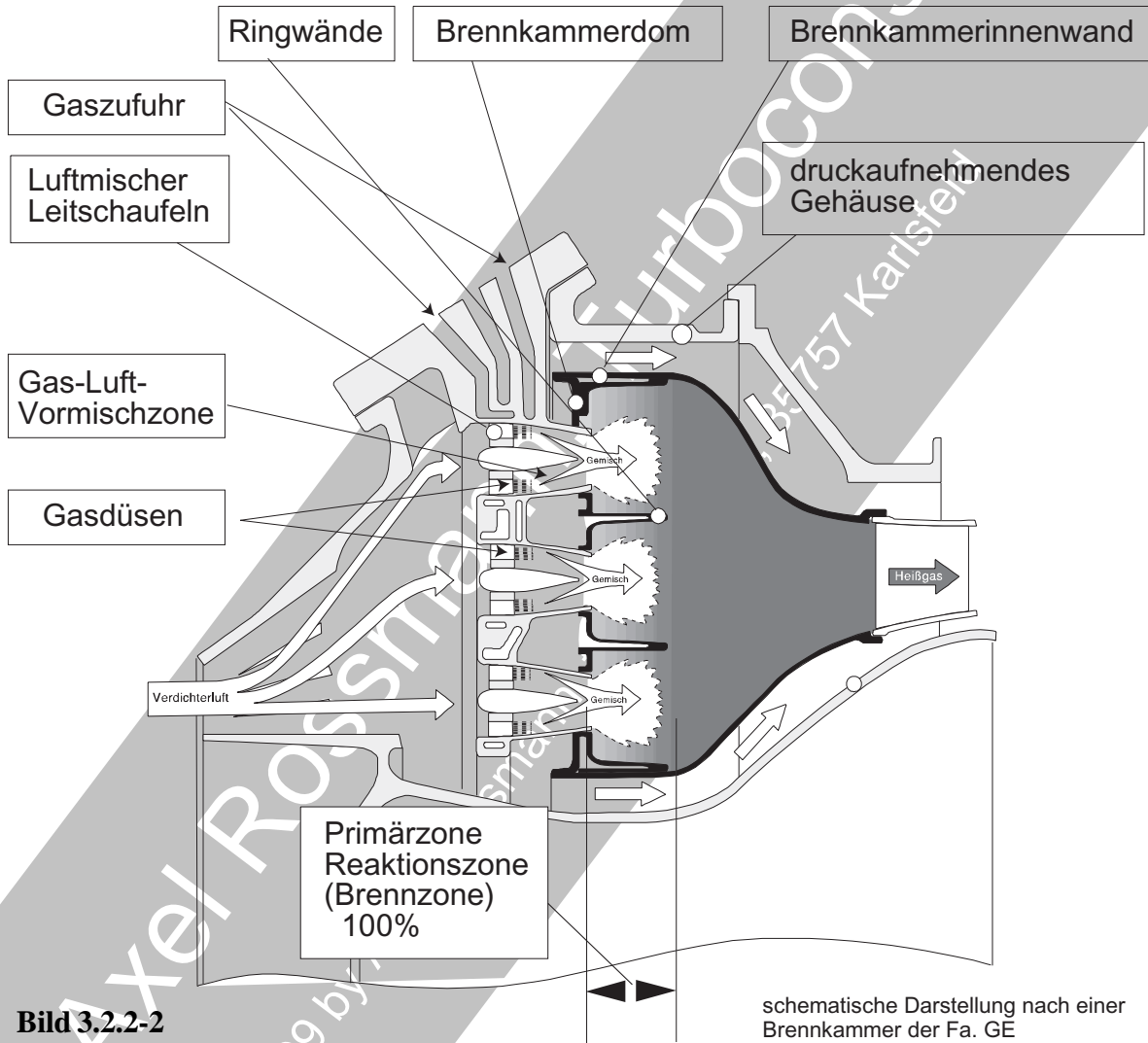


Bild 3.2.2-2

schematische Darstellung nach einer Brennkammer der Fa. GE

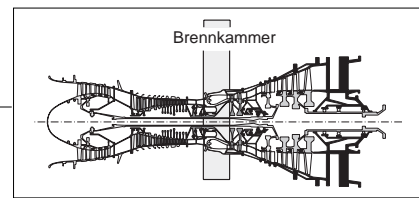
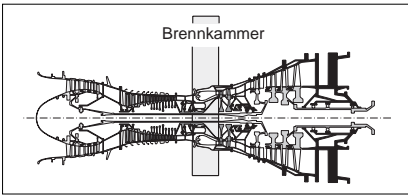


Bild 3.2.2-2: Die thermische NO_x Bildung ist besonders von der **Flammtemperatur** in der Brennkammer und der **Verweilzeit** bei der Verbrennung im Bereich hoher Temperaturen (oberhalb ca. 1500 °C, Bild 3.2.1-3) abhängig. Dargestellt ist die **DLE (Dry Low Emissions) Brennkammer** einer Derivat- Industriegasturbine im Leistungsbereich von 50 MW. (Lit 3.2-13). Solche Anordnungen mit besonderer Luftzufuhr zur NO_x-Reduzierung kommen zu Lasten einer Wasser- bzw. Dampfzubringung verstärkt zum Einsatz. Dieses „**trockene**“ **Prinzip**, beruht auf einer **Vormischung** (Bild 3.2.1-5.1) **der Verbrennungsluft mit dem Kraftstoff** (Gas). So ließen sich bei Gasbetrieb die NO_x- und CO-Emissionen äußerst niedrig halten (Bild 3.2.2-1). Die niedrigen NO_x-Werte werden nach Angaben des Herstellers dadurch erreicht, dass die gleichmäßige Vermischung von Kraftstoff und Luft die Flammtemperatur innerhalb der zulässigen (niedrigen) Temperaturen hält. Eine relativ lange Verweildauer in der voluminösen Ringbrennkammer und die fehlende Filmkühlung der Reaktionszone mindert den CO-Gehalt mit einer verbesserten Verbrennung. Einen besonderen Beitrag leisten die **heißen Innenwandungen** der Brennkammer. Dazu sind neu entwickelte, temperaturstabile Wandstrukturen „**A**“ erforderlich. Sie werden außen vom druckaufnehmenden Gehäuse „**B**“ und von einem Innengehäuse „**C**“ getragen. Hier bieten sich Schindelkonstruktionen mit **keramischen Beschichtungen** an (Bild 3.2.1-4). Der Brennkammerdom „**E**“ hat auf der Flammseite ebenfalls keramische Wärmedämmschichten. Er besteht aus mehreren (hier drei) in konzentrischen Ringen angeordneten **Vormischern**, die durch Ringwände „**F**“ gegeneinander abgegrenzt sind. Diese Ringzonen verhalten sich bei niedriger Leistung wie getrennte Bereiche. Im Luftstrom vor dem Dom befinden sich hohle Axialschaufeln „**D**“. Durch sie wird das Verbrennungsgas eingebracht. Die Verwirbelung der Strömung in dieser Zone unterstützt die **Flammstabilität**, um die typischen Instabilitäten bei niedrigen Flammtemperaturen (Bild 3.2.2-5) zu beherrschen.



Die Einblasung von Wasserdampf reduziert die NO_x-Bildung deutlich.

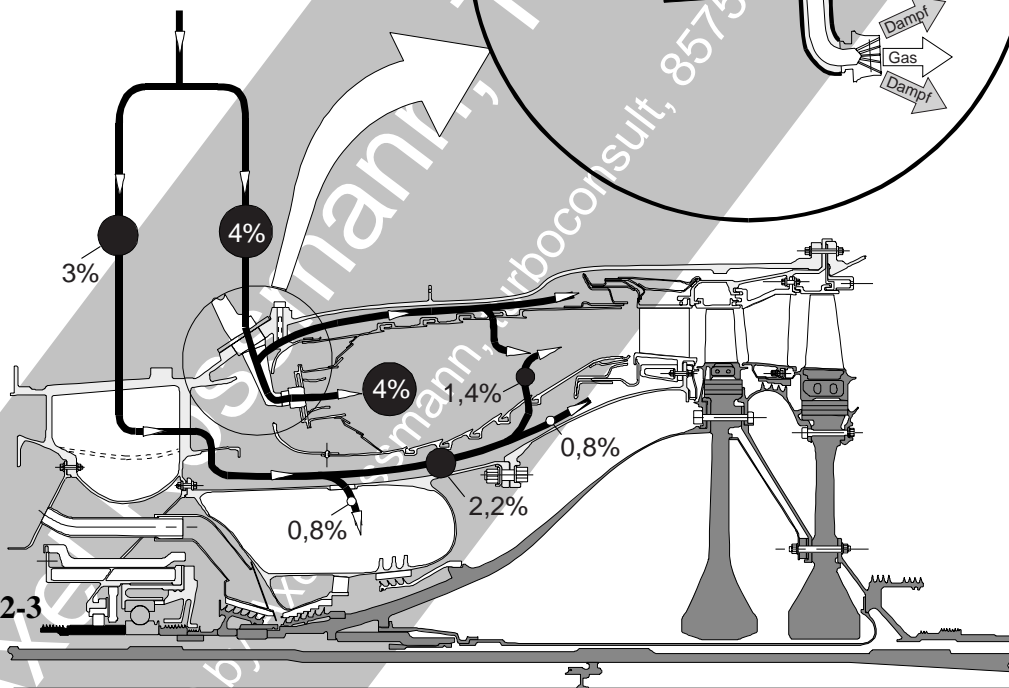
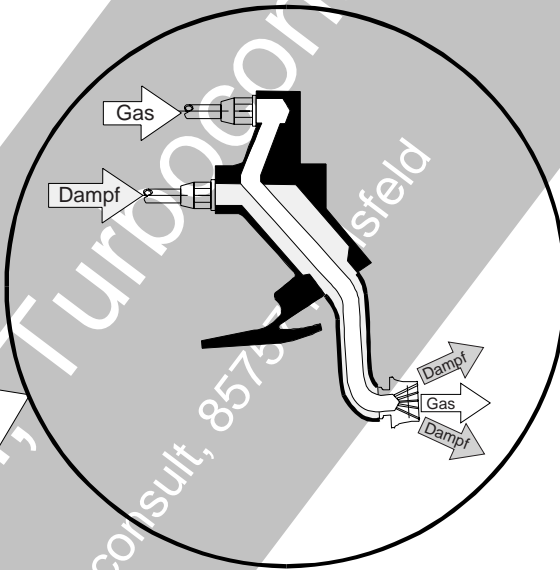
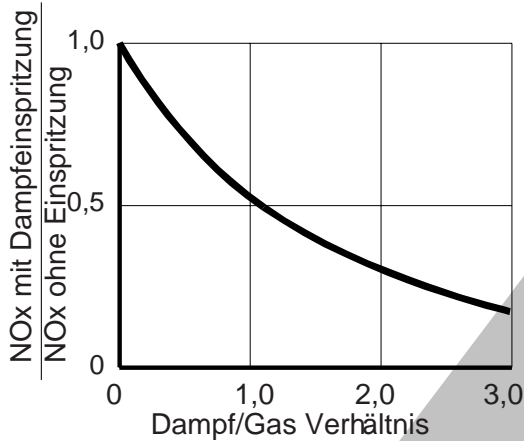
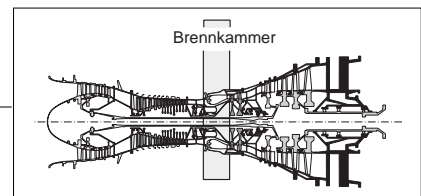


Bild 3.2.2-3

Bild 3.2.2-3: Das Einbringen von Wasser und Dampf kann die NO_x-Entstehung beim Verbrennungsvorgang merklich vermindern (Diagramm oben links) und die Effektivität des Kühlluftstroms verbessern (Lit 3.2-11 und Lit. 3.2-12). Dabei werden auch die Leistungsdaten der Maschine (bis ca. 50 % Leistungssteigerung) und der Wirkungsgrad (Verbesserung bis ca 20%) positiv beeinflusst. Trotz dieser Vorteile ist dieses Verfahren nicht unproblematisch (Bild 3.2.2-4).

Erdgas, in Kombination mit Dampfeinblasung, hat sich bezüglich der meisten Emissionsdaten als besonders umweltschonend und als ein günstiger Kompromiss gezeigt. Dampfeinblasung (Lit 3.2-11) in die Brennkammer geschieht mit Hilfe besonderer Kraftstoffdüsen (Detailskizze) oder im Bereich des Verdichteraustrittsgehäuses. Der eingeblasene **Wasserdampf muss besondere Reinheit** aufweisen. Feste Partikel dürfen üblicherweise 0,02 mm



nicht überschreiten. Die **Gesamtverunreinigung an Natrium und Kalium** aus Kraftstoff, Luft und Dampf soll wegen der schädigenden Wirkung auf die Heißeile (z.B. Sulfidation, Bild 3.4-3) unter 200 ppm liegen.

Die Einbringung von flüssigem Wasser in das Verbrennungssystem kann durch **Zumischung zum Kraftstoff** und/oder Einspritzung in Verdichter und/oder Brennkammer erfolgen.

Die schwarzen Kreisflächen entsprechen dem jeweils an dieser Stelle eintretenden Dampfanteil (siehe nebenstehende Prozentangaben) am gesamten Massendurchsatz (ca. 7%).

Bild 3.2.2-4: Wo Licht ist, ist auch Schatten: Die **Einblasung von Wasserdampf** oder **Einspritzung von Wasser** (Bild 3.2.2-3) führt zwar zu einer deutlichen Leistungssteigerung, beeinflusst aber auch die Komponenten der Gasturbine.

Allgemeine Probleme bei Wasser- und Dampfeinbringung:

- Das **dynamische Verhalten der Brennkammer** wird problematisch. Es können **Flammstabilitäten** bzw. Gasschwingungen, (Bild 3.2.2-5) auftreten. Diese Schwingungen schädigen die Komponenten auf vielfältige Weise:

- Verstärkter **Reibverschleiß** an den Steckverbindungen der Heißeile wie Flammrohre (Bild 3.2.3-1 und Bild 3.2.3-2), Turbinenleitapparat, Gehäuse.

- **Risse und Brüche durch Schwinger-müdung** an Gasführungsteilen und der Beschaukelung. Bei Brennkammern mit einer „Schindelauskleidung“ (Bild 3.2.1-4) kann es zum **Ablösen der Schindeln** kommen.

- Der Rotor wird zu Schwingungen angeregt werden.

- Die Entstehung unerwünschter, unverbrannter **Kohlenwasserstoffe (UHC)** und von **CO** (Bild 3.2.1-3 und Bild 3.2.2-1) wird begünstigt. Dieses Verhalten **begrenzt die Wasserzugabe**.

- Ist der eingeblasene Wasserdampf bzw. das Wasser **verschmutzt** bzw. weist es ablagerungsbildende Bestandteile auf (siehe Forderungen in Bild 3.2.2-3), können Heißeile geschädigt werden.

Ablagerungen sind in der Lage, Austrittsöffnungen der Kühlluft zu blockieren und so die **Überhitzung** der Heißeile zu begünstigen (Bild 3.3-2).

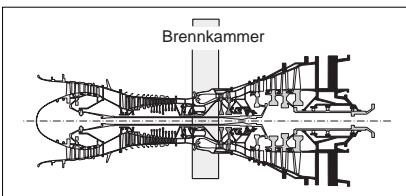
Bestandteile der Ablagerungen können mit keramischen **Wärmedämmschichten reagieren** und/oder die zum Wärmedehnungsausgleich erforderlichen **Segmentierungsrisse** zusetzen (Bild 3.2.3-5 und 3.2.3-7).

Enthalten Verunreinigungen Schwefel (z.B. Gips in hartem Wasser), besteht die Gefahr der **Sulfidation** (Bild 3.4-2 und Bild 3.4-3), insbesondere auch in der Niederdruck- bzw. Leistungsturbine.

- Ist eingespritztes Wasser nicht vollständig verdampft oder entstehen aus Wasserverunreinigungen abrasive Partikel, können **Wärmedämmschichten beschleunigt erodieren** (Bild 3.2.3-8). Erosion kann auch die dünnen Diffusions-Schutzschichten oder schützende Oxidschichten schneller abzehren und damit die **Oxidation merklich beschleunigen**.

- Wird das Druckniveau im Gasstrom erhöht, ist der **Kühlluftaustritt behindert**. Gleichzeitig wird der Wärmeübergang durch den Wasserdampf und den Druckanstieg verbessert. Damit ist zumindest örtlich eine **erhöhte Bauteiltemperatur** zu erwarten. Dies beeinflusst die Lebensdauer der Heißeile merklich (siehe Merksatz Seite 2.2-9 und Bild 2.3-2).

Verändert sich das Druckniveau in der Maschine, hat dies eine Auswirkung auf die axialen Lagerschübe (Bild 2.5-1).

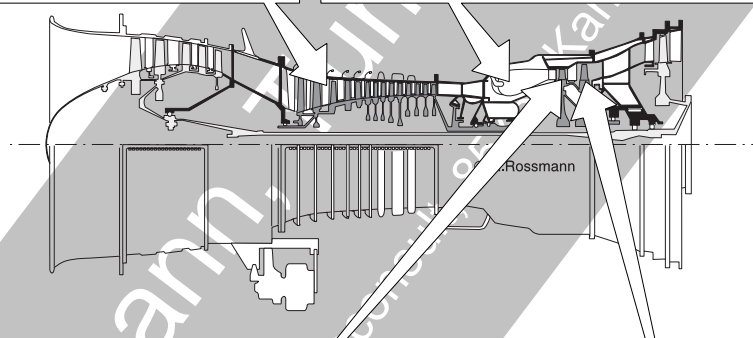


Dampfeinblasung und Wassereinspritzung beeinflussen die Betriebsbeanspruchung der Bauteile einer Gasturbine.

Anstieg des Verdichterenddrucks:
 verringerter Pumpgrenzen-
 abstand (Stall tritt leichter auf)

Instabilität der Verbrennung:

- Reibverschleiß an Steckverbindungen
- Schwingermüdung an Gasführung und Brennkammerschindeln
- Rotorschwingungen



Höhere Schaufelbelastung:

- Verbesserter Wärmeübergang führt zu höherer Temperaturbelastung (Zeitstand, Thermoermüdung)

Veränderte Atmosphäre:

- Beeinflusst Oxidationsvorgänge und Heißgaskorrosion
- Ablagerungen aus Wasserverunreinigungen beeinflussen Grundwerkstoff und Thermobarrieren. Beeinflussung des Kühlluftschleiers
- Erhöhte Erosionsbeanspruchung der Beschaukelung (Wassereinspritzung)

Beeinflussung der Druckverhältnisse im Öl-Luftsystem:

- Verhalten der Dichtungen
- Lagerschübe
- Leckagen im Ölsystem
- verschlechterter Kühlluftdurchfluss

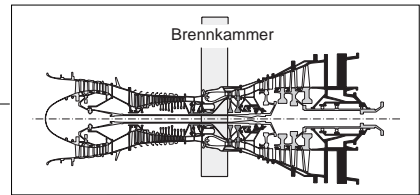
Schädigung von Beschichtungen

- Erosion
- Oxidation

Bild 3.2.2-4

· Werden im Heißgasbereich oxidationsempfindliche Werkstoffe verwendet, kann es zu verstärktem Angriff kommen. Ein Sonderfall sind **Hartstoffpartikel** aus **SiC-Keramik**. Diese werden auf den **Schaufelspitzen deckbandloser HD-Turbinenrotorschaukeln** angebracht,

um die harten Anlaufschichten beim Anstreifen abzutragen. SiC geht durch Wasserdampf in Gasform über. Damit ändert sich das Anstreifverhalten der Schaufelspitzen signifikant.



Ablauf einer selbsterregenden Gasschwingung in einer Brennkammer mit Einspritzdüsen (schematisch).

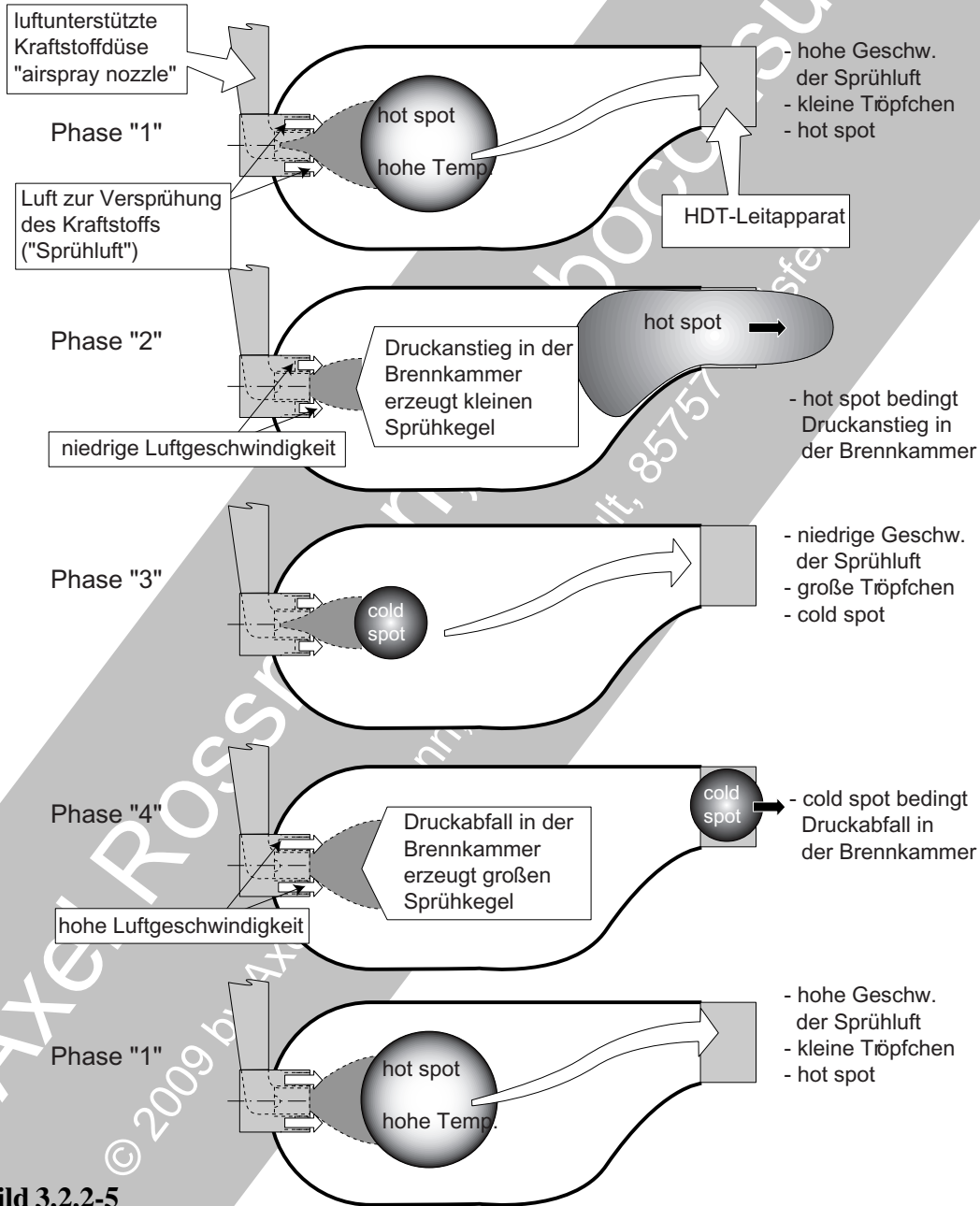
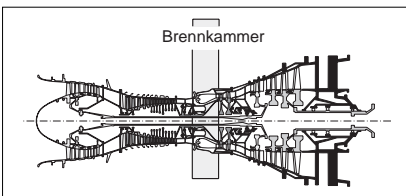


Bild 3.2.2-5

Bild 3.2.2-5 (Lit 3.2-22 und Lit. 3.2-23): Für **Verbrennungsvorgänge** sind **niederfrequente Druckschwingungen** im Bereich von 50-120 Hz (engl. „rumble“) typisch. Sie treten besonders im Grenzbereich stabiler Verbrennung auf (Bild 3.2.1-3). Diese Bedingungen liegen bei großer Luftmenge und niedriger Ver-

brennungstemperatur vor, um die **NO_x-Bildung** zu minimieren. Gasschwingungen verursachen unterschiedliche Probleme:

- Eine für die Passagiere äußerst störende **Geräuschentwicklung**



- **Vibrationen**, die zur Schwingermüdung von Brennkammer- und Turbinenkomponenten führen können (Beispiel 2.6-5).
- Verstärkter **Schwingverschleiß**
- Wirkungsgradverschlechterung
- Extreme Druckschwankungen, die **Verdichterpumpen** auslösen können.

Obwohl die Erfahrung zeigt, dass bei bestimmten Brennkammer- und **Kraftstoffdüsen**-Konfigurationen selbsterregende Druckschwankungen häufiger auftreten, lässt sich das nicht befriedigend sicher vorhersagen.

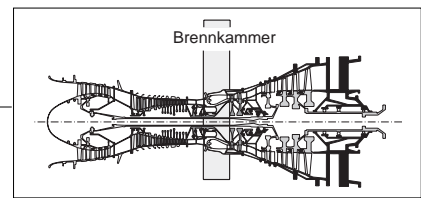
Beschreibung des Erregungsmechanismus von Gasschwingungen in Brennkammern mit Kraftstoffdüsen:

Der Kraftstoff wird mit Hilfe von Düsen in die Brennkammer eingespritzt. **Verdichterluft dient zum Versprühen des Kraftstoffs** (z.B. beim Prinzip der „air spray nozzle“, Lit 3.2-2).

Im Leerlauf ist der Druck in der Luft- und Kraftstoffzufuhr vergleichsweise niedrig. Dies führt dazu, dass die Massenströme sensibler auf Druckschwankungen in der Brennkammer reagieren. Weil die Versprühung des Kraftstoffs stark vom Kraftstoffdurchsatz und der Luftgeschwindigkeit abhängt, ändert sich mit den Druckschwankungen auch die Größenverteilung der **Kraftstoff-Tröpfchen**. Ein Abfall des Brennkammerdrucks beschleunigt die zuströmende Luft und es entstehen kleinere Tröpfchen. Die Tröpfchengröße bestimmt die für die Verdampfung des Kraftstoffs notwendige Zeit. Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt bei der relativ niedrigen **Lufttemperatur** im Leerlauf (langsamere Verdampfung).

Kleine Tröpfchen verstärken mit ihrer schnellen **Verdampfung** die Verbrennung und intensivieren die Wärme-Entstehung. Als Folge der niedrigen Geschwindigkeit des Gasstroms im Leerlauf, verlängert sich die Verweilzeit und

es wird in der Mischzone mehr Energie abgegeben. Ungleichmäßigkeiten lassen heiße Bereiche (engl. „**hot spots**“) entstehen. Sie bewegen sich mit dem Gasstrom fort. Der erhöhte Widerstand beim Durchtritt des größeren Gasvolumens (höhere Strömungsgeschwindigkeit) am engen Querschnitt des Brennkammeraustritts (**Phase „1“**) löst einen Druckimpuls aus. Dieser bremst den Luftstrom und die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs in die Brennkammer. An der Kraftstoffdüse (air spray nozzle) bildet sich bei flüssigem Kraftstoff ein kleinerer Sprühkegel mit größeren Tröpfchen (**Phase „2“**). Die Verbrennung verlangsamt sich und es entsteht eine kalte Zone („**cold spot**“, **Phase „3“**). Tritt ein „**cold spot**“ aus der Brennkammer durch den Turbinenleitapparat, kommt es wegen des kleineren Gasvolumens zu einem Abfall des statischen Drucks in der Brennkammer. Erhöhte Sprühluft-Geschwindigkeit, ein großer Sprühkegel und kleine, die Verbrennung gut unterstützende Kraftstofftröpfchen sind die Folge (**Phase „4“**). Wieder kann sich ein „**hot spot**“ bilden, d.h. es wiederholen sich die Bedingungen der Phase „1“. Bei geeigneter Phasenlage der Druckschwankungen kann sich die Schwingung selbst verstärken.



3.2.3 Typische Schäden der Brennkammer, Ursachen und Abhilfen.

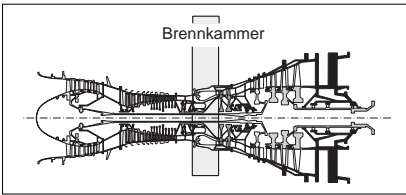
Brennkammern können unterschiedliche Schäden aufweisen (Bild 3.2.3-1). Typisch sind solche, die auf örtlich hohe Wandtemperaturen zurückzuführen sind. Beispielsweise können Bereiche, deren Festigkeit unter Temperatureinwirkung zu weit abfällt, vom Brennkammerinnendruck **ausbeulen**. **Verzug und Verwerfungen** durch Wärmespannungen sind nicht selten. Sie werden auch von der Position der Einspritzdüse beeinflusst. Dann ist die Gefahr örtlicher **Verbrennungen der Wandungen** gegeben. Große, sich zeitlich verändernde Temperaturgradienten mit hohen **Wärmespannungen** in den Wandungen entstehen im Bereich von Luftzuführungsbohrungen, um **Heißgassträhnen** bei örtlich fehlendem Kühlluftscheier und an Kiemenschlitzen für die Kühlluftzufuhr. Diese Spannungen führen zu einem niedrigzyklischen Ermüdungsvorgang im **LCF-Bereich** (LCF = Low Cycle Fatigue), der **Thermoermüdung** (Bild 3.3-16). Die entstehenden Risse zeigen gewöhnlich einen anfangs schnelleren, sich dann verlangsamen Fortschritt. Auf Grund dieses Verhaltens werden sie beherrschbar und können deshalb **zulässig** sein. In diesem Fall sind im Überholungshandbuch des OEM Grenzen angegeben. Wichtig ist, dass ein ausreichender Sicherheitsabstand zu einer gefährlich großen Risslänge eingehalten wird. Die Gefahr eines spontanen Versagens durch Schwingbruch oder mechanische Überlastung ist unbedingt zu vermeiden. Das wird bei zusätzlichen mechanischen Belastungen wie Gasschwingungen schwieriger. Umlaufende Lochreihen an Brennkammern können örtlich oder auch über größere Umfangbereiche als Folge von Rissbildung **„aufknöpfen“**.

Brennkammern können extrem **empfindlich auf eine Veränderung** der Strömung, besonders auch des Widerstands der Kühlluftöffnungen reagieren. Das Bohrverfahren der Lochreihen bei Neuteilfertigung oder **Reparatur** ist mit veränderten Rauigkeiten, Graten oder unterschiedlichen Verrundungen in der Lage, ein unzulässiges Betriebsverhalten auszulösen. Das gilt auch für **Verstopfungen von Kühlluftbohrungen** durch Ablagerungen oder Oxidbildung.

Ein besonderes Problem ist die **Temperaturverteilung im Heißgasstrom** am Brennkammeraustritt (Bild 3.2.3-2). Für die Rotorschaukeln der folgenden Hochdruckturbinenstufe ist besonders die radiale Temperaturverteilung (RTD = Radial Temperature Distribution) wichtig. Die Statorbeschaufelung wird zusätzlich von der Temperaturverteilung am Umfang (OTD = Orbital Temperature Distribution) beeinflusst (siehe hierzu Kapitel 3.3). Temperaturunterschiede von mehreren 100 °C sind nicht selten. Wichtig ist, dass solche Abweichungen nicht über die Auslegung der Konstruktion hinausgehen.

Bei Schäden an der HDT- Beschaufelung ist grundsätzlich die Brennkammer auf unzulässige Veränderungen zu prüfen.

In Brennkammern mit keramischen Innenbeschichtungen (ZrO_2 Plasmaspritzschicht; Bild 3.2.3-3 und 3.2.3-4) können **Erosion und Abplatzungen** auftreten (Bild 3.2.3-1). Die Erosion beruht auf einer Ablösung kleiner Schichtpartikel an der Oberfläche, was sich in einer Aufrauung zeigt. Das kann **Schutzschichten der Turbinenkomponenten** (z.B. Diffusionsschichten für den Oxidationsschutz) schädigen und deren **Lebensdauer verkürzen**. Für Schichtausbrüche sind besonders Kanten und konvexe Radien anfällig. Unteroxidation schwächt nach längeren Laufzeiten die **Haftfestigkeit der Wärmedämmschichten**. So nimmt die Schadenswahrscheinlichkeit zu (Bild 3.2.3-7). Die Betriebstauglichkeit der Schichten ist sehr stark von **Herstellungsparametern** wie Substrattemperatur, Rauigkeit der Haftflächen und der



Pulverreinheit abhängig. Deshalb sind **bei Überholungen und Reparaturen die Vorgaben des OEM streng einzuhalten**.

Einige Brennkammern von Gasturbinen russischer Konstruktion, insbesondere Derivate, weisen als Innenbeschichtung ein **Hochtemperaturremail** auf. Diese Beschichtung hat sich bei nicht zu hohen Wandungstemperaturen gut bewährt. Ihr Isolationseffekt ist jedoch vergleichsweise beschränkt.

Die Verbrennung läuft immer mit niedrigfrequenten Druckschwingungen ab. Dies führt im Normalfall an den typischen Steckverbindungen der Brennkammern, die zum Ausgleich der Wärmedehnungen notwendig sind, zu **Reibverschleiß**. Mit Hilfe von **Hartstoffbeschichtungen** (meist Wolframcarbid = WC) lassen sich diese Probleme jedoch erfahrungsgemäß beherrschen. Ein besonderer Fall sind offenbar Dry-Low-NO_x-Brennkammern. Trotz vieler Vorteile weisen sie ein prinzipielles Problem auf: Die bewusst niedrige **Flammtemperatur** begünstigt Flamminstabilität, es kommt zum "Flackern". Damit verbunden sind Druckschwingungen in der Brennkammer, welche die Kraftstoffeinspritzung beeinflussen. Bei Druckanstieg und erhöhter Flammtemperatur wird die Kraftstoffzufuhr behindert, die Flammtemperatur sinkt. So fällt der Brennkammerdruck ab und die Kraftstoffmenge erhöht sich. Flammtemperatur und der Druck steigen erneut usw. Es handelt sich also um einen selbsterregenden Vorgang (Bild 3.2.2-5). Er macht sich bei **Gas als Kraftstoff** besonders bemerkbar. Die **Schwingungen** können derart intensiv sein, dass die **Brennkammer Ermüdungsschäden** erleidet, starker Verschleiß an den Halterungen auftritt und gegebenenfalls Brennkammerschindeln gelöst werden. Im Extremfall wird der Turbinenrotor zu unzulässigen Schwingungen angeregt.

Auch Brennkammern mit **Wassereinspritzung** haben spezifische Probleme. So kann es bei großen Wassermengen, wie sie für eine merkbare Leistungssteigerung notwendig sind, zu einer unvollständigen Verdampfung in der Brennkammer kommen. Die verbleibenden Tröpfchen lösen **Erosionsschäden** aus. Auch über Probleme in der **Wasserzufuhr** und der Düse wird berichtet. Vor allem Korrosion und Erosion wird befürchtet. Ein Versagen der Wasseraufbereitung kann zu **Ablagerungen im Heißeilbereich** führen. Überhitzung und Heißgaskorrosion sind die Folge. Erfahrungsgemäß ist bereits ein Feststoffanteil von max. 2,6 mg /ltr und max. 0,5 ppm Gewichtsanteil metallischer Verunreinigungen wie Na, K, Li, Pb und V problematisch. Die Bereitstellung der relativ großen Wassermenge hoher Qualität führt zu deutlichen Mehrkosten. In dieser Hinsicht ist die **Dampfeinblasung** (Bild 3.2.2-3) günstiger. Hier kann über einen Wärmetauscher Abgaswärme zur Verdampfung genutzt werden. Zu berücksichtigen ist, dass bei hohem Wasseranteil mit einem Anstieg des CO- Ausstoßes zu rechnen ist.

Merksätze:

**Bei Brennkammerschäden
immer die Turbine überprüfen!**

**Bei Turbinenschäden immer
die Brennkammer überprüfen!**

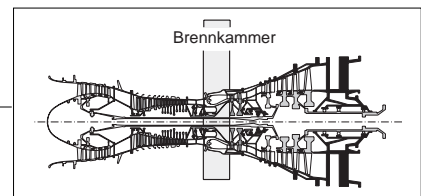


Bild 3.2.3-1: Brennkammern zeigen eine Vielzahl spezifischer **Schäden**. Diese Bilder sollen neben einem **Befund an ausgebauten Teilen** auch dazu beitragen, bei **Boroskopinspektionen** (Bild 4.1-6) das „wo und was“ besser zu erkennen und zu verstehen. Dazu ist das Beispiel einer einfachen Ringbrennkammer, links im Schnitt, rechts perspektivisch, gewählt. Schäden an der Brennkammer können immer auch die Heiteile der im Gasstrom folgenden **Turbine beeinflussen**. Die Brennkammer ist gewöhnlich durch Boroskopbohrungen (Bild 4.1-5) gut inspizierbar. Schäden können deshalb meist rechtzeitig im Anfangsstadium erkannt und Abhilfen eingeleitet werden.

„1, 9“ **Verzug:** Ursache ist gewöhnlich eine ungleichmäßige Temperaturverteilung mit hohen **Wärmespannungen**. Verformungen der Brennkammerwände beschleunigen sich, wenn dabei die Kühlwirkung und/oder der Verbrennungsvorgang ungünstig beeinflusst wird. Eine typische Folge sind „**heiße Strähnen**“, die im Zusammenhang mit einer Auswölbung von Khlluftlappen stehen.

„2“ **Beulen** entstehen bei örtlicher Überhitzung. Auslösend wirkt die, vom umgebenden kälteren Material, **behinderte Wärmedehnung**. So entstehen hohe Druckspannungen und es kommt zum **Ausbeulen**. Dabei ist mit Rissbildung zu rechnen. Im Extremfall brennt die Brennkammerwandung durch. Schwere Folgeschäden bis zur Explosion des druckaufnehmenden Gehäuses sind dann zu erwarten.

„3“ **Oxidation** bedroht besonders die Kanten von Blechen im Gasstrom, aber auch überhitzte Wandbereiche. Ein typisches Schadensmerkmal ist der „**Orangenschalenefekt**“ (Bild 3.3-10). Es handelt sich um eine deutlich aufgetraute, meist dunkelgraue oder grünliche Zone mit flachen, auserodierten Rissfeldern.

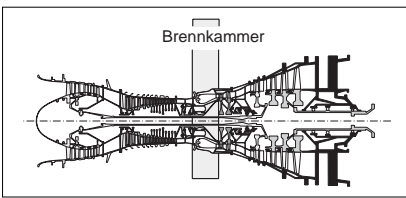
„4“ **Verbrennungen** werden Oxidationszonen genannt, die sich bei extrem hohen Werkstofftemperaturen unter schneller Sauerstoffaufnahme bilden. In der Umgebung kann es auch zu **Anschmelzungen** kommen. Mit einer durchgehenden Werkstoffschädigung ist zu rechnen.

me bilden. In der Umgebung kann es auch zu **Anschmelzungen** kommen. Mit einer durchgehenden Werkstoffschädigung ist zu rechnen.

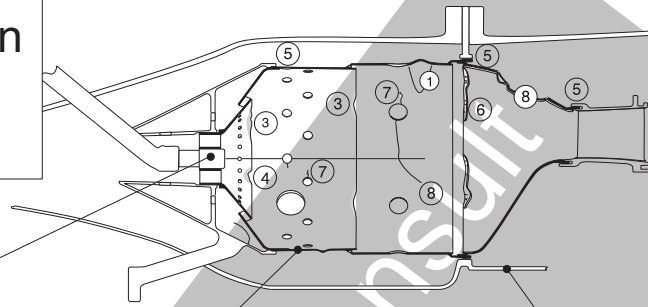
„5, 16“ **Verschleiß** tritt als Reibverschleiß (**Fretting**) an Brennkammern, bevorzugt an Anlageflächen von **Steckverbindungen**, auf. Der Verschleiß ist auf Relativbewegungen zurückzuführen. Sie stehen neben **Wärmedehnungen** häufig im Zusammenhang mit **Brennkammerschwingungen**. Beschleunigend wirkt die Oxidation der frischen metallischen Verschleißflchen. Besonders **Flamminstabilitten** bei Low NO_x-Verbrennung dürfen schadensbegnstigend wirken (Bild 3.2.2-5).

„6“ **Schichtabplatzer** betreffen die zur Reduzierung der Wandtemperatur in neueren Brennkammertypen häufig angewendeten **Wärmedämmschichten** (Bild 3.2.3-7 und Bild 3.2.3-8). Sie stehen oft im Zusammenhang mit einer plastischen Deformation (Verzug, Beule) der Wandung. Die **Kante** der Wände sind für Abplatzungen besonders empfindlich. Wird sie vom Gasstrom angeblasen, **heizt sich die Wärmedämmschicht schnell und hoch auf**. Das führt zu **Druckspannungen in der Schicht**, die, insbesondere bei einer oxidationsbedingten Schwächung der Haftzone, ein **Abheben** auslösen.

„7, 11“ **Rissbildung durch Thermoermüdung** (Bild 3.3-16) ist ein typisches Brennkammerproblem. Hohe zyklische Temperaturgradienten bei Leistungsänderungen, insbesondere Start und Abstellen führen zu plastischen Verformungen und Ermüdungsrisse (LCF, Bild 3.1.2.1-0). Die **Fortschrittsgeschwindigkeit der Risse verlangsamt sich** anfangs, oft bis zum Stillstand. ber längere Zeiträume und bei merklichen überlagerten mechanischen Beanspruchungen aus Belastungen wie Gasdrücken und Vibrationen, kann es jedoch zu beschleunigtem Rissfortschritt kommen. In diesem Fall steht ein spontanes Versagen des Bauteils bevor.



Brennkammerschäden können in vielen Formen auftreten



- Einspritzdüse:**
- ⑫ Verstopfung innen
 - ⑬ Erosion innen
 - ⑭ Verzug (mit Aufhängung)
 - ⑮ Koksbildung
 - ⑯ Verschleiß außen

- Flammrohr:**
- ① Verzug
 - ② Beulen
 - ③ Oxidation
 - ④ Verbrennungen
 - ⑤ Verschleiß
 - ⑥ Schichtabplatzer
 - ⑦ Rissbildung durch Thermoermüdung (LCF)
 - ⑧ Rissbildung durch Schwingungen (HCF)

- Gehäuse:**
- ⑨ Verzug
 - ⑩ Rissbildung durch Schwingungen (HCF)
 - ⑪ Rissbildung durch Thermoermüdung (LCF)

Bild 3.2.3-1

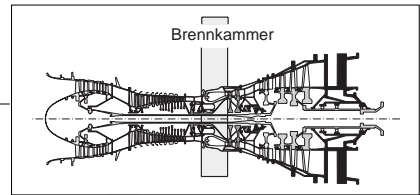
„8, 10“ **Rissbildung durch HCF** (Bild 3.1.2.1-0) wird gewöhnlich von **hochfrequenten Schwingungen** ausgelöst. Diese gehen typischerweise auf Gasschwingungen beim Verbrennungsvorgang zurück (Bild 2.6-2 und Bild 3.2.2-5). Derartige Risse starten an Schwachstellen wie Thermoermüdungsrissen. Sie sind wegen ihrem schnellen Rissfortschritt mit Boroskopprüfungen kaum abfangbar.

„12“ **Verstopfung von Kraftstoffdüsen** kann von **Fremdpartikeln** wie **Spänen** (Montage, Fertigung) ausgelöst werden. Auch die Bildung von **Koks** als Folge einer ungewöhnlich hohen Düsentemperatur führt zur Verstopfung. So entsteht eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im Gasstrom mit Langzeitschäden an der Turbinenbeschaufelung (Bild 3.3-9). Noch gefährlicher ist eine **Ablenkung des Kraftstoff-Sprühkegels**, der die Brennkammerwände bis zum Bersten überhitzt.

„13“ **Erosion in der Kraftstoffdüse** kann eine Folge zu hoher Kraftstofftemperatur sein. Dadurch laufen im Kraftstoff Crackprozesse mit der Bildung winziger, sehr harter Partikel ab. Sie können die Düsenöffnung verschleifen, so den Kraftstoffstrahl ablenken und die Brennkammerwand gefährlich überhitzen.

„14“ **Verzug der Düsen bzw. deren Aufhängung** ist im Zusammenhang mit Wärmedehnungen der gesamten Brennkammerstruktur denkbar. Eine gefährliche Folge ist wiederum eine Überhitzung (siehe Punkt 2 und 3) der Brennkammerwand.

„15“ **Koksbildung** kann an vielen Stellen, in denen geeignete Temperaturen und chemische Bedingungen herrschen, auftreten. An Kraftstoffdüsen kann Koksansatz den **Sprühkegel gefährlich ablenken**.



Typische Brennkammerschäden

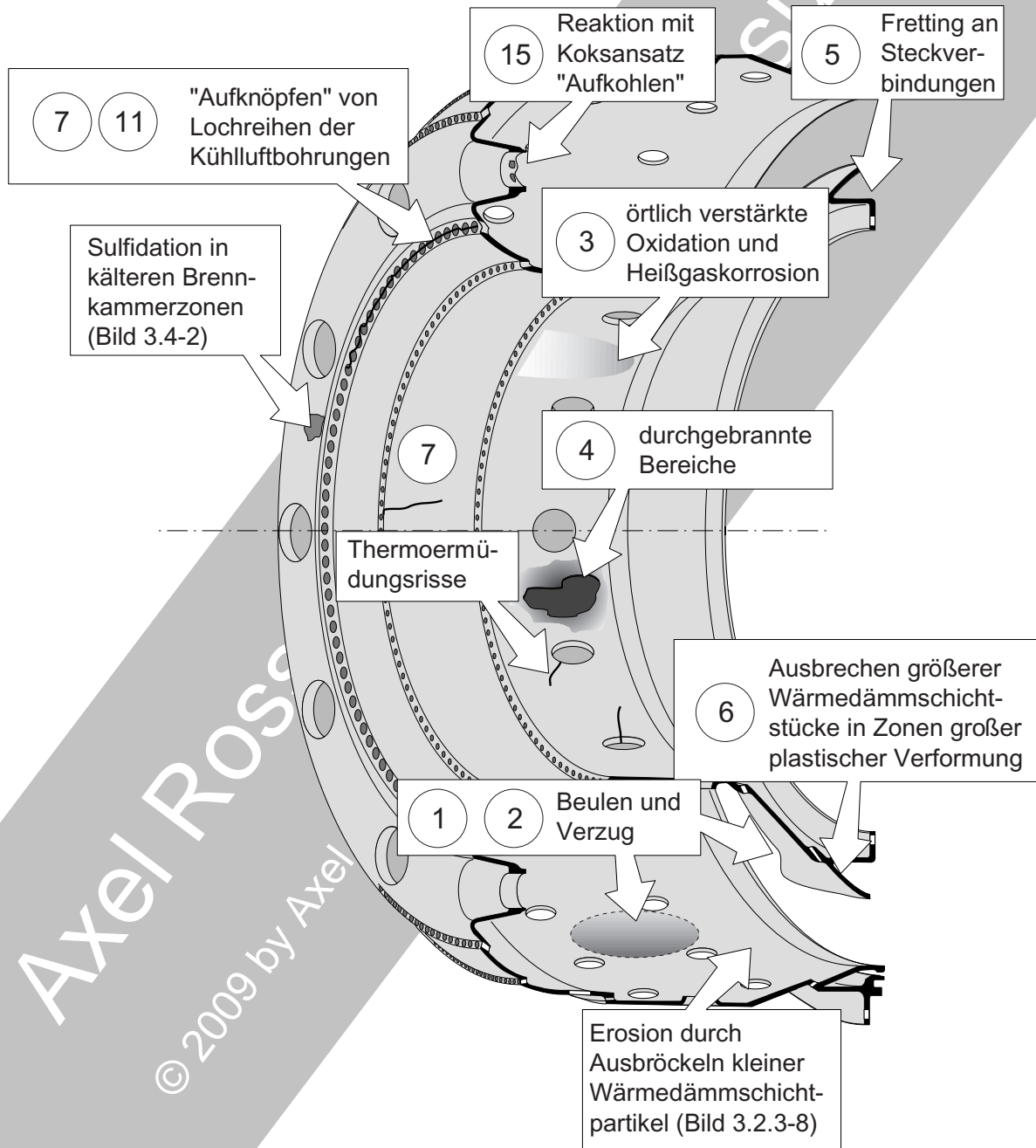


Bild 3.2.3-1

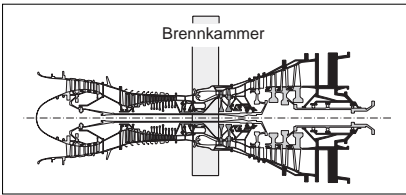
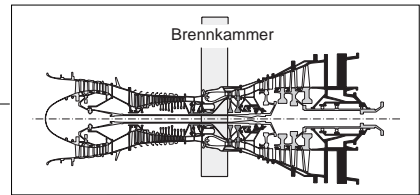


Bild 3.2.3-2: Dieses Bild zeigt im mittleren Detail die **radiale Temperaturverteilung (RTD)** in drei, am Umfang verteilten Bereichen des Ringkanals am Austritt der Brennkammer einer 5 MW Heavy Frame Maschine (Lit. 0-2). Es lässt die Größenordnung der Temperaturungleichmäßigkeit einer normal betriebenen Maschine, ohne Besonderheiten der Komponenten, erkennen. Die maximale Temperaturdifferenz liegt bei über 100 °C. Am inneren Deckband um ca. 75 °C niedriger als am äußeren. Das dürfte dem Scheibenbereich der Hochdruckturbinen zugute kommen (Bild 3.3-11). Je nach Maschinentyp und Zustand ist durchaus mit noch größeren Temperaturdifferenzen zu rechnen.

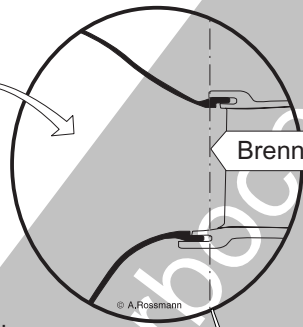
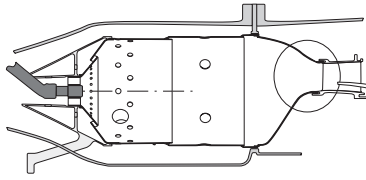
Die RTD wird von den Turbinenrotorschaukeln im Gasstrom nicht voll ausgeglichen. Die Verteilung am Umfang (OTD) wird dagegen gemittelt. Der **Hochdruckturbinenleitapparat** sieht die Temperaturverteilung dagegen ohne Ausgleichseffekte. Die einzelnen Leitschaufeln können sehr unterschiedlichen Temperaturbelastungen unterliegen. Sie zeigen deshalb, in Ausmaß und Verteilung, individuell sehr unterschiedliche Überhitzungsschäden (Bild 3.3-9). Oft sind diese der Position der Einspritzdüsen zuordenbar.

Axel Rossmann, Turbinenbau

© 2009 by Axel Rossmann, turbinenbau



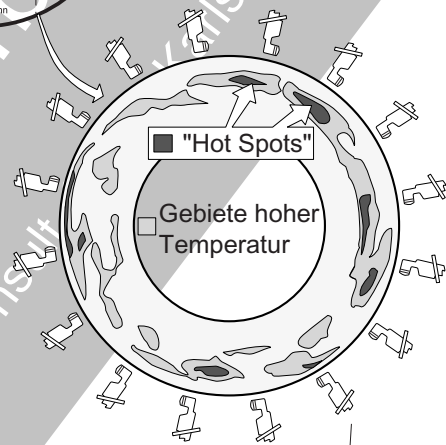
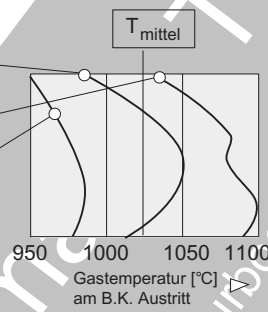
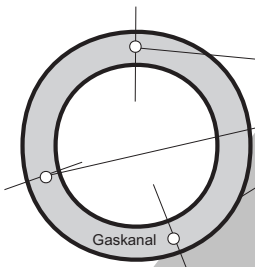
Der Brennkammeraustritt = Hochdruck-turbineneintritt ist eine der thermisch höchstbelasteten Zonen.



Brennkammeraustritt

Isotherme Brennkammeraustrittstemperatur

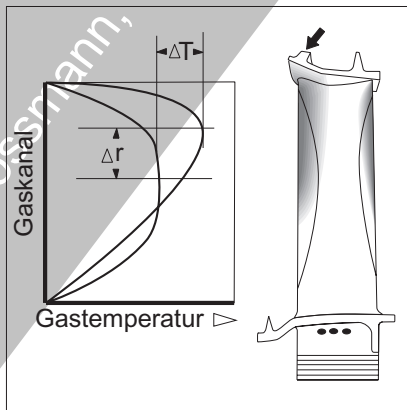
Als Beispiel drei typische Kurven radialer Temperaturverteilungen (RTD) in unterschiedlichen Bereichen am Umfang



"Hot Spots"

Gebiete hoher Temperatur

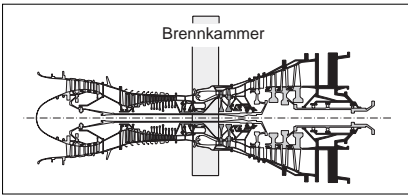
Typische Erscheinungsformen von Schäden an Turbinenrotorschaukeln auf Grund schlechter RTD



Position der Einspritzdüsen

Bild 3.2.3-2

Axel Rossmann, Turboconsult



Die Eigenschaften thermischer Spritzschichten werden entscheidend von ihrer Struktur bestimmt.

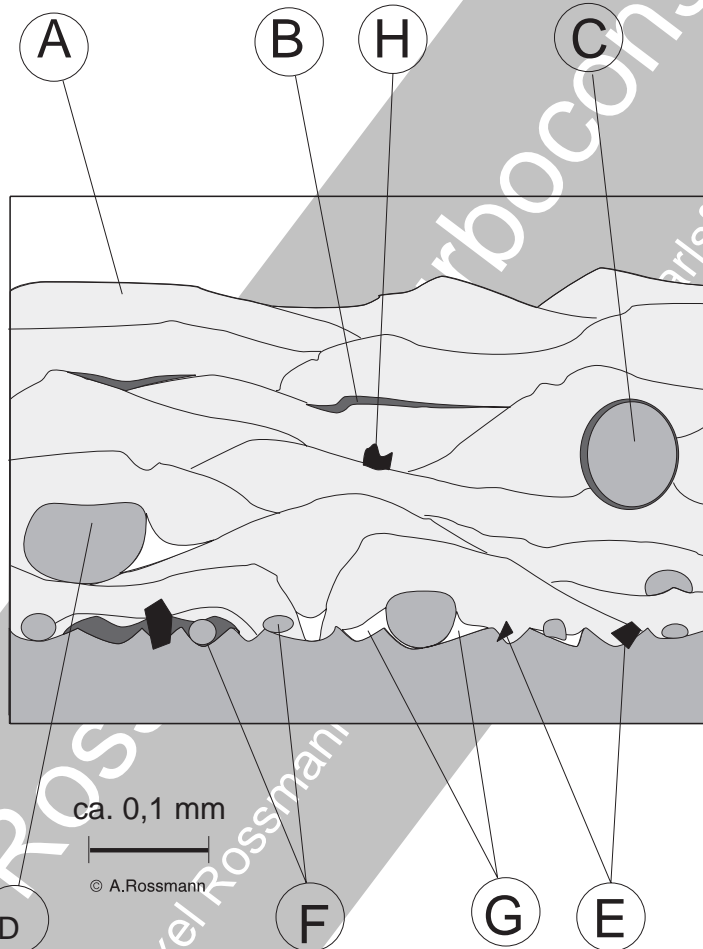


Bild 3.2.3-3

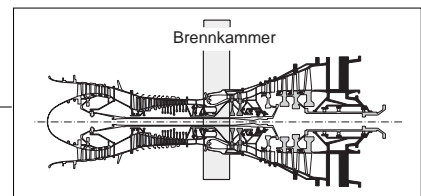
Bild 3.2.3-3: Thermische Spritzschichten kommen in vielen Bereichen in Gasturbinen mit sehr **unterschiedlichen Aufgaben** zum Einsatz. Typische Anwendungen sind:

- Verschleißschutz,
- Wärmedämmschicht,
- Oxidationsschutz und Schutz gegen Heißgaskorrosion (HGK),
- Anstreich- und Einlaufschichten,
- Panzerungen.

Typische Eigenschaften und Besonderheiten sollten nicht nur dem Werkstofffachmann geläufig sein.

Es gibt eine Vielfalt **thermischer Spritzverfahren**. Häufig handelt es sich um Plasma- und Flammsspritzen. Sie werden an Luft oder unter Schutzgas, bei atmosphärischem Druck oder bei Niederdruck angewendet. Die typische **Schichtdicke** liegt im Bereich von mehreren Zehntel Millimetern.

Die Struktur einer solchen Schicht ist **lamellar** ("A") entsprechend der Verformung auftreffender weicher oder flüssiger Partikel.



Bei Verfahren die an Luft durchgeführt werden treten verstärkt **Oxide** (“**B**”) auf. Sie stammen von der Oxidation der frischen Schichtlage und Teilchen mit einer Oxidhaut.

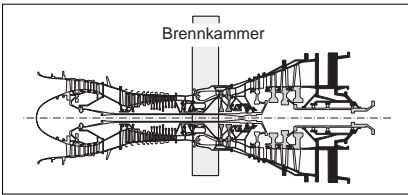
Voraussetzung für eine gute Haftfestigkeit ist eine ausreichende Aufrauung der Spritzfläche. Sie muss für eine Verklammerung von Schicht und Substrat sorgen. Das geschieht mit **abrasivem Strahlen**. Es lässt mineralische Strahlteilchen wie Al_2O_3 (“**E**”) zurück. Ein solcher **Beladungseffekt** kann die Haftschicht beeinflussen.

Merkliche **Oxidation des Haftgrunds** durch Sauerstoffzutritt bei hoher Prozess temperatur **verschlechtert die Bindung** der Wärmedämmschicht. Nicht selten erkennt man oxidierte Teilchen, die sich im Spritzstrahl und Kontakt mit Sauerstoff bildeten (“**C**”) wenn diese **nicht ausreichend aufgeschmolzen** sind (“**D**”).

Sogenannte “**Abpraller**” (“**F**”) von Spritzpartikeln in größerer Zahl auf der Haftfläche sind ein **Indiz für schlechte Haftfestigkeit**. Dieses Phänomen beobachten wir am Klebefilm auf einer staubigen Fläche. Es wird entsprechend dem mikroskopischen Befund (REM) als „**Kügelchenproblem**“ (Bild 3.1.2.4-7.2) bezeichnet.

Poren (“**G**”) sind in Spritzschichten typisch. In vorschriftsmäßiger Menge, Verteilung und Größe benötigt man sie zur Erzielung bestimmter Eigenschaften wie Einlauffähigkeit, Isolierwirkung und Thermowechselstabilität. Eine **Bewertung** muss sich deshalb an der zugehörigen **Spezifikation** ausrichten. Im Zweifelsfall kann ein Vergleich mit der Struktur bewährter Schichten helfen. Zu große Porosität beeinträchtigt die **Schichtfestigkeit**. Die Porosität wird entscheidend von den Parametern des Beschichtungsprozesses bestimmt. Im Haftschichtbereich ist die **Haftfestigkeit** betroffen.

Auch **nicht aufgeschmolzene Einschlüsse** (“**H**”) mit hohem Schmelzpunkt sind in der Schichtstruktur erkennbar. Sie sind bei häufigem Auftreten ein Indiz für unzulässige **Verunreinigungen des Spritzpulvers**.



Wärmedämmschichten finden in den Heiteilen immer mehr Verbreitung.

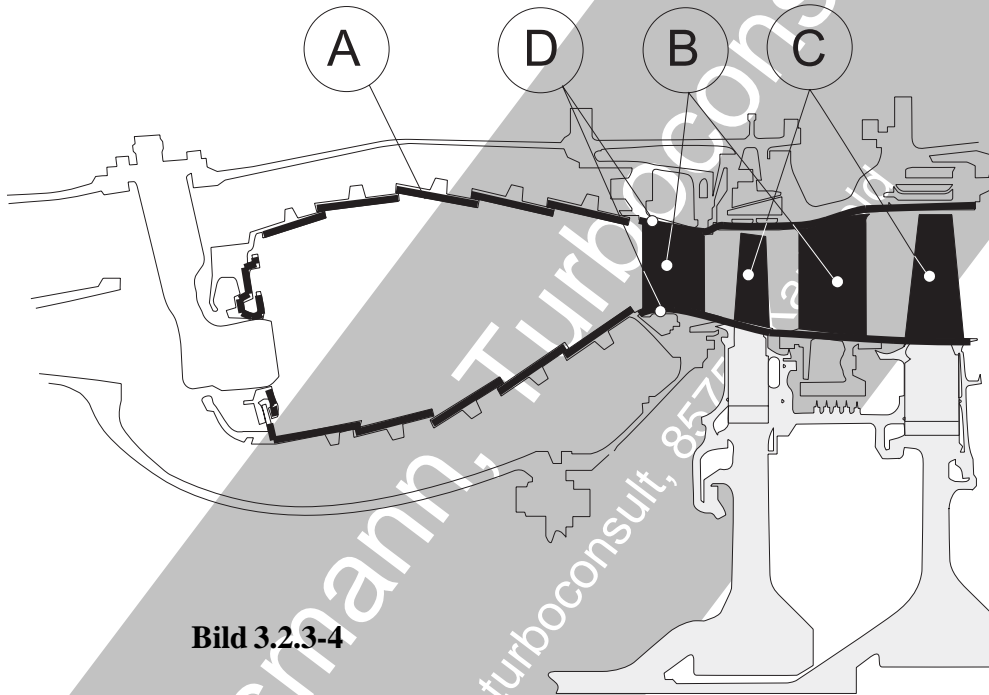
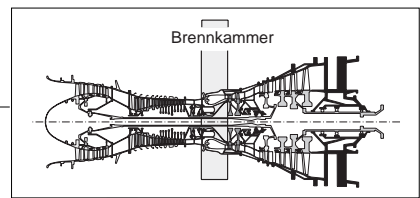


Bild 3.2.3-4

Bild 3.2.3-4: Warmedamm- und Thermobarrierenschichten, auch **Thermobarrieren** genannt, dienen zur Reduzierung der Heiteiltontemperaturen und/oder zur Minimierung des Kuhlluftverbrauchs (Lit 3.2-17). Es handelt sich um keramische Schichten, die in der Hauptsache aus **Zirkonoxid** (ZrO_2) bestehen. Um eine Gefugestruktur mit den gewunschten Betriebseigenschaften Warmeisolation, Thermoermudungsresistenz und Langzeitstabilitat zu erhalten, wird **Yttriumoxid** zugegeben (Bild 3.2.3-8). Bevorzugte Aufbringverfahren sind **thermische Spritzverfahren** oder **Aufdampfen** (PVD, Bild 3.2.3-6). Anfangs war die Anwendung von Warmedamm- und Thermobarrierenschichten auf die Brennkammer (A) beschrankt. Dann folgten die Deckbandinnenseiten (D) und spater die Blatter (B) der Hochdruckturbinenleitschaufeln (Bild 3.3-6). Inzwischen sind beschichtete Turbinenlaufschaukeln (C) Stand der Technik

(Bild 3.2.3-6). Hier kommen PVD-Schichten zum Einsatz. Ihre **Stangelsstruktur** (Bild 3.2.3-6) verhilft zu einem gunstigen Verhalten bei Thermoermudung.



Manchmal funktioniert etwas doch, auch wenn scheinbar nichts zusammenpasst.

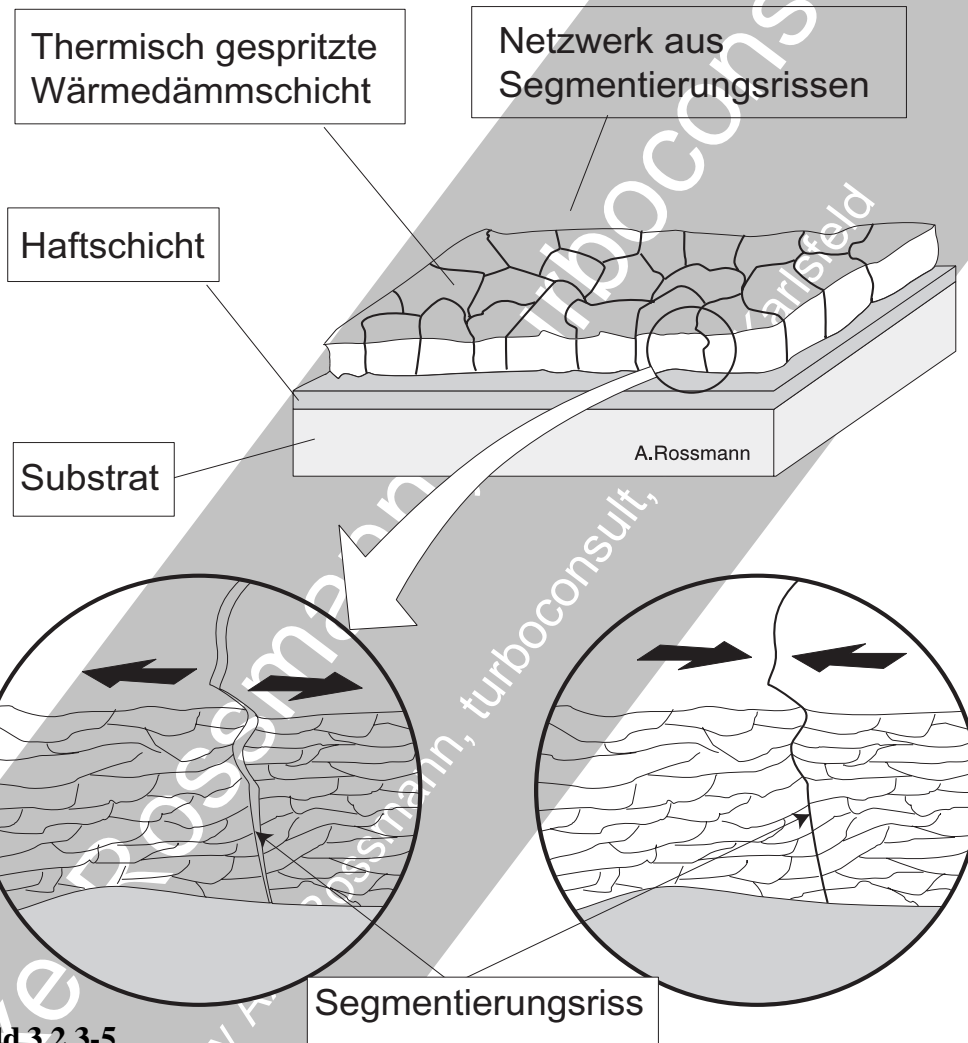
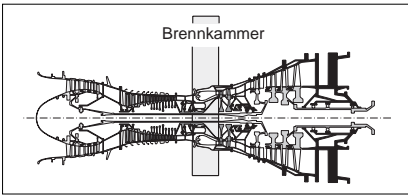


Bild 3.2.3-5

Bild 3.2.3-5: Thermisch gespritzte keramische Wärmedämmschichten zeigen einen typischen lamellaren Aufbau (Bild 3.2.3-3). Sie gleichen die Wärmedehnungsunterschiede gegenüber dem metallischen Grundmaterial mit einer inselartigen **Rissbildung** aus. Diese sogenannte **Segmentierung** ermöglicht der Schicht zu „atmen“. Sie sollte bereits von der **Temperaturführung beim Fertigungsprozess** günstig beeinflusst werden (Eigenspannungen). Sie entsteht in gewünschter Form bei der Beschich-

ung und/oder bildet sich in den ersten Betriebszyklen. In der **Aufheizphase** (rechtes Detail) dehnt sich die isolierende Keramikschicht aufgrund der schnellen Erwärmung trotz relativ kleinem Wärmeausdehnungskoeffizienten stärker als das Grundmaterial. Es kommt zur Schließung der Risse und zu beherrschbaren **Druckspannungen**. Im **stationären Betrieb** bildet sich je nach Temperaturgradienten in Schicht und Grundwerkstoff ein Spannungszustand, der auch langfristig ertragen werden



Auch für Wärmedämmschichten gilt:
Jede Art hat ihre Daseinsberechtigung.

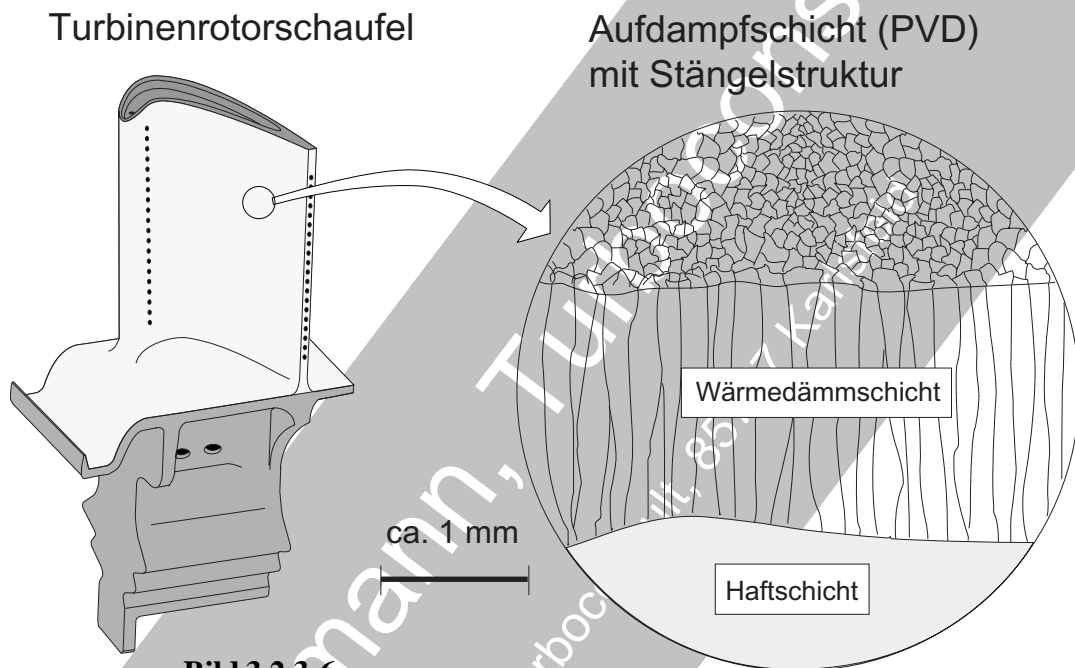
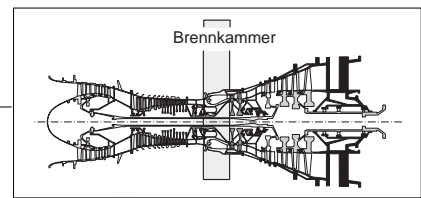


Bild 3.2.3-6

muss. Bei **gekühlten Heißeilen** kann der beschriebene Effekt in der **Aufheizphase** zu einem höheren Druckspannungsniveau führen. In der **Abkühlphase** (linkes Detail) erfolgt der umgekehrte Vorgang, die Risse öffnen sich wieder. Im kalten Zustand kann ein Riss wegen der höheren Wärmeschrumpfung des metallischen Grundwerkstoffs geschlossen sein. Diese Vorgänge dürfen von **Betriebseinflüssen** nicht so behindert werden, dass die Festigkeit der Schicht im Inneren und am Haftgrund überschritten wird und abplatzt (Bild 3.2.3-7).

Bild 3.2.3-6: Die Struktur **keramischer Wärmedämmschichten** (vergleiche Bild 3.2.3-5) ist verfahrensabhängig. Sie beeinflusst entscheidend das Betriebsverhalten und kann betriebs-spezifisch optimiert werden. Auf den Blättern von **Turbinenrotorschaukeln** (Skizze links) haben sich relativ dünne Aufdampfschichten (PVD-Schichten) bewährt.

Sie zeichnen sich durch eine besonders gute Thermowechselfestigkeit bei hoher Erosionsbeständigkeit aus. Ihre Qualitätsanforderungen genügen hohen Ansprüchen. Die gute Thermowechselfestigkeit verdanken sie ihrer Stängelstruktur senkrecht zur Oberfläche (Detail rechts). So entsteht der Effekt einer **sehr feinen Segmentierung**.



Wie jede Technologie haben auch Wärmedämmschichten ihre Probleme.

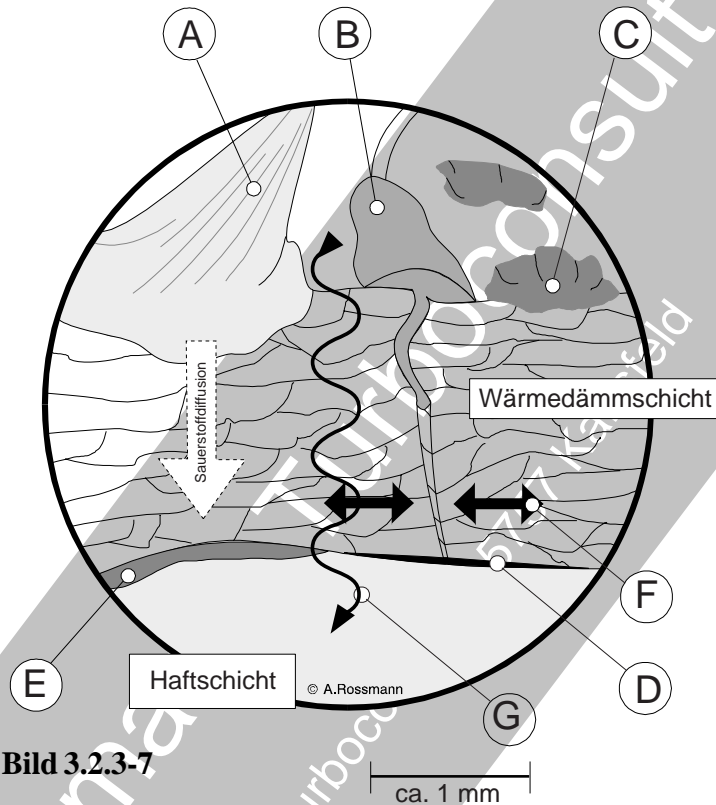


Bild 3.2.3-7

Bild 3.2.3-7: Als Beispiel typischer Betriebsprobleme einer Technologie, können keramische Wärmedämmschichten aus ZrO_2 dienen. Ihre vielfältige Anwendung zeigt Bild 3.2.3-3.

“A”: **Erosion** durch Partikel und/oder den Gasstrom (Bild 3.2.3-8). Typisch sind Schäden an den Hochdruckturbinensegmenten. Es handelt sich um die gehäuseseitigen Dichtflächen gegenüber deckbandlosen HDT-Rotorschaukelspitzen.

“B”: **Schmelzen von Staubablagerungen** (Bild 3.2.3-8) dringen in die Segmentierungsrisse ein und erzeugen bei der Abkühlung im erstarrten Zustand eine Sprengwirkung (Lit. 3.3-9).

“C”: **Chemische Reaktion** mit Ablagerungen. Dazu gehören Rückstände aus Kraftstoffen und verunreinigtem Einspritzwasser (Bild 3.2.2-3).

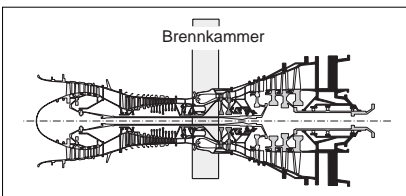
“D”: **Abheben der Schicht** als Folge von herstellungsbedingter schlechter Haftung.

“E”: **Oxidation der Kontaktfläche**, z.B. der **Haftschrift** auf Grund der **Leitung von Sauer-**

stoffionen durch die heiße keramische Schicht. Dieser Versagensmechanismus hat eine relativ lange Inkubationszeit und **bestimmt die Lebensdauer** der beschichteten Teile. Er ist deshalb für die langen Laufzeiten der Gasturbinen besonders problematisch. Heute erreicht man mit dem Einsatz hoch oxidationsfester Haftschriften (z.B. vom $MCrAlY$ -Typ) Garantiezeiten von 10^4 Stunden.

“F”: **Wärmespannungen** aus Fertigung und Betrieb können besonders im Bereich konvexer Radien und Außenkanten zu Abplatzungen führen (Bild 3.2.3-1).

„G“: Über längere Betriebszeiten können **Gefügeänderungen** (Bild 3.2.3-8, Lit 3.2-3) mit einer **Änderung der Wärmeleitfähigkeit** eintreten. Dabei wird diese bis zum Dreifachen erhöht. Das lässt bei gleicher Kühlung eine deutliche Temperaturerhöhung mit einer „schmerzlichen“ **Lebensdauerverkürzung** der betroffenen Heißeile erwarten (Bild 2.3-2).



Schadensmechanismen von Thermo- barrieren (Wärmedämmschichten)

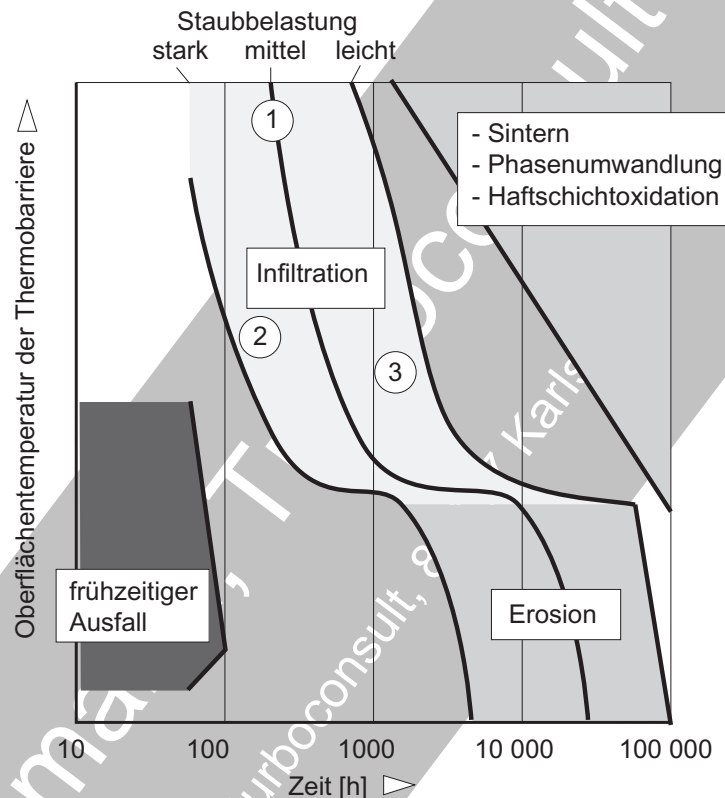
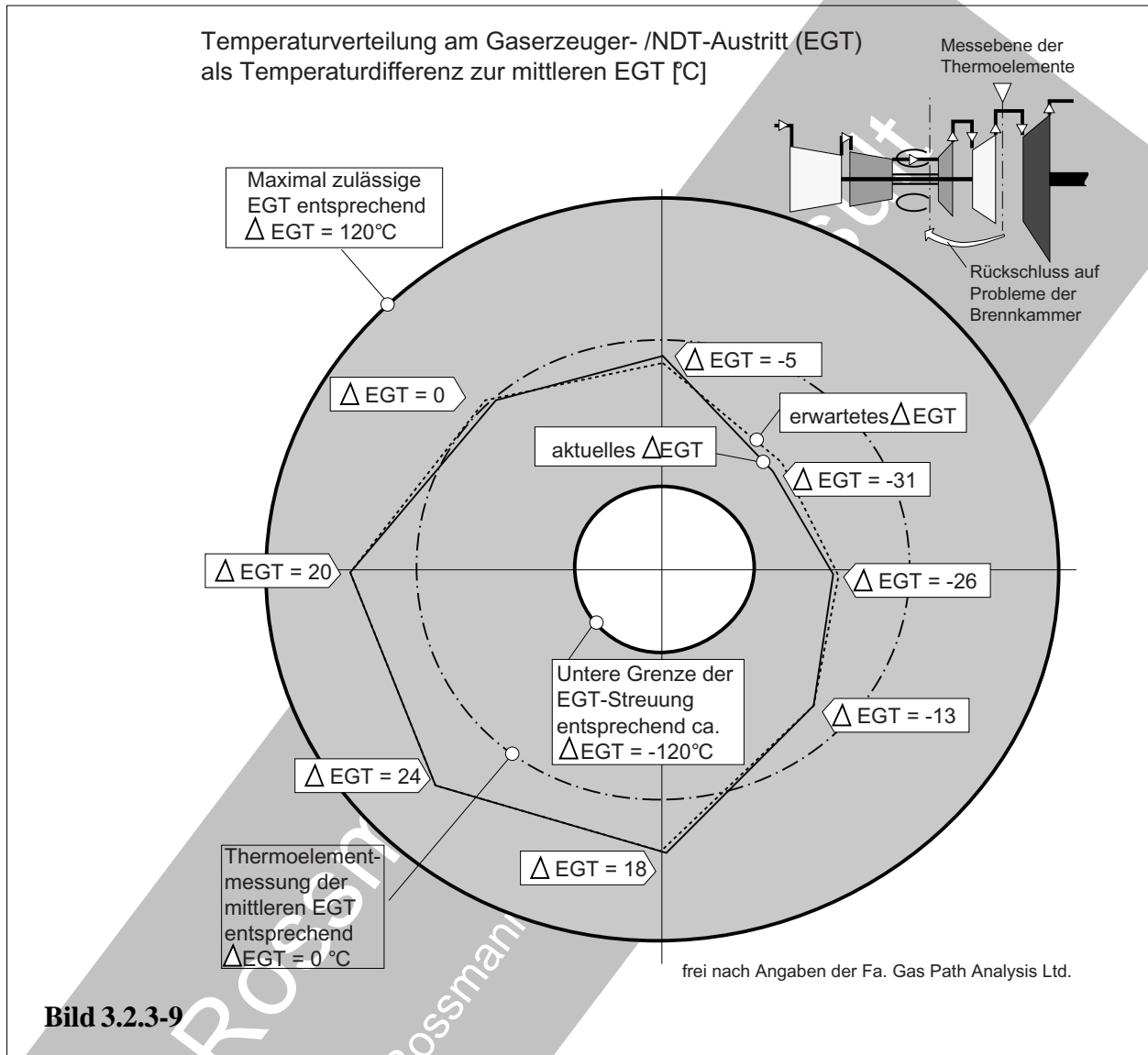
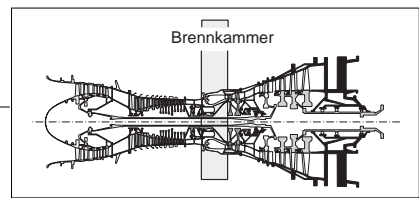


Bild 3.2.3-8

Bild 3.2.3-8: Betriebsschäden (Lit. 3.3-9) von atmosphärisch plasmagespritzten YSZ (Yttrium stabilisiertes Zirkonoxid) TBCs (Thermal Barrier Coating) sind in erster Linie von der Oberflächentemperatur der Schicht abhängig. Gerade die erwünschte Isolierwirkung bedingt eine starke Schichtaufheizung. Dies gilt insbesondere für die typisch langen Betriebszeiten stationärer Gasturbinen. Schäden im linken Diagrammabschnitt die zu frühzeitigem Ausfall führen, werden auf **Fertigungsprobleme** zurückgeführt. Die Kurven "1", "2", "3", geben das Versagensverhalten bei **Staubbelastung** an (Bild 3.2.3-7). Solche Ablagerungen sind z.B. $FeO+NiO$ aus **Dichtungsabrieb** und $MgO+CaO, Al_2O_3, SiO_2$ aus extern **angesaugten Stäuben**. Bei niedrigerer Betriebstemperatur macht sich **Erosion verstärkt** bemerkbar (Bild 3.2.3-7).

Während **sehr langer Betriebszeiten** werden trotz Yttrium-Stabilisierung Effekte wirksam, die auf einer **Veränderung der Schichtstruktur** beruhen:

- **Phasenumwandlung:** Diese Alterung der Wärmedämmschicht kann die **Wärmeleitfähigkeit** (Lit 3.1.2.3-1) **bis zum Dreifachen erhöhen** bzw. den Isolationseffekt mindern. Damit steigt die Temperatur der gekühlten Heißeile, ganz besonders der Hochdruckturbinenschaufeln. So kann sich die Lebensdauer dieser teuren Bauteile spürbar verkürzen (Bild 2.3-2).
- **Sintereffekte** die Segmentierung (Bild 3.2.3-5) und damit die Thermoermüdung beeinflussen.
- **Oxidation der Haftschicht** am Übergang der Haftszone zur TBC (Bild 3.2.3-7).

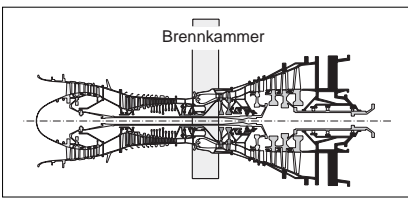


- **Anstieg der Rauigkeit durch Erosion** von Wärmedämmschichten der Turbinensegmente, Heißgasführungen und Beschaufelungen. Das kann zu einer Leistungseinbuße der Gasturbine im Prozentbereich bzw. zu einem entsprechenden Wirkungsgradabfall führen (Lit 3.1.2.3-1).

Bild 3.2.3-9 (Lit. 3.2-26): Mit Hilfe von **On-Line Messungen und einer computergestützten Analyse** (Kapitel 5.1) ist die kontinuierliche **Überwachung der Brennkammer** möglich. Dabei geht es um Probleme wie

- Fehlfunktionen der Kraftstoffdüsen.
- Schäden wie Rissbildung und Verzug.
- Verbrennungsungleichmäßigkeiten.

Am Beispiel einer Mehrwellenmaschine (Detail oben rechts) ist hier eine mit Thermoelementen bestimmte **Temperaturverteilung am Austritt des Gaserzeugers (EGT)** auf dem Überwachungsbildschirm dargestellt. Die kennzeichnende Größe (fault index) ergibt sich aus den prozentualen **Abweichungen der EGT**. Die Vielecke entsprechen der Thermoelementverteilung am Umfang. Sie zeigen die absolute Temperaturdifferenz zur mittleren EGT.



Mit Hilfe der Gasstromanalyse lassen sich Emissionen im Abgas auf preiswerte und schnelle Weise sehr genau und zuverlässig bestimmen.

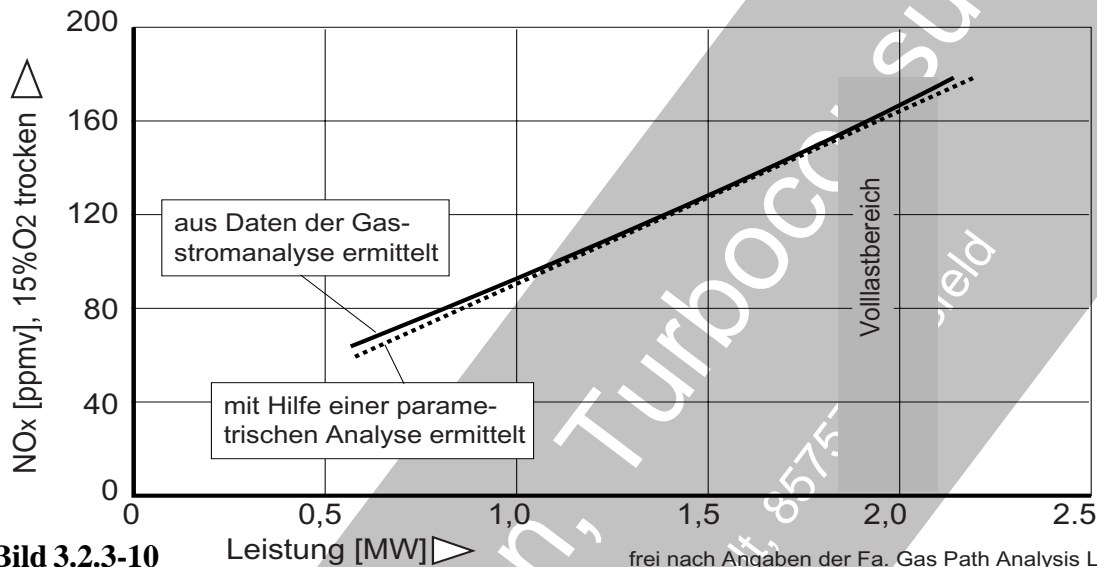


Bild 3.2.3-10

frei nach Angaben der Fa. Gas Path Analysis Ltd

Bild 3.2.3-10 (Lit. 3.2-26): Die **Emissionsminimierung** ist heute eine zentrale Forderung an eine Gasturbinenanlage. Leider ist die Tendenz der beiden Hauptemissionen NO_x und CO durch die Beeinflussung der Verbrennung in Richtung niedriger Gas-/Flammtemperaturen (Bild 3.2.1-1) gegenläufig (Bild 3.2.2-1 und Bild 3.2.3-11).

Die **NO_x -Bildung** steigt mit der Turbineneintrittstemperatur, dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis und dem Brennkammerdruck (Bild 3.2.1-3). Sie **verstärken sich mit ansteigender Leistung** der Maschine.

Die **Messung der Emissionen** im Austrittsgas kann technisch äußerst schwierig und kostspielig sein.

Mit Hilfe **parametrischer Modelle** können auf Basis **computergestützter Berechnungen** Voraussagen gemacht werden. Die notwendigen Messungen der Parameter wie die Luftströmung in der Brennkammer und die Brennkammeraustrittstemperatur (Turbineneintrittstemperatur) ist jedoch offenbar nicht praktikabel. Beispielsweise weil derartig warmfeste lang-

zeittaugliche Thermoelemente nicht verfügbar sind.

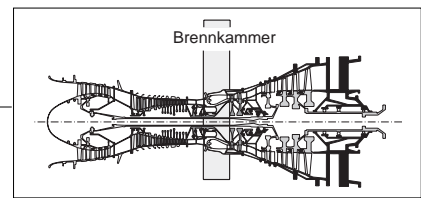
Diese Messungen lassen sich mit abgeleiteten Werten aus anderen, leichter messbaren Parametern, die sowieso im Rahmen einer **Gasstromanalyse** (Gas Path Analysis, Kapitel 5.1) anfallen (Bild 5.1-2), umgehen. Das ist eine praktikable und kostengünstige Methode.

Dieses Vorgehen wurde für unterschiedliche Turbinentypen bestätigt und ist verbreitet im Einsatz. Ihre **Genauigkeit** ist beeindruckend. Das Diagramm zeigt NO_x im Abgas am Beispiel einer Derivatorturbine mittlerer Leistungsstufe, in Abhängigkeit von der abgegebenen Leistung.

Man erkennt lediglich minimale **Abweichungen zwischen parametrischer Methode und der Berechnung aus der Gasstromanalyse**.

Ein Temperaturanstieg aufgrund des Wirkungsgradabfalls der Gasturbine über der Betriebszeit (deterioration), beeinflusst die NO_x -Bildung stark. Im Volllastbereich nimmt die CO -Entstehung dagegen nur wenig ab (Bild 3.2.3-11).

Selbst ein scheinbar geringer Anstieg von NO_x kann für den Betreiber weitreichende Konsequenzen haben. Ein **verschmutzter Verdichter**



Mit Hilfe eines parametrischen Modells ermittelter CO-Ausstoß in Abhängigkeit von der Leistung einer Derivatmaschine mittlerer Leistungsklasse.

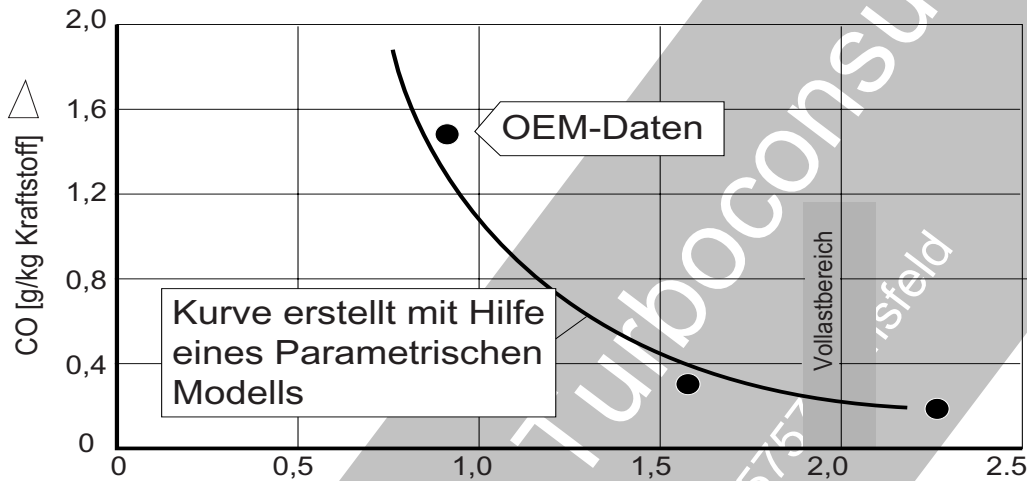


Bild 3.2.3-11 Leistung [Mw] \blacktriangleright frei nach Angaben der Fa. Gas Path Analysis Ltd.

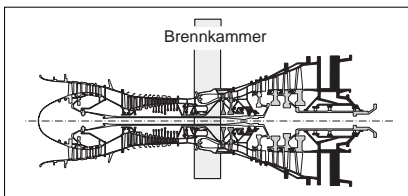
(fouling, Bild 4.2-1.1 und Bild 4.2-1.2) kann beispielsweise die NOx-Emission um 5 % verstärken. Damit sind möglicherweise bereits vom Gesetzgeber festgelegte Grenzwerte überschritten. Aus diesem Grund ist die **Wirkungsgradüberwachung** der Maschine und ihrer Komponenten für eine Begrenzung der Emissionen von großer Bedeutung.

Für die Bestimmung der Emissionen mit Hilfe einer computergestützten Berechnung werden bei einer Zweiwellenmaschine folgende **Parameter** gemessen:

- Verdichter:
 - Eintrittstemperatur
 - Eintrittsdruck
 - Austrittsdruck
- Niederdruckturbinen/ Gaserzeuger:
 - Austrittstemperatur
 - Austrittsdruck
 - Drehzahl
- Kraftstoff:
 - Durchsatz
 - untere Grenze des Heizwerts.

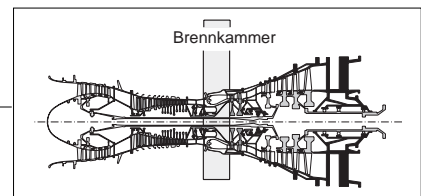
Interessant ist, dass weder die Leistung der Maschine noch der Luftmassenstrom am Verdichtereintritt benötigt werden.

Bild 3.2.3-11 (Lit. 3.2-26): Als äußerst giftige Emission steht CO neben NOx (Bild 3.2.3-10) bei der Vermeidung im Vordergrund. **Senkt man zur NOx-Reduzierung die Verbrennungstemperatur ab, wird mehr CO gebildet** (Bild 3.2.1-3). Um einen optimalen Kompromiss zu finden, ist deshalb auch der CO-Gehalt im Abgas zu bestimmen. Dazu dient ein **parametrisches Modell**. Es nutzt **im Rahmen der Gasstromanalyse** benötigte direkte Messwerte in der Brennkammer wie Temperatur in der Primärzone, Druck und Druckabfall.

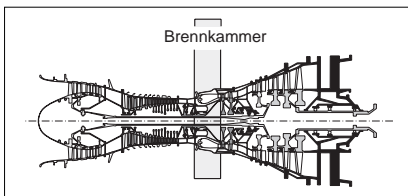


Literatur zu Kapitel 3.2

- 3.2-1** H.Löffel, "Auswirkungen der TALuft auf den Betrieb von Gasturbinen" Gaswärme International, Band 36 (1987) Heft 3.
- 3.2-2** Rolls Royce Ltd., "The Jet Engine", Publication Ref.T.S.D. 1302, July 1969, 3rd Edition, Seite 10 und 29-37.
- 3.2-3** Northern Research and Engineering Corporation, Cambridge, Massachusetts, "The Design and Performance Analysis of Gas-Turbine Combustion Chambers" Volume 1, Theory and Practice of Design.
- 3.2-4** M.Hartmann, R.Robben, P.Hoppe, „Inspection, Maintenance and Field Repair of Heavy Duty Industrial Gasturbines“ ASME Paper 74-GT-147(1974),
- 3.2-5** L.B.Davis, "Dry Low NOx Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines", Proceedings des Yokohama International Gas Turbine Congress 1995. Seite I -245.
- 3.2-6** R.Farmer, "See 57% net efficiency combined cycles powered by 2400 F '3A' series Turbines", Gas Turbine World:Jan/Feb 1995 Seite 26.
- 3.2-7** B.Becker,H.H.Finckh, „Die 3A-Gasturbinen kombinieren bewährte und neue KWU-Technologien mit Triebwerk-know-how“, Siemens Power Journal 2/95, Seite 13-17.
- 3.2-8** A.Saul, D.Altemark, "Die Verbrennung vorgemischter Magergemische in den Brennkammern von Gasturbinen", Gaswärme International 40 (1991) Heft 7/8 Seite 336 ff.
- 3.2-9** Power Plant Technology Economics & Maintenance-March/April 1996 Seite 48-50 „To Coat with Many Covers“.
- 3.2-10** Power Plant Technology Economics & Maintenance-Jan/Feb.1996 Seite 16-18 „Learning from LM6000“.
- 3.2-11** S.S.Smith,GE Company, "GE Aeroderivative Gas Turbines", GE Power Generation Marketing Communications, USA
- 3.2-12** D.W.. Bahr,T.F.Lyon,GE Company „NOx Abatement via Water Injection in Aircraft-Derivative Turbine Engines“, ASME Paper 84-GT-103.
- 3.2-13** Power Plant Technology Economics & Maintenance-July/August 1996,Kapitel Technology Seite 13.



- 3.2-14** K. Fujisawa, M. Kunihiro, D.Kokuten, „Operation Experience with an MS9001 Gas Turbine in a Combined-Cycle Power Plant at East Japan Railway Company Kawasaki Power Station“, Hitachi Review Vol.38 (1989) No.3. Seite 145 - 150.
- 3.2-15** „Low NOx combustion for gas turbines“, Power Plant Technology Economics & Maintenance- July/August 1997, Seite 22-26.
- 3.2-16** D.A.Kolp, S.R.Gagnon, M.J. Rosenbluth, „Water Treatment and Moisture Separation in Steam-Injected Gas Turbines“, ASME Paper Nr. 90-GT-372 (1990).
- 3.2-17** T.Torigoe, T.Kitai, I.Tsiji, H.Kawai, Y.Kasai, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. „Zirconia TBC Application in Power Generating Gas Turbine“, Proceedings of ASM 1993 Materials Congress, Seite 131-134.
- 3.2-18** H.E.Eaton, N.S.Bornstein, J.T.De Masi-Marcin, „The Effects of Environmental Contaminations on Industrial Gas Turbine Thermal Barrier Coatings“, ASME Paper 96-GT-283 (1996).
- 3.2-19** T Fujii, „Estimation of Thermophysical Properties and Microstructure of Aged Thermal Barrier Coatings“, Proceedings of ASME Turbo Expo 2001, June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana, Seite 1-6.
- 3.2-20** F.W. Skidmore, J.M.Bennett, D.E. Glenny, „An Investigation Into Hard Carbon Formation in a Modified Gas Turbine Combustor“, Proceedings Paper ISABE 95-7116, Seite 1268 bis 1273.
- 3.2-21** H.F. Butze, C.H. Liebert, „Effect of Ceramic Coating of JT8D Combustor Liner on Maximum Liner Temperatures and other Combustor Performance Parameters“, NASA Technical Memorandum, NASA TM X-73581, December 1976, Seite 1-11.
- 3.2-22** M.Zhu, A.P.Dowling, K.N.CBray, „Self-Excited Oscillation in Combustors With Spray Atomizers“, ASME Paper 00-GT-108 des „International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition“, Munich, Germany, May 8-11, 2000.
- 3.2-23** W. Krebs, J. Hellat, A. Eroglu, „Technische Verbrennungssysteme“, Kapitel aus C. Lechner, J.S. Seume „Stationäre Gasturbinen“, Springer Verlag, ISBN 3-540-42831-3, Seite 447 bis 528.
- 3.2-24** T. Sattelmayer, „Grundlagen der Verbrennung in stationären Gasturbinen“, Kapitel 8 aus C. Lechner, J.S. Seume „Stationäre Gasturbinen“, Springer Verlag, ISBN 3-540-42831-3, Seite 385 bis 468.
- 3.2-25** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 3, ISBN 3-00-017733-7, 2003, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.2-26** „State of the Art Performance Monitoring systems for Gas Turbines, Process Compressors & CHP systems - Gas turbine combustion diagnostics“, Fa. Gas Path Analysis Ltd., www.gpal.co.uk, 2008.



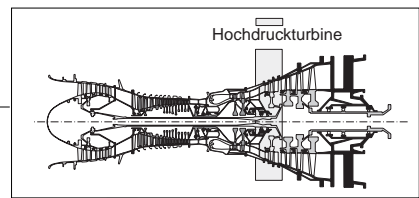
3.2-27 T.Sattelmayer, „Grundlagen der Verbrennung in stationären Gasturbinen“, „Beitrag im Buch „Stationäre Gasturbinen“, C.Lechner, J.Seume, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2002, Seite385-445.

3.2-28 W.Krebs, J.Hellat, A.Eroglu, „Technische Verbrennungssysteme“, „Beitrag im Buch „Stationäre Gasturbinen“, C.Lechner, J.Seume, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2002, Seite447-486.

3.2-29 K.-U.Schildmacher, „Experimentelle Charakterisierung der Instabilitäten vorgemischter Flammen in Gasturbinen-Brennkammern“, Forschungsberichte aus dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen- Universität Karlsruhe (TH), Band 26/2005.(Lit HB451)

3.2-30 C.Taut, W.Kollenberg, U.Rettig, „Keramische Komponenten“, „Beitrag im Buch „Stationäre Gasturbinen“, C.Lechner, J.Seume, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2002, Seite727-743.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsruhe



3.3 Die Hochdruckturbine, Betriebsverhalten und Betriebsbeanspruchung.



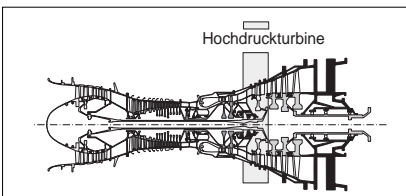
Es gibt einige Teile für die ein mehrfacher Austausch im Laufe eines Autolebens zu erwarten ist. Dazu gehört der Auspuff, Reifen, Batterie, Kupplung und Bremsen. Wann diese Teile auszutauschen sind, richtet sich nicht zuletzt nach der Behandlung die wir ihnen im Betrieb angedeihen lassen. Der Austausch erfolgt entsprechend dem erkennbaren Zustand oder einer rechtzeitig feststellbaren Fehlfunktion. Das nennt man ein zustandsabhängiges Vorgehen, engl. „on condition“.

Es gibt aber auch Teile, die nach einer bestimmten, vom Hersteller festgelegten Betriebszeit ausgetauscht werden müssen, egal wie schonend wir sie behandelt haben. Andernfalls ist mit äußerst ernsten Schäden zu rechnen und eventuelle Garantien entfallen. Hierzu gehört der Ersatz von Keilriemen. Insbesondere der Tausch des Zahnriemens, falls dieses Prinzip bei unserem Motor Verwendung findet, ist vorgeschrieben. Er treibt die Nockenwelle an. Bei Versagen kann es zum zerstörenden Kontakt von Ventilen und Kolben mit einem kapitalen Motorschaden kommen.

Die Schaufeln der Hochdruckturbine sind gewöhnlich die lebensdauerbestimmenden Bauteile unserer Gasturbine. Sie unterliegen, ähnlich wie der Zahnriemen des Motors, einer vom Hersteller begrenzten Lebensdauer. Was sich beim Zahnriemen sicher nicht lohnt, ist im Fall der teuren Schaufeln möglich. Voraussetzung ist ein nachweislich niedrigerer Lebensdauerverbrauch, als er dem Austausch zu Grunde gelegt wurde. Es ist denkbar, dass in diesem Fall der OEM seine Zustimmung für eine zeitlich begrenzte Weiterverwendung oder eine Reparatur gibt. Entscheidend sind gewöhnlich die im Handbuch festgeschriebenen Schädigungsgrenzen.

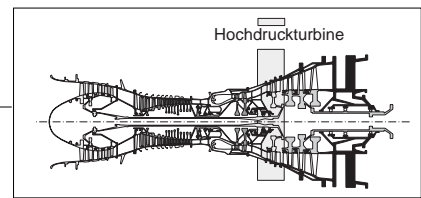
Mehrwellenmaschinen (Bild 3.1-2) verfügen über eine separate **Hochdruckturbine** (HDT). Sie treibt den (Hochdruck-) Verdichter an und ist üblicherweise ein Teil des sog. **Gaserzeugers**. Er liefert das Heißgas für die Leistungsturbine (Niederdruckturbine, NDT).

Etwa 2/3 der Gesamtleistung der Maschine werden im Gaserzeuger als innere Leistung umgesetzt (Bild 2.1-3.1). Die abgegebene Nutzleistung wird von der Niederdruckturbine erzeugt. Die Hochdruckturbine ist nicht selten **Gastemperaturen oberhalb des Erweichungspunktes** der Schaufelwerkstoffe (ca. 1200°C) ausgesetzt. Dies erfordert eine intensive Kühlung (Bild 3.3-3 und 3.3-6). Auch die Fliehkraftbelastung der Schaufeln und Scheiben liegt aufgrund der relativ hohen (Hochdruck-) Drehzahl im Grenzbereich der Werkstofffestigkeit. Diese zyklische und statische Belastung der HDT ist für die begrenzte Lebensdauer ihrer **Komponenten** verantwortlich (Bild 3.3-5). Es handelt sich insbesondere um die **Rotor-**



schaufeln (Bild 3.3-10). Sie müssen üblicherweise als Erste wegen aufgebrauchter Kriechlebensdauer (Bild 2.3-1 und Bild 2.3-2) ausgetauscht werden. Die davor angeordneten thermisch sehr hoch beanspruchten **Leitschaufeln** (Bild 3.3-9) sind von Thermoermüdung und Oxidation lebensdauerbegrenzt. Als statische Bauteile stehen sie unter Wärmespannungen und Gasbiegebelastung. Diese Beanspruchungen lassen den Rissfortschritt in den vom OEM vorgesehenen Grenzen kontrollieren (Bild 3.3-17). Zusätzlich lassen sich die direkt am Brennkammeraustritt angeordneten Leitschaufeln besser als die Rotorscheaufeln mit einer Boroskopie überwachen und beurteilen (Bild 4.1-6). Ein Versagen ist somit leichter als bei den Rotorscheaufeln abzufangen. Neuteilbeschaffung, Reparatur und Wartungsaufwand für diese Komponenten der Hochtechnologie **bestimmen wesentlich die Betriebskosten.**

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.3.1 Komponenten der Hochdruckturbinen.

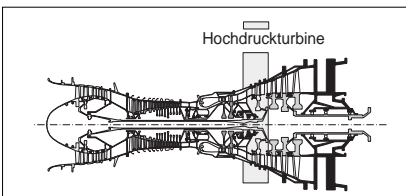
Die HDT-Schaufeln.

Rotorschaufeln (Bild 3.3-1 und Bild 3.3-2) moderner Gasturbinen sind **Feigussteile** mit einer **komplexen inneren Kühlluftführung** und einer Vielzahl Öffnungen zur Oberfläche. Hier kann Luft für den schützenden Kühlschleier austreten (Bild 3.3-2). Der Schaufelwerkstoff ist üblicherweise eine **Nickelbasislegierung**. Sie zeichnet sich durch hohe Warmfestigkeit, Kriechbeständigkeit und guten Oxidationswiderstand aus. Diese Legierungen enthalten eine „härtende“ Ausscheidungsphase (Ni_3Al). Sie ist für die gute Kriechfestigkeit verantwortlich. Gussteile können je nach Gießprozess **polykristallin, gerichtet erstarrt** oder als **Einkristall** vorliegen (Bild 3.3-4). Die Ausrichtung bzw. Vermeidung der Korngrenzen trägt der Tatsache Rechnung, dass sie besonders bei ungünstiger Orientierung zur Hauptbelastung, eine **Schwachstelle für Kriechbeanspruchung und Thermoermüdung** bilden.

Die Schaufelspitze kann bei älteren Gasturbinentypen ein **Deckband** aufweisen, das die Dichtung zum Gehäuse übernimmt. Damit lassen sich die Nachbarschaufeln **verspannen, um Schwingungen zu vermeiden** (Bild 3.4-1). In modernen Maschinentypen werden eher Rotorschaufeln der Hochdruckturbinen ohne Deckband verwendet. Solche Schaufeln sind an der Spitze von einem Anstreifsystem gegen das Gehäuse abgedichtet. Zu diesem Zweck werden die Schaufelspitzen mit einer **Panzerung in Form von aufgelöteten Hartstoffpartikeln** ausgestattet. Auf der gegenüberliegenden Seite trägt das Gehäuse sogenannte **Turbinensegmente**. Sie verhindern den direkten Heißgaskontakt zum tragenden Gehäuse und haben eine **temperaturbeständige Anstreifschicht**. Eine besondere Gestaltung beeinflusst die Wärmedehnungen, um den Spitzenspalt zu minimieren. Bei älteren Triebwerken besteht die Anstreifschicht aus gefüllten oder ungefüllten **„Honigwaben“** (Bild 3.4-5). In modernen Maschinen werden dichte Plasmaspritzschichten aus Zirkonoxid als Anstreifschicht genutzt. Als Thermobarrieren verhindern sie eine Überhitzung der Dichtsegmente durch den Heißgasstrom.

Trotz des guten Oxidationswiderstands der Ni-Basis-Legierungen (Superlegierungen) reicht dieser für die heutigen, extrem langen Garantiezeiten alleine nicht aus. Deshalb sind HDT-Schaufeln normalerweise zumindest auf der Außenfläche mit **Oxidationsschutzschichten** versehen. Meist werden diese durch Eindiffusion von Aluminium hergestellt (Bild 3.3-7). Im Betrieb bildet die Oxidation eine schützende, dichte Al_2O_3 -Schicht. Um innere Oxidation zu vermeiden, wird immer öfter auch die innere Kühlstruktur der Schaufeln mit einer Diffusionsschutzschicht ausgerüstet.

In neuester Zeit werden die **Blätter von Rotorschaufeln mit keramischen Wärmedämmschichten** versehen. Anscheinend haben sich **aufgedampfte Schichten (PVD)** mit einer besonders thermowechselfesten **„Stängelstruktur“** (Bild 3.2.3-6) durchgesetzt. Solche Wärmedämmschichten besitzen eine Haftschiicht, die auch als Oxidationsschutz des Grundmaterials dient (Bild 3.2.3-7).



Die HDT - Scheiben.

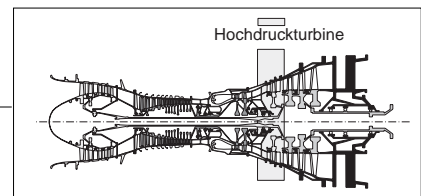
Die Scheiben der Hochdruckturbinen (Bild 3.3-1) sind einer bauteiltypischen **Belastungskombination** ausgesetzt. Sie unterliegen den **Fliehkräften** des hochtourigen Rotors. Die absolute Höhe und die Differenzen der Temperaturen mit Gradienten und entsprechenden Wärmespannungen (Bild 3.3-5) erreichen an diesen Bauteilen jeweils das Maximum aller Scheiben der Maschine. Deshalb soll an dieser Stelle, stellvertretend für andere Scheiben (Verdichter und NDT), die Entstehung der Belastungen, ihre typische Verteilung im Bauteil und ihre Auswirkung auf die Lebensdauer behandelt werden.

Fliehkraftbelastungen führen zu einer Aufweitung der Scheibe. Dabei sind die **inneren Scheibenpartien**, sofern sie nicht durch konstruktive Maßnahmen entlastet werden, von **Tangentialspannungen** besonders hoch zugbeansprucht. Diese Beanspruchung fällt zum Umfang hin deutlich ab. Die Höhe der **Radialspannung** liegt am Rand im Bereich der Tangentialspannung. Wir wissen aus eigener Erfahrung (z.B. Karussell), dass eine Masse der Außenzonen einer rotierenden Scheibe (Kranz, Bild 3.3-1) oder eines Stabes, deutlich höhere Fliehkräfte erfährt als in Nabennähe. Die Tatsache, dass die Fliehkräfte die Nabe höher belasten als den Kranzbereich, ist bei flüchtiger Betrachtung nicht sofort plausibel. Die Erklärung liegt darin, dass eine Masse am Umfang höhere Fliehkräfte erfährt, jedoch von den (radial nach innen) anschließenden Zonen gehalten werden muss. So übertragen sich die Fliehkräfte der äußeren Zonen letztlich auch auf den Nabenbereich und belasten diesen sehr hoch, obwohl die Nabe selbst zur Fliehkraft relativ wenig beiträgt. Um die Beanspruchung im **Nabenbereich** auf ein akzeptables Maß zu senken, werden Rotorscheiben hier deutlich **dicker** als in der anschließenden Scheibenmembrane (Bild 3.3-1). Trotzdem sind bei modernen Triebwerken und ihren Derivaten im Nabenbereich zyklische plastische Verformungen unvermeidlich. Es liegt eine **lebensdauerbestimmende LCF-Beanspruchung** vor.

Zur Belastung der Scheibe, trägt die aufgrund der Temperaturgradienten behinderte Wärmedehnung erheblich bei. Dadurch bedingten Wärmespannungen überlagern sich Spannungen aus Fliehkräften (Bild 3.3-5). Weil Wärmespannungen von den Temperaturgradienten abhängen, verändern sie sich mit den Betriebszuständen.

Beim **Start** steigt die Gastemperatur, der Rotor nimmt über die große gasbeaufschlagte Oberfläche der Beschauflung in kurzer Zeit viel Wärme auf. Der anschließende, relativ dünne Scheibenquerschnitt heizt sich dadurch schnell auf (Bild 2.2-3 und Bild 3.3-5). Die dicken Nabenquerschnitte verhalten sich sehr viel träger und sind somit anfangs vergleichsweise kalt. So entstehen in der **Startphase** sehr hohe Temperaturgradienten zwischen Kranz und Nabe. Die heiße Kranzpartie will sich ausdehnen, wird aber vom kalten, massiven Nabenbereich der Scheibe behindert. Die Folge sind hohe Druckspannungen im Kranz bis in den plastischen Bereich. Der für das Spannungsgleichgewicht sorgende **Nabenbereich** wird entsprechend hoch zugbeansprucht. Addiert man die Fliehkraftspannungen hinzu, wird der Kranzbereich entlastet, der Nabenbereich aber zusätzlich zugbelastet. Der **Start ist also der kritischste Belastungszustand der Scheiben** und beeinflusst entsprechend die vorgesehene zyklische Lebensdauer. Sie wird deshalb häufig als maximal zulässige **Zahl an Start-Abstell-Zyklen** (Bild 3.3-5) und nicht als Laufzeit angegeben.

Einen stabilen Temperaturgradienten erreicht die Scheibe je nach konstruktiver Gestaltung und Belüftung erst nach mehreren Minuten im **stationären Betrieb**. Der Zeitpunkt des höchsten Gradienten und damit der höchsten Belastung kann in diesem Zeitintervall liegen (Bild 2.2-4). Dem Betreiber sollte bewusst sein, dass die Startprozedur bis zur Volllast von großer Bedeutung für die zu erwartende Lebensdauer der Turbinenscheiben und damit der Maschine ist (Bild 2.2-5).

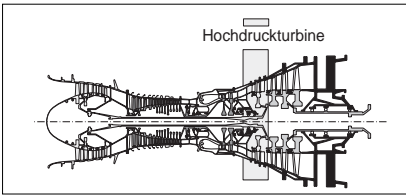


Beim **Abstellen** der Maschine fallen die Gastemperatur und die Fliehkraft schnell ab. Die Kühlung des Kranzbereichs (Bild 3.3-11) durch den kalten Gasstrom führt zu einer großen Temperaturdifferenz gegenüber der noch heißen Nabe. Der **Kranz zieht sich zusammen** und es entstehen hier hohe **Zugspannungen bis in den plastischen Bereich** (Thermoermüdung, Bild 3.3-16). Entsprechende Druckspannungen entlasten den noch heißen Nabenbereich (Bild 3.3-5). So entsteht im Nabenbereich durch den Start und das Abstellen der Maschine eine **LCF- Beanspruchung** (Bild 3.1.2.1-0) niedriger Frequenz mit örtlichen plastischen Verformungen. Dies begrenzt die ertragbaren Lastwechsel (ca. 10^4) bzw. die Ermüdungslebensdauer entscheidend. Üblicherweise wird für die sichere Lebensdauer eine Zyklenzahl gewählt, die unter Berücksichtigung eines ausreichenden Sicherheitsabstands statistisch zu einem **technischen Anriss** (elliptischer Anriss mit ca. 0.8 mm Länge) führen kann. Diese "Inkubationszeit" streut relativ stark. Die verbleibende Lebensdauer aufgrund eines **stabilen Rissfortschritts** bis zur kritischen Risslänge (Bild 3.3-17) kann besonders bei Thermoermüdung deutlich länger als die Inkubationszeit sein. Sie wird jedoch bisher nicht genutzt, da eine ausreichend sichere, serieneignete zerstörungsfreie Rissprüfung noch nicht möglich ist. An dieser Forderung scheitert bisher auch das **Retirement for Cause Konzept** (Bild 5.3-2). Im Rahmen von Schadensfällen, bei denen das Restrisiko für andere Maschinen desselben Typs abzuschätzen ist, werden aber solche bruchmechanische Überlegungen durchaus genutzt.

Die Abhängigkeit der Lebensdauer von den besonderen Belastungen der Scheiben in den einzelnen Betriebsphasen lässt sich für den **Austausch der Teile aufgrund der tatsächlich eingetretenen Belastungen** nutzen. Diese sind maschinenspezifisch und üblicherweise nur dem OEM bekannt. Voraussetzung ist, dass alle notwendigen Daten über den gesamten Betrieb **kontinuierlich aufgezeichnet** werden. Zu diesen Daten gehören Starts, Drehzahlen, Beschleunigungszyklen (Minizyklen), Gastemperaturen und Leistungsabgaben. Je mehr von der tatsächlichen Lebensdauer des Bauteils genutzt werden soll, umso genauer sind die Daten zu erfassen. Es erfolgt eine Umrechnung in **Referenzzyklen**, d.h. in Lebensdauer, die ein normaler Startzyklus verbraucht. Hierfür muss die Auslegung bekannt sein und in besondere Algorithmen eingehen. Letztendlich sind solche Betrachtungen ohne Angaben des OEM nicht möglich. Die kontinuierliche Verfolgung der Restlebensdauer bzw. der verbrauchten Lebensdauer zu ermitteln übernimmt das sog. "**Life Monitoring**" (Kapitel 5.3).

Es sei angemerkt, dass die Gehäuse der Maschinen so ausgelegt sind, dass sie Schaufelbruchstücke auffangen (engl. „containing“). Diese Fähigkeit zum „**Containment**“ ist bei einem Scheibenbruch, zumindest für Derivate, im allgemeinen nicht gegeben. Durch besondere Maßnahmen wie einen Berstschuttring, lassen sich aber auch bei diesen Scheibenbruchstücke auffangen. Auch für Gasturbinen der schweren Bauart ist offenbar ein Containment bei schweren Schäden nicht selbstverständlich (Lit. 2-15)

Weil die HD-Turbinenschaufeln gekühlt werden müssen, ist die dafür benötigte Kühlluft dem Schaufelfuß zuzuführen (Bild 3.3-11). Um einen **Kühlluftscheier** (Bild 3.3-3) auch gegen die hohen Drücke vor der Turbine zu gewährleisten, wird die Kühlluft von einer Art Radialverdichter (engl. "**Coverplate**") vor der HDT-Scheibe zusätzlich komprimiert. Diese Luftführung zu den HDT-Rotorschaufeln ist in ihren mechanischen Auswirkungen sehr komplex. Je nach Zustand der zugehörigen Dichtungen, kann es z.B. zu Gas-schwingungen in diesem System kommen. Davon wird wiederum der Rotor beeinflusst. So hat vielleicht der unerklärlich "**unruhige Lauf**" einer Gasturbine in bestimmten Betriebsphasen hier seinen Ursprung.



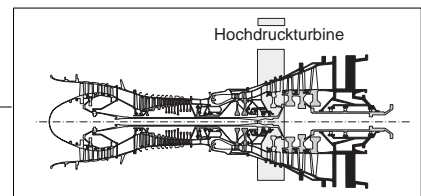
Merksatz:

Rotorscheiben sind im Nabenbereich bei Start-Abstell-Zyklen besonders hoch belastet!

Die Lebensdauer einer Gasturbine wird daher stark von der Anzahl der Start-Abstell-Zyklen bestimmt!

Axel Rossmann

© 2009 by Axel Rossmann, turbocoil



HDT - Leitschaufeln

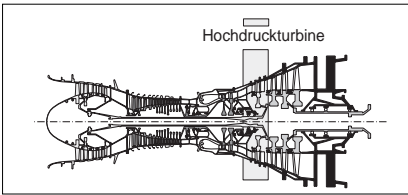
Die Leitschaufeln (Bild 3.3-6) am Brennkammeraustritt (Bild 3.2.1-1) vor dem HDT-Rotor sind die **thermisch am höchsten beanspruchten Bauteile** der Gasturbine. Sie sind besonders den **örtlichen Temperaturspitzen** im Gasstrom ausgesetzt (Bild 3.2.3-2). Obwohl es sich um statische Teile handelt, werden sie von Gaslasten hoch biegebeansprucht. Deshalb werden für solche Bauteile heute häufig Ni-Basis-Legierungen verwendet, obwohl diese empfindlicher als Co-Basis-Legierungen auf Überhitzungsschädigungen reagieren. Diese haben keine Ausscheidungshärtung und werden deshalb bei Überhitzung weniger bleibend geschädigt. Leitschaufeln sind im allgemeinen an beiden Enden mit Deckbändern ausgestattet. Sie sind meist zu Zwillings- oder Drillingssegmenten in einem Stück gegossen und/oder mit Hochtemperaturlot verbunden (Bild 3.3-1).

Die Temperaturbelastung erfordert eine intensive Kühlung. Dazu werden ca. 5-10 % des gesamten Luftdurchsatzes benötigt. Deshalb besitzen Leitschaufeln besonders viele Bohrungen für den Kühlluftschleier (Bild 3.3-6). Die intensive Zumischung der Kühlluft aus den Leitschaufeln zum Heißgas kommt einer niedrigeren und gleichmäßigeren Temperatur der dahinter liegenden Rotorschaukeln zugute.

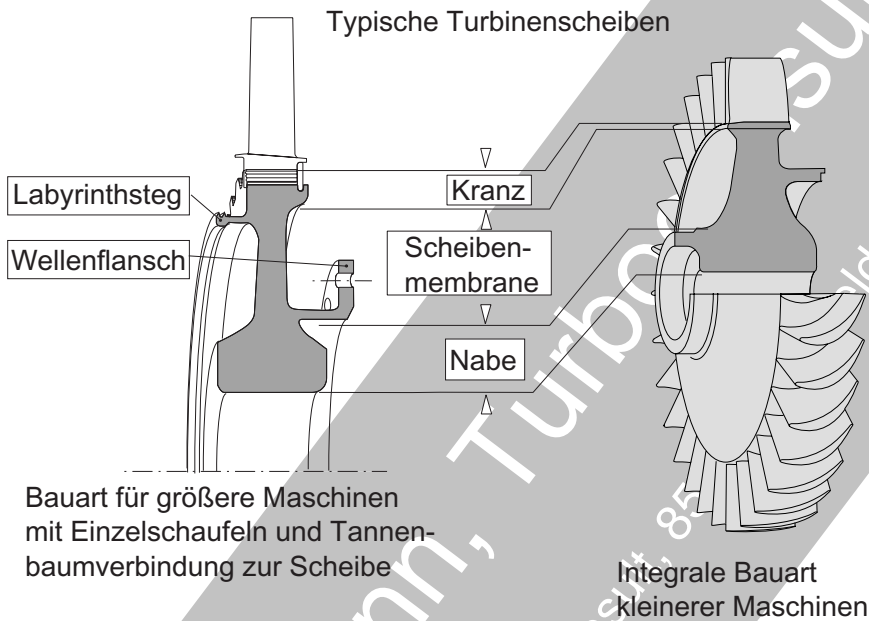
Wichtig ist, dass die **Axialspalte am Umfang** zwischen Einzelschaufeln oder Schaufelsegmenten gegen den Heißgasstrom abgedichtet sind. Das verhindert eine Überhitzung der Gehäuse oder der Rotorkomponenten (Bild 3.3-11).

Gerade die besonders hoch oxidationsbeanspruchten Leitschaufeln werden mit **Schutzschichten** versehen. **Diffusionsschichten** (Bild 3.3-7) und/oder **thermische Spritzschichten** (MCrAlY-Schichten) kommen zum Einsatz. Leitschaufeln erhielten bereits vor Rotorschaukeln keramische **Thermobarrieren** (thermische Spritzschichten, Bild 3.2.3-5) auf den gasbeaufschlagten Flächen, insbesondere dem Schaufelblatt. Dies muss natürlich auch im Zusammenhang mit der fehlenden Fliehkraft gesehen werden.

Als engster Querschnitt im Gasstrom hat der Turbinenleitapparat hinter der Brennkammer großen **Einfluss auf das Betriebsverhalten** der gesamten Gasturbine (Bild 3.3-8).



Bezeichnungen typischer Bereiche von Turbinenkomponenten.



Typische Turbinenleitschaufeln / Leitapparat

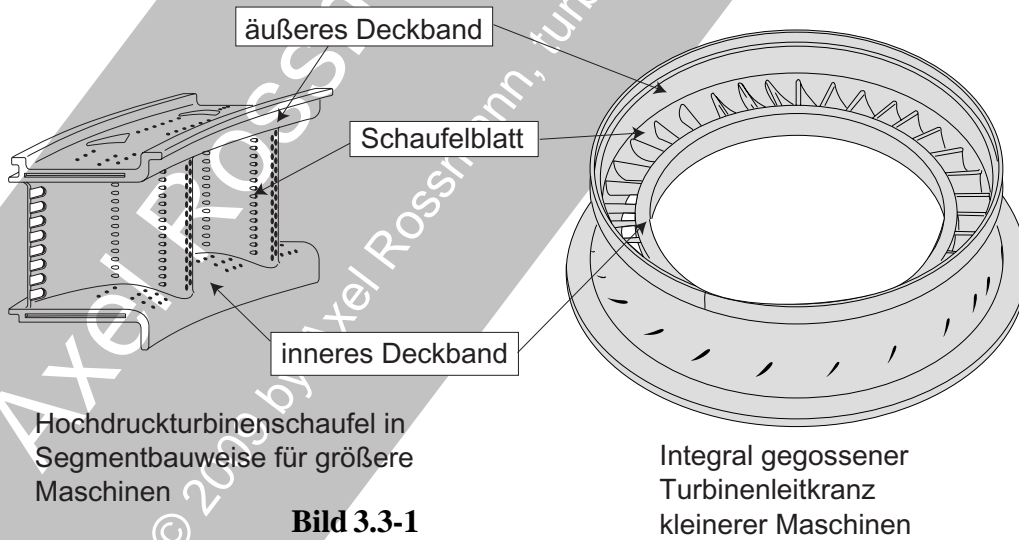
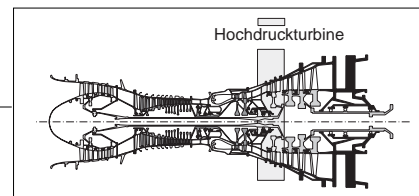


Bild 3.3-1

Bild 3.3-1: Eine typische *Turbinenscheibe* von Maschinen höherer Leistungsklassen (Skizze oben links) hat im **Kranz**bereich eine **Tannenbaumverzahnung** zur Aufnahme der **Schaufelfüße**. In diesem **Bereich** befindet sich auch die **Arretierung und Abdichtung** der **Schaufeln** (z.B. durch **Blechsegmente**). Die

Scheibe (-Membrane) hat häufig **Labyrinthsteg** zur **Kühlluftführung**. Die **Drehmomentübertragung** erfolgt gewöhnlich über **Verschraubungen**. Diese können im **äußeren Scheibenbereich** liegen, wozu **Bohrungen** durch die **Scheibe** erforderlich sind. Für die **Scheibenbelastung** sind **Flansche** günstiger, weil die **Kerbwirkung** in



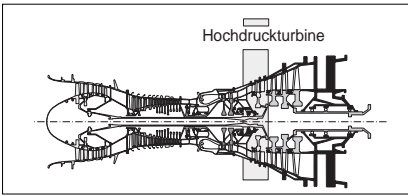
einem hochbelasteten Scheibenbereich entfällt. Turbinenscheiben haben eher nabennahe **Flansche, in Verdichtern und Niederdruckturbinen findet man dagegen Flansche in Kranznähe**. Im Nabenbereich sind Turbinenscheiben, besonders die der Hochdruckstufen verdickt, um die extremen Wärmespannungen und Fliehkräfte (Bild 2.2-3 und Bild 3.3-5) bei den vergleichsweise hohen Bauteiltemperaturen aufnehmen zu können. Die Skizze oben rechts zeigt ein einstückiges, sog. **integrales Turbinenrad** (Skizze oben rechts). Solche gegossenen Räder kommen in kleineren Maschinen zum Einsatz, sind preiswert, aber haben spezifische Probleme (Bild 3.3-17 und Bild 3.3-18). Aus Schmiedeteilen gefräste Räder werden wegen ungenügender Warmfestigkeit und hohen Fertigungskosten nur von wenigen Herstellern verwendet. Das **Schaufelblatt** beim Blisk ist direkt am **Kranz** „angewachsen“. Im Bereich der **Scheibe** (-Membrane) befinden sich üblicherweise ringförmige **Dichtungsstege** gegen Heißgaseintritt bzw. zur Kühlluftführung. Die Scheibe trägt häufig auch einen **Wuchtbund**, an dem spanend Wuchtentnahmen vorgenommen werden. Im hochbelasteten, deutlich aufgedickten **Nabenbereich** erfolgt herstellerspezifisch mit Flanschen die Zentrierung und die Drehmomentübertragung.

Turbinenleitschaufeln sind üblicherweise mit einem **inneren** und einem **äußeren Deckband** ausgestattet (Skizzen unten). Meist sind zwei oder drei Schaufeln, bei Niederdruckturbinen (NDT) auch mehr, zu einem Segment zusammengefasst (Skizze unten links). Dadurch wird eine merkliche Versteifung der langen und schlanken NDT-Schaufeln gegen die hohen Gasbiegekräfte und Schwingungen erreicht. So entsteht ein gewisses „fail save“-Verhalten. Damit führt die Überlastung einzelner Schaufeln bei Überhitzung nicht zum spontanen Bauteilausfall. Die Schaufeln der vorderen Stufen, insbesondere die der Hochdruckturbinen sind mit effektiven Konvektions- und Schleierkühlungen (Bild 3.3-3 und Bild 3.3-6) versehen. In Gasturbinen kleiner Leistung kommen **integrale Leitapparate** sowohl im Hochdruckteil als

auch in der Niederdruckturbinen erfolgreich zum Einsatz (Skizze unten rechts). Eine solche Konstruktion besteht aus einem einzigen Teil. Dies kann ein Gussteil sein oder es ist durch Schweißen und Löten gefügt. Der Nachteil dieser Gestaltung sind hohe Wärmespannungen und so eine gewisse **Empfindlichkeit gegen Therm ermüdung** (Bild 3.3-17 und Bild 3.3-18). Solche Leitapparate weisen aus gießtechnischen Gründen im Inneren, wenn überhaupt, keine vergleichbar komplexe Kühlstruktur wie die Leitschaufelsegmente der größeren Maschinen auf.

Bild 3.3-2: Turbinenrotorschaukeln lassen sich in unterschiedlichen **Konstruktionsprinzipien** realisieren. Es gibt OEMs die Schaufeln mit **Deckband** bevorzugen. Deckbänder haben neben einer effektiven, weitgehend problemlosen Abdichtung des Spitzenspalts den Vorteil der **Schaufeldämpfung und Abstützung gegen Schwingungen**. Nachteile sind die zusätzliche Fliehkraftbelastung, Verschleißprobleme an den Anlageflächen und Rissbildung in den Deckbändern (Bild 3.4-1). Die **Schaufelblätter** der Hochdruckturbinenstufen sind üblicherweise intensiv gekühlt (Bild 3.3-3 und Bild 3.3-6). Lediglich Kleingasturbinen im Leistungsbe- reich von wenigen hundert kW haben integrale Turbinenräder (ohne Einzelschaufeln, Bild 3.3-1) mit ungekühlten Rotorschaukeln.

Das Schaufelblatt wird zur Nabe hin von der sog. **Fußplattform** begrenzt. Diese übernimmt neben der Gasführung auch Dichtungsaufgaben. So wird ein **Heißgaseinbruch** zum Schaufelfuß vermieden und/oder eine unzulässige **Kühlluftleckage** verhindert. Der **Schaufelschaft** oder Schaufelhals hat u.a. die Aufgabe einer günstigen **Krafteinleitung** aus dem Blatt in den Fuß. Hier tritt gewöhnlich auch die Kühlluft durch radiale Bohrungen ein. In manchen Fällen versorgen seitliche Bohrungen im Schaft das Blatt zusätzlich mit Kühlluft. Der **Schweif- fuß** überträgt, anders als der Schwalbenschwanzfuß im Verdichter, die Kräfte mit einer **„Tannenbaumverzahnung“** in die Scheibe. So



Komponenten haben typische Bereiche mit Fachbezeichnungen.

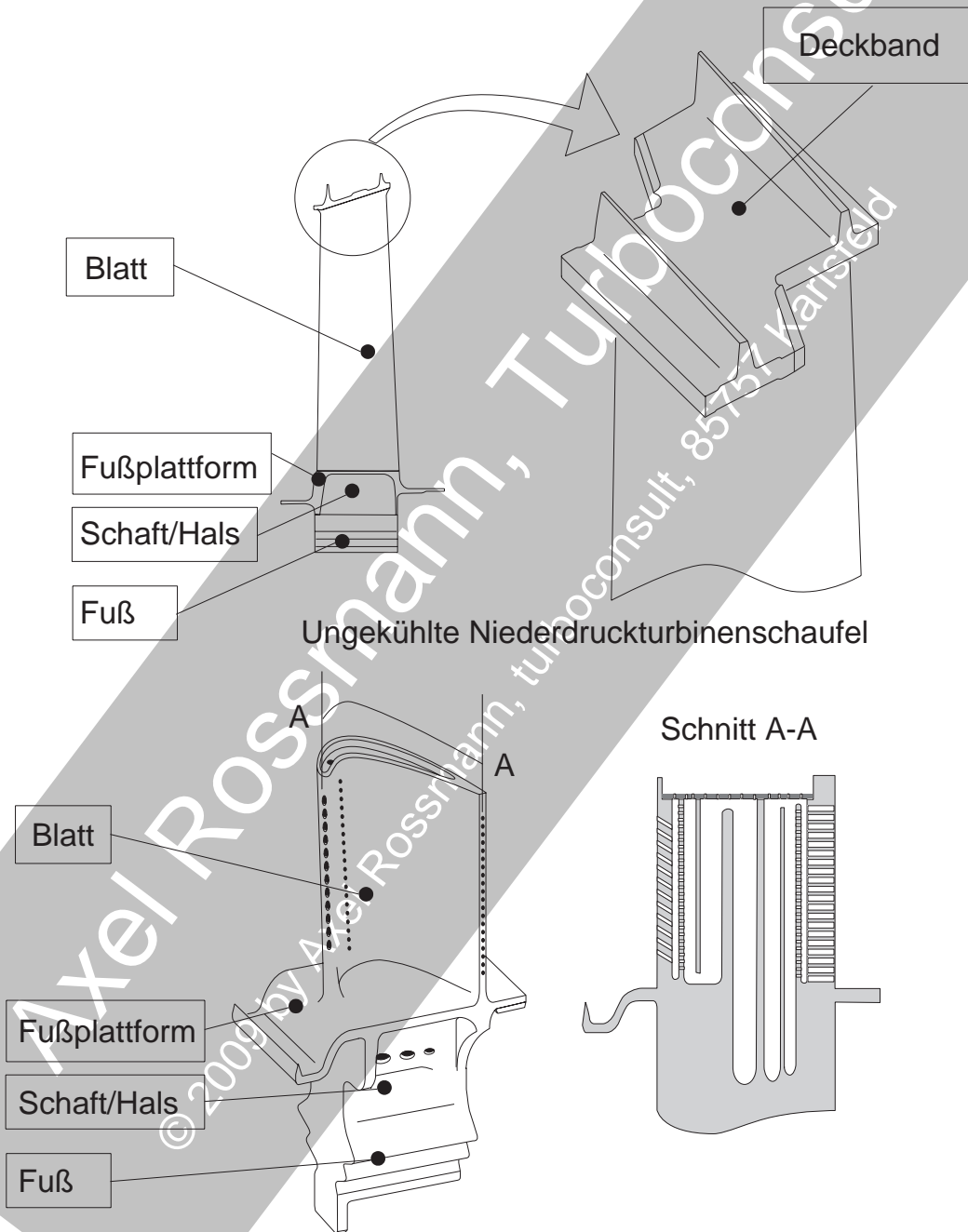
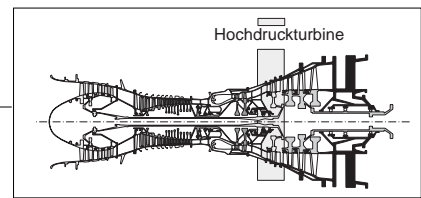


Bild 3.3-2

Gekühlte Hochdruckturbinenschaufel

lassen sich die Belastungen der schweren Turbinenschaufeln bei den höheren Betriebstemperaturen beherrschen. Zahl und Größe der Zähne einer Tannenbaumverzahnung sind

eher herstellerspezifisch. Sie wirkt sich z.B. auch auf das **Überdrehzahlverhalten**, d.h. die Neigung zum Ausschlag bei Aufweitung der Scheibe, bevor es zum Bersten, aus.



Gastemperaturen oberhalb des Schmelzpunktes sind nur mit einer sehr effektiven Kühlung der Turbinenschaufeln möglich.

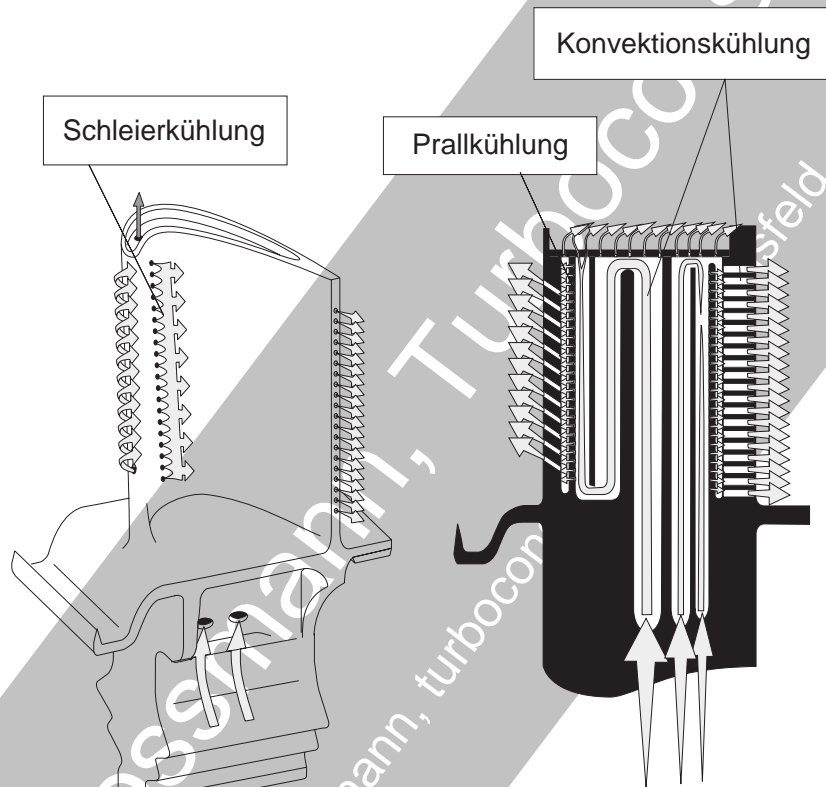
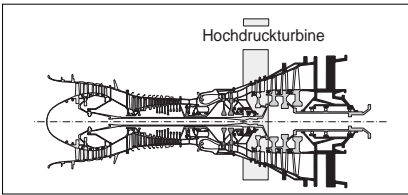


Bild 3.3-3

Bild 3.3-3: Rotorschaukeln der Hochdruckturbinen müssen großen **Fliehkräften bei hohen Bauteiltemperaturen** widerstehen. Um eine ausreichende Festigkeit zu gewährleisten wird die Temperatur der tragenden Querschnitte abgesenkt. Dazu fließt die Wärme durch die Wand zum **Kühlsystem im Schaufelinneren** (Skizze rechts). Hier wirkt die erforderliche Kühlluft als **Konvektionskühlung** (Wärmeleitung). Im Bereich der Eintrittskante ist eine besonders intensive Kühlung notwendig. Der dazu erforderliche gute Wärmeübergang wird erreicht, indem man durch eine perforierte Wand Luft eines benachbarten Kühlkanals direkt gegen die innere Oberfläche

des Kühlkanals an der Eintrittskante bläst (**Prallkühlung**). Um die **Schleierkühlung** (Skizze links) auf der Oberfläche des Schaufelblattes auch an der Eintrittskante gegen den aufprallenden Gastrom zu gewährleisten, ist ein besonders hoher Kühlluftdruck notwendig. Dieser Druck wird bei modernen Maschinen mit einem kleinen **Zusatzverdichter** erreicht. Es handelt sich um eine dünne Scheibe (engl. "cover plate") mit einem luftführenden Abstand zur Turbinenscheibe. Diese Vorrichtung erhöht ähnlich einem Radialverdichter den Druck der Kühlluft vor Eintritt in die Schaufel.



Der Fortschritt der Gasturbinentechnik wird entscheidend von der Warmfestigkeit der Turbinenschaufelwerkstoffe geprägt.

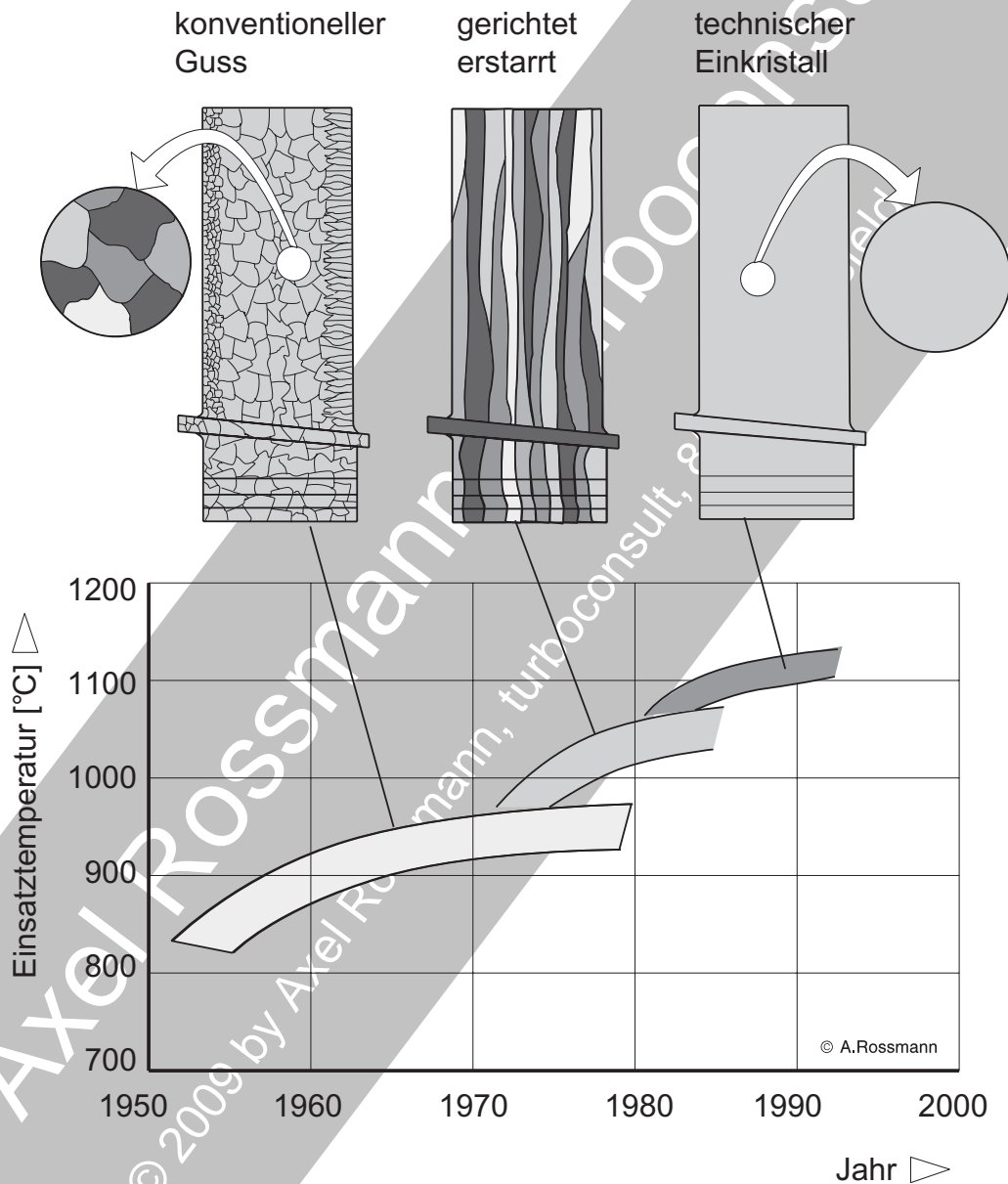
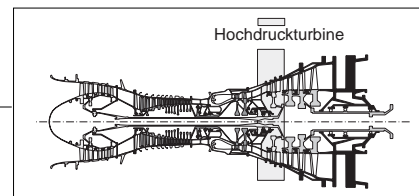


Bild 3.3-4

Bild 3.3-4: Der *Entwicklungstrend* geht zur *Leistungssteigerung* und *Anhebung des Wirkungsgrads* bei immer längeren *Betriebszeiten*. Dieser Trend setzt eine *Temperatursteigerung des Heißgasstroms* vor der Turbine voraus. Das erfordert eine *Verbesserung der Warmfestigkeit*, insbesondere der *Kriech- und Zeit-*

standfestigkeit (Bild 2.3-1 und Bild 2.3-2) von Turbinenschaufelwerkstoffen. Zusätzlich muss der Werkstoff einen ausreichenden Widerstand gegenüber *Thermoermüdung* (Bild 3.3-16) und gute *Oxidationsbeständigkeit* aufweisen. Die hohe Warmfestigkeit der *Gusslegierungen* beruht auf *Grobkorn* mit besonderer (dendriti-



scher) Gefügestruktur und einem hohen Anteil an Aushärtungsphase. Sie haben die **Schmie-delegierungen** (z.B. Nimonic) Anfang der 60er Jahre ersetzt.

Gussteile entstehen im sog. **Feinguss- oder Wachsausschmelzverfahren**. Dafür wird zunächst ein formgenauer Wackskern benötigt. Diesen umhüllen keramische Schichten als Formschale. Sie werden in einem komplexen Tauch- und Trocknungsprozess aufgebracht. Nach dem Ausschmelzen des Wackskerns wird die Form gebrannt. Der Guss erfolgt meist unter Schutzgas oder im Vakuum.

Das Metall erstarrt relativ schnell von der Formoberfläche her. Es entstehen **vielkristalline Gefüge mit unregelmäßig orientierten Körnern** (Kristalle, (engl. conventionally cast, multi-axed, Skizze links). Korngröße und Ausrichtung ist von örtlichen Temperaturgradienten und Erstarrungsgeschwindigkeiten beeinflusst.

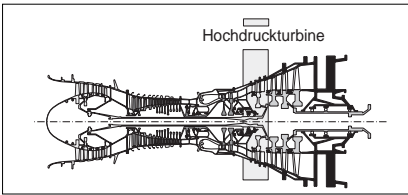
Korngrenzen sind für Kriechen und Thermoermüdung **werkstofftypische Schwachstellen** (Bild 3.3-13). Deshalb wird bei Turbinenleit- und laufschaufeln versucht, die Körner längs der Hauptbeanspruchungsrichtung auszurichten (Lit. 3.3-13). Dies geschieht mit einem geeignet gerichteten Temperaturgradienten während der Erstarrung. Die Kristalle wachsen in Richtung dieses Gradienten. Es entsteht ein **gerichtet erstarrtes** (engl. directionally solidified = DS) Gefüge (mittlere Skizze). Man hat jedoch erkannt, dass neben der Hauptbelastungsrichtung auch Querbeanspruchungen auftreten. Dafür sind in erster Linie **Wärme-spannungen** verantwortlich. Zusätzlich kann Oxidation entlang der Korngrenzen eindringen. So können Korngrenzen des gerichtet erstarrten Gefüges holzartig aufreißen. Typisch ist eine radiale Rissbildung von der Schaufelspitze.

Um deshalb alle Korngrenzen zu vermeiden, wurden Bauteile aus sog. technischen **Einkristallen**, (engl. single crystal = SC, Skizze rechts) entwickelt (Lit 3.3-1). Sie gingen in den 90er Jahren in Serie. „**Technische Einkristalle**“ bestehen aus einer Legierung und sind nicht so

hochrein und frei von Mikrofehlern wie Kristalle der Chipindustrie. Die Temperaturführung wird beim Erstarren der Einkristalle noch exakter und über längere Zeit als bei der gerichteten Erstarrung kontrolliert. Am Erstarrungsbeginn sind besondere Maßnahmen notwendig, um das Aufwachsen eines Kristalls zu gewährleisten. Einkristallwerkstoffe sind auch legierungstechnisch optimiert, um Warmfestigkeit und Oxidationsbeständigkeit weiter zu steigern.

Bild 3.3-5: Während eines **Start-/Abstellzyklus** verändert sich Temperaturverteilung und mechanische Belastung in der Scheibe auf charakteristische Weise. Als Beispiel wurde ein **integrales Turbinenrad** einer kleinen Gasturbine (Bild 3.3-1) gewählt, bei dem die Effekte besonders ausgeprägt sind. Turbinenscheiben mit Einzelschaufeln zeigen in der Tendenz das gleiche Verhalten, wenn auch weniger ausgeprägt.

Heißgastemperatur und Drehzahl sind im dargestellten Verlauf vereinfacht. Im Kranzbereich „A“ erfolgt beim **Start** über die Beschaukelung eine schnelle **Aufheizung** durch die Heißgase. Die Folge sind hohe **Druckspannungen** aufgrund behinderter Wärmedehnung. Bei integralen Turbinenrädern kommt es zum plastischen Stauchen. Diese Beanspruchung geht mit der Zeit wegen des Temperatúrausgleichs in der Radscheibe zurück, bis ein stationärer Zustand erreicht ist. Wird die Maschine **abgestellt, kühlt der Kranz** schneller ab als die Nabe. Es bilden sich in „A“ hohe Zugspannungen, insbesondere in vorher plastisch gestauchten Bereichen. Eine



Wie fühlt sich ein Turbinenrad während eines Betriebszyklus?

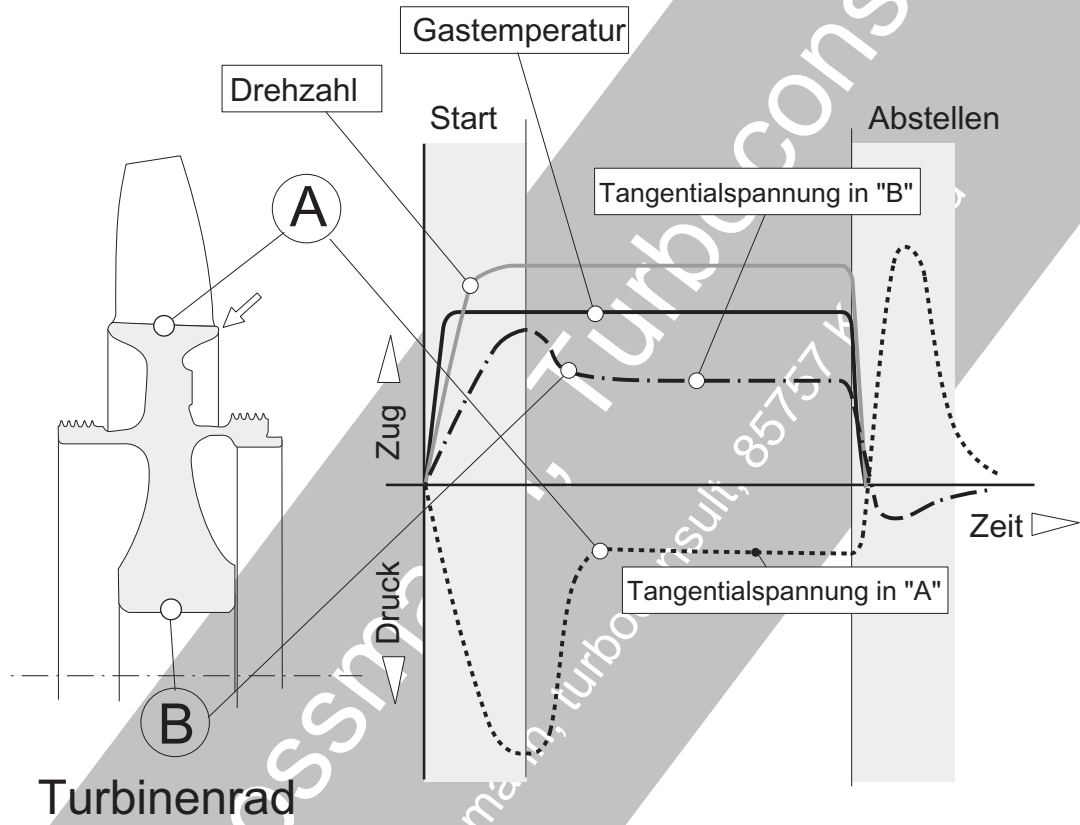
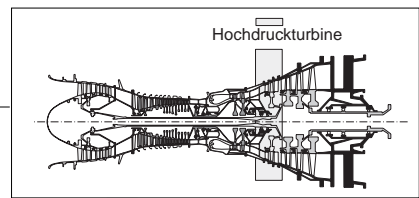


Bild 3.3-5

solche **LCF-Beanspruchung** wird als **Thermomüdigkeitsbeanspruchung** bezeichnet (Bild 3.3-16). In integralen Turbinenrädern kommt es gelegentlich zur sog. **Kranzrissebildung** (Lit. 3.3-2). Es sind vorzugsweise axial orientierte Risse zwischen den Schaufeln (Bild 3.3-17 und Bild 3.3-18).

Im **Nabenbereich "B"** entstehen hohe Zugspannungen, die aufgrund des Temperaturausgleichs bis zum stationären Zustand abfallen. Nach dem **Abstellen** können die noch vorhandenen Wärmespannungen (langsame Abkühlen der massiven Nabe) ohne überlagerte Fliehkraftbelastung in den Druckbereich kommen.



Kühlung ist "überlebenswichtig"! Die HDT Leitschaufel benötigt davon besonders viel.

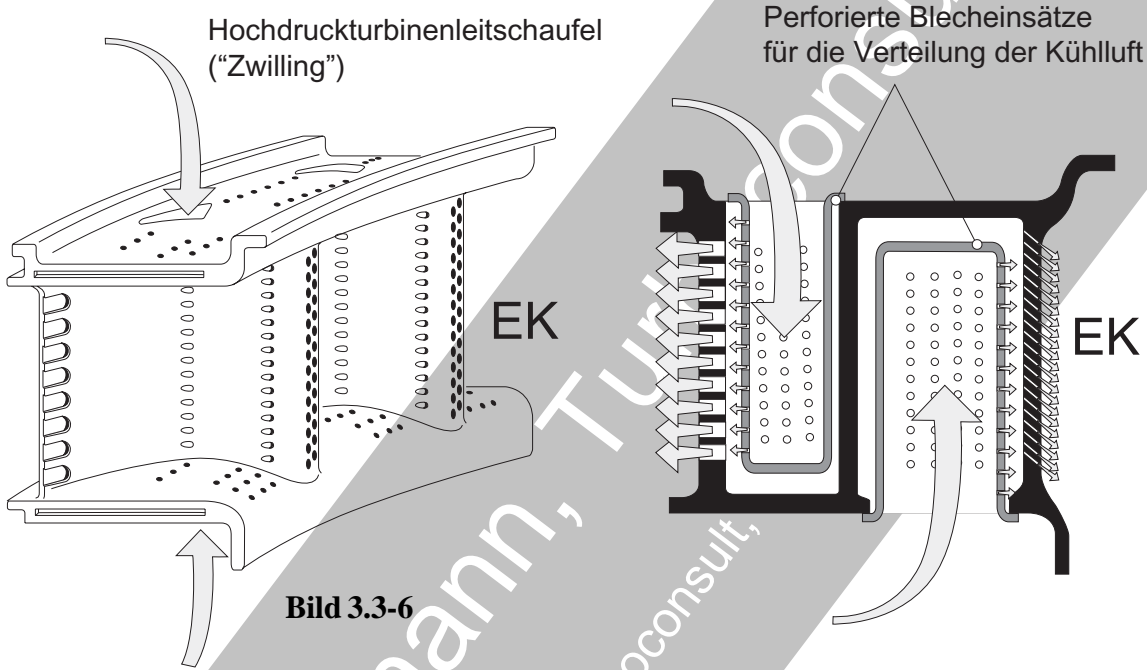


Bild 3.3-6

Bild 3.3-6: Die Leitschaufeln der Hochdruckturbinen, direkt hinter der Brennkammer (Bild 3.2.3-2) sind die am intensivsten gekühlten Bauteile der Gasturbine. Damit sich trotz des hohen Druckniveaus des Gasstroms ein **Kühlluftschleier** (Skizze unten) bilden kann, wird die Kühlluft im Bereich des Verdichteraustritts entnommen. Der Kühlluftverbrauch der Hochdruckturbinenleitschaufeln allein liegt bei mehreren Prozent des Luftdurchsatzes der Maschine. Die Energie der Kühlluft bleibt zu einem merklichen Teil nutzbar. Sie kommt mit der Expansion in der Turbine der Nutzleistung noch bis zu einem gewissen Grad zugute. Steigt die Gastemperatur, z.B. um Leistung und Wirkungsgrad anzuheben, muss sich bei gleichbleibender Heisteiltechnologie (Werkstoff, Konstruktion) gewöhnlich auch der Kühlluftverbrauch erhöhen. Trotzdem bemüht man sich diesen zu minimieren. Das gelingt mit dem Einsatz keramischer Werkstoffe in Form thermisch gespritzter **Wärmedämmschichten** (Bilder

3.2.3-3,-4, 3.2.3-5). Diese thermischen Isolationsschichten verringern den Wärmefluss in die Schaufelwand und so die notwendige Intensität der Kühlung auf der Innenseite. In Entwicklung befinden sich bereits Schaufeln die monolithische Keramikkomponenten verwenden (**"Hybridschaufel"**, Bild 5.2-1). Eine besonders intensive und effektive Kühlung der Schaufelblattoberflchen und der Deckbänder metallischer Schaufeln benutzt eine "siebartige" Perforation der Schaufelwnde für die **Schleierkühlung**. Die sogenannte **Effusionskühlung** mit Hilfe poröser Schaufelwnde ist bisher wegen verschiedener Probleme wie Rissbildung und Verstopfung nicht zur Serienanwendung gekommen. Im Inneren der Schaufelblätter wird die Kühlluft von perforierten Blecheinstzen verteilt (Skizze unten).

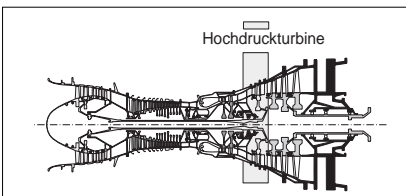


Bild 3.3-7: Diffusionsschichten auf Heiteilen dienen der Vermeidung unzulässiger Oxidation und Heißgaskorrosion. Sie werden durch **Diffusion von Aluminium**, manchmal auch mit Platin, bei hoher Temperatur in geeigneten Atmosphären hergestellt. Aluminium bildet bei Betriebstemperatur eine **dichte, schtzende Aluminiumoxidschicht** und ist besonders geeignet vor weiterer Oxidation zu schtzen. Die Schichtdicke liegt üblicherweise deutlich unter 0,1 mm. Bei anderen Anforderungen mit merklichem Korrosionsanteil, z.B. als **Sulfidationsschutz**, (Bild 3.4-2) werden andere Metalle wie Chrom eindiffundiert. Während des Diffusionsprozesses in der Fertigung wächst ein Teil der Schicht mit besonders hohem Al-Gehalt auf dem Grundmaterial (**Aufbauzone**). Ein weiterer Teil diffundiert in den Grundwerkstoff (**Diffusionszone**).

Die Schichten können sich im Betrieb verändern. Diese Veränderungen können dem Fachmann wichtige Aufschlüsse über den Betrieb ermöglichen. Dazu gehören Schädigung, Restlebensdauer und Temperaturen bzw. Überhitzung.

Hier einige typische Effekte:

“**A**”: **Rissbildung** (sog. Schichtrisse = “Coating Cracks”) entsteht bevorzugt bei niedrigen Temperaturen. Hier ist die Schicht noch relativ spröd.

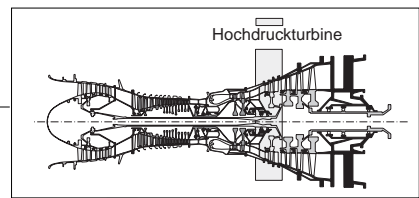
“**B**”: Bildung von “**Oxidngeln**” an Schicht-
rissen im Bereich des Schichtgrunds. Da bietet der relativ niedrige Al-Gehalt keinen ausreichenden Oxidationsschutz.

“**C**”: “**Riffelbildung**” (engl. “**Rippling**”) bildet sich bei hohen Betriebstemperaturen unter zyklischen Wärmedehnungen mit plastischer Schichtverformung.

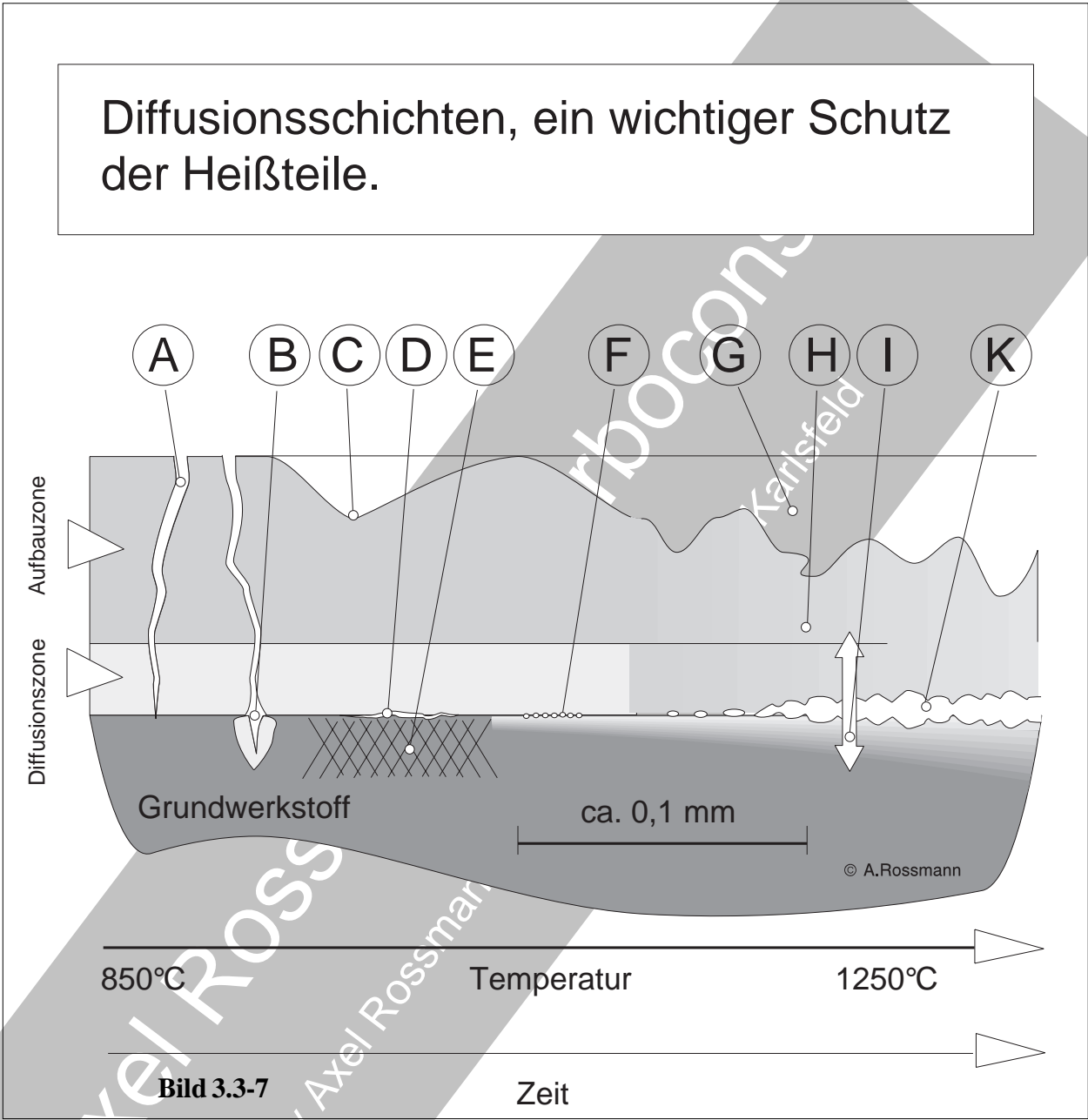
“**D**”: **Ablösung der Schicht** durch Rissbildung im Bereich spröder Phasen.

“**E**”: **Bildung spröder Phasen** durch Diffusionsvorgänge im Betrieb. Betroffen sind Grundwerkstoff und Schicht in Abhängigkeit von Temperatur und Zeit.

“**F**”: **Porenbildung am Übergang** zum Grundwerkstoff durch den “**Kirkendalleffekt**”.

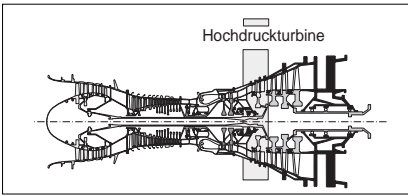


Diffusionsschichten, ein wichtiger Schutz der Heiteile.

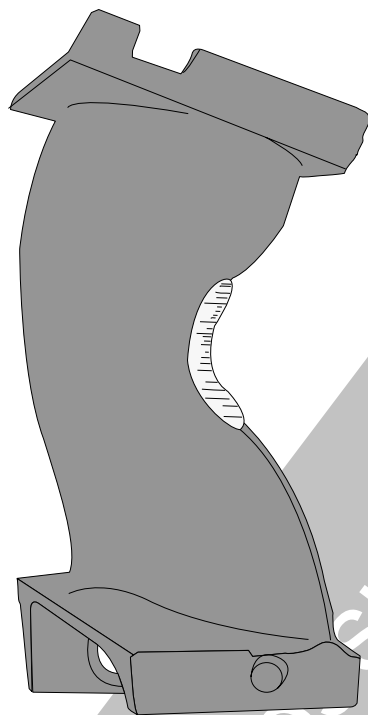


Diffusionvorgnge zum Ausgleich von Legierungsbestandteilen lassen die Poren entstehen. **“G”**: Abzehrung der Schicht durch Zusammenwirkung von Oxidation, Erosion und zyklischen Wrmedehnungen. Sie ist das **Hauptkriterium der Schichtlebensdauer**. **“H”**: Gefgenderungen in der Schicht knnen dem Fachmann wichtige Hinweise auf die tatschlich aufgetretenen Betriebstemperaturen geben. Aus bestimmten Gefgevernderungen lsst sich beispielsweise erkennen, ob schdliche berhitzungen stattgefunden haben.

“T”: Interdiffusion zwischen Grundwerkstoff und Schicht verndert die Struktur und Zusammensetzung beider. Solche Diffusionsvorgnge knnen, wenn auch langsam, bereits bei normalen Betriebstemperaturen auftreten. Sie lassen sich mit sogenannten Diffusionsbarrieren minimieren. Hierfr eignet sich z.B. eine Zwischenschicht aus Platin. **“K”**: Anschmelzungen der bergangszone mit Schichtablsungen bei Temperaturen im Bereich von 1250 °C. Damit sind sie ein Indiz extremer hoher Oberflchentemperaturen.



Querschnittsänderung am HD-Turbinenleitapparat kann gravierende Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der Gasturbine haben.

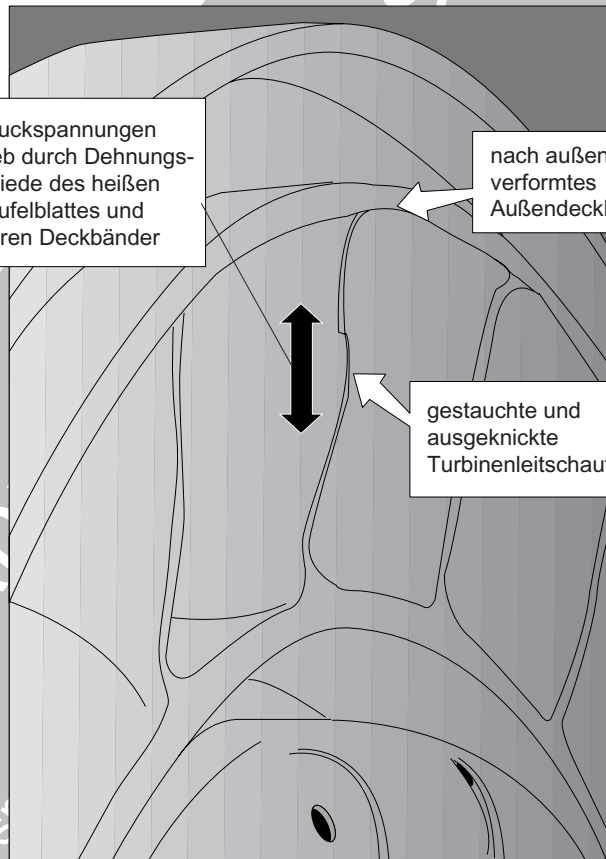


Durch Kriechen verformte Turbinenleitschaufel einer mittleren Gasturbine.

Hohe Druckspannungen im Betrieb durch Dehnungsunterschiede des heißen Leitschaufelblattes und der kälteren Deckbänder

nach außen verformtes Außendeckband

gestauchte und ausgeknickte Turbinenleitschaufel



integral gegossener Turbinenleitapparat einer kleinen Gasturbine aus einer Nickellegierung.

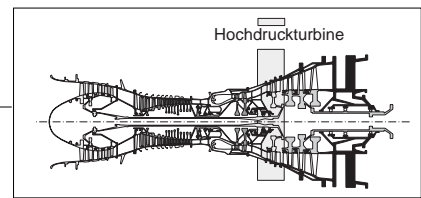
Bild 3.3-8

Bild 3.3-8: Der kleinste Querschnitt im Gastrom ist der Turbinenleitapparat direkt hinter der Brennkammer (Hochdruckturbinenleitapparat 1. Stufe, engl. turbine nozzle, Bild 3.2.3-2). Dieser Querschnitt ist **individuell und sehr genau auf die Gasturbine abgestimmt**. Selbst scheinbar kleine Veränderungen können sich gravierend auf das Betriebsverhalten auswirken. Dazu gehört z.B. der **Pumpgrenzenabstand** (Bild 3.1.1-2). Typische Veränderungen können im Betrieb durch Ausknicken beim Kriechen unter Wärme-Druckspannungen entstehen. Es kann sich auch um **Erosion, Oxi-**

ation, Überhitzung („Verbrennungen“, Beulen) und **Ausbrüche** handeln. Über Grenzwerte müsste der OEM im **Handbuch** oder Anweisungen (z.B. zum Boroskopbefund) Auskunft geben.

Wichtig ist, dass bei einer Reparatur dieser Querschnitt nicht unzulässig beeinflusst wird. Dazu gehören **nicht ausreichend masshaltige Reparaturen**.

Ein weiteres Problem sind Strömungsstörungen an den Deformationen, die gefährliche Schwingungen von Rotorschaukeln auslösen.



3.3.2 Typische Probleme der Hochdruckturbinen - Ursachen und Abhilfen.

In der Hochdruckturbinen (HDT) stehen Probleme der Beschädigung im Vordergrund. **Turbinenleitschaufeln** sind besonders durch Überhitzungen (Bild 3.3-9) aufgrund heißer Strahlen im Gasstrom gefährdet. **Turbinenrotorschaukeln** können ebenfalls überhitzt werden (Bild 3.2.3-2 und Bild 3.3-10), auch wenn sie Temperaturungleichmäßigkeiten am Umfang bei ihrem Umlauf mitteln. **Anzeichen für Überhitzungen** sind abgelöste oder „aufgerollte“ Diffusionsschutzschichten, Rissbildung sowie starke örtliche Oxidation. Das gilt besonders für die Eintrittskante, wo man von „Orangenschaleneffekt“ spricht (Bild 3.3-10 und Bild 3.3-12). Bei „**Verbrennungen**“ (extreme Oxidation) und **Anschmelzungen** fehlen im Extremfall ganze Schaufelpartien.

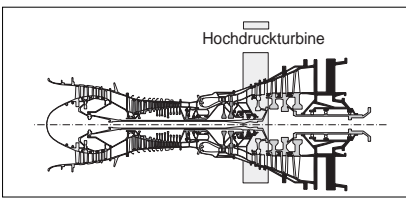
Typische **Ursachen für die Überhitzung** der Turbinenbeschädigung sind:

- Ein ungünstiges Temperaturprofil des Heißgasstroms hinter der Brennkammer (Bild 3.2.3-2).
- Mangelnde Kühlluftzufuhr infolge Verstopfung oder Deformation der Kühlluftkanäle (Bild 3.3-11 und Bild 3.3-12).
- Schlechte Wärmeabfuhr wegen **Oxidationsschichten an den innen liegenden Wandungen der Kühlkanäle** (Bild 3.3-12).
- Erhöhte Gastemperaturen aufgrund von **Fehlfunktionen anderer Komponenten** (Bild 3.3-11).

Rost wirkt erfahrungsgemäß verstopfend. Es ist deshalb unbedingt darauf zu achten, dass der **Ansaugschacht und alle Einbauten frei von Rost** sind. Kühlluftkanäle können von triebwerksinternen Fremdkörpern (OOD) deformiert werden (Bild 3.3-10). Ausbrechende Thermobarrieren (Kapitel 3.2.3) sind eine typische Ursache. **Kokspartikel aus der Brennkammer** sollten für Erdgasnutzer kein Thema sein. Wenn aber zum Start oder zeitweise zum Betrieb ein rußbildender Kraftstoff verwendet wird, kann die Gefahr des „**Carbon Impact**“ bestehen. **Rückstände aus Reinigungsprozessen** können Oxidation und Heißgaskorrosion in Kühlluftkanälen begünstigen. Dazu gehören eingetrocknete Ätzmittel. Sie und andere Fremdstoffe werden im Rahmen eines Reparatur- oder Fertigungsprozesses eingebracht (Lit. 3.3-12). Besonders gefährlich sind **niedrig schmelzende Eingusslegierungen** die mit dem Grundwerkstoff reagieren und Risse auslösen. **Schmelztropfen von Laser- und Elektronenstrahl-** (engl. electron beam =EB) **bearbeitung oder Strahlmittel** sind in der Lage Kühlluftbohrungen zu blockieren.

Bei Überhitzungsverdacht ist grundsätzlich **auch die Brennkammer** auf Anhaltspunkte für ein ungünstiges Temperaturprofil zu überprüfen (Bild 3.2.3-2). Merkmale sind Verzug, Rissbildung, Ausbrüche, ungewöhnliche Koksbildung, beschädigte oder verstopfte Düsen usw (Bild 3.2.3-1).

Um gezielte **Abhilfemaßnahmen** einzuleiten, müssen auch Überhitzungen ohne markante äußerliche Schäden erkannt werden. Heißeile wie Turbinenbeschädigungen bestehen aus Ni-Basis-Werkstoffen die mit der sogenannten Gamma-Strich-Phase, einem besonderen Gefügebestandteil, aushärten. Der erfahrene Fachmann kann elektronenmikroskopisch (REM) aus Menge, Größe, Form, Orientierung und Anordnung dieser Phase **auf Temperatureinwirkungen schließen**. Erschwerend ist jedoch, wenn längere Betriebszeiten bei normaler Betriebstemperatur nach der Überhitzung, das schadensrelevante Bild verändern.



Eine weitere Möglichkeit der nachträglichen **Temperaturbestimmung** besteht in der metallographischen Untersuchung von **Schutzschichten**. Diffusionsschichten zeigen z.B. markante Veränderungen (Bild 3.3-7).

In den hoch fliehkraftbeanspruchten Turbinenrotorschaukeln können sogenannte **Kriechporen** (engl. creep voids) im Gefüge oder auf der Bruchfläche Hinweise auf Kriechen als wirksamen Schadensmechanismus geben (Bild 3.3-13). Die heute üblichen **Gusslegierungen zeigen im Gegensatz zu Schmiedelegierungen** älterer Maschinentypen erfahrungsgemäß keine ausgeprägte Kriechporenbildung. Das Fehlen von Kriechporen läßt also nicht den umgekehrten Schluss zu, dass Kriechen als Schadensursache ausscheidet.

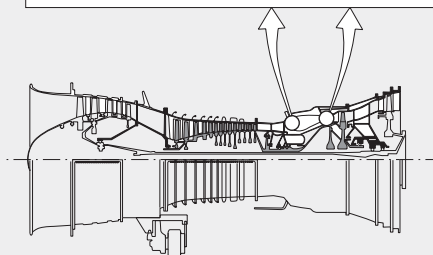
Doch nicht nur die Höhe der Temperatur ist von Bedeutung, auch die **Temperaturverteilung** (Bild 3.3-14) hat große Auswirkung auf eine Schädigung. Der zugehörige Schadensmechanismus ist die **Thermoermüdung** (Lit. 3.3-11). **Rissbildung** an den Eintrittskanten der Schaufeln und **im Inneren** (!) des Bauteils, d.h. in den Wänden der Kühlluftkanäle, ist dafür typisch (Bilder 3.3-14, -15). Das Phänomen der verstärkten Rissbildung in der relativ kalten Wand von Kühlluftkanälen steht in scheinbarem Widerspruch zur beschleunigten Kriechschädigung bei erhöhter Temperatur. Es handelt sich hier aber um einen anderen Schädigungsmechanismus, den zyklischen Ermüdungsvorgang der Thermoermüdung. Die Belastungen sind eine Folge **behinderter Wärmedehnung** (Bild 3.3-16). Dabei stehen Zugspannungen der kälteren Bereiche im Gleichgewicht mit Druckspannungen der heißeren Zonen. Sie erklären sich aus der größeren Wärmedehnung. Bei Leitschaufeln führen Wärmespannungen zwischen den Deckbändern und dem Schaufelblatt zu typischen **Thermoermüdungsrissen im Übergangsradius** (Bild 3.3-9 und Bild 3.3-17). Solche Risse werden häufig vom OEM in Handbüchern bis zu einer gewissen Größe toleriert. Die maximale Risslänge hängt von der Gasbiegebelastung der Schaufeln und/oder der rissbedingten Leckluftrate ab. Mitunter werden Druckspannungen im Blatt so hoch, dass dieses durch Kriechen „**ausknickt**“.

An Schaufelsegmenten, die aus mehreren Blättern bestehen, können sich die Schäden auf eine besondere Blattlage konzentrieren. Das ist der Fall, wenn ein Blatt von benachbarten Schaufeln des Segments besonders an der Verformung gehindert wird. Zu hohe Bauteiltemperaturen im Bereich der Erweichung, begünstigen eine örtliche **Aufblähung** der Schaufelblattwand (Bild 3.3-10) durch den Kühlluftdruck.

Heute tragen Turbinenleitschaufeln moderner Maschinen oft keramische **Wärmedämmschichten**. Solche Schichten haben einen Entwicklungsstand erreicht, durch den Probleme wie Schichtabplatzungen und Erosion (Bild 3.2.3-8) auch über die langen, garantierten Betriebszeiten beherrschbar bleiben. Trotzdem ist zu beachten, dass diese Schichten mit Schmelzen aus Staubablagerungen und anderen Luftverunreinigungen reagieren und so frühzeitig versagen können (Bild 3.2.3-7 und Bild 3.2.3-8). Wie bereits in Kapitel 3.2.3 erwähnt, besteht wegen der Sauerstoffleitung des heißen ZrO_2 , die Gefahr einer **Langzeitoxidation der Haftschrift** und einer entsprechenden Abnahme der Haftfestigkeit.

Merksatz

- ! Bei Brennkammerschäden immer die Turbine überprüfen!
- ! Bei Turbinenschäden immer die Brennkammer überprüfen!



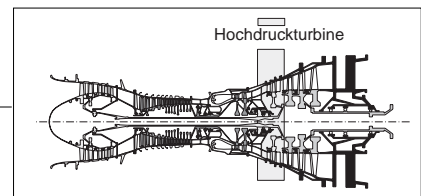


Bild 3.3-9: Die **Turbinenleitschaufel** sieht im Gegensatz zur Rotorscheufel alle **Temperaturungleichmäßigkeiten des Heißgasstroms** (Bild 3.2.3-2) in radialer und Umfangsrichtung. Ihr gilt die besondere Aufmerksamkeit der Heißeilinspektion (Bild 4.1-6). Die Hochdruckturbinenleitschaufel ist eines der **reparaturintensivsten Bauteile**.

Einige typische **Schadensbilder** :

“A”: **Orangenschaleneffekt** im Bereich hoher Bauteiltemperaturen. Das Schadensbild entsteht aus der Kombination starker Oxidation und flacher Thermoermüdungsrisse.

“B”: **Rissbildung infolge Thermoermüdung**. Die Risse sind meist nicht tief, aber stark oxidiert und verbreitert.

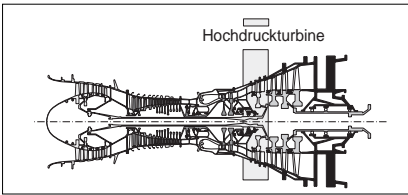
“C”: Durch Übertemperaturen **“verbrannter”** (extrem oxidiertes) und/oder **geschmolzener Bereich**. Es fehlen merkliche Wandbereiche.

“D”: Eine **“aufrollende“ Diffusionsschicht** weist auf Bauteiltemperaturen im Erweichungsbereich des Grundwerkstoffs hin. Der Effekt entsteht durch lokales Anschmelzen einer Al-reichen Schichtzone zum Grundwerkstoff (Bild 3.3-7).

“E”: **Oberflächenverbrennungen und Heißgaserosion** im Deckbandbereich. Diese Erscheinung weist auf örtliche Schwächen des Kühlluftschleiers hin. Häufig ist die Schädigung flächig, rau und von Oxid grünlich verfärbt.

“F”: **Rissbildung** (engl. coating cracks) **in der Beschichtung** die gegen Oxidation und Heißgaskorrosion aufgebracht wird (Bild 3.3-7).

“G”: **Radialriss** im Schaufelblatt auf der Druck- oder Saugseite entlang der Korngrenzen (Warmrisse, Heißrisse) gerichtet erstarrter Bauteile (Bild 3.3-4). Meist sind sie ein Hinweis auf hohe Wärmespannungen, Oxidation der



Die Hochdruckturbinenleitschaufel ist meist das am höchsten thermisch belastete Bauteil.

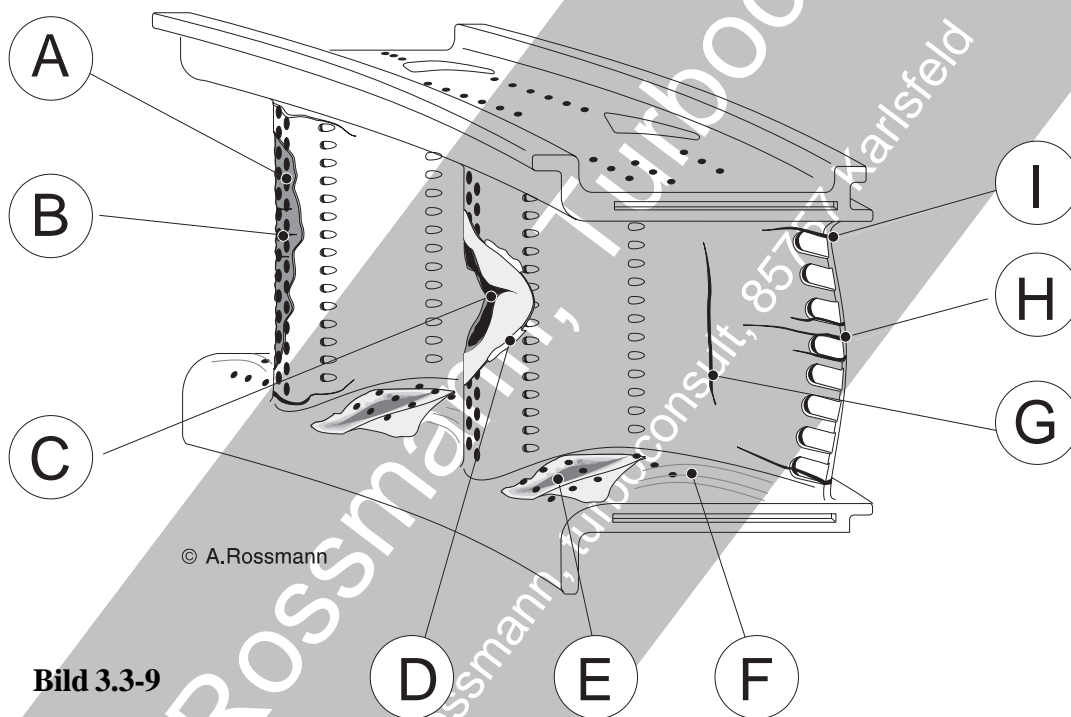


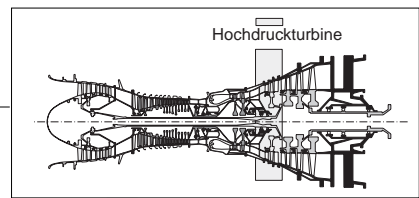
Bild 3.3-9

Korngrenzen und besonders hohe Bauteiltemperaturen (siehe auch „G“, Bild 3.3-10).

“H”: **Ausknicken und Deformationen des Blattes.** Dieser Effekt ist auf große Wärmeausdehnungsunterschiede zwischen Blatt und Plattformen zurückzuführen. Hohe Druckspannungen führen zur Kriechverformung. Er kann als Hinweis auf kurzfristig besonders hohe örtliche Temperaturen gelten. Solche Erscheinungen werden vom Start oder der Beschleunigung begünstigt.

“T”: **Typische Rissbildung** als Folge hoher Wärmespannungen und Thermoermüdung am

Übergang Schaufelblatt/Deckbänder (Bild 3.3-17). Oft sind diese Risse bis zu einer vom OEM spezifizierten Länge zulässig. Als Kriterium dient ein verzögerter Rissfortschritt.



Häufig bestimmt die Hochdruckturbinenrotorschaukel die Überholintervalle der Maschine.

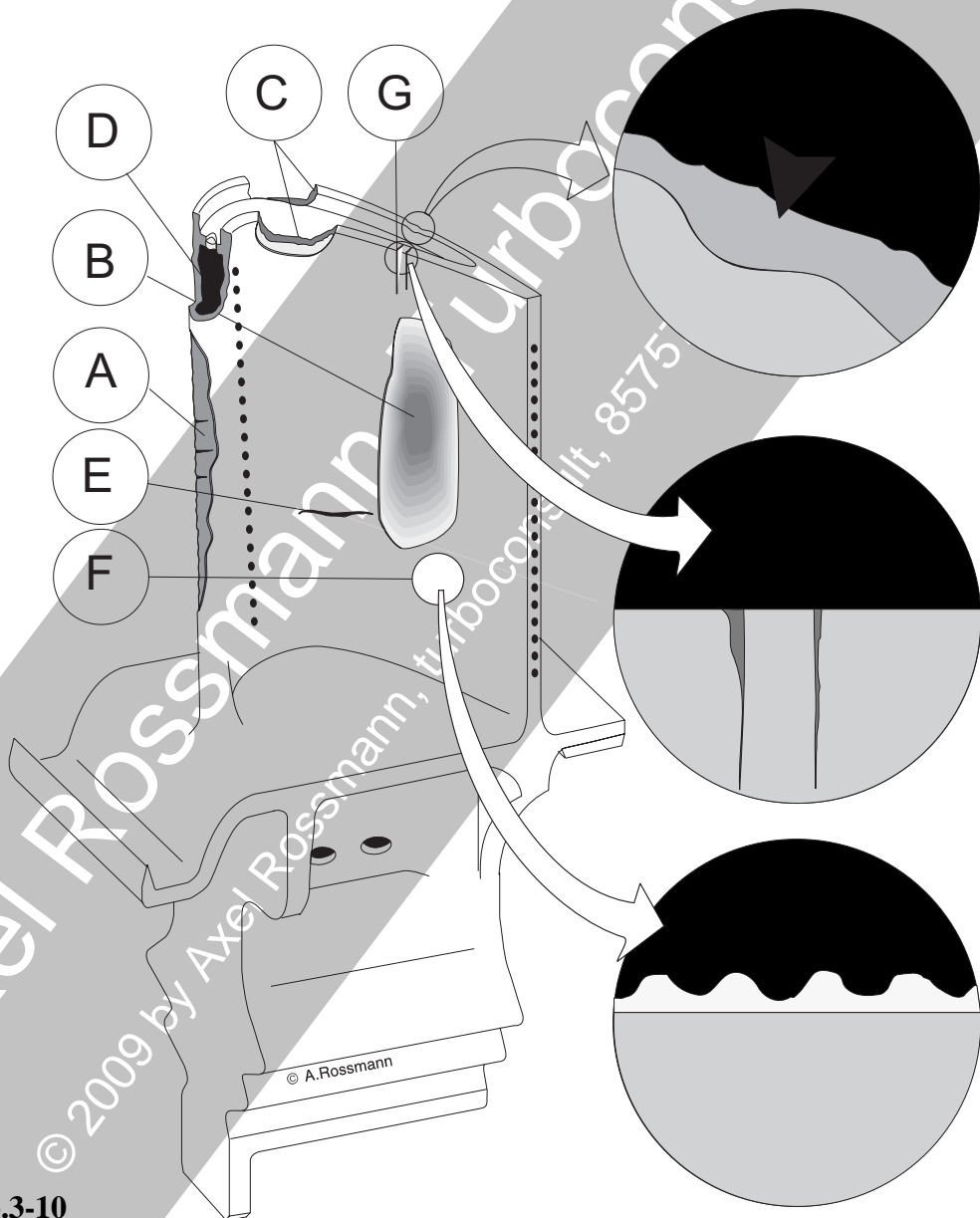
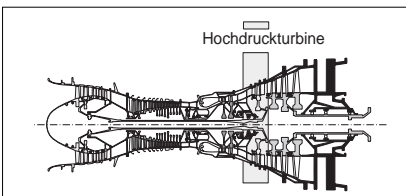


Bild 3.3-10

*Bild 3.3-10: Es schadet nicht, wenn auch der Betreiber typische Schäden der Heiteile den **Fachbegriffen** und Erscheinungsformen zuordnen kann. Dieser Fall tritt beim Einsatz des **Boroskops** (Bild 4.1-5 und Bild 4.1-7) im Rahmen einer Heiteilinspektion ein. Angenommen,*

*es wird ein Boroskopbefund dem Betreiber der Maschine genannt und vielleicht durch eigene Inaugenscheinnahme oder an Hand von Fotos demonstriert. Wenn die **Einschätzung des Befunds** umfangreiche und kostspielige Aktionen erfordert, ist ein Verständnis der technischen*



Zusammenhänge dem Betreiber eine wertvolle Entscheidungshilfe und dient dem Vertrauen.

Einige **typische Befunde an Hochdruckturbinenrotorschaukeln:**

„A“: **„Orangenschaleneffekt“** auf Grund starker Oxidation mit Thermoermüdungsanrissen in einer Zone hoher Betriebstemperaturen. Dieses Schadensbild findet man bevorzugt an der Schaufeleintrittskante.

„B“: Heiße Zone (**„Hot Spot“**) wird durch verstärkte Aufrauung infolge Oxidation und **„Riffelbildung“** in der Diffusionsschicht angezeigt. Im Extremfall kann der Kühlluftdruck zur Ausbeulung der Schaufelwand genügen. Örtliche Überhitzungen können auf einen unzureichend schützenden Kühlluftschleier (z.B. Verstopfung) hindeuten.

„C“: Ein besonders neuralgischer Punkt ist die **Schaufelspitze** (Lit 3.3-6) deckbandloser Hochdruckturbinenschaufeln (siehe Detail oben). Typisch sind Ausbrüche und **Verbrennungen** im Dichtbereich der Schaufelspitze. Die **Anstreiffunktion zur Spaltminimierung** lässt keine dauerhafte Oxidationsschutzschicht zu. So kommt es an der Schaufelspitze nach längeren Laufzeiten zu starkem Oxidationsangriff. Die entstehende **Spalterweiterung** führt gerade bei diesem Bauteil zu einer merklichen Beeinflussung des Gesamtwirkungsgrades. Deswegen werden besondere Anstrengungen in Form von Entwicklungsprogrammen unternommen, um ein verbessertes Langzeitverhalten der Schaufelspitze zu erzielen. Dazu gehört das Aufbringen von **Hartstoffpartikeln**

„D“: **Abgebrannte Schaufeleintrittskante in Spitzennähe.** Typische Ursachen sind **Kokseinschläge** (engl. carbon impact, Bild 3.3-10), Beschädigungen durch ausgebrochene Partikel von Wärmedämmschichten (Bild 4.1-7 „C“)

oder die Verstopfung des Kühlluftkanals im Schaufelspitzenbereich (Bild 3.3-12).

„E“: **Rissbildung in Mitte der Druckseite des Schaufelblattes.** Ein solcher Schaden kann auch von örtlichen, linienartigen dunklen Verfärbungen (Rußfahne) angezeigt werden. Denkbar sind **Thermoermüdrisse**, die von den **innenliegenden Kühlluftbohrungen** ausgehen (Bild 3.3-14 und Bild 3.3-15).

„F“: Unter **Riffelbildung** (engl. rumpling (Bild 3.3-7 „C“) versteht man eine orientierte Rauigkeitsvergrößerung. Schutzschichten erleiden unter Thermoermüdung als Folge der zyklischen plastischen Verformung eine markante **Wellenstruktur** (siehe Detail unten).

„G“: **Rissbildung an der Spitze** gerichtet erstarrter Schaufeln. Es handelt sich um eine Kombination aus Oxidation und Thermoermüdung.

Nicht dargestellt sind Befunde wie **Ablagerungen und Beläge** im Bereich der Bohrungen für den Kühlluftschleier. Sie können eine bedenkliche Kühlluftverschmutzung anzeigen und bilden sich aus aufgeschmolzenem Staub. Dazu gehört auch Abrieb von Einlaufbelägen (Labyrinth, Gehäuse, Bild 3.1.2.4-4).

Ein besonderes **Problem bei Boroskopbefunden sind Fehlinterpretationen von linienförmigen Anzeigen.** Sie können einen gefährlichen Riss (Bild 3.3-5 und Bild 3.3-15) oder eine harmlose Ablagerung (Bild 4.1-7 „G“) bedeuten. Hier ist Expertenwissen gefragt.

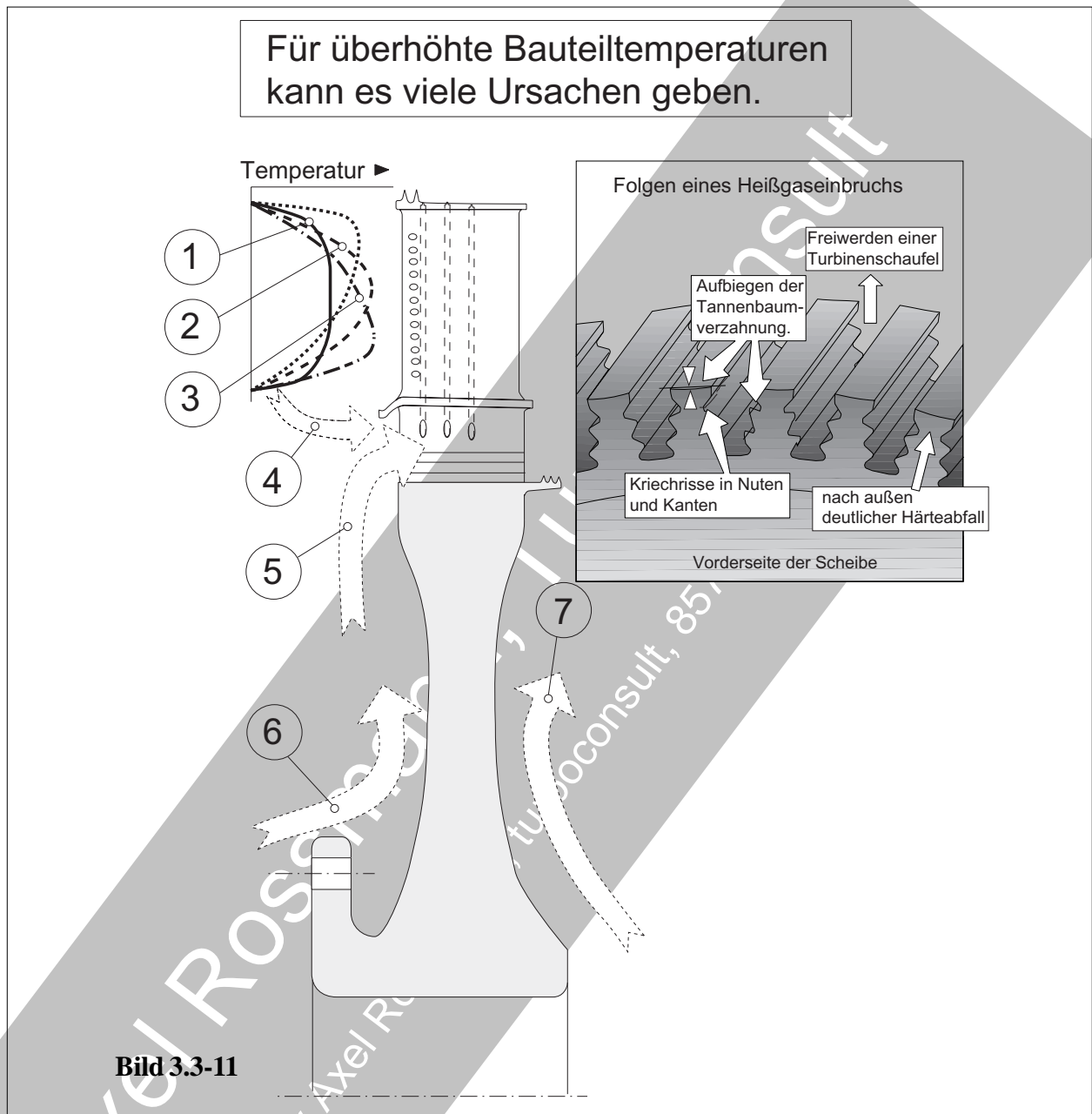
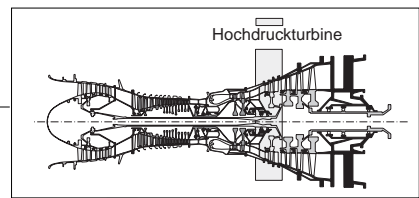
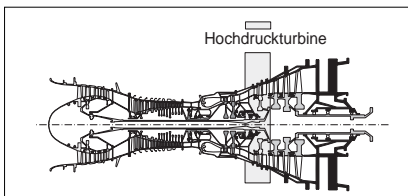


Bild 3.3-11: Die Bauteiltemperatur eines Turbinenrotors ist von mehreren Einflüssen abhängig. Besonders wichtig ist die Temperaturverteilung im Heißgas und die Kühlluftzufuhr.

“1,2,3” Zeigen verschiedene Temperaturprofile des Heißgasstroms. Anzustreben ist ein gleichmäßiger Verlauf (Bild 3.2.3-2) mit niedriger Maximaltemperatur (“1”). Hierfür ist die Brennkammer (Verzug, Rissbildung), aber auch der Kühlluft Eintritt in das Heißgas aus vorgelegerten Schaufeln, Labyrinthen und statischen Gasführungsteilen verantwortlich.

Heißgaseinbrüche zum Kranzbereich (“4”) der Scheibe, z.B. nach einem Dichtungsschaden. Bild rechts zeigt die Folgen einer extremen Überhitzung des Kranzbereichs einer Scheibe. Es kam zu deutlichen plastischen Verformungen der Tannenbaumnuten und Abschleudern von Schaufeln.

“5,6,7” deuten die Kühlluftströmung um die Scheibe und zur Schaufel an. Hier können sich ungewöhnliche Langzeitveränderungen der Dichtungssysteme und erhöhte Leckagen auswirken. Den normalen Verschleiß sollte der OEM schon berücksichtigt haben.



! Gekühlte Turbinenschaufeln "leben" von der Kühlungseffizienz. Jede Beeinträchtigung der Kühlluft sollte vermieden werden.

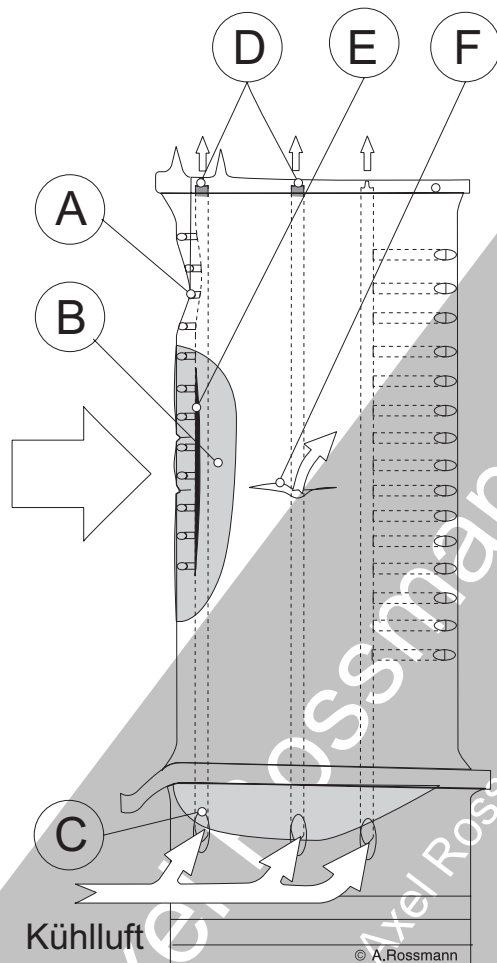


Bild 3.3-12

Bild 3.3- 12: Die **Effektivität der Kühlung** einer Turbinenschaufel wird von unterschiedlichen Einflüssen beeinträchtigt. Damit besteht die Gefahr von Überhitzungen und merklichen Lebensdauereinbußen (Bild 2.3-2).

“A”: Verengung der kantennahen Kühlluftbohrung durch Fremdkörperereinschlag. Typische

Fremdkörper in der Turbine sind **Kokspartikel** aus der Brennkammer (engl. carbon impact) und ausgeplatzte Wärmedämmschichten (Bild 4.1-7 „C“).

“B”: Hohe Betriebstemperaturen erzeugen in der **Kühlluftbohrung eine isolierende Oxidschicht** (siehe auch „E“). Die weniger gut gekühlte und deshalb heißere Schaufelwand oxidiert schneller. Es handelt sich also um einen selbstbeschleunigenden Vorgang.

“C”: Verstopfungen der Kühlluftführung durch **Stäube** in der Kühlluft. Typisch ist z.B. Abrieb aus Labyrinth und Gehäusebelägen (Bild 3.1.2.4-4).

“D”: **Zusetzen** von Entstaubungsbohrungen durch zu viel Staub in der Kühlluft.

“E”: Verschlechterung der Wärmeleitung durch eine **Oxidschicht im Bereich von Verunreinigungen im Kühlluftkanal**. Es kann sich um die Folge einer unzureichenden Spülung der Schaufel nach einer “aggressiven” Reinigung im Zuge der Überholung handeln. Vergleiche mit „B“.

“F”: **Kühlluftleckage** als Folgeschaden einer Rissbildung (Bild 3.3-15).

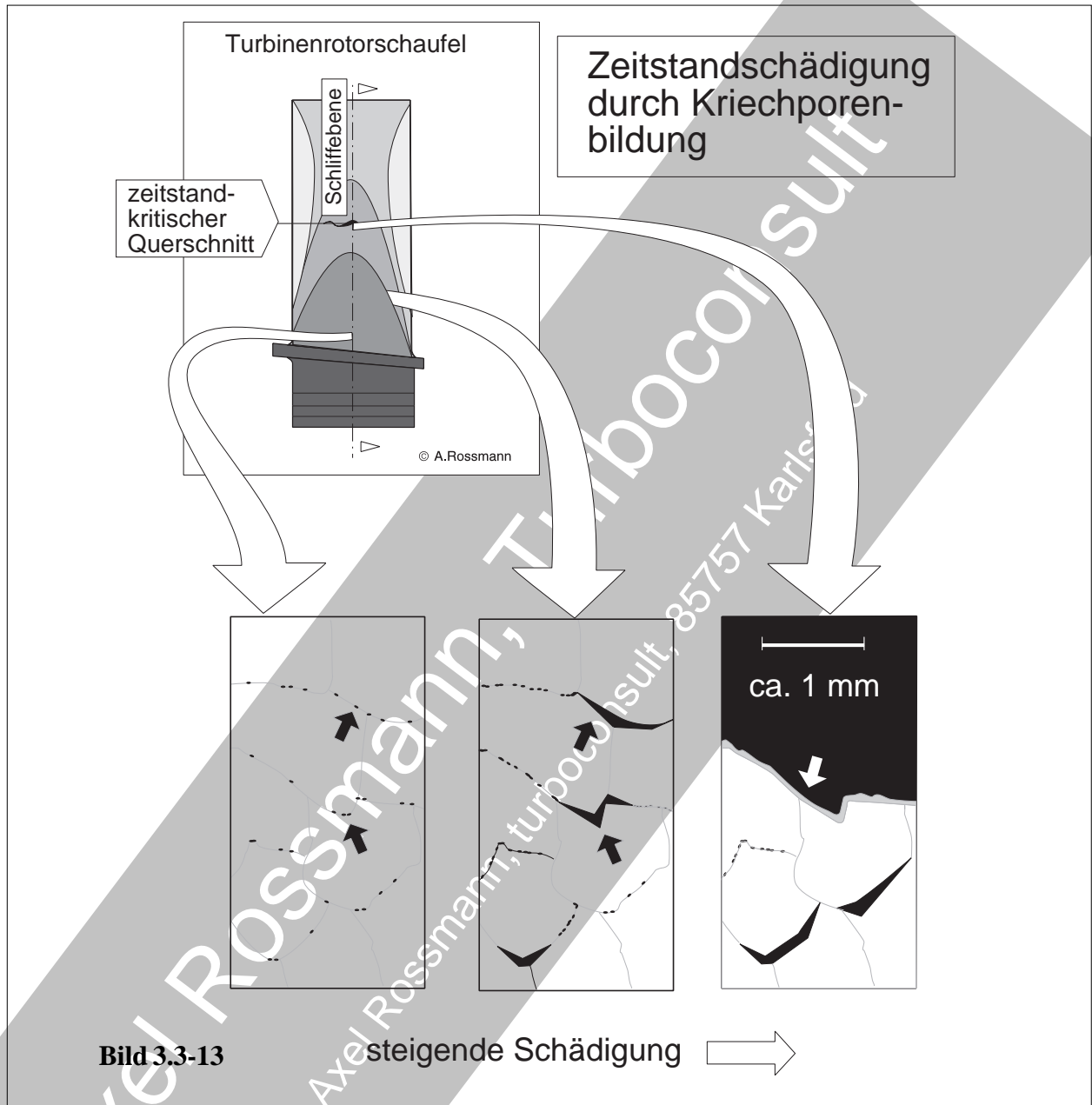
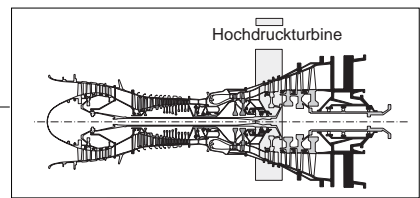
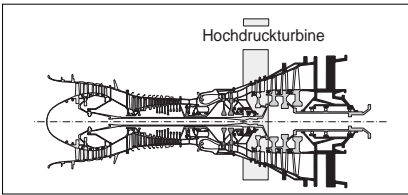


Bild 3.3-13: Eine **Kriechschädigung** (Bild 2.3-2) geht bei vielen Werkstoffen mit einer Bildung von sog. **Kriechporen** (Lit 3.3-2) an den vorzugsweise quer zur Zugbeanspruchung orientierten Korngrenzen einher. Fe- und Ni-Basis **Schmiedelegerungen** zeigen diesen Effekt besonders ausgeprägt, Werkstoffe ohne Korngrenzen (Einkristalle) dagegen nicht. Für grobkörnige **Gusswerkstoffe** ist der Effekt **wenig ausgeprägt**.

Die Kriechporen wachsen mit steigender Betriebszeit zu Rissen. Im Endstadium führen sie

zu den, für Zeitstandbrüche typischen, zerklüfteten Oberflächen.

Eine **Abschätzung der Zeitstandschädigung** ist in manchen Fällen dem Fachmann möglich. Damit besteht die Chance für Rückschlüsse auf eine eventuelle Weiterverwendung noch nicht sichtbar geschädigter Bauteile. Eine solche **Restlebensdauerabschätzung** erfordert einige Voraussetzungen. Nicht zuletzt werden umfangreiche Erfahrungen mit dem betroffenen Bauteiltyp und dem Verhalten des verwendeten Werkstoffs unter den speziellen Betriebsbedingungen des Bauteils benötigt.



Die Temperaturverteilung einer gekühlten Turbinenschaufel ist komplex und zeitlich veränderlich.

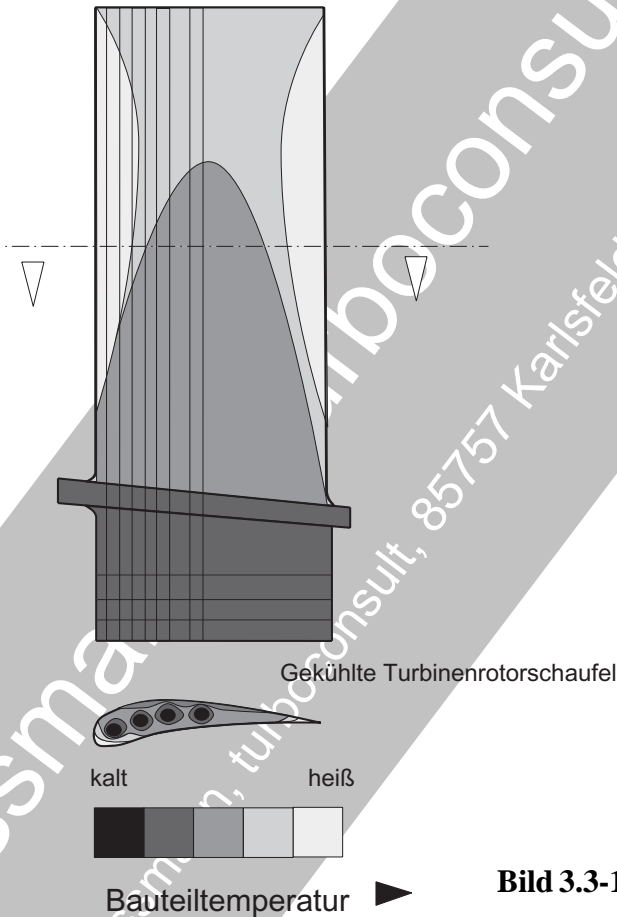
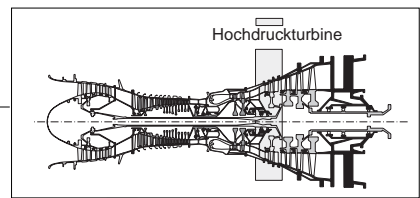


Bild 3.3-14

Bild 3.3-14: Typische **Temperaturverteilung** einer intensiv gekühlten Turbinenschaufel. Um die **Kühlluftbohrungen** sind die Temperaturen relativ niedrig und steigen zur Oberfläche stark an. Diese Zonen nehmen einen großen Anteil der fliehkraftbedingten Betriebsbelastungen auf, d.h. hier ist die Zugspannung besonders hoch. Mit den Zug-Wärmespannungen können die Kühlluftbohrungen einreißen (Bild 3.3-15). Die Kühlung ist so ausgelegt, dass die Schaufeltemperatur zum Fuß hin abnimmt, um der steigenden Fliehkraftbelastung gerecht zu werden und die Scheibentemperaturen (an den Schaufelaufnahmen) niedrig zu halten. Die **Kanten** sind trotz intensiver Kühlung besonders heiß. Die größere Wärmedehnung entlastet die Fliehkraftbeanspruchung. Schaufelkanten sind

wegen ihrer hohen Betriebstemperaturen besonders von Oxidation und Gefügeveränderungen betroffen.

Die ungleichmäßige Temperaturverteilung und -belastung im Querschnitt der Schaufel ist auch der Grund, warum eine einfache **Längendehnungsmessung** zur Ermittlung der Kriechdehnung für die Abschätzung der Restlebensdauer meist ungeeignet ist. Kriechverformungen führen eher zu Verzügen im Blatt und nicht zu auswertbaren Längenänderungen. Erfolgversprechender könnten neueste Vermessungsmethoden mit Laserverfahren sein, welche die gesamte Schaufelgeometrie erfassen und die individuelle Neuschaufel mit der gelaufenen Schaufel vergleichen.



! Nicht selten lauert das Problem im Verborgenen.

Thermoermüdungsrisse in der Kühlluftbohrung

Aufknöpfen der Prallluftbohrungen

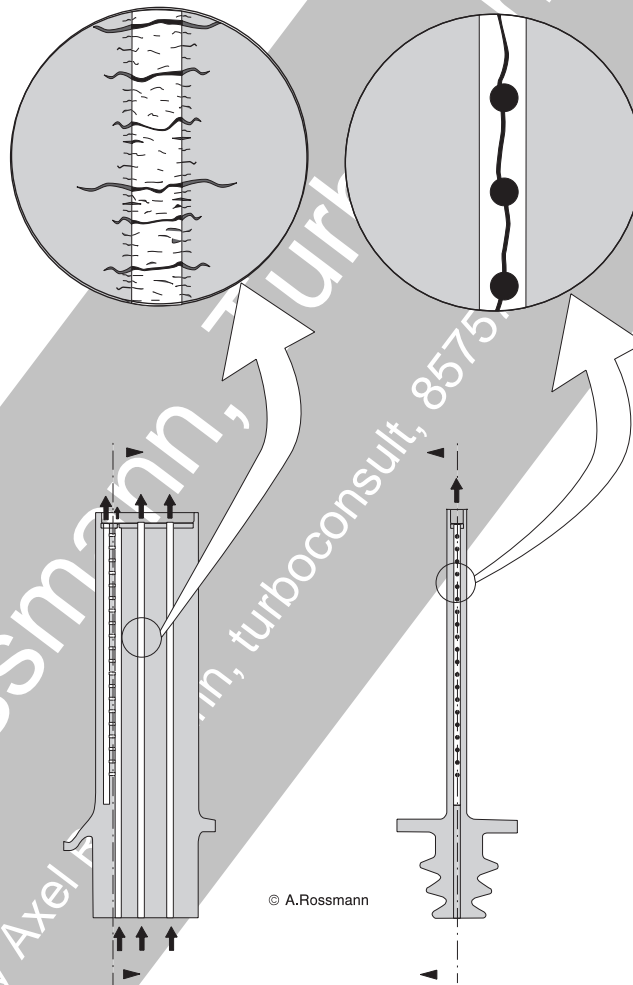


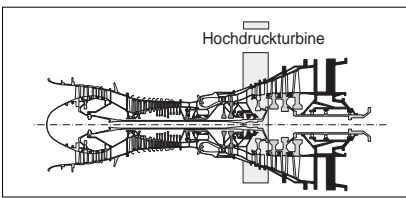
Bild 3.3-15

© A.Rossmann

Bild 3.3-15: Gewöhnlich sind **verformungsbehinderte kältere Zonen** eines Bauteils von Wärmespannungen besonders **hoch auf Zug beansprucht**. Wärmere Bauteilbereiche mit größerer Wärmedehnung weisen dagegen aus Gleichgewichtsgründen Druckspannungen auf. Sie stehen unter Verformungsbehinderung durch die kälteren Zonen mit deren Zugspannungen im Gleichgewicht (Bild 3.3- 7).

Um die **Kühlluftbohrungen bilden sich Zugspannungszonen von denen Thermoermü-**

dungsrisse ausgehen können (Bild 3.3-14). Solche Risse können optisch, d.h. von Außen erst erkannt werden, wenn sie zur Blattoberfläche durchbrechen (Bild 3.3-10). In diesem Fall ist das Bauteil bereits gefährlich geschwächt. Oxidation oder Heißgaskorrosion in den Kühlluftbohrungen unterstützt diese Schädigungsform.



Bauteile "helfen" sich gegen Thermoermüdung oft selbst durch Rissbildung.

Thermoermüdungsmodell

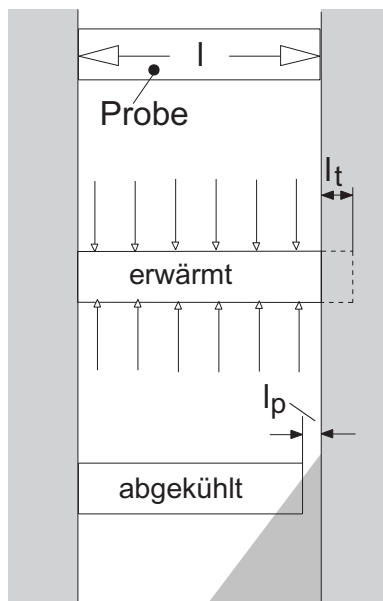


Bild 3.3-16

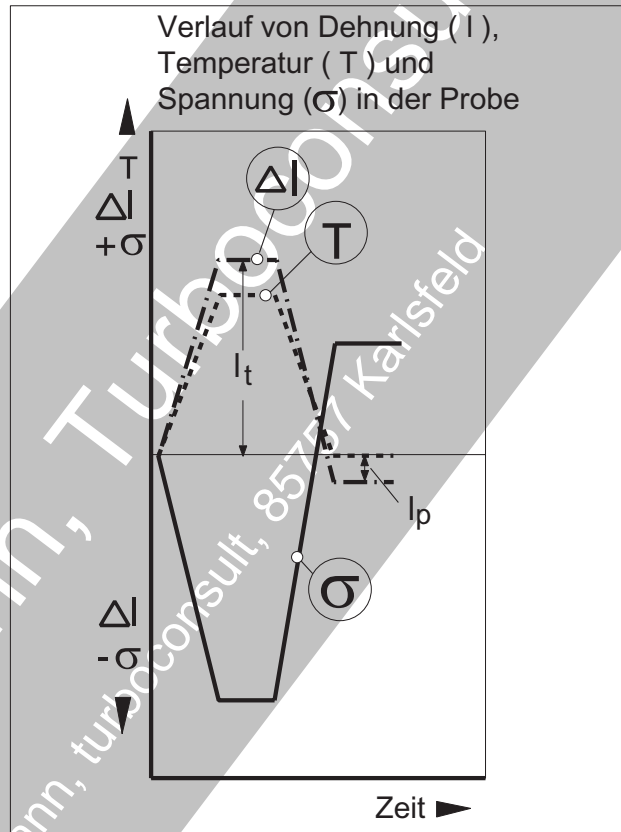
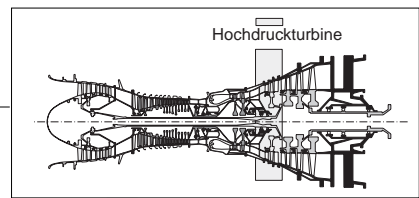


Bild 3.3-16: Thermoermüdung ist eine Bauteilschädigung mit Rissbildung durch **zyklische Wärmespannungen**. Die Skizze zeigt im oberen Teil ein **Modell des Belastungsvorgangs**. Die Rissbildung in Turbinenleitschaufeln (Bild 3.3-17) lässt sich so gut darstellen.

Ein metallischer Stab wird von zwei festen Wänden verschiebbar begrenzt. Wird dieser Stab aufgeheizt, dehnt er sich aus. Ohne Behinderung der Wände tritt die Wärmedehnung " l_t " ein. Die Dehnungsbehinderung der Wände führt bei Überschreitung der Fließgrenze zu **Druckspannungen** und **plastischem Stauchen** " l_p ". Nach dem Abkühlen ist der Stab um diese Stauchung kürzer, es entsteht ein Spalt zwischen Wand und Stab. Der Stab ist nun **entlastet**.

Wir stellen uns vor, der Stab wäre nun zu Versuchsbeginn mit den Wänden fest verbunden. In diesem Fall erfolgt wiederum das plastische Stauchen im Zuge der Aufheizung. Während des Abkühlens treten jetzt aber **Zugspannungen** in dem kürzeren Stab auf. Ein **Temperaturzyklus (T)** entspricht also einem **Zug/Druck Spannungszyklus** im plastischen Bereich. Er führt zu einer mechanischen Ermüdung (Bild 3.1.2.1-0) im **LCF-Bereich**, der sogenannten Thermoermüdung. Wir sehen also, dass ein Spalt in Form eines Risses zwischen Stab und Wand entlastet. Dies bedeutet auch eine **Verlangsamung der Rissfortschrittsgeschwindigkeit** während des Risswachstums. Der Entlastungseffekt erlaubt es dem OEM, bauteilspezifische Risslängen in Handbüchern und Vorschriften zuzulassen (Bild 3.3-17).



! Was bei Turbinenleitschaufeln erlaubt sein kann, gilt noch lange nicht für Rotorscheaufeln.

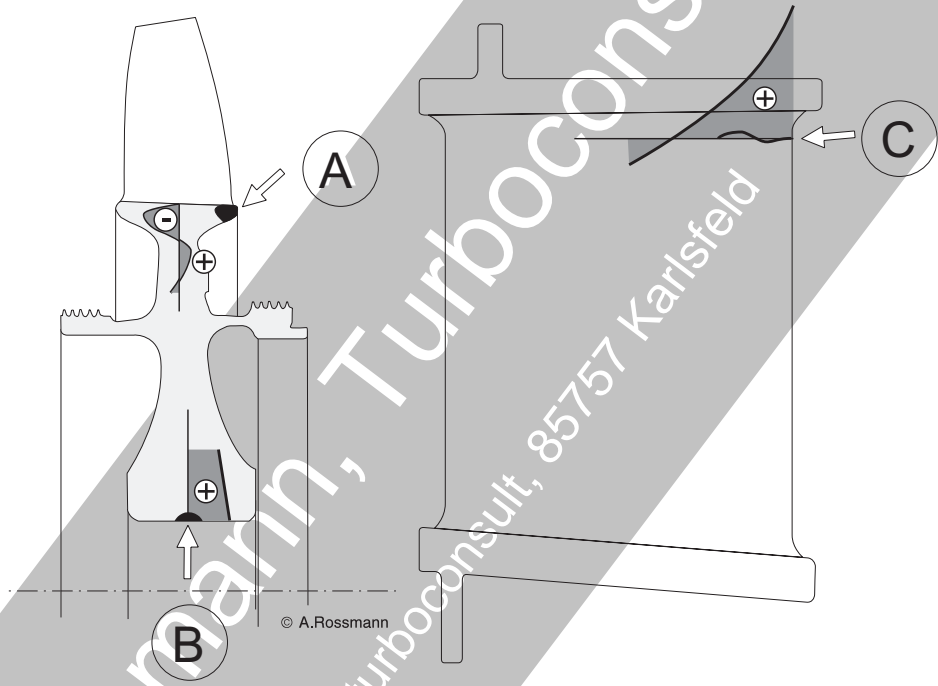


Bild 3.3-17

Turbinenrad

Turbinenleitschaufel

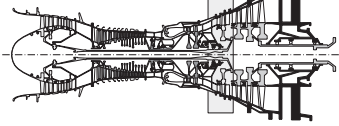
Bild 3.3-17: Thermoermüdungsrisse können zur **örtlichen Entlastung des Bauteils** führen (Bild 3.3-16) wenn sie in eine Zone sehr niedriger Zugspannungen oder auf einen Druckspannungsbereich zulaufen. Damit wird ihr Fortschritt zumindest für einige Zeit bzw. Lastzyklen langsamer. Dies ist nur dann zu erwarten, wenn im Bereich der Rissbildung keine hohen Zugspannungen (z.B. Fliehkräfte) überlagert sind.

Der typische **Kranzriss "A"** in einem integralen Turbinenrad (typisch für Maschinen kleiner Leistung) kann **beherrschbar** und für gewisse, vom OEM festgelegte, Betriebszeiten bzw. Start-Abstell-Zyklen zulässig sein.

Der **Nabenriss "B"** dagegen befindet sich in einer Zone sehr hoher Zugspannung, die kaum in den Querschnitt hinein abfällt. Hier ist auch bei kleinen Fehlern und Rissen die

Gefahr eines Bauteilversagens nach kurzem Rissfortschritt gegeben. Eine solche Situation ist unzulässig!

Im Falle der **Turbinenleitschaufel** sind die typischen Thermoermüdungsrisse im Übergang Deckband/Schaufelblatt **"C"** nicht selten. Wenn sich ihr Wachstum für einen ausreichenden Zeitraum bis hin zum Stillstand verlangsamt, sind diese Risse bis zu einer gewissen, vom OEM spezifizierten Länge, zulässig.



Bauteilzonen und typische Rissbildungen im Betrieb an einem integralen Turbinenrad (Bliskbauweise).

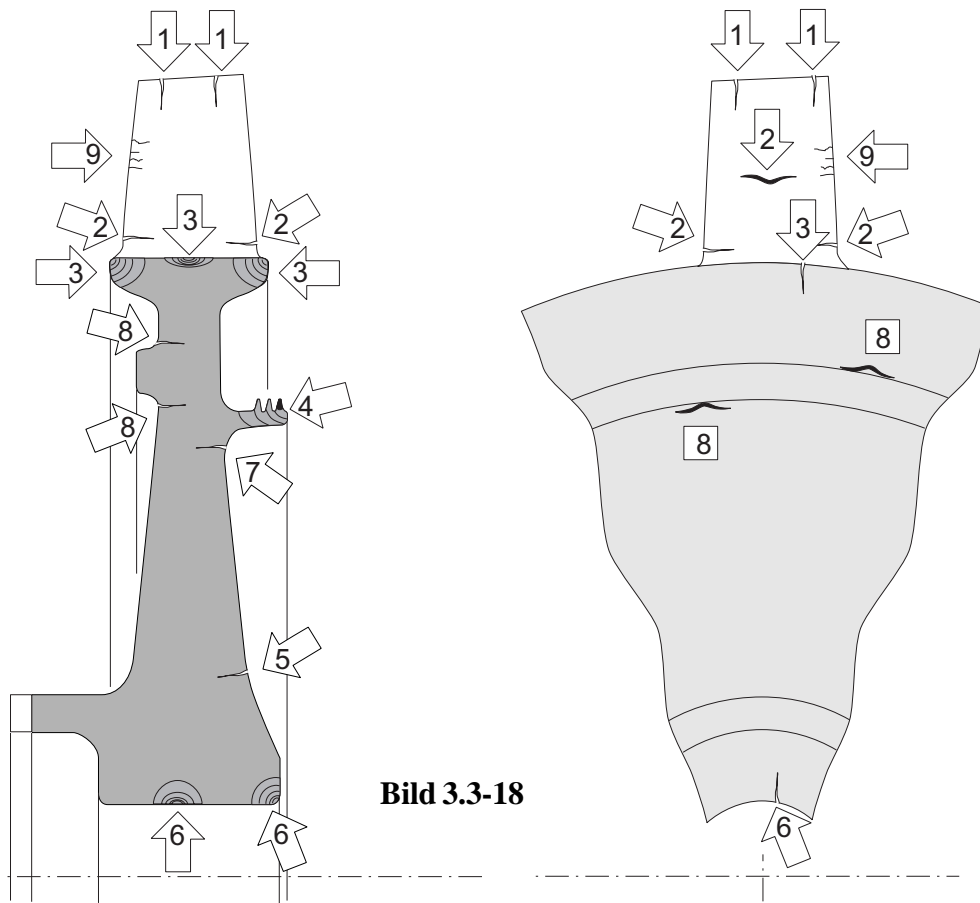
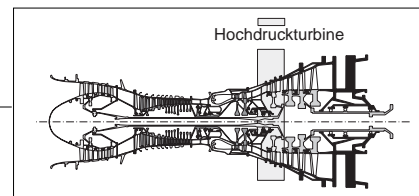


Bild 3.3-18

Bild 3.3-18: Integrales Turbinenrad wie es für Kleingasturbinen üblich ist: (1) Risse durch **Anstreifen**, (2) Risse durch **Schaufelschwingungen** im HCF-Bereich (3) Kranzrisse durch **Thermoermüdung**, (4) **Labyrinthrisse** durch Anstreifen (Bild 3.1.2.4-7.1) und zyklische Beanspruchung im LCF- und/oder HCF-Bereich. (5 und 6) Ermüdungsrisse durch LCF aufgrund von **Fliehkraft- und Temperaturzyklen** insbesondere beim Start (Bild 3.3-5). (7 und 8) Rissbildung durch **Scheibenschwingungen** im HCF-Bereich und/oder LCF-Risse durch **Thermowechsel** und **Fliehkraftänderungen**. (9) Rissbildung durch **Thermoermüdung** und/oder **Überhitzung und Oxidation** (Bild

3.3-10).



3.3.3 Überwachung der Bauteiltemperatur an Turbinenrotorschaukeln mit einem Pyrometer.

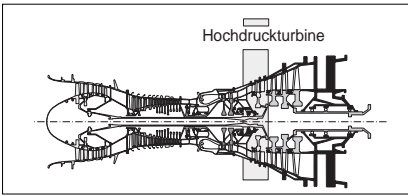
Im Flugtriebwerksbau wird seit den 70er-Jahren die **mittlere Temperatur von Turbinenrotorschaukeln** mit Pyrometern gemessen (Bild 3.3.3-1). Sie dienen der Regelung und Überwachung. Diese Technik, wenn auch nicht mit Hilfe eines optischen flexiblen Lichtleiters sondern über ein Linsensystem (Bild 3.3.3-5), wird in Derivaten und schweren Gasturbinen eingesetzt.

Neuer ist die **Messung der individuellen Temperatur** an Turbinenrotorschaukeln (Bild 3.3.3-2). So wird jede einzelne Schaukel überwachbar. Für diese Messungen ist ein mit der Wellendrehzahl **synchronisiertes Pyrometer** erforderlich (Bild 3.3.3-2).

Die individuelle Temperaturmessung bietet entscheidende Vorteile der Schadensverhütung, Kosteneinsparung (Kraftstoff, Reparatur, Ersatzteile), Inspektionsplanung und Logistik.

Bild 3.3.3-1 (Lit.3.3-13 und Lit.3.3-14): **Pyrometer** können direkt die **Temperatur der Schaukeln** einer sichtbaren Turbinenrotorstufe überwachen. Damit ist eine Voraussetzung zur Ermittlung des **Lebensdauer verbrauchs** gegeben. Dies ist für **Schadensverhütung** und **Logistik** von großer Bedeutung.

Ein Pyrometer (Skizze oben) besteht aus einem **Linsensystem**, das direkt auf einen vorgegebenen Schaukelbereich, hier die Eintrittskante, weist. Das Licht wird bei modernen Aufbauten einem Empfänger (Fotozelle) zugeführt. Der dazu notwendige biegsame **Lichtleiter** besteht aus vielen Einzelfasern. Er macht es möglich, die **Elektronik im kälteren äußeren Bereich** anzubringen.



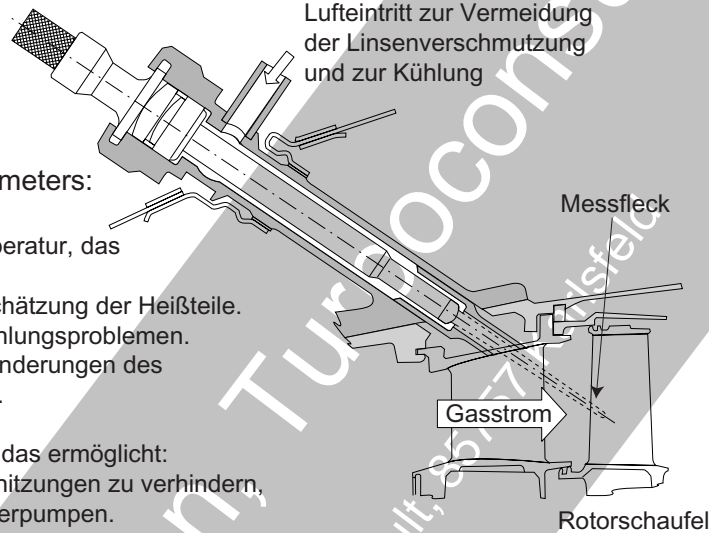
Pyrometer zur Überwachung der Turbinenbeschau felung haben gegenüber Thermoelementen Vorteile.

Glasfaser-
Lichtleiter
zum Sensor
(Fotozelle)

Luft eintritt zur Vermeidung
der Linsenverschmutzung
und zur Kühlung

Vorteile eines Pyrometers:

- Misst die Materialtemperatur, das ermöglicht:
 - Lebensdauerabschätzung der Hei ßteile.
 - Erkennen von Kühlungsproblemen.
 - Reagiert auf Veränderungen des Temperaturprofils.
- Reagiert sehr schnell, das ermöglicht:
 - Kurzzeitige Überhitzungen zu verhindern, z.B. bei Verdichterpumpen.
 - Messung "just in time"



Anwendungspotenzial synchron mit der Wellendrehzahl gepulster Pyrometer.

Die Möglichkeit der **Messung individueller Temperaturen einzelner Rotorkomponenten** im Rahmen der Wartung und/oder Instandsetzung hat das Potenzial Hei ßteilkosten deutlich zu reduzieren.

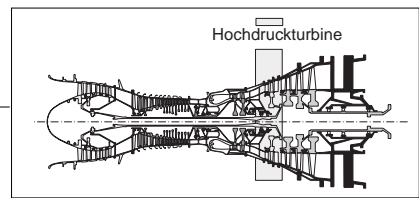
- Überprüfung der Hei ßteilkühlung bei Abnahmeläufen.
- Zustandsermittlung der Beschau felung im Triebwerk bei Anlieferung oder am Flügel (z.B. bei Verstopfungsverdacht nach ungewöhnlichem Staubeintritt).
- Ermittlung thermisch besonders hoch belasteter Schau feln für die Bewertung des weiteren Einsatzes.
- Ermittlung ungleichmäßiger Temperaturverteilung, z.B. an der Turbinenbeschau felung.

Bild 3.3.3-1

Pyrometer die den **Stroboskopeffekt** nutzen, um **Temperatur bzw. deren Verteilung individueller Rotorschau feln** zu bestimmen, kommen bereits bei Industriegasturbinen und auf Prüfständen zum Einsatz (Bild 3.3.3-2). Sie können in mehrfacher Hinsicht genutzt werden (Rahmen unten). Damit besteht die Möglichkeit, einzelne Schau feln mit erhöhter Materialtemperatur zu erkennen und auszutauschen. Eine solche individuelle Temperaturerhöhung kann auf einer Beeinträchtigung der

Kühlluftführung beruhen. Dafür sind Verstopfung oder Fremdkörpereinschlag (carbon impact) typisch (Bild 3.3-12).

Spezifische Schäden der Pyrometer werden in Bild 3.6.2-3 behandelt.



Beispiel für die individuelle Temperaturüberwachung einzelner Turbinenrotorschaukeln.

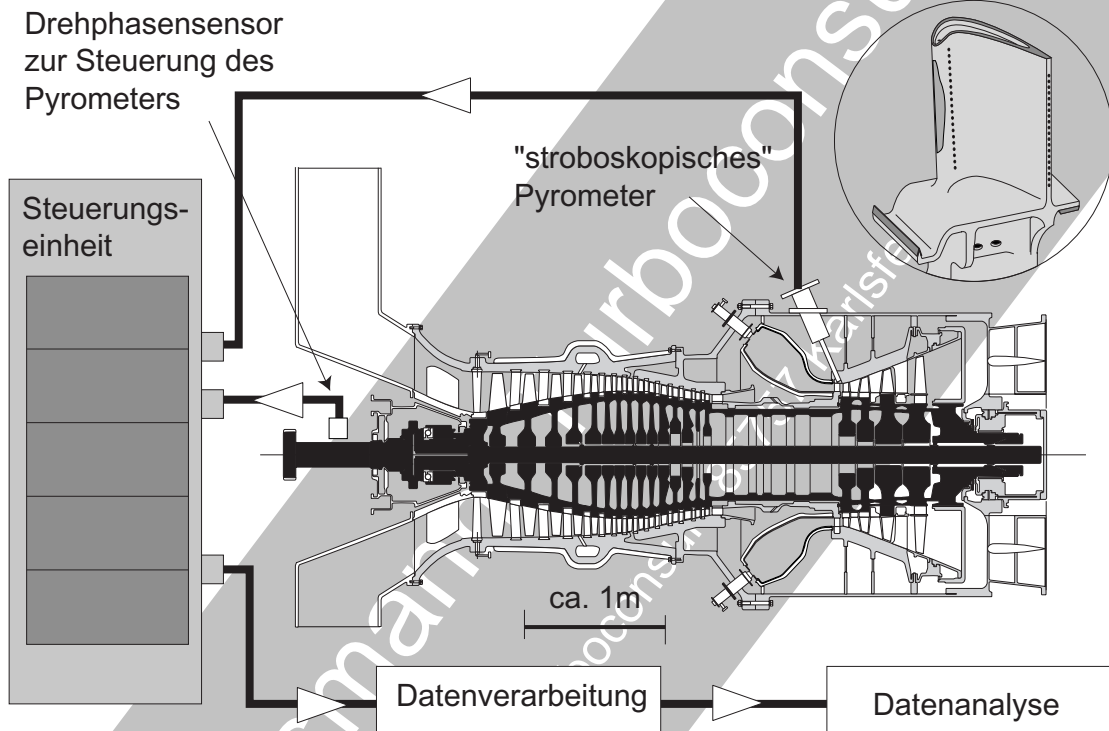


Bild 3.3.3-2

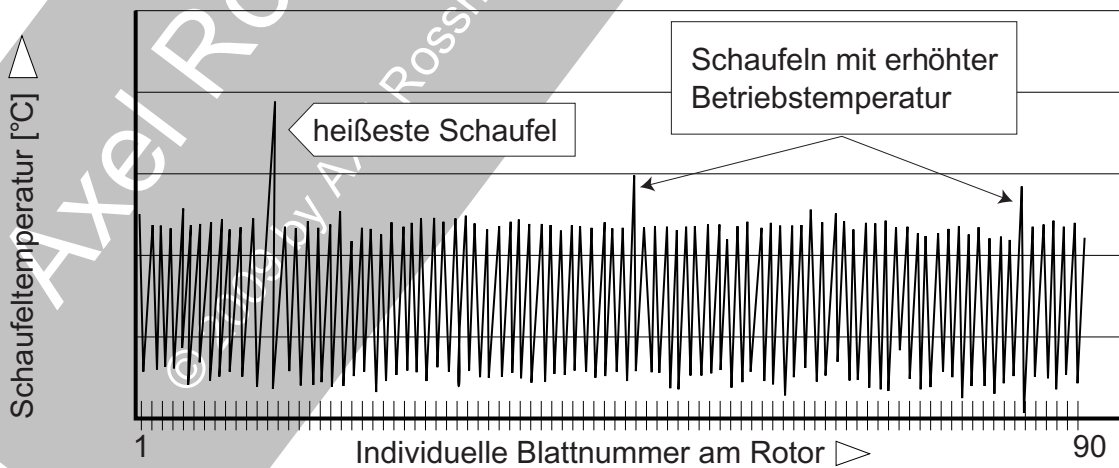
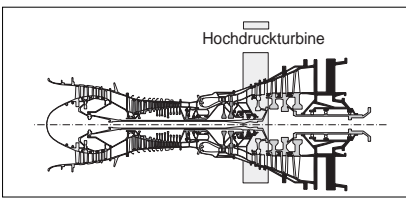


Bild 3.3.3-2 (Lit.3.3-14): Dies ist ein Beispiel einer im Einsatz befindlichen Anlage zur **Messung der individuellen Oberflächentemperatur von Turbinenrotorschaukeln** (Diagramm unten). Das kann an jedem Blatt an

bis zu dreißig Stellen erfolgen. So lassen sich Temperaturprofile erstellen. Die Skizze oben zeigt ein Schema des Aufbaus. Eine Steuereinheit nutzt die Signale einer Drehphasenaufnahme für ein 'stroboskopisches'



Beispiel für Mittelwerte der thermischen Belastung/Lebensdauernutzung über die Beobachtungszeit in Form einer Darstellung auf einem Monitoringdisplay

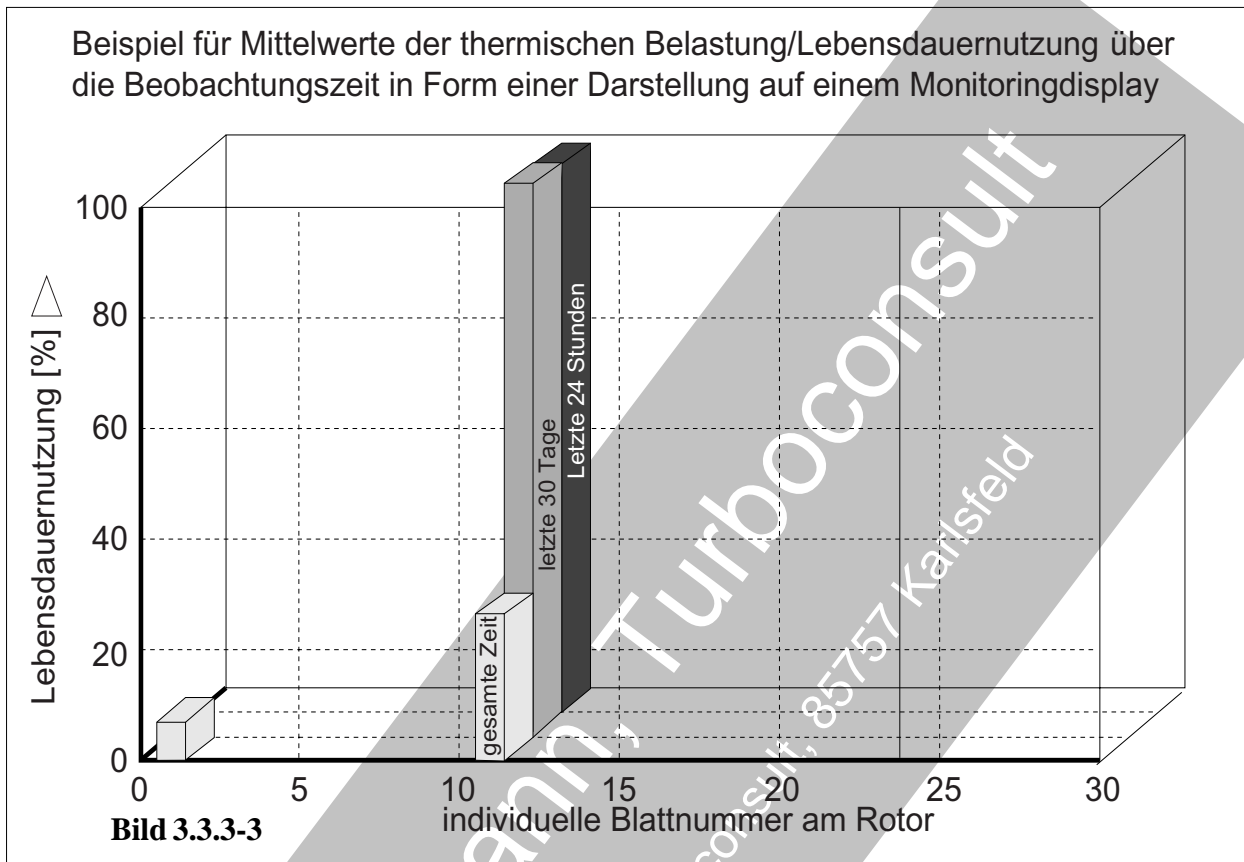


Bild 3.3.3-3

optisches Pyrometer?. Damit können **einzelne rotierende Schaufeln für die Messung ausgewählt** werden.

Die Temperaturdaten gehen über eine Datenverarbeitung zur **Datenanalyse**. Die Ergebnisse werden digital gespeichert und mit angepassten Bildschirmdarstellungen zu häufigen Fragen gezeigt. In kritischen Fällen lässt sich ein automatischer Alarm auslösen.

Vorteile dieser Analyse sind:

- **Kontinuierliche Temperaturmessung individueller Blätter.**
- **Optimierung der Verbrennung** und damit des **Wirkungsgrads** der Maschine.
- Erkennen **schlechter gekühlter Blattzonen** (Bild 3.3-10). Typisch sind verengte oder blockierte Kühlluftkanäle (Bild 3.3-12).
- Gewährleistung der **Temperaturgrenzen** am gesamten Schaufelkranz.
- **Frühzeitige Warnung** vor Blattversagen/Bruch durch Überhitzung.
- **Kontinuierliche Überwachung des Zustands** (Abzehrung) **der Oxidationsschutzschicht** (Diffusionsschicht, Bild 3.3-7). Auch unge-

wöhnliche Veränderungen wie Schäden an Oxidationsschutzschichten oder Wärmedämmschichten (Bild 3.2.3-7 und Bild 3.2.3-8) lassen sich so erkennen. Damit besteht die Möglichkeit, die Beschaukelung rechtzeitig in einem reparierbaren Zustand zu tauschen.

Das kann auch für die Logistik bzw. Festlegung von Überholintervallen oder 'On-Condition-Maßnahmen' (Kapitel 5.1) hilfreich sein.

Die individuelle Schaufelüberwachung kann Aufwand und **Kosten minimieren**, indem **nur die betroffenen Teile getauscht oder behandelt** werden.

Bild 3.3.3-3 (Lit.3.3-14): Diese Monitor-darstellung zeigt markant den bedenklichen Temperaturanstieg einer einzelnen Schaufel. Der Anstieg begann offenbar in den letzten zehn Tagen. Es dürfte sich also um eine **individuelle Schädigung** dieser Schaufel handeln. Sie ist derart stark, dass innerhalb kurzer Zeit die **Lebensdauer aufgebraucht** wird, bzw. mit einer nennenswerten Restlebensdauer nicht zu rechnen ist.

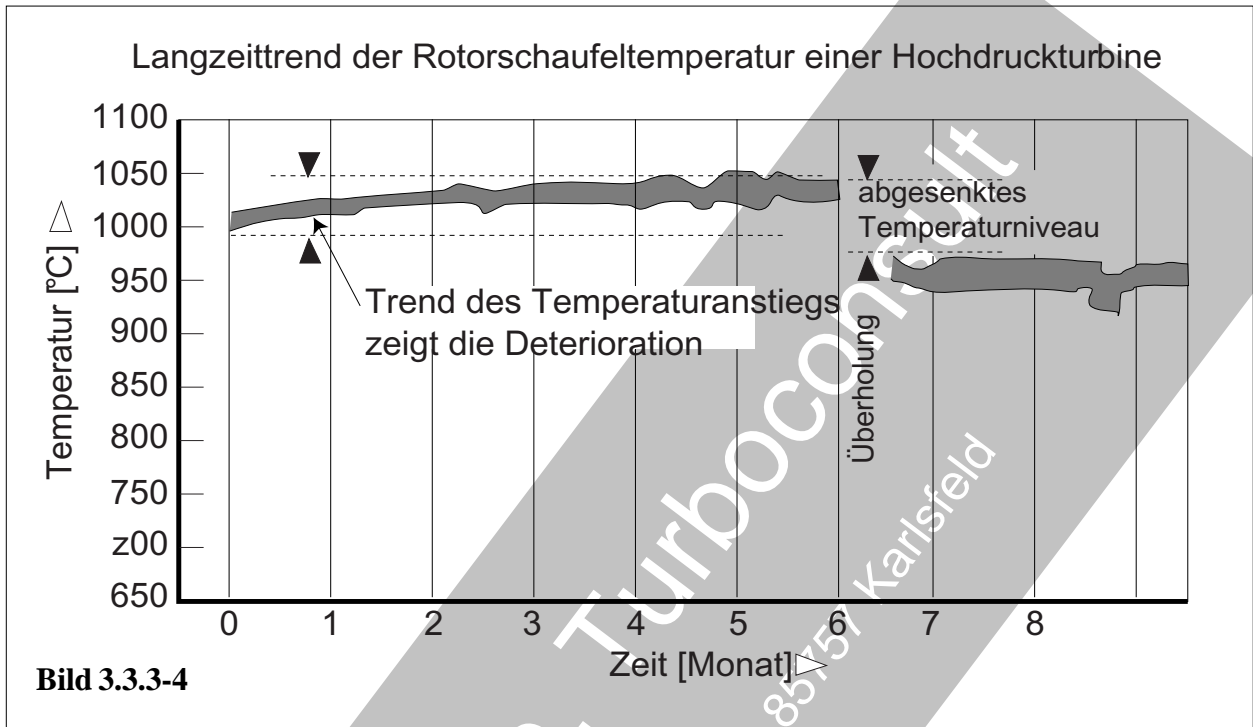
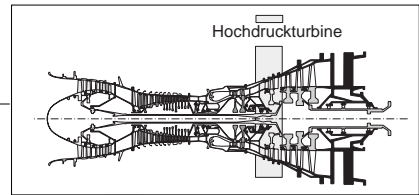


Bild 3.3.3-4

Bild 3.3.3-4 (Lit.3.3-14): Dieser **Langzeittrend der Temperatur eines Turbinenschaufelsets** lässt wichtige Rückschlüsse zu:

- In ca. sechs Monaten erhöhte sich die Temperatur der Schaufeln (nicht einzelner). Als Ursache ist ein **Anstieg der Gastemperatur** zu sehen, von der die Temperatur aller Schaufeln der Stufe betroffen ist.

Dieser Anstieg lässt sich als eine Folge einer **Wirkungsgradverschlechterung (Deterioration)** der Maschine interpretieren (Bild 1.1-3). Hierfür sind gewöhnlich Effekte in Verdichter und Turbine wie **Fouling, Rauigkeitssteigerung und Ausrieb der Dichtungen (Schaufelspitzen, Labyrinth)** verantwortlich.

- Nach einer **Überholung** konnte das Temperaturniveau des Heißgases und damit der Turbinenschaufeln deutlich abgesenkt werden. Das spricht für ein erfolgreiches Anheben der Wirkungsgrade. Neben der entsprechenden **Kraftstoffeinsparung** ist mit einer deutlich geringeren Betriebsschädigung der Schaufeln zu rechnen (Bild 4.1-2). Die Absenkung der Oberflächentemperatur um ca. 100°C lässt einen deutlichen Anstieg der **Lebensdauer dieser teuren Heißeile** erwarten. Dabei ist die Temperatur der tragenden Blattwände sicher

nicht in gleichem Maße abgesenkt. Effekte wie Wärmedämmschichten und innere Kühlung dürften in den tragenden Schaufelwänden eine solche Temperaturabsenkung nur teilweise wirksam werden lassen (Bild 2.3-1).

Bei **Kriechen** (Bild 3.3-13) als lebensdauerbestimmende Belastung bedeutet eine Absenkung der Materialtemperatur um 12 °C eine Verdoppelung der Lebensdauer (Bild 2.3-2).

Die verlängerte Lebensdauer führt zu deutlichen **Einsparungen** wie:

- Geringere **Ersatzteilkosten**.
- Einsparung von **Reparaturkosten**.
- Kürzere **Stillstandszeiten** für einen Teiletausch.

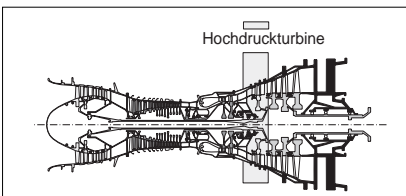


Bild 3.3.3-5 (Lit. 3.3-14): *Pyrometer haben gegenüber Thermoelementen den großen Vorteil, dass sie direkt **berührungslos die Temperatur rotierender Bauteile** wie Turbinenschaufeln messen können. Damit wird es auch möglich, Übertemperaturen, die nicht auf einem Anstieg der Gastemperaturen beruhen, festzustellen. Dies ist beispielsweise bei **Verstopfung der Kühlluftführungen** in Heiteilen der Fall (Bild 3.3-12). Pyrometer haben jedoch auch **Schwächen**, die einen **erhöhten Wartungsaufwand** bedeuten können. Hierzu gehören:*

(„1“) **Verschmutzung der Frontlinse** (engl. lens fouling) gaukelt dem Regler ein niedrigeres Temperaturniveau vor. Das kann die Heiteillebensdauer stark beeinflussen. **12°C** Erhöhung der Materialtemperatur führen bei den üblichen Betriebstemperaturen der Heiteile zu einer **Lebensdauerhalbierung**. Außer der optischen Durchgängigkeit der Linse wird die **Kalibrierung** des Pyrometers verändert. Das verkürzt das erforderliche Wartungsintervall. Eine **saubere Eintrittslinse** des Pyrometers ist also eine wichtige Wartungsaufgabe. Dafür dürfen Wartungsintervalle auf keinen Fall überschritten werden.

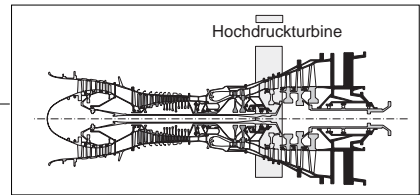
Die Ursachen der Linsenverschmutzung sind **Partikel im Gasstrom**, die aus der Brennkammer stammen und in das Sichtrohr gelangen. Um diesen Effekt zu minimieren, werden Pyrometer mit **Reinigungsluft** (engl. purge air) aus dem Hochdruckverdichter beaufschlagt. Sie wirkt als **Sperrluft** für das Heißgas und tritt aus dem Sichtrohr in den Gasstrom. Diese Luft kann jedoch, ganz im Gegensatz zum vorgesehenen Effekt, ihrerseits die Linsenverschmutzung begünstigen. Das ist der Fall, wenn Partikel ausreichend hoher kinetischer Energie (Geschwindigkeit, Größe) den Strom der Reinigungsluft durchbrechen und durch den Wirbel vor der Linse auf diese treffen.

(„2“) **Bruch von Glasfasern im Lichtleiter** (Rahmen unten). Wird das Licht zur Fozelle mit einem Glasfaserbündel übertragen, besteht

die Gefahr der **Spannungsrissskorrosion** in den Fasern. Es wurde beobachtet, dass sich offenbar mit der Zeit in Stillstandsperioden **Schwitzwasser** im Bereich des Faserbündels sammeln kann. Weisen die Glasfasern ein bestimmtes kritisches Zugspannungsniveau auf, können die **Glasfasern unter Feuchtigkeit bei verzögertem Risswachstum brechen**. Gefährliche Spannungen können beispielsweise an der **Fassung des Glasfaserbündels** hinter der Linse und/oder vor der Fozelle entstehen. Auch ein **zu enger Biegeradius des Glasfaserbündels** kann bei Zutritt von Schwitzwasser und/oder feuchter Luft über längere Zeit Faserbrüche auslösen. **Die Messwerte driften** dann zu einer scheinbar niedrigeren Temperatur ab. Damit wird der kostspielige Austausch des Systems notwendig.

(„3“) **Das Problem der Veränderung des Emissionsverhaltens** des zu überwachten Bereichs am Bauteil ist nicht auf das Pyrometer selbst zurückzuführen. Trotzdem kann Oxidation, Verunreinigung, Erosion oder Fremdkrperwirkung das Strahlungsspektrum verändern und die Messwerte driften ab. Auch eine Verfälschung durch **glühende Rußpartikel** ist nicht ausgeschlossen.

(„4“) **Trübung der Linse als Folge von Erosion** wurde bisher nicht berichtet, ist aber eine wahrscheinliche Schädigung. Sie gewinnt mit der Verwendung von **harten Partikeln im Verdichter (Panzerung von Schaufelspitzen) und keramischen Wärmedämmschichten in Brennkammer und Turbine** an Aktualität. Ihre kinetische Energie kann ausreichen, um gegen den Reinigungsluftstrom auf die Linse zu gelangen. Selbst eine sehr harte Saphirlinse könnte von der erosiven Wirkung beeinträchtigt werden.



Verschmutzung und Schäden an Pyrometern können kostspielige Folgen haben.

Jede Übertemperatur kostet merklich Lebensdauer der Heiteile. An der Einsatzgrenze halbiert eine Temperaturerhöhung um 15°C die Lebensdauer!

Turbinenrotorschaukel

zeitstand-kritischer Querschnitt

"ber den Daumen gepeilt gilt"

15°C Temperaturerhöhung bedeutet Lebensdauerhalbierung

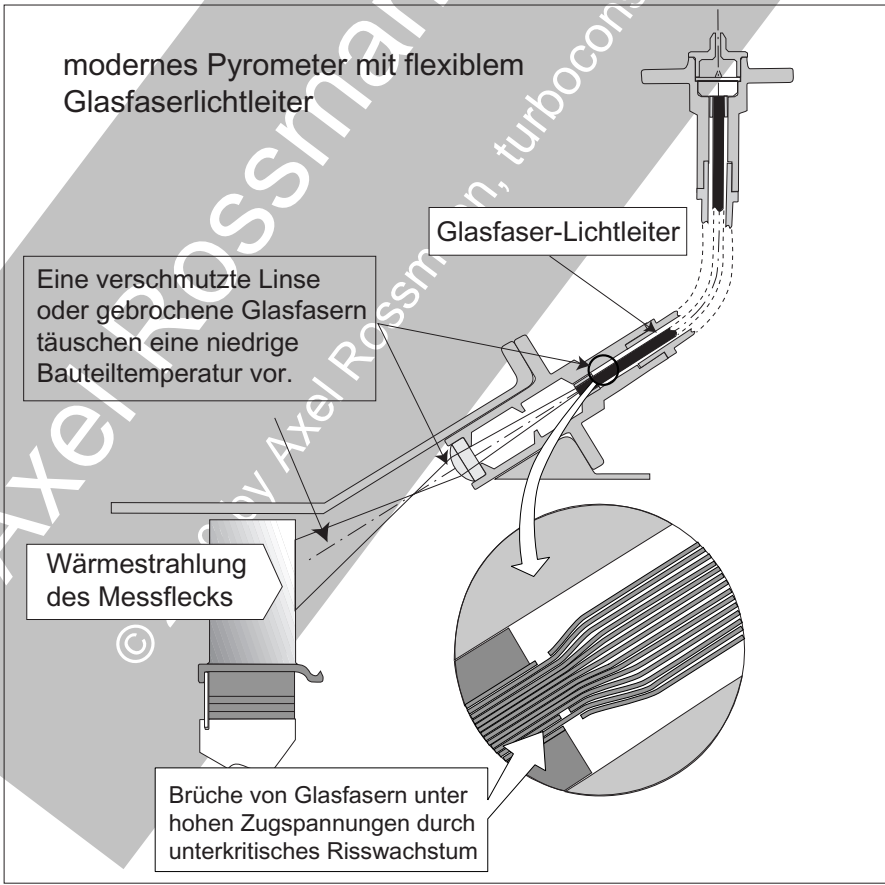
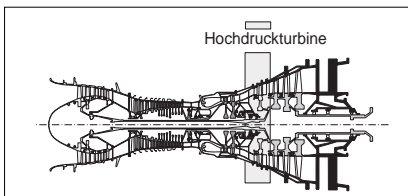
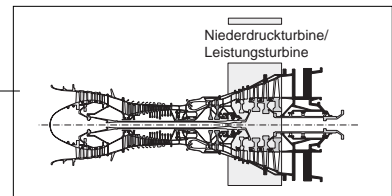


Bild 3.3.3-5

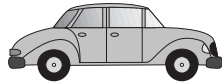


Literatur zu Kapitel 3.3

- 3.3-1** D.Goldschmidt, „Single-Crystal Blades“, Proceedings der „Conference on Materials for advanced Power Engineering“, Lüttich,B, 1994, Seite 661-674.
- 3.3-2** A.Rossmann, „Untersuchung von Schäden als Folge thermischer Beanspruchung“ Schadenskunde im Maschinenbau, Expert Verlag, AE Kontakt & Studium Band 308, Seite 162-187.
- 3.3-3** „New engine maintenance strategy: Throw it out just before it breaks“, Machine Design Vol.55,1983 4,5, Seite 25-30
- 3.3-4** J.A.Harris Jr., C.G Annis Jr., M.C. Van Wanderham, D.L.Sims, „Engine Component Retirement for Cause“ Proceedings AGARD-CP-317, Seite 5-1 bis 5-9.
- 3.3-5** K.G.Kubarych,J.M.Aurrecoechea,Solar Turbines Inc..“Post Field Test Evaluation of an Advanced Industrial Gas Turbine First Stage Turbine Blade“ Proceedings of ASM 1993 Materials Congress, Seite 59-68.
- 3.3-6** M.I.Wood, ERA Technology, England,“Internal Damage Accumulation and Imminent Failure of an Industrial Gas Turbine Blade, Interpretation and Implications“, ASME Paper 96-GT-510 (1996).
- 3.3-7** A.K.Koul, R.Castillo,“Creep Behavior of Industrial Turbine Blade Materials“, Proceedings of ASM 1993 Materials Congress, Seite 75-88.
- 3.3-8** A.K. Koul, J.P. Immarigeon, R. V. Dainty,P.C.Patnaik,“Degradation of High Performance Aero-Engine Turbine Blades“, Proceedings of ASM 1993 Materials Congress, Seite 69-74.
- 3.3-9** M.P.Borom, C.A. Johnson, L.A. Peluso, GE Corporation,“Role of Environmental Deposits in Spallation of Thermal Barrier Coatings on Aeroengine and Land-based Gas Turbine Hardware“.ASME Paper 96-GT-285 (1996).
- 3.3-10** P.König, T.Miller, A.Rossmann, „Damage of High Temperature Components by Dust-Laden Air“, AGARD Conference Proceedings 558 (1994).
- 3.3-11** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 3, ISBN 3-00-017733-7, 2003, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.3-12** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 4, ISBN 3-00-017734-5, 2005, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.3-13** „The Jet Engine“, Rolls-Royce plc, Printed 1986, Fifth Edition, ISBN 0902121235, Seite 55.



3.4 Die Niederdruck- oder Arbeitsturbinen.



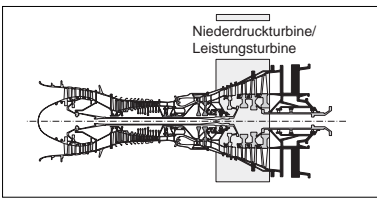
Es gibt Teile in unserem Auto die sich eigentlich nie bemerkbar machen, obwohl sie einen hohen Anteil der Anschaffungskosten repräsentieren. Sie haben offenbar das ewige Leben. Hierzu gehört die heutige moderne, vollverzinkte Karosserie. Sie ist mit leicht verformbaren Knautschzonen, integrierten Stoßstangen, Kotflügeln inklusive Scheinwerfer gesegnet. Die Situation ändert sich sofort, wenn von außen Gewalt einwirkt. Dann entstehen unerwartet hohe Kosten und zeitaufwändige Reparaturen.

Ähnlich ist es mit der Niederdruckturbinen mit vielen Stufen und langen, relativ filigranen Schaufeln. Offenbar hat auch sie, verglichen mit anderen Heißeilen, ein unbegrenztes Leben. Wird ihr jedoch Gewalt angetan, indem z.B. Bruchstücke aus den im Gasstrom vorgelagerten Komponenten eintreten, sind große Zerstörungen bis zum Totalschaden zu erwarten.

3.4.1 Betriebsverhalten und Betriebsbeanspruchung.

Eine **Niederdruckturbinen** treibt über die gleiche Welle den Niederdruckverdichter an und liefert die **Nutzleistung**. (Bild 2.1-7, Bild 2.1-9 und Bild 3.1-2). Eine **Arbeitsturbinen** (engl. „power turbine“) dient nur der Nutzleistungsabgabe (Bild 2.1-7, Bild 2.1-8 und 3.1-2). Da diese Turbinen vergleichbaren Belastungen unterworfen sind, werden sie hier unter dem Oberbegriff Niederdruckturbinen (NDT) behandelt.

An der Niederdruckturbinenwelle ist üblicherweise der Generator oder das anzutreibende Aggregat (z.B. Verdichter oder Pumpe) angeschlossen. Bei Flugturbinen verläuft die Niederdruckturbinenwelle meist nach vorne durch die Hohlwelle des Hochdruckläufers (Bild 2.1-9) zum Fan oder zu einem Getriebe (Hubschrauber). Derivate dieser Maschinen für den stationären Betrieb führen die Welle häufig nach hinten (Bild 2.1-2 und Bild 2.1-7). Die NDT weist eine **hohe Stufenzahl** auf, um die Abgasenergie weitestgehend als Wellenleistung verfügbar zu machen. Gewöhnlich lässt sich die Niederdruckturbinen des Flugtriebwerks nicht ohne Änderungen zum Antrieb eines Generators oder einer Pumpe nutzen (Bild 2.1-2). Es wäre nämlich Zufall, wenn die Drehzahl passt. Deshalb muss ein Getriebe zwischengeschaltet, oder eine eigens ausgelegte Nutzturbinen verwendet werden. Diese Nutzturbinen sind z.B. für den Antrieb von Generatoren wegen deren fester Drehzahl üblich. Ihre vielen großen Bauteile repräsentieren einen erheb-



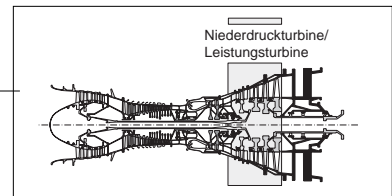
lichen **Kostenanteil** der Anlage. Wegen ihrer langen, relativ filigranen Schaufeln, sind sie erfahrungsgemäß für größere Fremdkörper empfindlich. Das bedeutet, dass z.B. ein Schaufelbruch im Gaserzeuger sehr kostspielige **Folgeschäden** verursacht.

Die Niederdruckturbinen drehen sich im Vergleich zur Hochdruckturbinen deutlich langsamer und sind **thermisch niedriger belastet**. Gastemperaturen der vorderen Stufen moderner Maschinen liegen jedoch bei ca. 950 °C. Sie fallen zum Turbinenende auf Abgastemperaturen von unter 600 °C ab. Dieser Situation wird durch die Verwendung weniger warmfester Werkstoffe und/oder geringerer bzw. fehlender Kühlung Rechnung getragen. So kann auch die Lebensdauer dieser Schaufeln begrenzt sein.

Maschinen der neuesten Generation haben eine Niederdruckturbinen, deren erste Stufen bereits **gekühlt** sind und mitunter schon aus **Einkristallwerkstoff** oder gerichtet erstarrtem Material bestehen. Im Vergleich zur Hochdruckturbinen sind sowohl die zeitlichen und räumlichen Temperaturgradienten als auch die absoluten Temperaturen deutlich niedriger. Im Zusammenwirken mit der relativ niedrigen Fliehkraftbelastung wird damit die Wahrscheinlichkeit von Schäden durch normalen Betrieb wesentlich geringer.

Betriebserfahrungen zeigen, dass die Niederdruckturbinen typischen Einflüssen unterliegt, die besondere **Schadensmechanismen** auslösen. Es handelt sich in erster Linie um **Korrosion** (Sulfidation, Bild 3.4-2 und Bild 3.4-3), die bei den Bauteiltemperaturen der Niederdruckturbinen wirksam wird. So ist es gerade für die Niederdruckturbinen von besonderer Bedeutung, ob die Ansaugluft des Verdichters schädliche Verunreinigungen aufweist und welche Qualität der verwendete Kraftstoff hat.

Axel Rossmann, turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, szk@turboconsult.de



3.4.2 Probleme der Niederdruckturbinen, Ursachen und Abhilfen

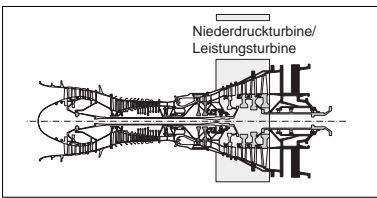
Probleme infolge mechanischer und thermischer Belastungen

Die Niederdruckturbinen können trotz ihres niedrigen Belastungsniveaus nennenswerte mechanische Beanspruchungen durch **Thermoermüdung und Schwingungen** erfahren. Erfolgt Rissbildung, ist sogar mit Bauteilbruch bis zum Bruch aller Schaufeln einer Stufe (engl. haircut) zu rechnen.

Die vergleichsweise langen und schlanken Rotorschaukeln der Niederdruckturbinen benötigen im Allgemeinen Deckbänder (Bild 3.4-1). **Gegeneinander verspannt**, dienen sie der **Versteifung** und Dämpfung (Reibung der Anlageflächen). So lassen sich Schwingungen vermeiden. An den Anlageflächen der Deckbänder treten typische **Verschleißprobleme, Rissbildung** und **Verformungen** auf (Bild 3.4-1). Hierzu gehört das Aufdrehen der Blätter. Damit wird der **Abstützungseffekt** abgebaut und es entsteht die Gefahr eines Übereinanderschiebens der Deckbänder (engl. „shingling“ oder „overriding“, Bild 3.4-1).

Werkstoffe wie hochlegierte Stähle (CrNi-Typ) und aushärtbare Eisenbasislegierungen (z.B. A-286), aber auch Ni-Legierungen mit begrenzter thermischer Stabilität, können über die typisch lange Betriebszeit **Gefügeveränderungen** erfahren. Damit verschlechtert sich die ursprüngliche statische und dynamische Festigkeit und Zähigkeit. Solche Veränderungen sind z.B. die **Bildung spröder Phasen** (z.B. Sigma-Phase). Das kann bei FOD einen Haircut begünstigen. Das kann sich auch auf eine Reparatur an derart veränderten Werkstoffen auswirken. Höhere Temperaturen der Beschaukelungen (im vorderen Turbinenbereich) führen zur Vergrößerung (engl. coarsening) oder Ausrichtung der Aushärtungsphase unter Einfluss der Belastungsrichtung (engl. rafting).

Spezifische Schadensformen der Niederdruckturbinen sind **„Sulfidation“** oder Schäden im Zusammenhang mit **Nasskorrosion im Stillstand**. Dabei kann **Silber** eine bedeutende Rolle spielen (Bild 3.4-4).



Heißgaskorrosion und Sulfidation

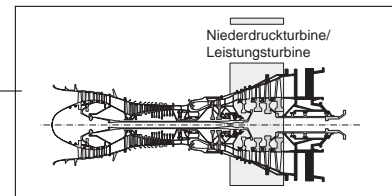
Zu den **spezifischen Schadensformen der ND-Turbinen** zählt die **Heißgaskorrosion** (engl. hot gas corrosion = HGK). Im Temperaturbereich bis ca. 950°C der Niederdruckturbine, überwiegt die Korrosion. Oberhalb dieser Temperatur dominiert die Oxidation (Bild 3.4-2). Wenn sich auf der betroffenen Oberfläche aggressive Ablagerungen als Salzschnmelzen ansammeln, kommt es zu einer schnell fortschreitenden Schädigung des Grundwerkstoffs, der sogenannten **Sulfidation** (Bild 3.4-2). Ganze Schaufelquerschnitte können auf diese Weise durchgehend betroffen sein (Bild 3.4-3). Besonders gefährdet sind erfahrungsgemäß schlecht belüftete **Hohlprofile**. Dieses Konstruktionsprinzip wird zur Gewichtsreduzierung bei aerodynamisch und schwingungstechnisch besonders günstigen dicken Blattprofilen angewandt. An solchen Hohlprofilen können regelrechte "Fenster" im Blattprofil entstehen. Gefährdet sind zusätzlich Flächen, auf denen sich bevorzugt **Stäube absetzen**, z.B. Stirnseiten von Leitschaufeldeckbändern (Bild 3.3-1).

Man unterscheidet zwei Schadensformen (Bild 3.4-2) der Sulfidation. Den **Typ I** oberhalb 800°C und den **Typ II** von ca. 500 °C bis 800°C. Diese Temperaturbereiche sind von der **Zusammensetzung der typischen aggressiven Ablagerungen** vorgegeben. Hauptschadensmechanismus ist die **Zerstörung der schützenden Oxid-Deckschicht**. Damit erhalten die schädigenden Salzschnmelzen Zutritt zum Grundwerkstoff. Ihre Bestandteile sind **Natrium, Vanadium, Magnesium, Kalium und Schwefel**. Verbrennt der Betreiber in seiner Maschine vergleichsweise sauberes Gas, sind gefährliche Ablagerungen in erster Linie auf Verunreinigungen der Ansaugluft zurückzuführen, der gefährliche Schwefel fehlt. Weil Natrium und Schwefel eine besondere Bedeutung haben, sind Maschinen in **Meeresatmosphäre** und/oder bei schwefelhaltiger Staubbelastung (z.B. gipshaltige Stäube) besonders gefährdet.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass **Silber**, z.B. bei **versilberten Verschraubungen**, den Sulfidationsvorgang stark beschleunigen kann (Lit. 3.4-3 und Lit. 3.4.4). Es wirkt wahrscheinlich ähnlich einem Katalysator. Silberablagerungen können offenbar im Stillstand der Gasturbine entstehen. **Aggressives Schwitzwasser** führt zu wässriger Korrosion und Auflösung von Silberschichten, wie sie sich auf Heißeilverschraubungen finden (Bild 3.4-4). Diese **wässrigen Lösungen** werden beim Start und Hochfahren der Maschine zu anderen Bauteilzonen wie **Flanschansätzen der Turbinenscheiben** transportiert. Beim Eindampfen scheidet sich wieder korrosionsauslösendes Silber ab und führt zu typischen, grubchenförmigen Sulfidationsschäden.

Gerät Silber auf die beschriebene Art in die Auflagen der Tannenbaumverzahnung der Schaufeln, können diese im Extremfall wie „**eingelötet**“ erscheinen. Sie sind **in diesem Fall ohne Beschädigung nicht mehr demontierbar**. Damit sind Schaufeln und Scheibe unreparierbar geschädigt. Das Beispiel 3.4-1 beschreibt ein ähnliches Phänomen bei dem **Staubablagerungen zum „Verbacken“ der Schaufeln mit der Scheibe** führten. Dieser Schadensmechanismus ist erfahrungsgemäß entscheidend von den besonderen **Umgebungsbedingungen** abhängig. Bisher wurden ausgeprägte Schäden mit Silbereinfluss nur an Gasturbinen in aggressiver Atmosphäre (Bild 3.1.2.2-1) bekannt. Die Nähe **chemischer Fabriken** und **galvanischer Betriebe** stellt eine potenziell gefährliche Umgebung dar. Auch hier sei wieder darauf hingewiesen, dass bewusst eingebrachte Verunreinigungen der Ansaugluft (**Schadstoffverbrennung**) genauestens auf mögliche Auswirkungen zu prüfen sind.

Für den jeweiligen Anwendungsfall ist die **Auswahl geeigneter Schichtsysteme** von großer Bedeutung. Anzustreben sind dichte, gut haftende und nur langsam wachsende chemisch und mechanisch, d.h. auch gegen Erosion und Thermoermüdung stabile Oxiddeckschichten. Die am häufigsten angewandten



Schichtsysteme beruhen auf Al_2O_3 - oder Cr_2O_3 -Bildung. Solche Schichten werden durch **Diffusion** (Bild 3.3-7) in besonderen Medien (Pulver, Gas) oder als Auflageschichten vom Typ MCrAlY durch **thermisches Spritzen** hergestellt. Die Schichtdicken liegen üblicherweise zwischen 0,05 und 0,1 mm. Je dicker, umso stärker kann die **Grundwerkstofffestigkeit beeinträchtigt** werden. Hier sind Kompromisse notwendig. Als Schutz gegen Heißgaskorrosion (Sulfidation) werden Cr_2O_3 -Deckschichten genannt. Aber auch von diesen ist erfahrungsgemäß kein vollkommener Schutz zu erwarten, lediglich die Lebensdauer wird verlängert. Der am häufigsten verwendete Schichttyp sind Aliterschichten (Diffusion von Al). Sie dienen in erster Linie als Oxidationsschutz. Ihre Wirkung gegen Sulfidation ist begrenzt. Schichten mit einer Pt-Zwischenschicht zum Grundmaterial werden als **PtAl-Schichten** bezeichnet. Pt soll den Effekt einer Diffusionssperre haben. Zusätzlich verbessert es den Schutz gegen Heißgaskorrosion vom Typ I weil es sich im Betrieb auch in der äußeren Schichtzone anreichert.

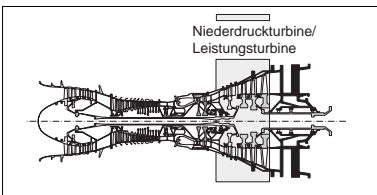
Es ist zu berücksichtigen, dass **Diffusionsschichten bei niedrigen Temperaturen relativ spröde** sind. Das begünstigt die Rissbildung (engl. coating cracks) bei Wärmedehnungen während des Starts und dem Abstellen. In dieser Beziehung verhalten sich Plasmaspritzschichten vom Typ MCrAlY (M steht für ein "Metall" wie Fe, Co, Ni) günstiger. Der Grund ist ihr Übergang vom spröden zum duktilen Verhalten bei, im Vergleich zu Diffusionsschichten, niedriger Temperatur.

Oxidation und Heißgaskorrosion von Honigwabendichtungen

Honigwabendichtungen ("Honeycomb"-Dichtungen; Bild 3.4-5) werden häufig im Bereich erhöhter Temperaturen als **Anstreifschichten** genutzt. Typische Anwendungen sind im Gehäuse gegenüber den Rotorschaukelspitzen sowie auf den inneren Leitschaukeldeckbändern gegenüber den Zwischenstufenlabyrinth des Rotors. Sie bestehen aus einer dünnen, **wabenartigen Blechstruktur** und dienen zum Einlauf der Labyrinthspitzen oder der Schaukelspitzen, um den Spalt zumindest in einem bestimmten Betriebszustand zu minimieren. Die nur wenige Zehntel Millimeter dicken Blechstege sind über lange Zeit Heißgasen ausgesetzt. Sie **können durchoxidieren** (Bild 3.4-6), werden spröde und verlieren ihre Festigkeit. Als Folge **brechen sie großflächig aus**. Das führt zu entsprechender Spaltvergrößerung und Leckage. Sind derartige Schäden zu befürchten, erfordert dies geeignete Materialien und/oder Beschichtungen für die Honeycombstruktur. Eine gewisse Verbesserung in der Größenordnung von 30 % der Gesamt-Lebensdauer ist bereits von einer **Voroxidation der Neuteile** zu erwarten. Ob diese ausreicht, muss für den jeweiligen Anwendungsfall abgeschätzt werden. Reicht das nicht aus, ist eine **Alitierung der Honigwaben** mit bis zu einer Verdoppelung der Lebensdauer ein geeignetes Mittel.

Verschleiß und Schädigung von Labyrinthspitzen

Gerade die Niederdruckturbinen hat eine große Zahl von **Labyrinthdichtungen**. Die Spitzen dieser Dichtungen werden auch beim normalen Anlauf verändert. Es erfolgt zumindest ein Abrieb der Spitzen (Lit. 3.4-5). Nicht selten wird der Werkstoff beim Anlaufvorgang örtlich überhitzt. Panzerungen können ausbrechen und Rissbildung auftreten. Solche Dichtungen werden bei der Überholung durch Aufschweißen, **Nacharbeit und eventuelle Neubeschichtung** (Panzerung) repariert. Die Rissbildung (Bild 3.1.2.4-7.1) in Labyrinthspitzen ist ernst zu nehmen und mit geeigneten Maßnahmen zu vermeiden. Dies kann durch die Wahl geeigneter Spitzenwerkstoffe und Panzerungen geschehen.



Nasskorrosion in Niederdruckturbinen

Gerade Niederdruckturbinen unterliegen **im Stillstand** durch **Schwitzwasserbildung** einer besonderen Korrosionsbeanspruchung. Im anschließenden Betrieb kann dann verstärkt HGK auftreten.

Schwitzwasserkorrosion während des Stillstands gefährdet die martensitischen Stähle von Scheiben älterer Maschinentypen. Das gilt besonders für **Tannenbaumverzahnungen**. Auch **Korrosionsnarben** in anderen hochbeanspruchten Scheibenzonen wie der **Nabe** und im Bereich von **Schraubenbohrungen** können LCF- und HCF-Anrisse auslösen. Deshalb müssen gerade die üblicherweise schlecht zugänglichen Bohrungen bei der Überholung sehr sorgfältig geprüft werden.

Bekannt sind besonders auf **Umweltverschmutzung** zurückzuführende **standortbezogene Schäden**. Hier sind **Nickellegierungen** im Zusammenhang mit **Silberbeschichtungen** zu nennen. **Sulfidation um und an versilberten Schrauben und Muttern** sind ein typisches Beispiel (siehe auch den Abschnitt Heißgaskorrosion).



Beispiel 3.4-1: Eine Gasturbine wurde mehrere Jahre in extrem staubiger Atmosphäre betrieben. Dabei bildeten sich außen und innen Staubablagerungen mit hohen Anteilen von Schwefel, Arsen, Phosphor und Kalzium. Als die **Rotor-schaufeln** der Leistungsturbinen im Zuge einer Überholung ausgebaut werden sollten, zeigten sich diese fest **mit der Scheibe „verbacken“**. Sie ließen sich nicht mehr zerstörungsfrei demontieren. Eine Untersuchung ergab, dass **Staub zwischen die Auflageflächen der Tannenbaumfüße** gelangte und dort Sulfidation auslöste. Die Reaktionsprodukte verhinderten die Demontage der Schaufeln. Die Ermüdungsfestigkeit am hochbeanspruchten Schaufelfuß fällt durch den Sulfidationsangriff deutlich ab, selbst wenn ein Ausbau gelingt. Zusätzlich wird die übliche **Reibungs-dämpfung** an den Schaufelfüßen vermindert. Dies **begünstigt eine Schwingungserregung** der Schaufeln und so Ermüdungsbrüche.

Bild 3.4-1 (Lit. 3.4-6): Die **langen und schlanken Blätter der Turbinenschaufeln** hinterer Stufen (Niederdruckturbinen) erfordern auch bei modernen Triebwerkstypen **Deckbänder**. Hochdruckturbinen älterer Triebwerkstypen sind im Gegensatz zu Schaufeln neuerer Typen ebenfalls mit Deckbändern ausgerüstet.

Deckbänder an Turbinenschaufeln verbessern die **Dichtwirkung** im Bereich der Blattspitzen und **stützen das Blatt gegen hochfrequente Schwingungen** ab.

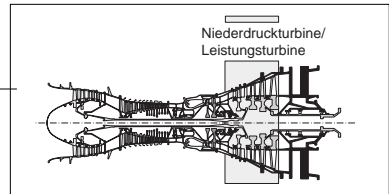
*Deckbänder an Turbinenrotorschaukeln sind nicht unproblematisch und zeigen spezifische Schäden als Folge von **Kriechverformung** (Skizzen oben):*

***Auftwisten**, ein bleibendes Aufdrehen des Schaufelblattes unter der Fliehkraft. Dadurch wird die schützende Wirkung gegen Schwingungen abgebaut.*

***Aufbiegen des Deckbands** ist meist die Folge eines nach außen verlagerten radialen Temperaturprofils. Im Extremfall kann es zum Abbrechen einer Deckbandecke kommen.*

***Shingling** (Overriding) ist das dachziegelartige Überlappen der Deckbandkanten benachbarter Schaufeln. Shingling wird von schmalen Anlagen („b“), Aufbiegen der Deckbänder und Frettingverschleiß begünstigt.*

Skizzen unten: Parallelogrammförmige Deckbänder sind gewöhnlich nicht gegeneinander



Typische Deckbandschäden an Turbinenrotorschaukeln.

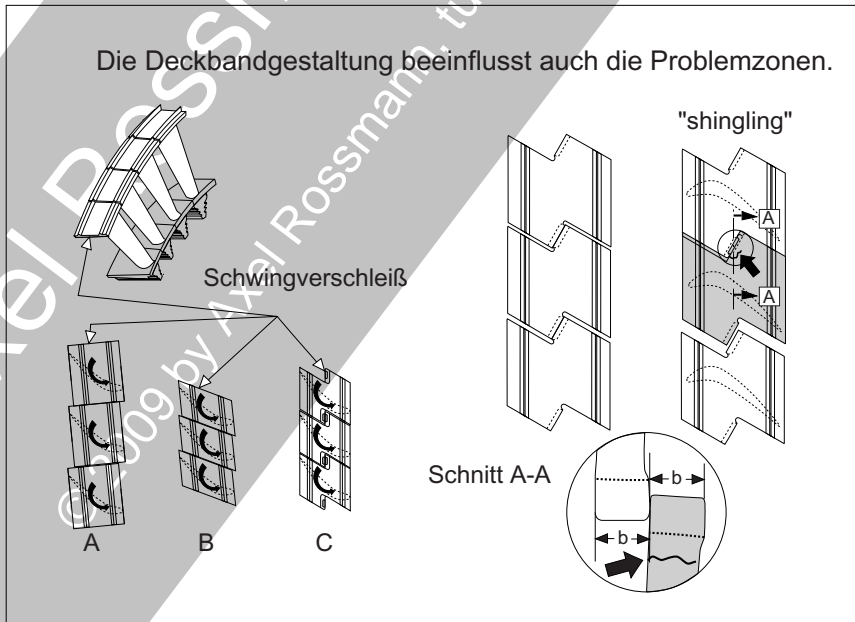
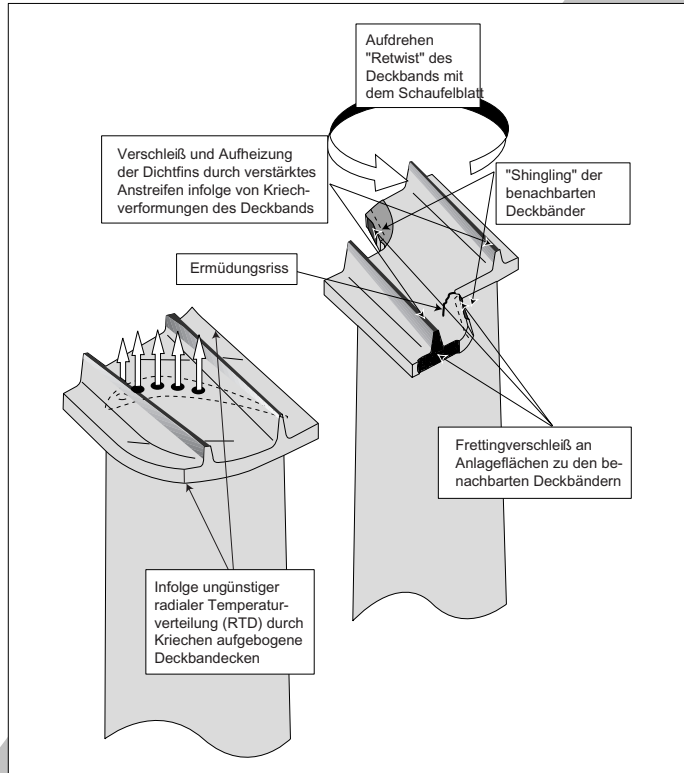
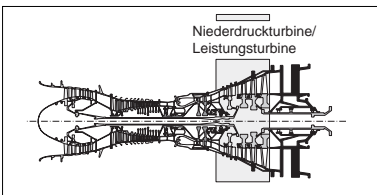


Bild 3.4-1

verspannt (Skizze rechts). Sie behindern „Ährenfeld Schwingungen“ nur wenig, bilden unter Fliehkraft einen Spalt und verschieben sich beim Aufdrehen der Schaufeln

gegeneinander (linke Skizze „A“ und „B“). Um die Funktion der Deckbänder zu gewährleisten, werden die Schaufeln gegeneinander so verspannt, dass das Blatt unter Torsions-

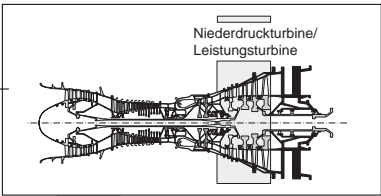


spannungen steht. Dazu erhalten Deckbänder Z-Form (engl. **interlocking shroud**, linke Skizze „C“). Die **Anlageflächen** werden gegen Frettingverschleiß mit einer Panzerung (z.B. Stellite-Schweißung) versehen. Solche Deckbänder heben auch unter Fliehkraftdehnung nicht voneinander ab. Von der formbedingten Kerbe werden jedoch **Ermüdungsrisse** durch Thermoermüdung und/oder hochfrequente Schwingungen begünstigt. Insbesondere wenn versehentlich die **Auftragsschweißung bis in den Kerbradius** verläuft.

Bild 3.4-2 (Lit.3.4-4): Den **Schadensmechanismus der Sulfidation** kann man sich wie folgt vorstellen:

- Der Grundwerkstoff (z.B. Ni-Basis) wird normalerweise von einer kompakten Oxidschicht mit Al- und Cr-Oxiden geschützt. Diese Schicht ist für Schwefel undurchdringlich.
- Verschiedene Mechanismen, wie z.B. die chemische **Reaktion der Oxidschicht mit Salzschnmelzen**, können jedoch dazu führen, dass der Schwefel diese Hürde überwindet.
- Dabei “lockern” die Salzschnmelzen die Oxidschicht auf. Schwefel diffundiert dann ungehindert ein.
- Ist der Schwefel in den Grundwerkstoff eingedungen, wird die Wiederausbildung der kompakten, schützenden Oxidschicht verhindert. Die Salzschnmelze ist nun als Wegbereiter nicht mehr nötig.
- Die Folge ist eine beschleunigte Zerstörung des Grundwerkstoffs durch Oxidation.

Offenbar genügt für den Schadensablauf schon **sehr wenig Schwefel**. Er kann aus Kraftstoff oder Industriatmosphäre angesammelt werden. Dieser wird nur in einer schmalen Zone am Übergang der Sulfidationszone zum Grundwerkstoff wirksam. Hier unterstützen wenig **Ni-Sulfide** die Bildung großer Ni-Oxidmengen indem sie den **Sauerstofftransport** übernehmen. Der Nachweis dieser geringen Ni-Sulfid-Mengen ist nicht einfach. Die Ni-Sulfide finden sich im metallografischen Schliff als kleine graue Punkte im Grundwerkstoff vor der Oxidationsfront. Für den **zerstörungsfreien Nachweis** gefährlich starker Sulfidation ist die **Magnetskopprprüfung** geeignet. Sie zeigt größere Mengen durch den Oxidationsvorgang magnetisch veränderten Grundwerkstoff. So können auch äußerlich zugängliche **Hohlkörper** wie Turbinenleit- und Laufschaufeln im eingebau-



Selbst kleinste Schwefelmengen genügen für einen katastrophalen Sulfidationsangriff.

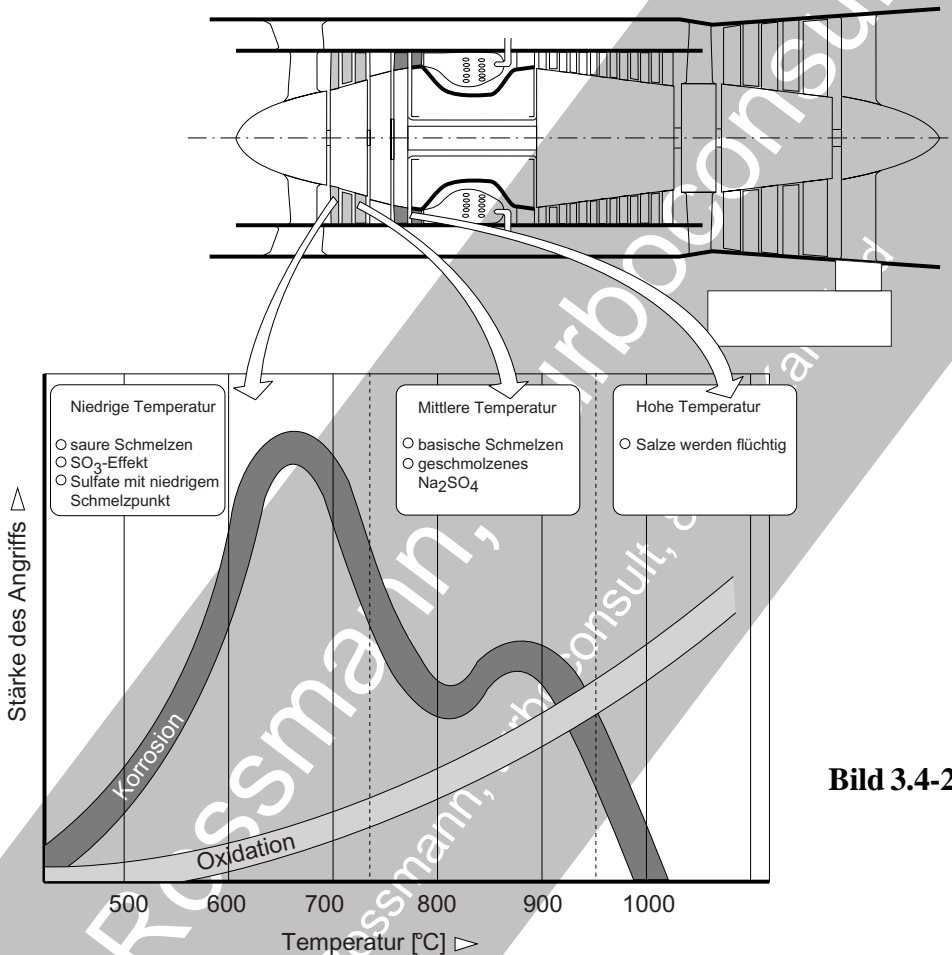
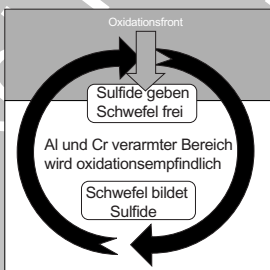
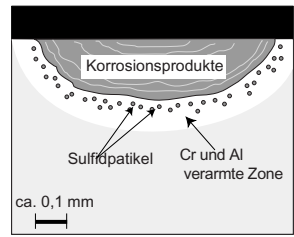


Bild 3.4-2

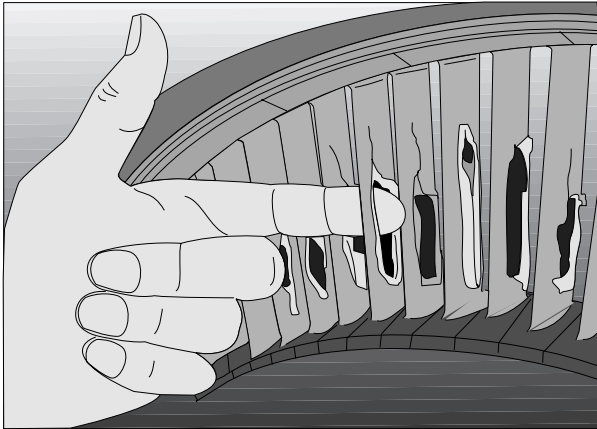
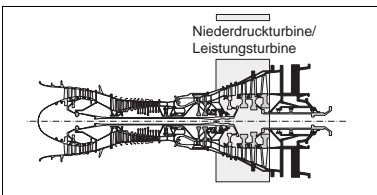


typisches Sulfidationsbild im metallografischen Schliff

schematische Darstellung des Sulfidationsprozesses



ten Zustand **überprüft** werden. Das gelingt selbst dann, wenn die Wand noch nicht nach außen durchbrochen, der Schaden also noch nicht sichtbar ist.



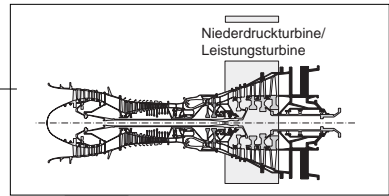
Durch Sulfidation perforierte Leitschaufeln einer Niederdruckturbinen

Beispiel 3.4-2: Das Bild zeigt eine **Niederdruckturbinen** nach mehreren zehntausend Laufstunden. Die hohlen Leitschaufelprofile sind von innen durchsulfidiert. Es bildeten sich **'Fenster'** die einen Eindruck der extremen Schädigung vermitteln (Bild 3.4-3).

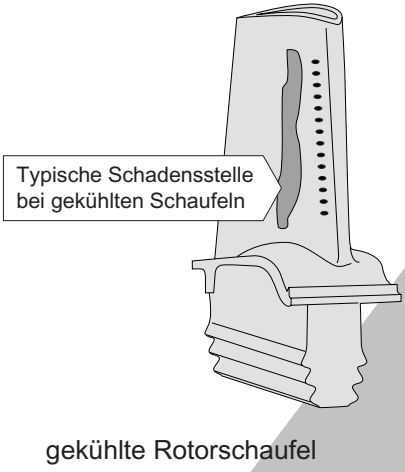
Bild 3.4-3 (Lit. 3.4-4): Sulfidation ist an ganz bestimmte **Temperaturbereiche** gebunden, in denen stabile aggressive Salzschnmelzen existieren (Bild 3.4-2). Aus diesem Grund bildet sich **äußere Sulfidation in bauteiltypischen Zonen** (Skizzen links). Neben der geeigneten Temperatur, werden diese Zonen auch von einer **für Ablagerungen günstigen Position** bestimmt. Sulfidation wird besonders dann unterstützt, wenn das **Sauerstoffangebot** zur Bildung einer dichten, schützenden Oxidschicht nicht ausreicht. Dies ist offenbar besonders in einseitig geschlossenen **ungekühlten Hohl-schaufeln** (Gewichtsminimierung) der Fall. So kommt es im Extremfall zur **„Fensterbildung“** (Beispiel 3.4-2), d.h. dem Durchbruch der Wände des Blattes (Skizze unten rechts). Die besondere Problematik dieser Schädigung ist, dass ihr Ausmaß erst in einem späten Stadium erkannt wird. Bei **kühlluftdurchströmten** Schaufeln (Skizze oben rechts) scheint es begrenzte Bereiche im **Blattinneren** zu geben, wo sich aggressive Stäube bevorzugt ablagern. Herrscht hier eine für Sulfidation geeignete Bauteiltemperatur, kommt es zum Angriff.

Meistens sind diese Bereiche auf der Druckseite der Schaufelblätter zu finden. An schleiergekühlten Turbinenschaufeln befinden sie sich bevorzugt **hinter den Luftaustrittsbohrungen** (Skizze oben links). Schaufeln mit ausreichend hohen Kantentemperaturen die Sulfidation nicht begünstigen (Bild 3.4-2), zeigen parallele, schmale Felder (Skizze unten links). Häufig werden Oxide der Sulfidation durch die Erosion des Gasstroms und darin mitgeführter Partikel abgetragen. Die verbliebenen flächigen Vertiefungen weisen auf Sulfidation hin.

In diesem Fall ist wegen der bereits vorweggenommenen **Inkubationszeit der Ni-Sulfid-Bildung** nur noch mit einer vergleichsweise kurzen Restlebensdauer zu rechnen.



Typische Außensulfidation an Turbinenschaufeln



Typische Innensulfidation an Turbinenschaufeln

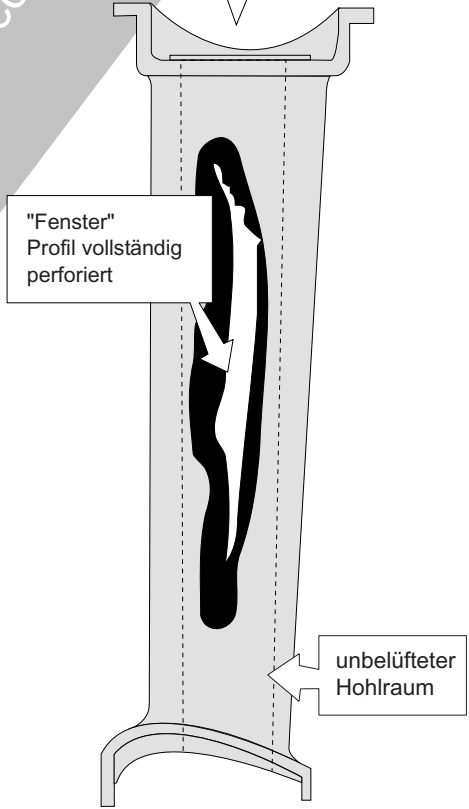
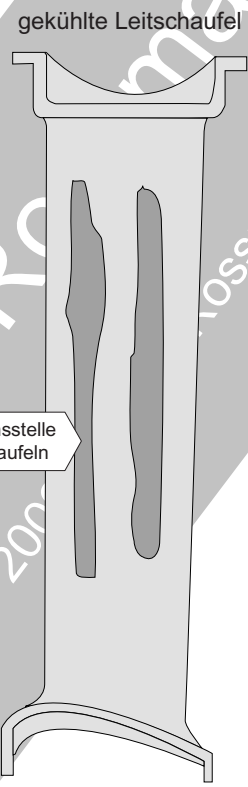
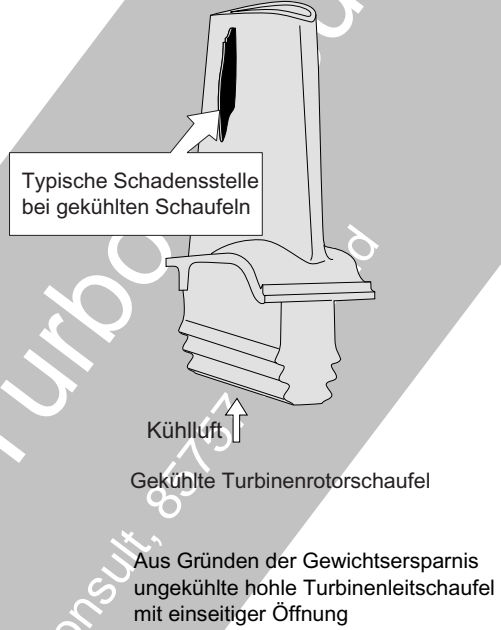


Bild 3.4-3

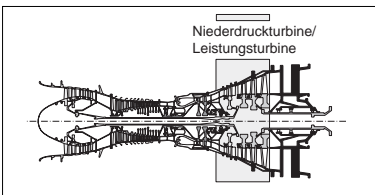


Bild 3.4-4 (Lit. 3.4-3): Silber wird bei Heiteilen aus Ni-Basis-Werkstoffen und hochlegierten Stählen verwendet, um einen kontrollierbaren Reibbeiwert zu erhalten: Zusätzlich soll „Fressen“ (Kaltverschweißen) und Fretting (Schwingverschleiß) vermieden werden. Deswegen werden besonders Schrauben, Muttern und Passflächen von Bolzen versilbert. **Silber kann Bauteile aus Nickellegierungen auf gefährliche Weise schädigen.**

Skizze 1: Auslösen und Unterstützen von **Sulfidation** durch eine Art katalytische Wirkung von Silber auf Heiteilerflchen.

Skizze 2: Bei erhöhten Bauteiltemperaturen (vermutlich $>700\text{ }^{\circ}\text{C}$) kann Silber gefährlich in Ni-Legierungen und hochlegierte Stähle **eindiffundieren**. Besonders wenn diese, wie für Schrauben und Bolzen üblich, unter hohen Zugspannungen stehen. Solche Schäden bevorzugen den Gewindebereich. Es kommt zu **Ver sprdung, unzulässigem Festigkeitsabfall** und zum Bruch. Voraussetzung für die Diffusion ist der metallische Kontakt des Silbers mit dem Grundmaterial. Das ist bei Neuteilen der Fall. Eine Schädigung durch Diffusion ist dagegen an gelaufenen Bauteilen mit schützenden oxidierten Oberflächen bei Kontakt mit Silber weniger wahrscheinlich.

Skizze 3: Auslösen von **Sulfidation** an Heiteilen aus Ni-Legierungen im Kontakt mit versilberten Flächen. Dadurch kann auch die Ermüdungsfestigkeit unzulässig abfallen.

Skizze 4: Verdichterscheiben aus einer **Titanlegierung barsten**, nachdem Risse in den Bolzenbohrungen der Verschraubung des Rotorverbands auftraten. Die **Rissbildung** wird auf den Kontakt der Titanlegierung mit gegen **Fretting versilberten Bolzen** aus hochlegiertem Stahl (A-286) zurückgeführt. Cl-haltiges Schwitzwasser hat offenbar zur **Bildung von Silberchlorid** geführt und bei den erhöhten Betriebstemperaturen Silberab-

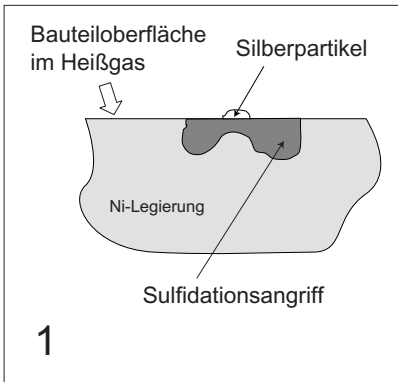
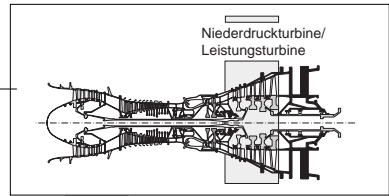
lagerungen in den Bolzenbohrungen entstehen lassen. Mit derartigen Verunreinigungen, insbesondere Chloriden, ist in Meeresatmosphäre immer zu rechnen.

Bei Langzeiteinwirkung sind Schädigungen am Scheibenwerkstoff **Waspaloy** (Ni-Legierung) im Zusammenhang mit Silber beobachtet worden. Dabei kann sich Silber von den Verschraubungen ablösen und benachbarte Bauteile schädigen (Skizze 5).

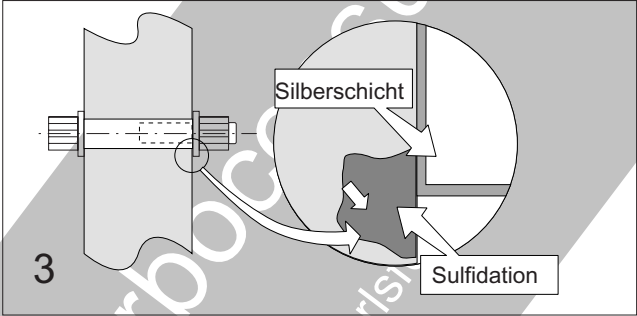
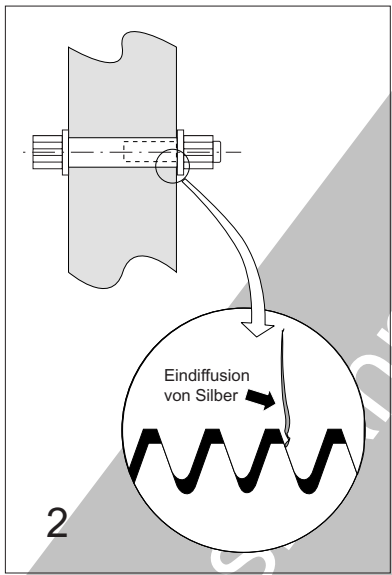
Skizze 5: Im Rotor einer Niederdruckturbine aus einer Ni-Legierung trat Lochfraß im Zusammenhang mit Silberablagerungen auf. Die Ablagerungen entstanden wahrscheinlich aus **eingedampftem Schwitzwasser, in dem Silberverbindungen gelöst waren**. Das aggressive Wasser hatte anscheinend die **Verschraubung im Stillstand entsilbert** und wurde dann beim Anfahren der Maschine nach außen in die Flanschanstze geschleudert, wo es verdampfte. Es handelt sich also um eine Kombination der Schadensmechanismen aus Skizze 1 und 4.

Skizze 6: Diese HDT-Scheibe besteht aus einer Ni-Legierung. An beiden **Flanschen** entstanden nach längeren Versuchsläufen **Risse**. Sie wurden vom **Silber der Verschraubung** ausgelöst.

Um derartige Schäden in Verbindung mit Silber zu vermeiden, sollte auf ein Versilbern der Kontakt- und Gleitflächen verzichtet werden. Dies hat den zu akzeptierenden Nachteil, dass lösbare Verbindungen (z.B. Schrauben) bei der Demontage so geschädigt werden, dass eine Wiederverwendung nicht mehr möglich ist.



Die Anwendung von Silber ist in Gasturbinen mit vielen Problemen verbunden.



Lochfraß an ND-Turbinenscheiben. Ausgelöst durch Silber von den Flanschverschraubungen

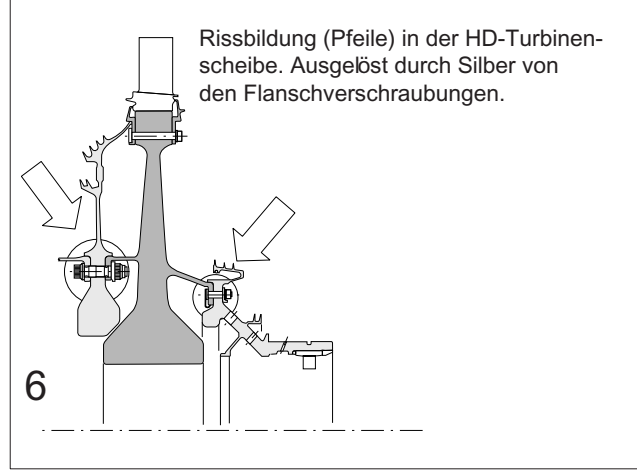
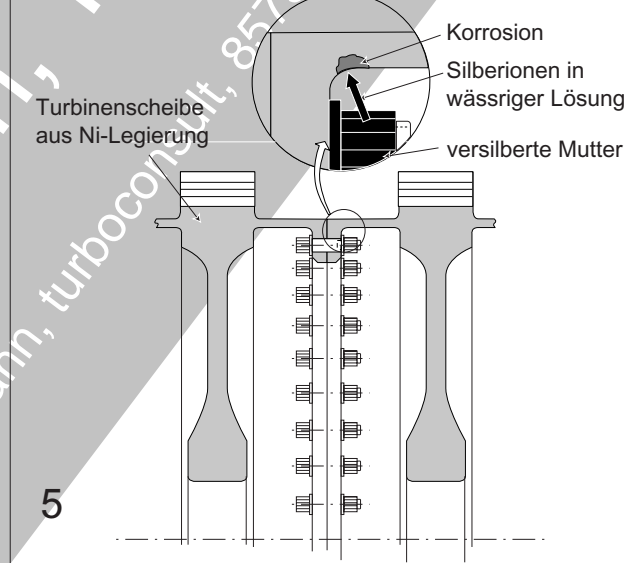
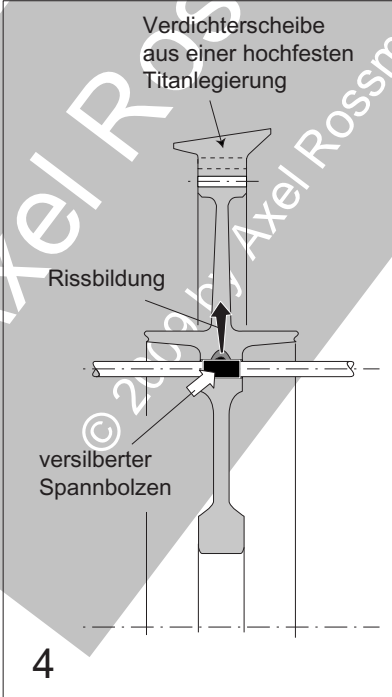
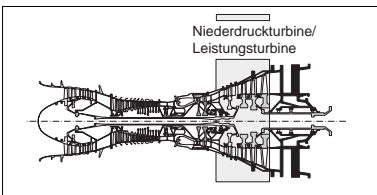


Bild 3.4-4



Der Vorteil der Honeycombdichtung*) ist die geringe Spalttempfindlichkeit und die Dämpfungswirkung.

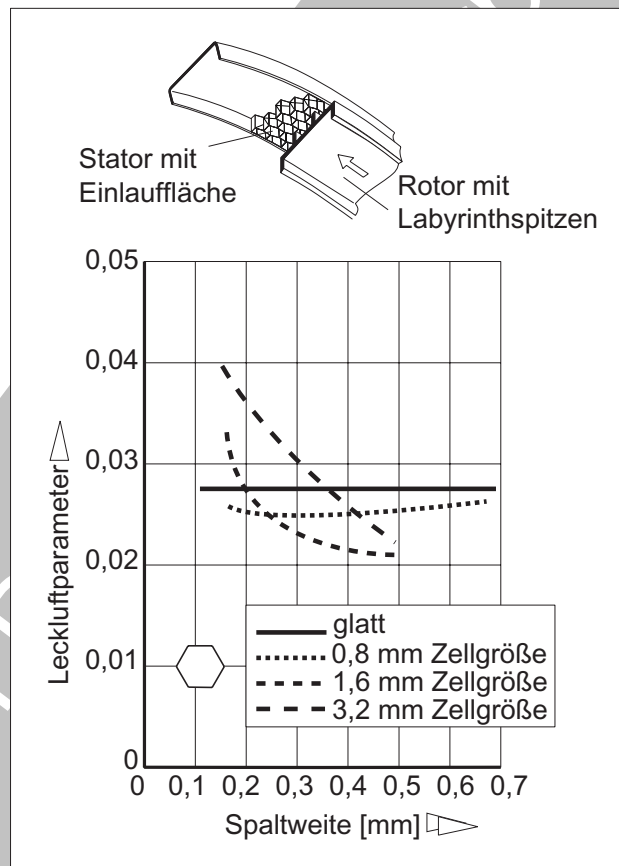
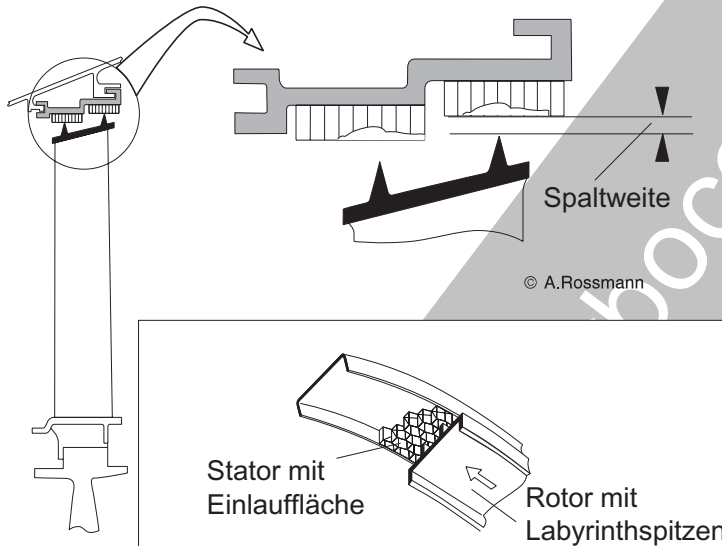
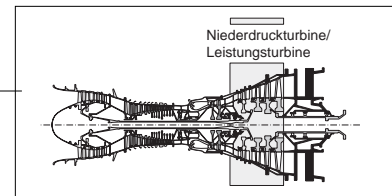


Bild 3.4-5

*) Honeycombdichtung = Honigwabendichtung. Der Name beruht auf der Struktur aus dünnen Blechen.

Bild 3.4-5 (Lit.3.4-5): Dichtungen mit einer Wabenstruktur aus oxidationsbeständigem Ni-Basis-Blech (**Honigwabendichtungen** = Honeycombdichtungen) werden in der Turbine als Anlaufflächen für Labyrinthspitzen und Rotorschaukeln genutzt (Skizzen oben). Die **Dichtwirkung** bei kleiner Spaltweite ist um so

besser, je kleiner die Waben sind. Am Besten ist eine glatte Fläche. Sie ist als Standard von der horizontalen Linie repräsentiert. Mit ansteigender **Spaltweite** wird die Dichtwirkung größerer Waben/Zellen relativ zur glatten Fläche besser (Diagramm).



Vabdichtungen haben sich als **Anstreifstrukturen** auch bei mehreren Millimetern radialem und axialem Einlauf bewährt. Die Labyrinthspitzen werden vom normalen Anstreifvorgang nicht unzulässig geschädigt. Honeycombs haben gerade **bei größeren Labyrinthspalten eine gute Dichtwirkung** (Lit 3.4-1). Darüber hinaus wirken Sie auf **Labyrinth-schwingungen dämpfend** (Lit 3.4-2). Während sehr langer Betriebszeiten, wie sie für Industrieanwendungen typisch sind und/oder unter besonderen korrosiven Bedingungen, kann es jedoch zu einer deutlichen Schädigung der Wabenwände durch Oxidation oder Heißgaskorrosion kommen. Im Extremfall **versprödet die gesamte Wabenstruktur und bricht aus** (Bild 3.4-6). Das vermindert die Dichtwirkung deutlich und führt nicht nur zu hohen Spaltverlusten mit entsprechenden **Wirkungsgradeinbußen** (Bild 2.5-2). Auch die Gefahr einer unzulässigen Aufheizung der Rotorabstandsringe durch die **Heißgasleckströmung** erhöht sich. **Aus diesem Grund sollte der Hersteller die Langzeithaltbarkeit dieser Dichtsysteme im Heißgasbereich und für die betreiberspezifischen Bedingungen glaubhaft demonstrieren** können (Bild 3.4-6). Dazu sind relevante Referenzen von Betreibern geeignet. Um das Ausbrechen oxidierter Honigwaben zu verhindern, werden gegenüber Rotorschaukeln ohne Deckband auch mit Ni-Basis-Sinterwerkstoffen **gefüllte Wabdichtungen** eingesetzt. Eine solche Dichtungsstruktur lässt natürlich die Vorteile der offenen Waben wie leichter Einlauf und Dämpfungswirkung nicht erwarten.

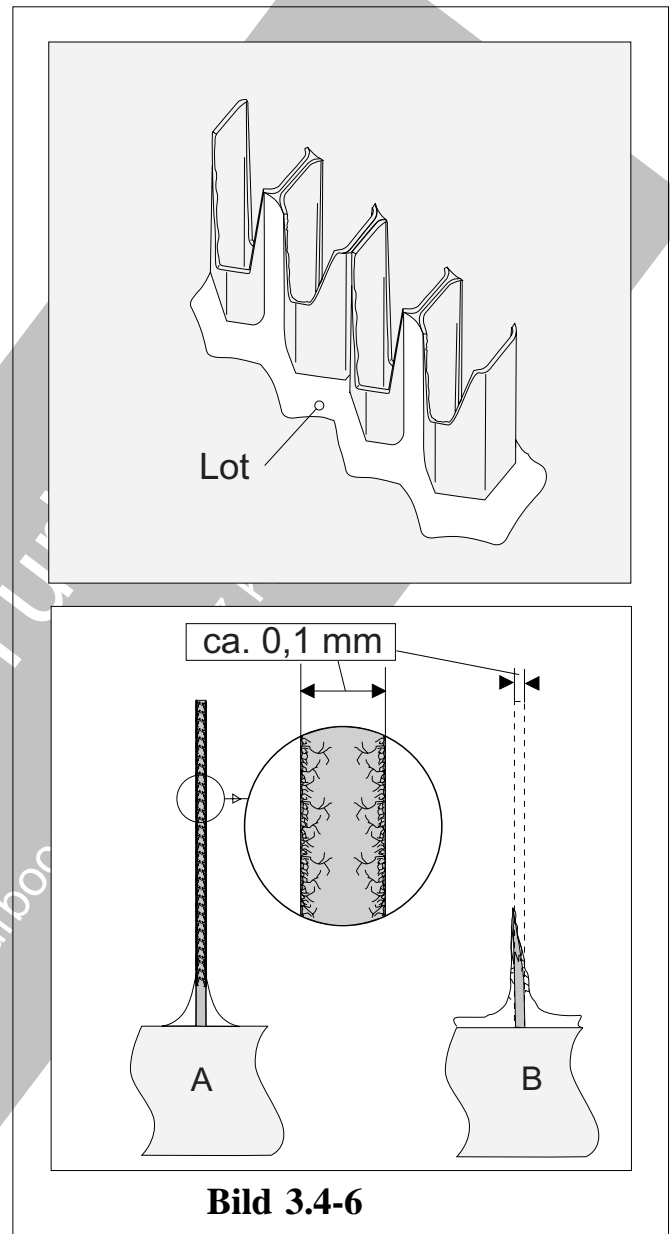
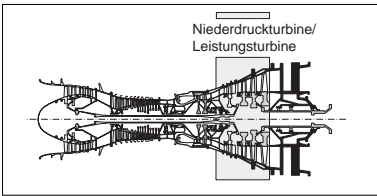


Bild 3.4-6

Oxidation **schwächt die dünnen Blechstege** („A“, Bild unten) **der Honeycombdichtungen**, sodass ein Ausbrechen der Waben den Spalt der Turbine („B“) unzulässig vergrößert.

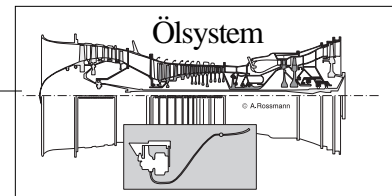
Bild 3.4-6 (Lit. 3.4-5): Geänderte Betriebsbedingungen können unerwartete Schäden an „**bewährten Bauteilen**“ auslösen. Das ist der Fall, wenn man die **Betriebszeiten** zwischen den Überholungen verlängert oder eine relativ hohe **Leistung** über längere Zeiträume fordert. Dann wird im Heißteilkbereich der „Verschleiß“ der **Schaufelspitzendichtungen** zu einem lebensdauerbestimmenden Faktor.



Literatur zu Kapitel 3.4

- 3.4-1** R.C. Bill, L.T. Shiembob, "Some Considerations of the Performance of Two Honeycomb Gas-Path Seal Material Systems", Lubrication Engineering (1981) April Seite 209-216.
- 3.4-2** J.S. Alford, GE Co., "Labyrinth Seal Designs Have Benefitted from Development and Service Experience", SAE Paper 710435 (1971).
- 3.4-3** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 3, Seite 5.4.1.1-7, ISBN 3-00-017733-7, 2003, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.4-4** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 1, Seite 5.4.5-1 bis Seite 5.4.5-13, ISBN 3-00-005842-7, 2000, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.4-5** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 2, Seite 7.1.3-27, ISBN 3-00-008429-0, 2001, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.5 Das Ölsystem und die Lager

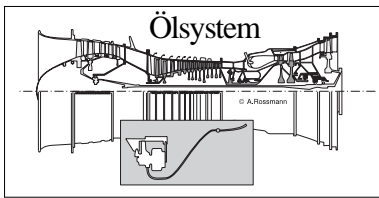


Das Ölsystem in unserem Automotor macht sich häufig erst dann mit einer Warnung bemerkbar, wenn es bereits fast zu spät ist. Kurzzeitiger Ausfall der Ölzufuhr kann die Pleuel- und Grundlager zum plötzlichen Versagen bringen. Zumindest besteht die Gefahr, dass die Lebensdauer des Motors bedeutend reduziert wird. Auch eine Verschlechterung des Öls im Betrieb, z.B. durch Alterung, Überhitzung, Kraftstoff oder Kondenswasser kann, ohne dass der Filter es verhindert, Schäden auslösen. Wir achten deshalb zumindest auf spezifikationsgerechtes Öl, wie es der Autohersteller in seiner Bedienungsanleitung vorschreibt. Dubiose Billigölsorten haben das Risiko, am falschen Ort zu sparen. Wir verlassen uns besser auf die Werkstatt unseres Vertrauens, die nach seriösen Grundsätzen vorgeht.

Ganz ähnlich ist es auch mit einer Gasturbine. Hier geht es im Schadensfall jedoch um viel größere Summen. Eine Verkokung in der Ölzufuhr kann zu Ölmenge führen. Ölkoks kann die Lebensdauer der Lagerlaufbahnen dramatisch reduzieren. Die Erfahrung zeigt, dass besonders in hochtourigen Gasturbinen kleiner Leistung, ein Ölmenge in kürzester Zeit (Sekunden) zu katastrophalen Schäden führt.

Von Gasturbinen werden immer höhere Wirkungsgrade und höhere Leistungskonzentration gefordert. Diesem Trend entsprechen im Gaserzeuger steigende Verdichtendrucke und Gastemperaturen bei immer höheren Drehzahlen. Die Folge ist ein entsprechender historischer **Trend der Öltemperaturen** mit der Weiterentwicklung der Maschinen. Das Prinzip der Versorgung eines Hauptlagers durch das Ölsystem ist in Bild 3.5-1 dargestellt. Hohe Öltemperaturen verlangen entsprechend geeignete (synthetische) Öle. Diese Öle sind im oberen Temperaturbereich sehr **dünnflüssig** und bilden in den (Wälz-) Lagerungen entsprechend dünne Ölfilme. Die Lager werden damit **für kleine Fremdpartikel** die den Ölfilm durchbrechen **empfindlicher** (Bild 3.5-2). Mit höheren Öl- und Bauteiltemperaturen steigt auch das **Ölfeurrisiko** (Bild 3.5-6)

Die Hauptlager der Maschine nehmen **Achsschübe** und **Radialkräfte** wie Unwuchten auf. Weil die Achsschübe über die "Kolbenkräfte" der Rotorkomponenten (Bild 2.5-1) entstehen, sind die Lagerkräfte entscheidend von den **Druckdifferenzen** und damit auch von den örtlich wirkenden Drücken im Luftsystem der Maschine abhängig. Diese Gasdrücke werden von **Labyrinthdichtungen** (Kapitel 3.1.2.4) bestimmt. Der Zustand der Dichtungen sowie ihre Veränderung mit dem Betriebszustand und der Laufzeit spielen somit eine entscheidende Rolle für die **Lagerbelastungen**. Eine Überlastung des Lagers durch zu hohe Kräfte muss ebenso vermieden werden wie Zustände, bei denen das Lager unbelastet ist. In unbelasteten Lagern entstehen undefinierte Laufbedingungen. Die Wälzkörper laufen auf nicht optimalen Bahnen und die Möglichkeit unzulässiger Schwingungen steigt.



3.5.1 Probleme, ihre Ursachen und Abhilfen bei Ölsystem und Lagerungen.

Die Ölverkokung und das Ölfeuer ("Oil fire").

Intensive Wärmestrahlung auf ölführende Systeme kann diese derartig aufheizen, dass eine merkliche **Querschnittsverengung durch verkoken** des Öl eintritt (Bild 3.5-8, Lit 3.1.2.3-1). Besonders gefährdete Zonen sind Rohrleitungen im Heißteil, wenn sie durch Streben im Heißgas verlaufen. Aber auch Öl in Lagerkammern und Hohlwellen ist verkokungsgefährdet. Neben einer Verblockung infolge aufwachsender Ölkohle, flächigen abgeplatzten Koksbelägen oder angesammelten Ölkohlepartikeln, besteht die Möglichkeit einer **Verunreinigung** des Ölkreislaufs. Verkokungsprodukte können Pumpen, Ventile und Lagerungen schädigen.

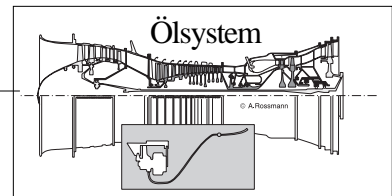
Mit steigenden Öltemperaturen erhöht sich das **Ölfeurrisiko** (Lit. 3.5-6). Erreicht der Ölnebel in Lagerkammern, Rücköhrleitungen, Zwischenwellenräumen oder Entlüftungen Temperaturen im Bereich der **Selbstzündung**, kann ein Ölfeuer entstehen und sich stabilisieren (Bild 3.5-6). Die Erfahrung zeigt, dass, neben der Aufheizung von außen, eine solche Erwärmung auch von hohen Lagertemperaturen oder einem Heißgaseinbruch (z.B. Bruch einer Rücköhrleitung) ausgehen kann. Ölfeuer gefährdet den Betrieb der Maschine auf unterschiedliche Art:

- **Überhitzung einzelner Komponenten** wie Lager oder Lagerkammern, Wellen und Scheiben bis zum Bruch.
- Entstehende Ölkohle löst **Lager-, Dichtungs- und Pumpenschäden** aus.
- Verbrauch der Ölreserve (mehrere Liter in Minuten) und damit die Gefahr des **Trockenlaufes** mit katastrophalen Folgeschäden.
- **Versagen von Dichtungen**, insbesondere Gleitringdichtungen, kann zum Austritt größerer Ölmengen führen. Entzündet sich diese, können sich außerhalb der Lagerkammer Rotorteile extrem überhitzen.

Zu Anzeichen für ein zumindest zeitweises Ölfeuer gehören **unerklärlich hoher Ölverbrauch** und **Verbrennungsprodukte im Rücköl**. Diese zeigen sich als dunkle Verfärbung und sind in einer Ölanalyse nachweisbar. Der Nachweis eines Ölfeuers in der laufenden Maschine ist durch geeignet platzierte Lambdasonden möglich. Solche Messungen können notwendig werden, wenn der Verdacht eines Ölfeuers besteht und für gezielte Abhilfen Zeitpunkt und Entstehungsort des Ölfeuers zu ermitteln sind.

Fremdkörper im Öl.

Wie bereits erwähnt, führen höhere Öltemperaturen und damit dünnflüssigeres Öl zu einer größeren Empfindlichkeit (Bild 3.5-2) der Wälzlager gegenüber Fremdkörpern (Bild 3.5-3 und Bild 3.5-5). Ein **Wälzlagerschaden**, insbesondere ein Hauptlagerschaden, kann katastrophale Folgeschäden haben und ist deshalb unbedingt zu vermeiden. Daher geht der Trend zu immer **feineren Ölfiltern** für 0,010-Millimeter-Partikel. Fremdkörper können durchaus vom Ölstrom in die Lager transportiert werden. Dies ist



natürlich nur dann möglich, wenn die Fremdkörper nach dem Filter in den Frischölstrom gelangten. Eine typische Möglichkeit sind neben Kokspartikeln, Verunreinigungen, die sich bereits in entsprechenden Zonen von Neuteilen oder überholten Komponenten befinden. Hierzu gehören **Bearbeitungsspäne**, **Gussrückstände** und **Strahlmittel**.

Unter ungünstigen Bedingungen können aus dem und/oder über das Dichtsystem Verunreinigungen wie Abrieb, Sand und Staub in eine Lagerkammer gelangen. Eine weitere Möglichkeit besteht bei niedrigen Drehzahlen (Start, Abstellen, Verdichterwaschen), wenn Partikel aus der Ansaugluft in Bereiche mit noch nicht ausreichender Sperrluft gelangen. Solche Partikel entstehen auch durch Anstreifen von Labyrinthen oder der Verdichterbeschaufelung an Einlaufschichten.

Im Lager selbst können **Ermüdungsschäden oder Verschleiß** an Wälz- und Gleitflächen Partikel erzeugen (Bild 3.5-5), die in den Ölkreislauf gelangen.

Es lohnen sich also Überwachungsmaßnahmen, damit Schäden rechtzeitig erkannt und Folgeschäden vermieden werden. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten, die auch in Kombination angewandt werden können.

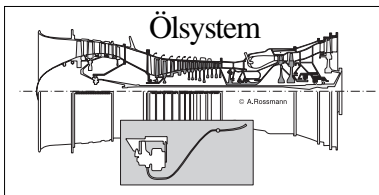
Ölüberwachung, Magnetstopfen- und Filterkontrolle.

Wirksam ist eine regelmäßige **Ölanalyse** in Zeitintervallen (Bild 3.5-4), die meist vom OEM gefordert wird. Ist dies nicht der Fall, kann unter Berücksichtigung der spezifischen Einzelbedingungen ein Intervall für die Wiederholung der Ölanalyse festgelegt werden. Besonders wichtig und unbedingt durchzuführen ist eine Überprüfung des Öls nach dem **Abnahmlauf** und eventuellen **„Spülvorgängen“**. Die Ölanalyse kann chemische Veränderungen wie **Alterung des Öls** nachweisen. Sie zeigt einen notwendigen Ölwechsel an. Eine Untersuchung der Schwebstoffe lässt besondere Betriebseinflüsse wie Ölfeuer erkennen. Auch verschleißbeanspruchte Bauteile, deren metallischer Abrieb analysiert wird, sind identifizierbar. Natürlich ist es dazu notwendig, die Werkstoffe der Bauteile im Ölkreislauf zu kennen. Dazu ist der OEM notwendig. Verfolgt man Analysen über die Laufzeit der Maschine, kann anhand von **Trends rechtzeitig ein Schaden erkannt** und abgefangen werden.

Die Ablagerungen an Magnetstopfen (Bild 3.5-5) müssen je nach Herstellerangaben regelmäßig gesammelt, untersucht und archiviert werden (Bild 3.5-7). Funktionsbedingt sind natürlich nur **magnetische Partikel** zu erwarten. Sie können mikroskopisch lichtoptisch und elektronenoptisch untersucht werden. Form und Struktur der Späne gibt Hinweise auf den **Schadensmechanismus**. Die Analyse lässt Rückschlüsse auf das **betroffene Bauteil** zu.

So entstehen z. B. bei der Ermüdung von Wälzflächen an Zahnrädern und Wälzlagern typische **Ausbrüche** die für den Fachmann identifizierbar sind. **Bearbeitungsspäne** lassen sich an ihrer markanten **Oberflächenstruktur** und mitunter an der spiralförmigen **Form** erkennen. Sie sind ein Hinweis auf Mängel der Reinigungsverfahren nach Zerspanungsprozessen in Neuteilfertigung oder bei einer Instandsetzung.

Filter (Bild 3.5-3) sollten nach jedem Wechsel auf **Rückstände** inspiziert werden. Da Filter auch **nicht-magnetische Partikel** abscheiden, ist eine solche Kontrolle nicht durch die Magnetstopfenkontrolle zu ersetzen. Typische Filterablagerungen enthalten **Dichtungsabrieb**, **Staub** und **Sand**. **Aluminiumoxid** weist auf **Kernrückstände** oder abrasive **Strahlmittel** aus einem Reinigungsprozess hin. Auch abgeplatzte Panzerungen von Labyrinthspitzen sind denkbar. Häufig findet man in Filtern nach den ersten Läufen größere Mengen weichen, farbigen **Elastomers**. Es handelt sich um überschüssige **Dichtungsmasse** der Flansche, die in den Ölkreislauf gewaschen wurde. Solche Rückstände sind nach der Erfahrung im Hinblick auf die mechanische Integrität der Bauteile im Ölkreislauf kein Grund zur Beunruhigung. Wenn sie



jedoch in großen Mengen vorkommen, können **Filter oder die Öldüsen verstopft** werden (Kapitel 4.2.2). Es sollte also bereits bei der Montage darauf geachtet werden, dass nicht **unnötig viel Dichtungsmasse** verwendet wird. Diese quillt beim Verschrauben der Dichtungsflächen in den Innenraum. Auch hier gilt: “Viel hilft nicht unbedingt viel“. Unmagnetische Metallpartikel, wie Ti-Abrieb, oder Späne von Al-, Mg-, und Nickellegierungen sind ebenfalls bei einer Filterkontrolle analytisch feststellbar. Lässt die Form auf eine Entstehung im Betrieb schließen, kann das ein wichtiger Hinweis auf einen sich anbahnenden Schaden sein. Eine besondere “Kunst“ ist es, ungewöhnliche **Trends** zu erkennen und sie in Bezug auf eventuell erforderliche Maßnahmen zu deuten

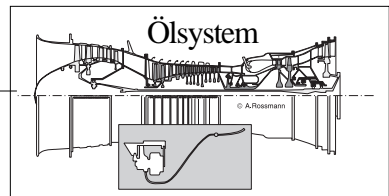
Früherkennung von Lagerschäden durch Schwingungsüberwachung (siehe Kapitel 4.1.3).

In diesem Zusammenhang sei auf die Möglichkeit einer **kontinuierlichen Schwingungsüberwachung** und Bewertung der Messungen als Mittel der **frühzeitigen Schadenserkenkung** hingewiesen. Bei vielen Gasturbinen sind an geeigneten Stellen **Schwingungsaufnehmer** angebracht, die auswertbare Signale abgeben (Beispiel 2.5-2). Gewöhnlich werden Amplitude (Schwingungsintensität), deren Verteilung auf verschiedene Messstellen, die Frequenz und die zeitlichen Abläufe analysiert. Besonders ist auf Veränderungen gegenüber dem Normalzustand zu achten (Bild 5.1-1). So besteht die Chance, die betroffene **Komponente einzugrenzen**. Wenn der OEM einen solchen Service nicht anbietet, gibt es dafür auch unabhängige Spezialfirmen. Wichtig ist jedoch, dass ausreichend Erfahrung mit dem jeweiligen Maschinentyp vorliegt.

Es ist zu bedenken, dass moderne Gasturbinen, die von Flugtriebwerken abgeleitet sind (Derivate), **elastisch aufgehängte und ölgedämpfte Lagerungen** haben können. In diesem Fall werden beim Durchbrechen des Dämpfungsfilms Beschleunigungen (Schwingungen) zu den Aufnehmern “durchgelassen“. So lassen sich erst gefährlich starke Vibrationen des Rotors von den Sensoren als ungewöhnlich erkennen. Dann können die Schäden bereits weit fortgeschritten sein.

Auswertung von Schäden.

Wenn Schäden aufgetreten sind, ist die größte Chance einer erfolgreichen Auswertung im **Anfangsstadium** gegeben (Bild 3.5-10). So sind total ausgeglühte Lager für eine sichere Ursachenfindung kaum mehr geeignet. Ein Lager mit ersten Ermüdungsausbrüchen ermöglicht dagegen dem Fachmann sehr viel sicherere Rückschlüsse auf die Ursache (Bild 3.5-11). Es ist z.B. möglich, festzustellen, ob die dynamische Lagerüberlastung auf Fremdkörpereinwirkung oder einen Montagefehler zurückgeht. In die Laufbahn eingewalzte **Partikel** können mikroskopisch (REM) analysiert werden und lassen sich so **identifizieren**.



Das Ölsystem, der "Kreislauf der Gasturbine"

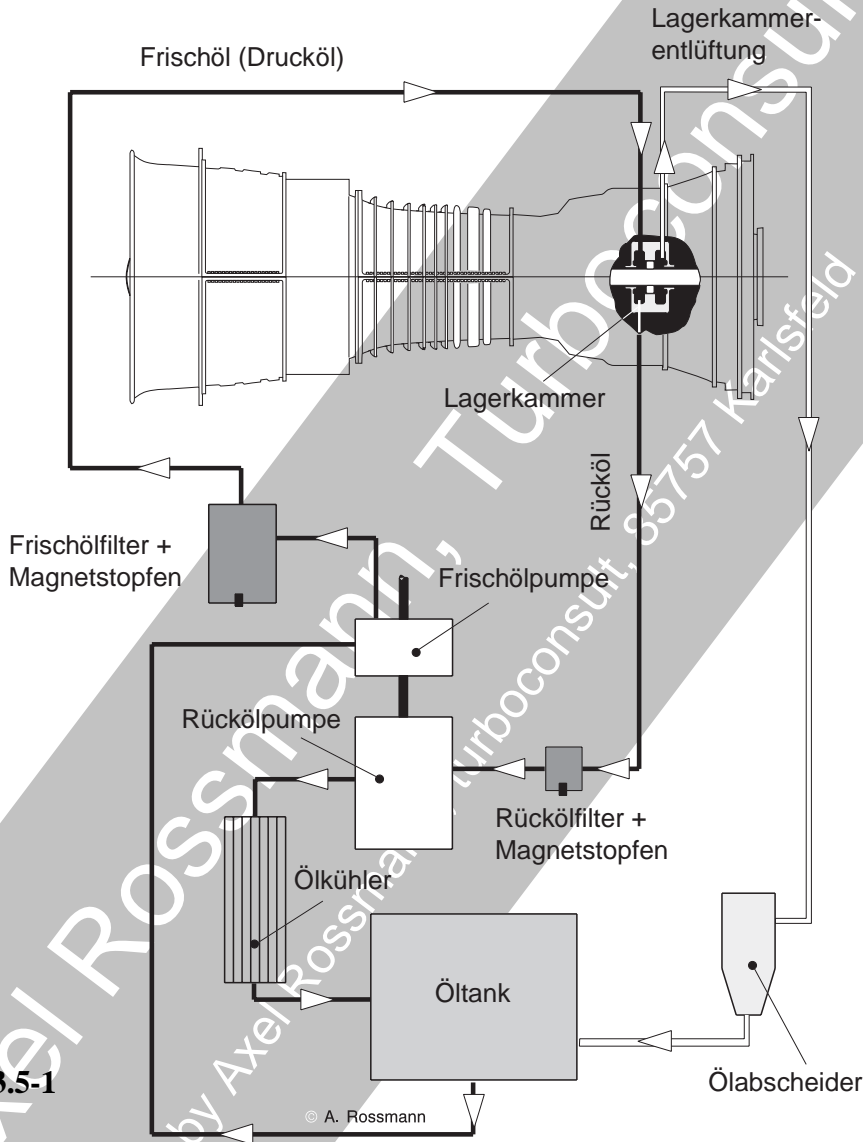


Bild 3.5-1: Typischer Aufbau und **Komponenten des Ölsystems** einer Gasturbine am Beispiel einer **Hauptlagerkammer** im Turbinenbereich. Jede Lagerkammer benötigt zumindest eine Frischölpumpe, den Abfluss des Rücköls und eine Entlüftung. Das Rücköl gelangt in den Rückölfilter (Bild 3.5-3) der üblicherweise mit einem **Magnetstopfen** (Bild 3.5-5) ausgerüstet ist. Hier werden die meisten Partikel aus der Maschine aufgefangen. Nun fließt das Öl in die Rückölpumpe, über Ölkühler, Öltank, Frisch-

ölpumpe und den Frischölfilter, der ebenfalls mit einem Magnetstopfen ausgerüstet ist, wieder zur Lagerkammer. Die **Feinheit des Ölfilters** ist von besonderer Bedeutung für die Lebensdauer der Lager. Sie richtet sich nach der **Ölfilmdicke** zwischen Wälzkörpern und Lagerlaufbahnen (Bild 3.5-2). Luft und Ölnebel aus der Lagerkammer werden über die Entlüftung in den Ölabscheider transportiert. Von hier geht das abgeschiedene Öl in den Öltank und steht damit dem Kreislauf wieder zur Verfügung.

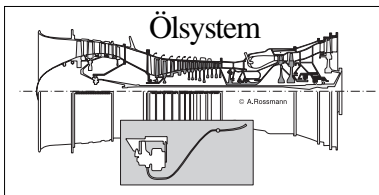
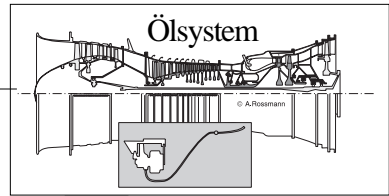


Bild 3.5-2: Der Trend zu Leistungskonzentration und verbesserten Wirkungsgraden führt in der Tendenz zu höheren (Wälz-) Lagerbelastungen, Abrollgeschwindigkeiten und Lagertemperaturen. Die Öltemperaturen steigen entsprechend diesem Trend. Wälzlager sollten unter sogenannten **EHD-Bedingungen** (Elastohydrodynamisch Skizze oben links) zwischen Wälzkörpern und Lageraufläichen arbeiten. Dabei trennt ein tragender Ölfilm die Laufflächen. Das vermeidet Laufbahnbeschädigungen (Eindrücke) und Verschleiß. Wird dieser Schmierfilm durchbrochen (Lit. 3.5-2) besteht die Gefahr von Folgeschäden, meist durch Wälzermüdung der Lagerlaufbahnen (Bild 3.5-10). Typische Ursachen für eine solche Situation sind:

- Ungewöhnlich hohe Lagerlasten oder Rutschen der Wälzkörper (engl. „skidding“). Beides führt zu **Mischreibung** (Skizze oben Mitte).
- Verunreinigungspartikel (Skizze oben rechts) im Öl. Je dicker der Schmierfilm, desto unempfindlicher ist das Lager dafür. Diesen Zusammenhang zeigt die sogenannte Macpherson Kurve. Aus ihr ist zu entnehmen, dass **Frischölfilter, die Partikel unter 0,01 mm abscheiden, einen exponentiellen Lebensdauernanstieg der Wälzlager gegenüber größeren Filtern erwarten lassen**. Die Schmierfilmdicke ist besonders von den Lagerkräften und der **Ölviskosität** abhängig. Beim Anstieg der **Temperatur** wird das Öl flüssiger, der tragende Ölfilm wird dünner. So kann er leichter von kleineren Verschmutzungspartikeln schädigend durchbrochen werden. Aus diesem Grund werden Anforderungen an die Feinheit der Filter höher. Wird eine besondere **Empfindlichkeit der Wälzlager** eines Maschinentyps gegen Laufflächenermüdung beobachtet, sollte die Einführung **feinerer Filter** ins Auge gefasst werden. Hierzu ist eine Absprache und Zustimmung des OEMs notwendig.



! Je höher die Lagerbeanspruchung, desto feiner sollte der Ölfilter sein.

Kontaktbedingungen

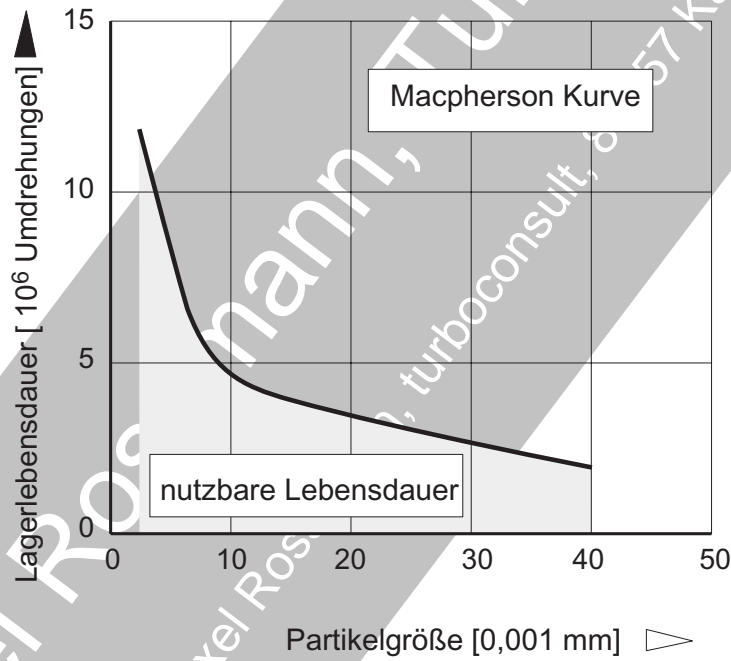
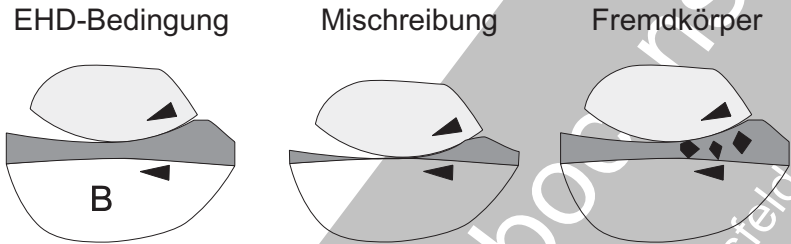


Bild 3.5-2

Axel Rossmann, Turboconsult, 69157 Karlsfeld
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 69157 Karlsfeld

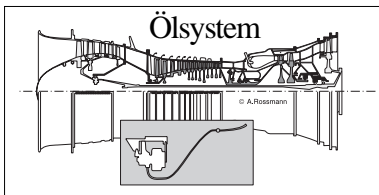


Bild 3.5-3 (Lit. 3.5-6): Ablagerungen in den Ölfiltern, besonders aus dem Rückölfilter, sind ein Indiz für die „Gesundheit“ der Maschine. Sie können rechtzeitig Auskunft über den **Zustand der Bauteile im Ölkreislauf und eventuell sich **anbahnender Probleme** geben.**
 In dem dargestellten Ölfiltersystem ist **“1“** die eigentliche Filterpatrone mit den Filterlamellen. **“2“** kennzeichnet den Deckel des Filtergehäuses zum Tausch der Patrone. Bei **“3“** handelt es sich um ein Verschlussventil, das bei Entnahme der Filterpatrone den Ölaustritt begrenzt. Die Einzelheit zeigt ein kleines Stück Filteroberfläche auf der Einströmseite mit typischen abgeschiedenen Partikeln:

“A“: unmagnetischer **Metallspan** (wenn er magnetisch wäre, hinge er wahrscheinlich am Magnetstopfen).
“B“: Ruß, oder **Kokspartikel**.
“C“: Überschüssige **Dichtungspastenreste**.
“D“: Mineralisches Partikel wie **Strahlmittel** aus Reinigungsvorgängen. Sie können bei Neufertigung und Überholung eingebracht werden.
“E“: Nichtmetallisches Partikel, z.B. von einer **Labyrinthpanzerung**.
“F“: Unmagnetische **Metallgrate**, z.B. von den Labyrinthspitzen eines Bauteils aus einer Ni-Legierung oder von einem verschlissenen Wälzlagerring aus Bronze.

! Der Ölfiler ist eine wichtige Diagnosehilfe.

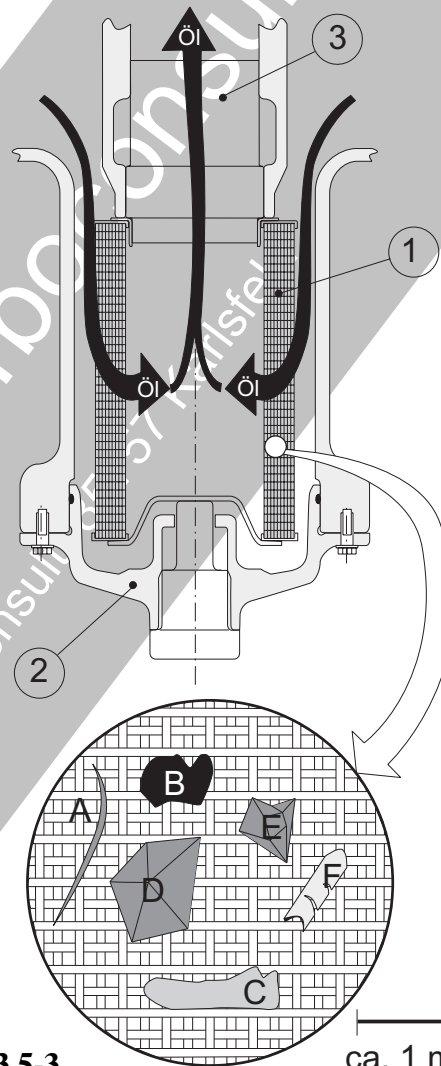


Bild 3.5-3

ca. 1 mm

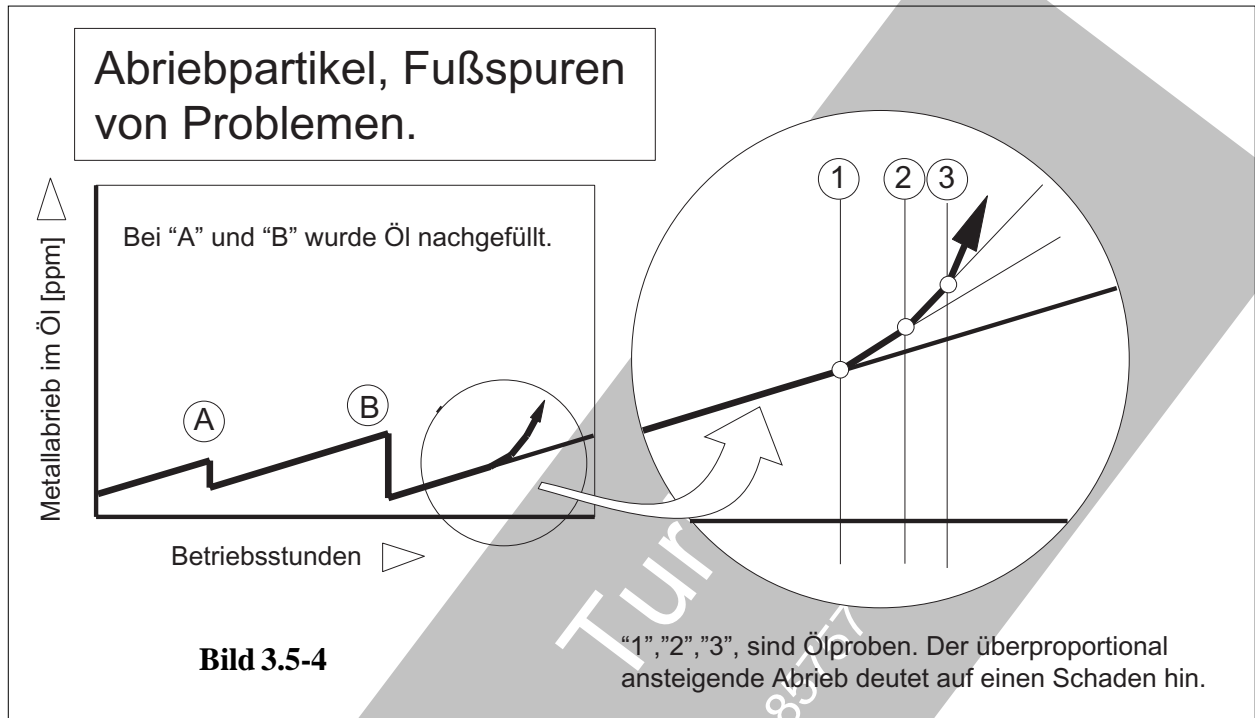
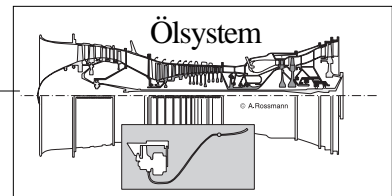


Bild 3.5-4: Eine Ölanalyse kann zur **Identifikation und Früherkennung von Problemen** der Maschine dienen. Dies ist der Fall, wenn **Partikel im Ölkreislauf** zirkulieren, die so fein sind ($< 0,001 \text{ mm} = \text{ca. } 1/50$ eines Haares!), dass sie die Ölfilter passieren und sich als **Schwebestoffe** im Öl halten. Die typischen Konzentrationen der Partikel im Öl liegen in millionstel Gewichtsanteilen (ppm). Übliche Metalle, die als Feinstabrieb im Ölkreislauf gefunden werden, sind:

Fe von Stählen aus Zahnrädern, Zahnkupplungen (Bild 3.6.1-7) und Lagern.

Ni aus Ni-Legierungen von Labyrinthspitzen oder aus Ni-Grafit-Einlaufschichten (Bild 3.1.2.4-4).

Cr von verchromten Dichtungslauflächen oder aufgeschromten Lagersitzen.

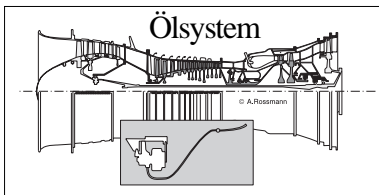
Ti von Frettingverschleiß zwischen Stahl und Ti-Legierungen von Lagersitzen an Ti-Wellen oder Ti-Gehäusen.

Cu oder **Messing** von Lagerkäfigen.

Wichtig für die Nutzung dieser **Überwachungsmöglichkeit** ist, dass vom **OEM Erfahrungswerte** angegeben werden.

Praxisbewährte Analyseverfahren erfordern lediglich eine **kleine Ölprobe**. Für eine erfolg-

reiche Auswertung der Ergebnisse ist der **Zeitpunkt der Probenentnahme** bzw. die Kenntnis der zugehörigen **Betriebsstunden** Voraussetzung. Zu beachten ist, dass durch Ölnachfüllen ("A") und Öltausch ("B") der Kurvenverlauf beeinflusst wird. Ein plötzlicher Anstieg der Kurve ("1", "2", "3") ist besonders zu beobachten. Wenn der Trend sich nicht wieder normalisiert, kündigt sich ein Schaden an. Filter- (Bild 3.5-3) und Magnetstopfenablagerungen (Bild 3.5-5 und Bild 3.5-7) sind zusätzlich zur sichereren Identifikation des Problems auszuwerten.



In Magnetstopfenanlagerungen kann der Fachmann wie in einem Buch lesen.

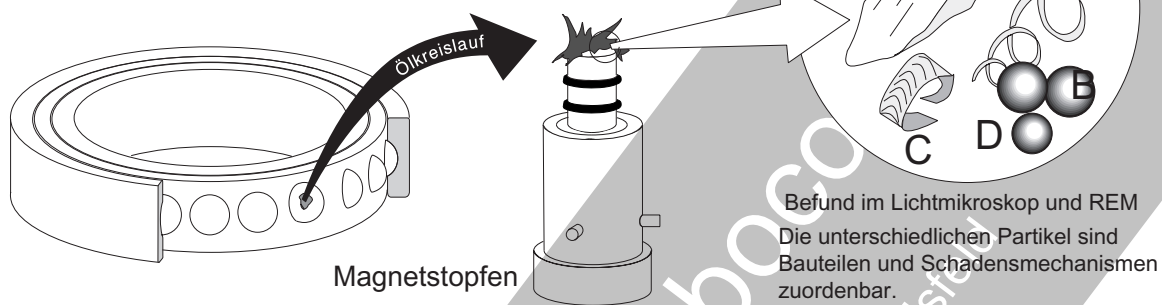


Bild 3.5-5

Befund im Lichtmikroskop und REM
Die unterschiedlichen Partikel sind Bauteilen und Schadensmechanismen zuordenbar.

Bild 3.5-5 (Lit. 3.5-6): Gelangt ein **ferromagnetisches Partikel** in den Ölkreislauf, kann dieses von einem der **Magnetstopfen** festgehalten werden. Ferromagnetismus können unter besonderen Enflüssen auch metallische Werkstoffe aufweisen, die als unmagnetisch gelten. Beispiele sind CrNi-Stähle vom Typ 18/8 die stark **plastisch verformt** wurden.

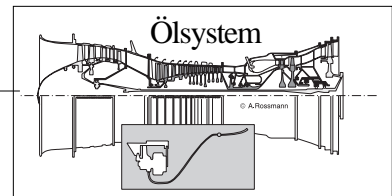
Es gibt eine Vielzahl magnetischer Partikel mit **charakteristischen Merkmalen**, die dem Fachmann **Art und Herkunft** verraten. Hier einige typische Anlagerungen von Magnetstopfen:

Ermüdungsausbruch "A" einer Lauffläche. Solche Ausbrüche bilden sich an dynamisch hoch beanspruchten Berührungsf lächen wie **Zahnflanken** (Bild 3.7.2-5.1) und **Lagerlaufbahnen** (Bild 3.5-10). Diese Partikel werden gewöhnlich erst nach längeren Betriebszeiten gefunden und sind immer ein Alarmzeichen (Bild 4.1-4). Sie machen zumindest **Magnetstopfenkontrollen in kurzen Zeitsabständen** erforderlich, um gegebenenfalls einen größeren **Schaden abzufangen**.

Bei Schneidvorgängen entstehen Späne, wie sie **"B"** zeigt. Solche Späne können sich beim Anlaufen rotierender Kanten an einer Gegenfläche bilden. Typische Beispiele sind der Anlauf von Schaltzahn rädern oder das Anstreifen von **Labyrinthspitzen**.

Späne von einer **Bearbeitung "C"** lassen sich auf Grund einer typischen Geometrie und Oberflächenstruktur identifizieren. Ihr Auftreten weist auf eine **unzureichende Reinigung** der Teile bei der Neuteilfertigung oder Reparatur hin. Bearbeitungsspäne sind bereits von „Spürläufen“ vor der eigentlichen Inbetriebnahme zu erwarten. Späne von Anstreifvorgängen entstehen in den ersten Betriebsstunden im Rahmen des Einlaufs.

Magnetische **Kugeln "D"** oder unregelmäßig abgerundete Teilchen in der dargestellten Größenordnung sind nicht selten **Strahlgut** von Kugelstrahlverfahren.



! Mit den Lagerkammertemperaturen steigt das Ölfeuerrisiko.

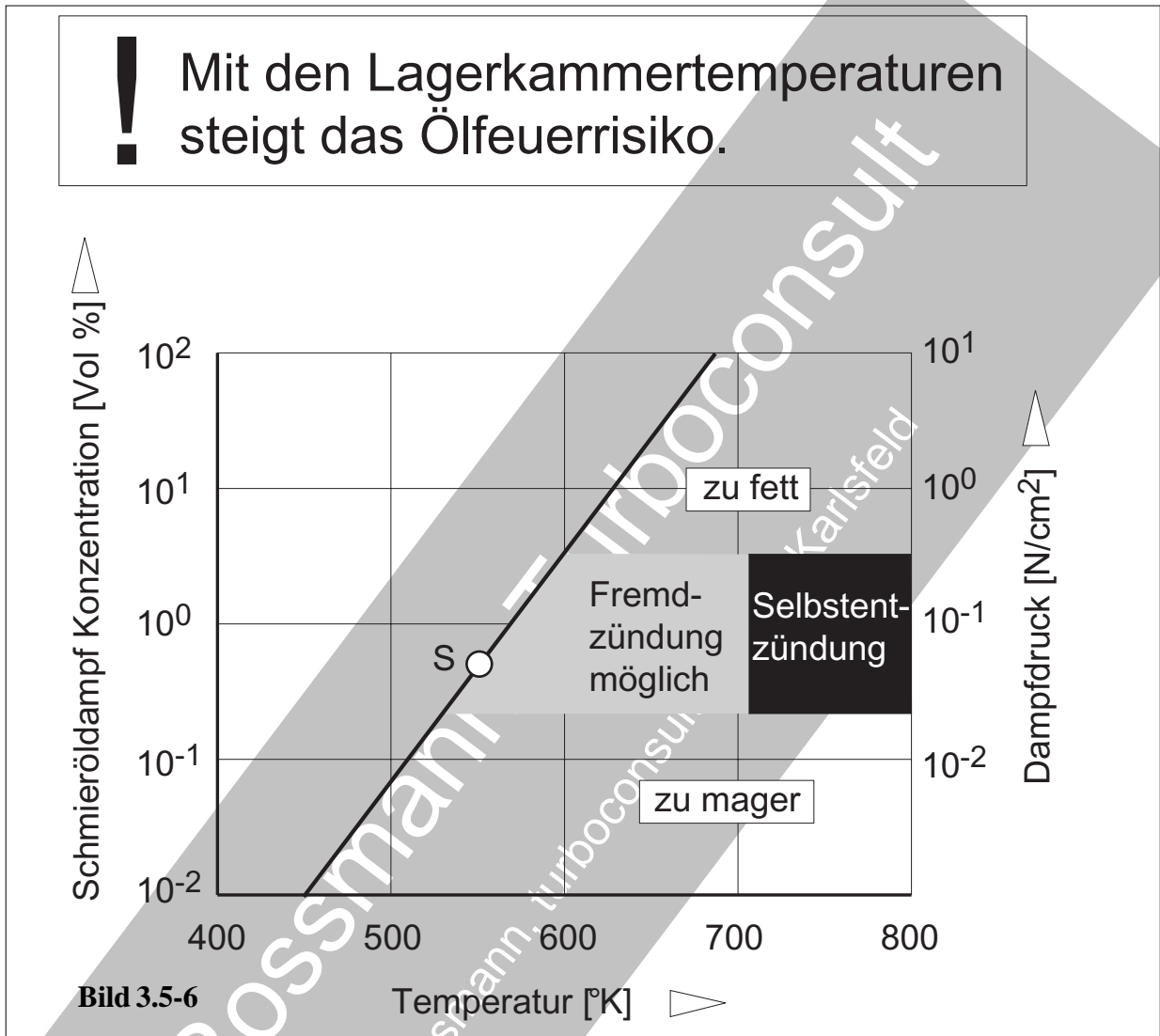
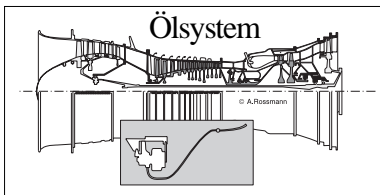


Bild 3.5-6 (Lit. 3.5-5): Leistungskonzentration und damit steigende Betriebstemperaturen moderner Maschinen begünstigen einen Anstieg der Lager- und Öltemperaturen. So erhöht sich die Wahrscheinlichkeit von Ölfeuern in Lagerkammern und Ölkreislauf (Lit 3.5-1). Das **Entflammbarkeitsdiagramm** für ein typisches Schmieröl (Ester-Öl nach Mil -L- 23699) kann Auskunft über die Zusammenhänge geben. Ölfeuer lassen sich unter bestimmten Bedingungen im grau gekennzeichneten Feld **“fremd“ zünden**. Bei **“S“** liegt das Öldampf/Luftgemisch im stöchiometrischen Bereich. Im schwarzen Feld (ab ca. 430 °C) ist eine **Selbstentzündung** möglich. Diese hohen Temperaturen können in der Lagerkammer bei **Heißgaseinbruch** nach einem Versagen der Dichtungen oder in besonders heißen Zonen einer **nicht ausrei-**

chend isolierten Lagerkammerwand auftreten.

Die Fremdzündung des Öls kann von einem stark **anstreifenden Labyrinth** oder durch einen **Lagerschaden** ausgelöst werden. Die Bedingungen für ein stabiles Ölfeuer sind nur in bestimmten Betriebszuständen gegeben. Außerhalb dieser kann das Feuer wieder verlöschen und unbemerkt bleiben. Wenn ein Ölfeuer auftritt, bedeutet das eine potenzielle Überhitzungsgefahr betroffener Bauteile.

Über dem **Zündbereich** ist das Öl/Luftgemisch zu **“fett“** (zu hoher Ölanteil), darunter zu **“mager“** um zu zünden. Als Maß für den Ölanteil im Gemisch mit Luft ist auf der Ordinate links die Schmieröldampfkonzentration, rechts der Dampfdruck aufgetragen.



! Magnetstopfenabrieb als Überwachungsmedium.

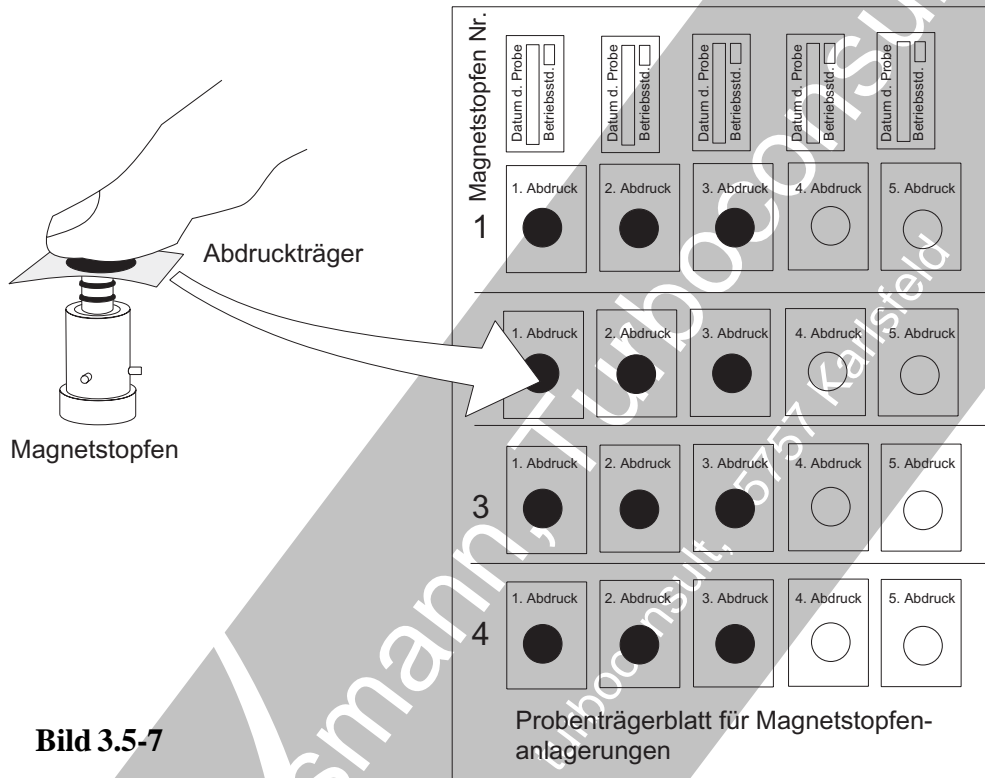
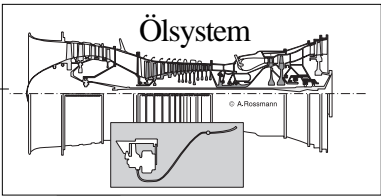


Bild 3.5-7

Bild 3.5-7: Der am **Magnetstopfen** gesammelte **“Abrieb“** besteht aus ferromagnetischen Partikeln unterschiedlichster Herkunft (Bild 3.5-5) und Entstehungsmechanismen. Weichen die Anlagerungen nach dem **Bewertungsmaßstab des OEMs** in Art und Menge von den zulässigen Werten ab, ist es vorteilhaft, anhand eines **Entscheidungsbaums** das weitere Vorgehen zu klären (Bild 4.1-4). Die Menge des Abriebs ist häufig nach einer Revision oder Überholung am größten und nimmt dann deutlich ab.

Ein **Wiederanstieg** ist, entsprechend den Herstellerangaben, **aufmerksam zu beobachten**. Hierzu ist eine **Dokumentation** wie in Bild 3.5-4 hilfreich. Abdrücke von Anlagerungen werden mit einem **Spezial-Klebfilm**, zur Not auch mit einem **“Tesafilm“**, **gesichert**. Sie werden auf dem **Blatt mit den notwendigen Vermerken** gesammelt. Festzuhalten ist das **Datum** und der **Anlass der Probenentnahme**, die **Betriebs-**

stunden und die **Magnetstopfenkennzeichnung**, wenn mehrere vorhanden sind. So stehen die Befunde eventuell späteren Untersuchungen zur Verfügung. Das **Blatt mit den gesammelten Abriefolien** wird der **Dokumentation der Maschine beigelegt**. Damit lässt sich überprüfen, ab welchem Zeitpunkt sich ein größerer Schaden entwickelte. Es besteht auch die Chance für **Rückschlüsse** auf den Ablauf des Schadens.



Koksbildung in einer Frischölleitung

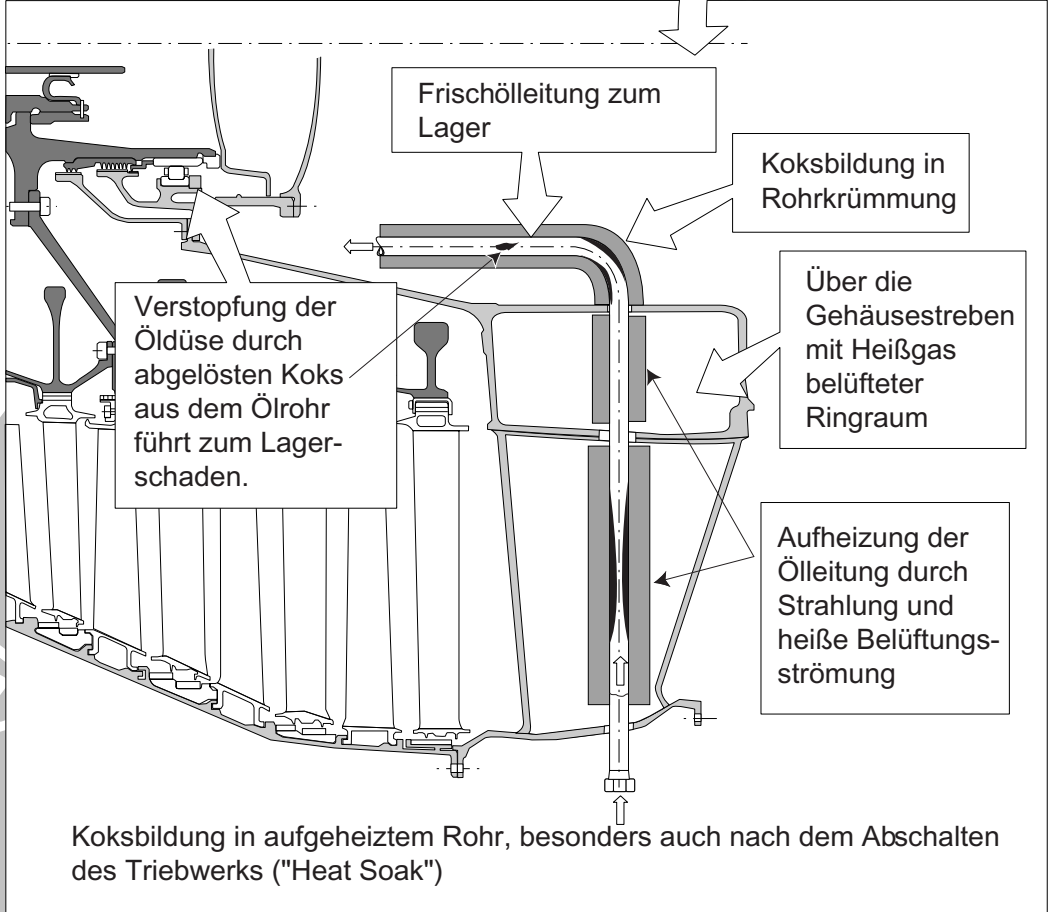
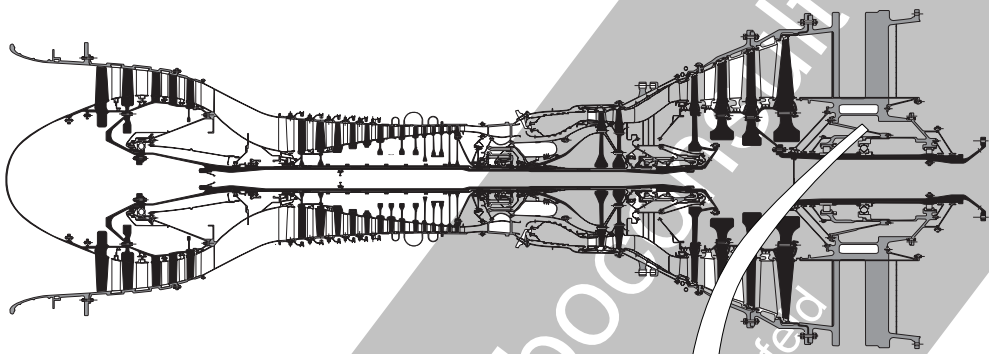
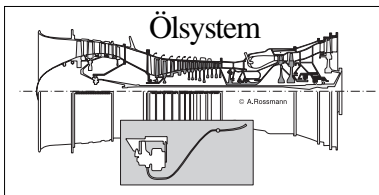


Bild 3.5-8

Bild 3.5-8 (Lit.3.5-6): Es handelte sich um ein hartnäckiges Verkokungsproblem an Triebwerken die auch als Derivate zum Einsatz kommen. Einen ungünstigen Einfluss hatte offenbar die Reinigung der Rohre durch „Ausbrennen“. Dabei nahm die Haftfestigkeit verbliebener Koksschichten ab. Nun konnten sie sich leichter im Betrieb lösen und den Ölfluss be-

hindern. Das veranlasste den OEM zu einer Umstellung auf eine alkalische Spülung (flushing method). Weil jede Methode ihre spezifischen Vorteile hat, wendete der Betreiber nun vorsichtshalber beide Methoden in Folge an. Es zeigte sich, dass die Art des Ölwechsels für das Abplatzen bereits vorhandener Koksablagerungen in der Frischölleitung entscheidend



ist. Verantwortlich war die **hohe Additivkonzentration im frischen Öl**. Diese **unterstützt ein Ablösen des Koksbelags**. Eine zusätzliche Verstärkung der Koksbildung als Folge vermischter alter und neuer Ölsorte ließ sich jedoch nicht ausschließen.

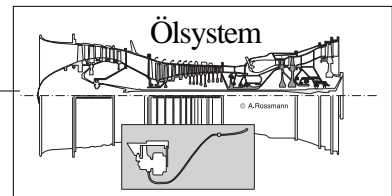
Eine Durchflussmessung war die einzige vorbeugende Prüfung auf blockierte Öldüsen. Die erforderliche Vorrichtung stellte der OEM bereit. Die Prüfungen werden im **monatlichen Abstand** wiederholt.

Es erfolgte eine Umstellung der Prozedur des Ölwechsels von **Ablassen und Auffüllen** (engl. drain and flush) **auf Nachgießen** (engl. top-up method).

Zusätzlich wurden die betroffenen **Ölleitungen demontierbar** gestaltet. Das erleichterte die Wartungsarbeiten in kritischen Bereichen.

Untersuchungen des OEM ließen zusätzliche Sicherheit von einer **Überwachung des Öldrucks** (monitoring) erwarten.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.5.2 Schäden an Lagern.

3.5.2.1 Wälzlager

Hauptlagerschäden sind erfahrungsgemäß selten. Wenn sie auftreten ist das mit dem Risiko umfangreicher Folgeschäden verbunden. Für die Analyse und Bewertung von Wälzlagerschäden gibt es Normen wie die DIN 5426-1 und ISO 10816-4. Bei **Ermüdungsschäden** (Bild 3.5-10) hat man die Chance einer **frühzeitigen Erkennung** im Rahmen der bereits erwähnten Kontrollen (Kapitel 3.5.1). Die Ursachen sind unterschiedlich: Ungünstige Betriebsbedingungen (Ölmangel, Ölalterung), Montageprobleme, Verunreinigungen, Überlastungen durch Ausfall anderer Komponenten usw.

Ungünstige Betriebsbedingungen bedeuten

- sehr hohe oder sehr niedrige Lagerlasten.
- Lange Stillstandzeiten begünstigen Korrosion.
- **Vibrationen und Querbeschleunigungen** der **stehenden Maschine oder beim Transport** (Bild 3.5-13).

Treten unbemerkt große **Unwuchten** z.B. nach Schaufelbruch auf, die von den Schwingungssensoren nicht als unzulässig registriert werden, und zerstörungsfrei nicht erkennbar sind, können diese Lager trotzdem bleibend geschädigt sein. Sie sind im Zweifelsfall bei der Reparatur auszutauschen. Andernfalls sind umfangreiche Folgeschäden zu einem späteren Zeitpunkt vorprogrammiert.

Montageprobleme bei Wälzlagern.

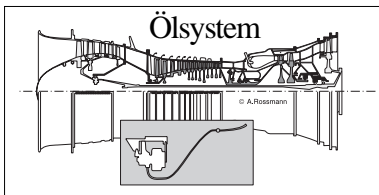
Montageprobleme, gerade bei Maschinen mit **Modulbauweise**, können zu mechanischen **Lagerbeschädigungen** führen (Bild 4.2-5). Auch die Gefahr des Einbringens von Fremdkörpern und Verunreinigungen ist in dieser Phase besonders groß.

Bei **Schweißarbeiten** im Zuge einer Montage, Reparatur oder Überholung vor Ort ist darauf zu achten, dass kein **Stromdurchgang** durch Maschine und Lagerung erfolgt. Andernfalls ist mit typischen örtlichen **Anschmelzungen** auf Lagerlaufbahnen und Wälzkörpern zu rechnen. Diese lösen Ermüdungsschäden aus. Das gilt auch für parasitäre Ströme anderer Quellen, die über Gehäuse und Rotor geleitet werden.

Transportprobleme bei Wälzlagern.

Bei nicht ausreichend fixierten Rotoren können Vibrationen beim Transport (Bild 3.5-13) zum sogenannten **“Brinelling“** führen (Beispiel 3.5-1). Dies ist eine Schädigung der Laufbahnen infolge Vibrationsverschleiß und/oder plastischer Verformung durch Hämmern der Wälzkörper. Gefährliche Vibrationen entstehen beim Transport mit einem LKW auf schlechten Straßen und beim Bahntransport mit Rangierstößen. Besonders alte Gleisanlagen mit unverschweißten Schienen und Spalten können in kurzer Zeit Lager zerstören. Die Erfahrung zeigt, dass nach solchen Schädigungen schnell katastrophale Lager- und Maschinenschäden auftreten. Besonders gefährdet sind hoctourige Maschinen kleiner Leistung. Hier ist bereits beim Hochfahren der Maschine **in Sekunden mit schweren Schäden** zu rechnen. Geeignet gefederte und **gedämpfte Transportaufbauten** bzw. Behälter und/oder für den Transport **verspannte Rotoren** haben sich als geeignete Abhilfe bewährt.

Es besteht auch die Möglichkeit, unzulässig große Beschleunigungen (Stöße) auf dem Transport der Maschine später nachzuweisen. Dafür werden geeignete **Sensoren** an einer aussagekräftigen Stelle des



Transportcontainers oder der Maschine befestigt. Ein solcher (Stoß-)Sensor spricht auf die einmalige Überschreitung eines einstellbaren Schwellenwerts an und zeigt dies bleibend. Typisch sind z.B. Vorrichtungen mit geklemmter Kugel, die von einem Stoß richtungsunabhängig aus ihrer Lage gebracht wird.

Korrosion an Wälzlagern.

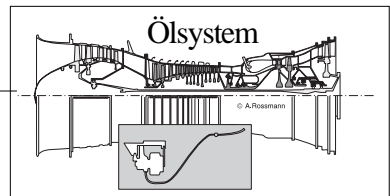
Korrosion tritt an Wälzlagern erfahrungsgemäß nur während langer **Stillstandzeiten** auf. Solche Bedingungen entstehen, wenn eine Maschine in nicht ausreichend **konserviertem Zustand** längere Zeit gelagert wird, oder während **Stillstandzeiten** von Monaten. Es ist auch daran zu denken, dass ungenügend konservierte Module und Komponenten (z.B. Getriebe), die als Ersatzteile auf Lager liegen, Korrosionsschäden erleiden können. Die Korrosion steht gewöhnlich im Zusammenhang mit **Schwitzwasserbildung** und verunreinigter Luft. Korrosive Bestandteile aus Industrie- oder Meeresatmosphäre werden vom **Kondenswasser** aufgenommen. Es ist daran zu denken, dass die **Umgebungsatmosphäre** standortabhängig sehr unterschiedlich aggressiv sein kann. Aus diesem Grund ist während der Stillstandzeiten Luftaustausch und Schwitzwasserbildung zu vermeiden. Deshalb sind Temperaturänderungen und Luftzutritt möglichst gering zu halten. Ein Aufheizen (z.B. tagsüber) führt mit der Ausdehnung der Luft zu einem „Ausatmen“ der Maschine. Beim Abkühlen (z.B. nachts) „atmet die Maschine wieder ein“. Dies ermöglicht einen merklichen **Luftaustausch**, mit dem aggressive Verunreinigungen zu den Lagern transportiert werden.

Legt man Maschinen oder deren Komponenten über längere Zeit still, sind sie auf geeignete Weise (nach Herstellerempfehlungen) zu **konservieren** und/oder „einzumotten“. Zunächst ist festzustellen, ob der OEM einen **‘Konservierungslauf’** oder die Behandlung von Baugruppen mit **Konservierungsöl** verlangt. Dieses Öl läuft nicht so leicht von benetzten Flächen wie das ‘Betriebsöl’ und schützt über längere Stillstandszeiten.

Zusätzlich sollten Maßnahmen zur Vermeidung von Schwitzwasser ergriffen werden. Hierzu gehört eine möglichst konstante Umgebungstemperatur. Die Lagerung kann in geschlossenen Behältern oder unter ausreichend dichten Abdeckungen erfolgen. Diese lassen sich mit trockenem, inerten Gas (z.B. Stickstoff) fluten. Hygroskopische Medien wie „**Sikagel**“ können **Restfeuchtigkeit binden**. Bei besonderer Korrosionsgefahr (große Temperaturschwankungen, Meeresatmosphäre, Staub) lässt sich die Maschine kontinuierlich mit Trockenluft spülen.

Wegen der erhöhten Korrosionsgefahr nach langen Stillstandzeiten ist bei Betriebsnahme eine **Ölanalyse** (Bild 3.5-4) vorzunehmen. Metallische, nicht fest anhaftende Korrosionsprodukte der Lagerkomponenten sind als erhöhter **Eisengehalt** nachweisbar. Dieser sollte sich bei den späteren Ölanalysen normalisieren. Für Korrosionsschäden durch Schwitzwassereinwirkung im Stillstand sind linienförmige (Rollerlager) oder kreisförmige (Kugellager) **Korrosionsnarben** um die Kontaktflächen der Wälzkörper typisch. Die Narben haben eine charakteristische Verteilung am Umfang in den unteren gewichtsbelasteten Zonen. Käfige aus edleren Werkstoffen wie Bronze und Kupfer, gegebenenfalls mit einer Silberauflage, können über eine Elementbildung korrosiv wirken. Korrosionsschäden an Anbauaggregaten wie Getrieben wurden nach langen Lagerzeiten (z.B. im Reparaturshop) und ungenügendem Korrosionsschutz beobachtet. Erfahrungsgemäß sind katastrophale Lagerschäden mit Korrosion als Ursache äußerst selten. Es kann davon ausgegangen werden, dass ein Ermüdungsschaden, der sich von einer Korrosionsnarbe entwickelt, zumindest an größeren Maschinen bei Routinekontrollen (Bild 3.5-7) **rechtzeitig bemerkt** wird.

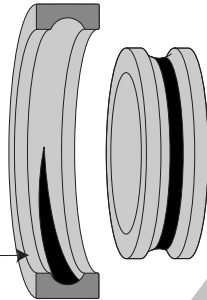
Eine besondere, aber auch relativ häufige Form der Korrosion entsteht durch **Handschweiß**. Typisch für diese Korrosionsform sind fingerabdruckähnliche Erscheinungen. Diese bestehen im Mikrobereich aus einzelnen kleinen Kratern, entsprechend den einwirkenden Tröpfchen. Bei der Handhabung von Wälzlagern sollten also immer geeignete **Baumwollhandschuhe** getragen werden. Sie sind vor entsprechenden Montagearbeiten bereitzustellen.



Was Laufspuren bei Wälzlagern aussagen.

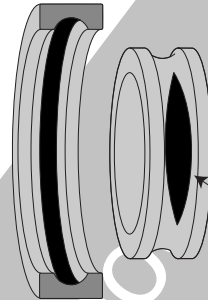
Radialkraft normaler Größe rotiert gegenüber dem Innenring.
Beispiel: g-Last bei Flugmanöver.

Laufspur am Umfang des Außenrings örtlich verbreitert.



Radialkraft normaler Größe rotiert gegenüber dem Außenring.
Beispiel: Unwucht.

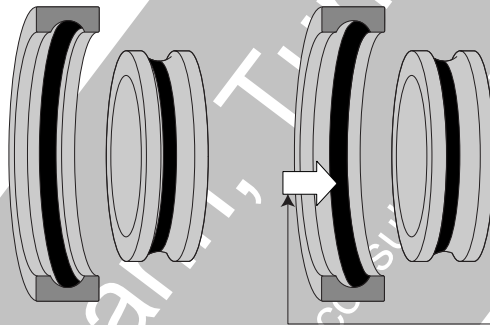
Laufspur am Umfang des Innenrings örtlich verbreitert.



Axialkraft normaler Größe

hohe Axialkraft.
Beispiel: schlechter Ausgleich des Axialschubs (Labyrinthschaden).

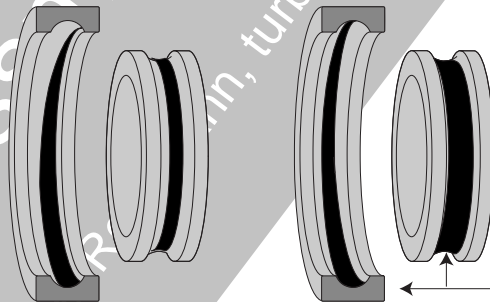
axial verschobene Laufspur



Kombination von Axial- und Radialkraft normaler Größe. Die Radialkraft rotiert gegenüber dem Innenring

Kombination einer Radialkraft normaler Größe die gegenüber dem Innenring rotiert mit einer radialen Vorlast.

verbreiterte Laufspuren



unrunder Außenring
(siehe Bild 23.1.3-12)

nicht fluchtender Innenring

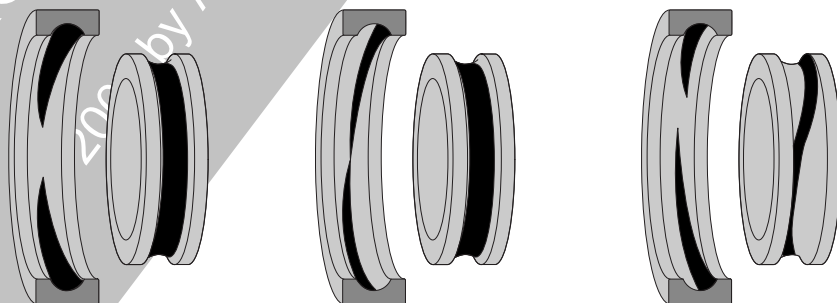


Bild 3.5-9

Bildbeschreibung nächste Seite

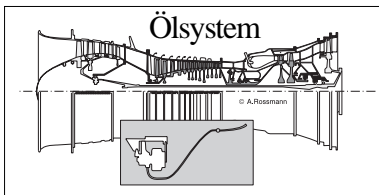


Bild 3.5-9 (Lit. 3.5-6): Laufspuren an Wälzflächen auf Ringen und Wälzkörpern der Lager sind zwar keine Schäden, können aber wichtige Informationen zu Höhe und Richtung der Belastungen geben. Sie sind im Gegensatz zu Bereichen mit Ermüdungsausbrüchen (Bild 3.5-11) **kein Merkmal einer Werkstoffschädigung. Form, Verlauf und Verteilung** auf den Wälzflächen, die von der auslegungsgemäßen gleichmäßigen Anordnung abweichen, sind jedoch ein Indiz für eine **schädigende Lastverteilung**.

Diese wird bestimmt von

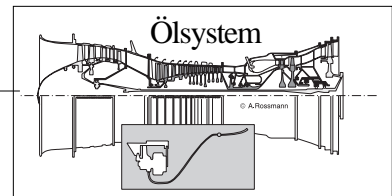
- Krafrichtung,
- Kraftänderungen (z.B. Unwuchten),
- Maßabweichungen wie Fluchtfehler und Schiefstand im Zusammenhang mit dem Sitz der Laufringe.
- Verformungen wie Verzug von Gehäusen oder Wellendurchbiegung.

Typisches makroskopisches Merkmal einer Laufspur ist eine glänzende/spiegelnde Oberfläche. Bei mikroskopischer Betrachtung ist eine **plastische Einebnung von Bearbeitungsriefen** normal. Auch oberflächliche Einlaufpittings zeigen gegebenenfalls die Laufspur an und müssen noch kein Grund zur Besorgnis sein. Übersteigen diese jedoch ein erfahrungsgemäßes, lagerspezifisch tolerierbares Ausmaß, können sie als frühzeitiges Anzeichen für eine zu kurze Auslegungslbensdauer gelten. In diesem Fall kann eine zerstörungsfreie (Eigenspannungen) und/oder eine zerstörende Untersuchung auf **Ermüdungsanzeichen** für eine **Risikoabschätzung** notwendig werden.

Bemerkenswert sind auch **Anzeichen für Laufflächenbeschädigungen**. Dazu gehören **Eindrücke von Partikeln** oder erste Anzeichen für einen **Schlupf der Wälzkörper** (engl. skidding).

Bild 3.5-10 (Lit. 3.5-11): Als „normaler“ lebensdauerbegrenzender Schaden an Wälzlagern können Ausbrüche (Ermüdungspits, engl. fatigue pittings, Detail links) auf den Wälzflächen/Laufbahnen gelten (Skizze oben). Sie sind die Folge einer **Schwingerermüdung durch die Überrollungen**. Ihre Ausbreitung weist in Laufrichtung der Wälzkörper. Der **Anriss** liegt gewöhnlich in der höchstbeanspruchten Zone **unter der Wälzfläche** (Skizze rechts). Bei dynamischer Überlast (z.B. Unwuchten) dienen die werkstofftypischen **Schwachstellen** als Rissstarter. Unter normalen/auslegungsgemäßen Betriebsbeanspruchungen liegt der vorzeitige Ermüdungsrissausgang an **Beschädigungen der Wälzflächen**. Es handelt sich um Korrosionsnarben, Fremdkörper bzw. deren Eindrücke oder andere Schädigungen wie Schmelzkrater (Stromdurchgang) und Brinnelling (Bild 3.5-13). **Laufflächenermüdung** ist also eher **eine Folge, nicht aber Ursache**. Lager mit Korrosionskerben müssen entsprechend den Angaben des OEM (Überholhandbuch) bei der Überholung ausgesondert werden. **Korrosion** ist damit die **häufigste Ursache** für die Aussonderung von Lagern.

Legt man einen metallografischen Schliff senkrecht zur Lauffläche in Umfangsrichtung (Skizze unten rechts), kann man **im Anrissbeginn** symmetrisch zur Schwachstelle **schwer anätzbare Zonen** (White Etching Areas = WEAs) finden. Wegen ihrer Geometrie werden sie auch als Schmetterlinge (engl. **Butterflies**) bezeichnet, obwohl dies nicht die einzige Erscheinungsform ist. Sie stehen offenbar im Zusammenhang mit einer Gefügeveränderung als Folge extremer **Aufheizung** (bis zur Erweichung) im Mikrobereich unter der dynamischen Belastung. WEAs dürfen als **Zeichen gefährlich hoher dynamischer Belastung** gelten. Ihre Härte liegt über der des Grundmaterials. Das lässt sich mit schneller Abkühlung von hohen Temperaturen erklären (Neuhärtung). Die Häufigkeit der WEA ist last- und zeitabhängig. Es handelt sich um eine **irreversible Werkstoffänderung/Schädigung**.



Der häufigste Schaden an Wälzflächen sind Ermüdungsausbrüche ("Ermüdungspittings").

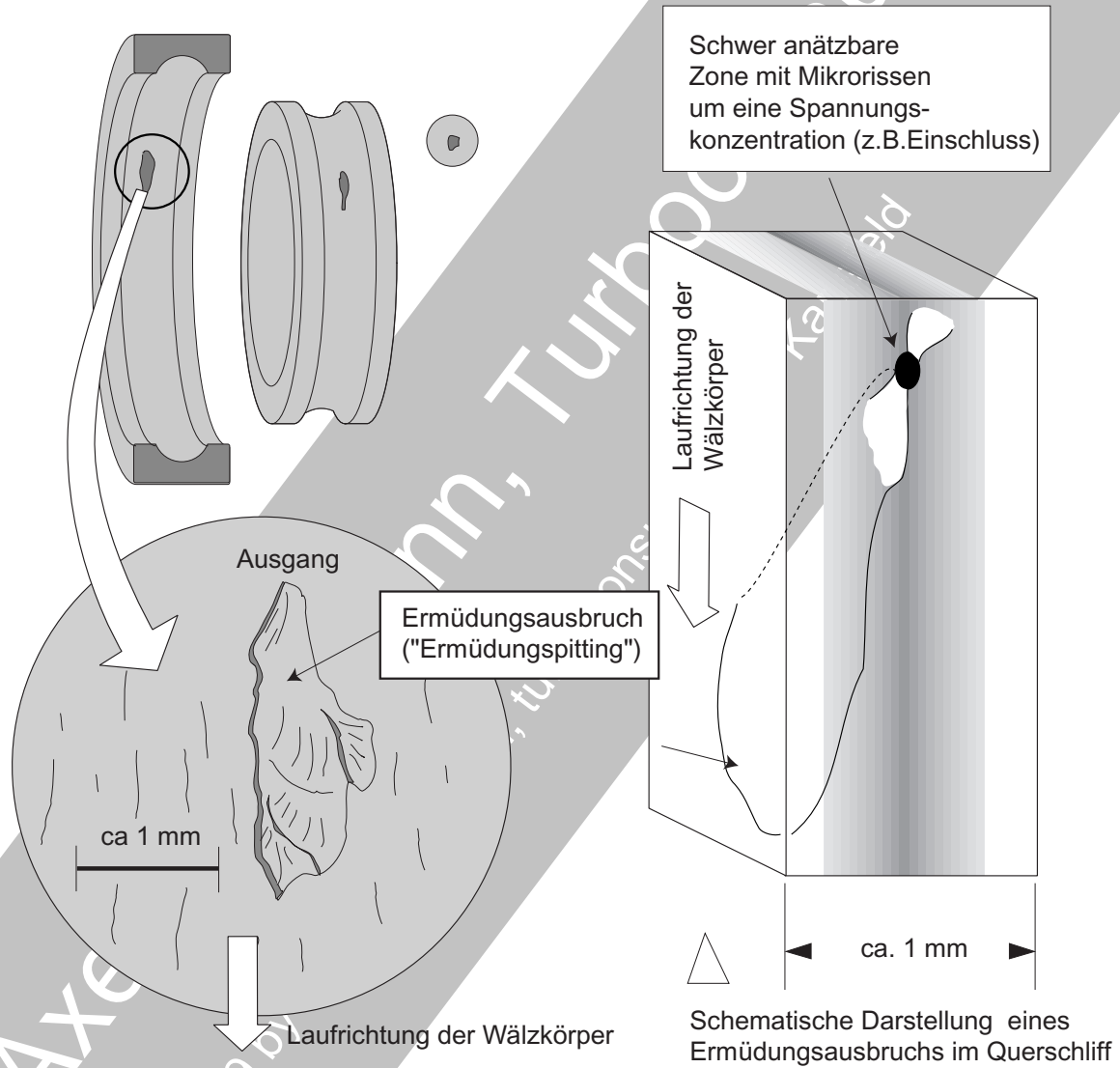
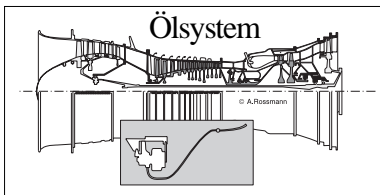


Bild 3.5-10

Sind erst einmal Ausbrüche vorhanden, beschleunigt sich der Schaden. Die Kerben und ausgeplattete Laufbahnpartikel begünstigen als Fremdkörper weitere Anrisse. Trotzdem ist in den meisten Fällen der Schadensfortschritt relativ langsam. So lässt sich mit Sensoren im Ölkreislauf (Magnetstopfen, Magnetsonden, Bild 3.5-5) ausreichend früh ein drohendes katastrophales Versagen erkennen. Lediglich bei **Wälzlagern sehr hochtouriger kleiner Trieb-**

werke (z.B. Derivate von Hubschrauberantrieben) zeigt die Erfahrung, dass sich **Schäden** zu schnell ausbilden können um sie abzufangen.

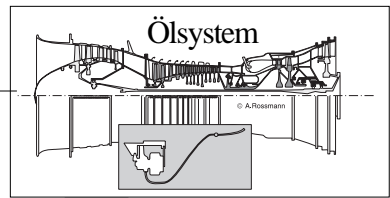


Fehlerursache	Fehlerart	Fehlerfolgen	Fehlerauswirkung	Schadensbild	
Fehlerhaftes Fügen der Laufringe	Verschmutzte Laufbahn	Schmutzteilchen auf Laufbahn oder Sitzfläche	Druckstellen auf Laufbahnen, eingedrückte Partikel	Laufbahnseite Sitzseite Partikel/Eindruck Ermüdungsausbruch/ (Ermüdungs-) Pitting	
		ungenügender Korrosionsschutz		Rauigkeit	flächiger Korrosionsangriff mit Korrosionsgrübchen
		Ungeeignete Lagerung im Betrieb, Versand oder als Ersatzteil			
		Handschweiß auf Laufbahn oder Sitzflächen	Korrosion an den Berührungstellen. Meist punktförmig in Abdruckmuster		
	Beschädigte Laufbahn	Unmittelbare Schläge auf den Bord des Rings	Rissbildung am Lagerring	Gefahr von Ermüdungsbrüchen oder Ausbrüchen am Lagerring. Bruchkanten beschädigen Wälzkörper.	Grat und Axialkerbe Kontur der Rolle
		Kräfte auf die Rollen bzw. Wälzkörper beim Fügen des Lagers oder beim Einschieben in den Sitz	Eindrücke und Gratbildung auf den Laufbahnen und/oder deren Kanten	Fortschreitende Laufbahnschädigung durch Ermüdungsausbrüche bis zum spontanen Versagen	
		Fügen von Rollslagern bei Modulbauweise			
	verformte Laufbahn	Unrundheit des Sitzes. Zu starke erwünschte Unrundheit.	Lagerring wird oval verformt	örtliche Überlastung mit Laufbahnermüdung	nicht aufliegend
		Sitz ist kein Zylinder, z.B. konisch oder bombiert	Schlechtes Tragbild der Sitzfläche, elastisch deformierter Laufring	Laufbahn- und Sitzflächenermüdung im Bereich nicht aufliegender Zonen der Außenring-sitzfläche.	Ansicht von der Laufbahnseite Ansicht von der Sitzseite Im losen Bereich Ermüdung Im losen Bereich Reibrost (Fretting)
		Zu starke radiale Verspannung des Innenrings, z.B. Kegelsitz zu stramm.	(Gewalt-) Einrisse auf der Laufbahn	Ermüdungsausbrüche an den Rissen auf den Laufbahnen	

Bild 3.5-11

Bild 3.5-11 (Lit. 3.5-6): In dieser Zusammenstellung sind typische **makroskopische Erscheinungsformen und Merkmale** von Wälz-lagerschäden den Ursachen zugeordnet. Da-

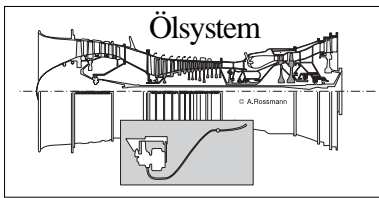
mit sollen dem Praktiker **Fachbegriffe** näher gebracht werden, um Angaben in Spezifikationen und Handbüchern besser zu verstehen und



Fehlerursache		Fehlerart	Fehlerfolgen	Fehlerauswirkung	Schadensbild
Fehlerhaftes Fügen der Laufringe	Zu loser Sitz	Ring mit Umfangslast und zu lockerem Sitz	Wandern des Rings auf der Sitzfläche	Reibrost (Fretting) und Fressstellen mit Umfangriefen und Materialübertrag	
	zu strammer Sitz	Außenring sitzt zu stramm	Zu geringes radiales Lagerpiel (Lagerluft)	Zwangslauf der Kugeln führt zu Temperaturanstieg, Überhitzung, Käfigschädigung bis Bruch, Blockieren des Lagers	 abgeflachte extrem überhitzte Kugel Überhitzter Laufring mit Anlauffarben und Gleitspuren
		Bei Kugellager als Loslager	Axialkräfte zur Verschiebung des Lagers zu groß. Wärme-dehnung führt zur Überlastung.	Versetzte Laufbahnschäden: Ermüdungsausbrüche	 gebrochener Käfig mit verschlissenen Taschen
Fehlerhafte Einbaulage	Lagefehler von Anlage-/Sitzflächen	nicht fluchtende Sitzflächen der Lager	Schiefstellung belastet die Kanten von Rollen und Laufbahn	verstärkte Ermüdung an kantenbelasteten Zonen von Rollen und Laufbahn	 Verkantet eingebauter Innenring eines Rollenlagers mit Ermüdungsspur
		nicht fluchtende axiale Anlageflächen	verkantete Lage des Laufnings	Ausbrüche (Abblättern) der Laufbahn auf der kantenbelasteten Seite.	 Kantenbelastete Rolle
Fehlerhaftes Montieren	Lagerbeschädigung	unvorsichtiges Einschieben des tragenden Laufnings eines Rollenlagers	Deformation des Laufnings, Eindrücke, Grate, Riefen	Ermüdung geht von den Laufbahnschädigungen aus. Lösen des Innenrings mit Gefahr einer Überhitzung der Welle	 Grat und Axialkerbe Kontur der Rolle
Lagerschäden durch Fremdeinwirkung		Stromdurchgang: - Schweißen - Beschriftung - Funkenschreiber - Elektrolytisch - Im Betrieb - Blitz - Kurzschluss	Je nach Betriebszustand: - einzelne Krater - mehrere Krater hintereinander - Riffelbildung	Ermüdung geht von den Laufbahnschädigungen aus und führt bis zum Lagerausfall	 einzelner Schmelzkrater bei stehendem Lager
		Lagervibrationen im Stillstand - Transport - Ultraschallreinigung	- Eindrücke, - 'Frosting' (matte Zone) - Brinelling - false Brinelling - Reibrost (Fretting) mit örtlichem Verschleiß	Bei Verschleiß in Form von Einbuchtungen auf der Lauffläche geht Ermüdung von den Laufbahnschädigungen aus	 Riffelbildung bei rotierendem Lager Brinelling am Innenring eines Kugellagers

Bild 3.5-11

einzuordnen. Darüber hinaus soll eine **Hilfestellung bei Schadensuntersuchungen** gegeben werden.



Die Untersuchung des betroffenen Lagers genügt allein zur Schadensklärung und für Abhilfen nicht.

- Betriebsverhalten der Maschine/Trends (Schwingungen, Temperaturen, Drücke usw.)
- Schadensablauf, Schadensursachen

- Ablagerungen im Ölsystem (z.B. Lagerkammer, Wellen)
- Koksbildung, Hinweise auf Ölfeuer
- Öldüsenfunktion
- Lagerkammerdichtungen

- Lager
- Schadensart
- Achsschübe (Richtung)
- Einbauposition
- Besonderheiten

- Rückölleitung
- Verstopfung
- Überhitzung
- Bruch

- Untersuchung des Ölfilters und der Rückstände
- Schadensablauf
- beteiligte Komponenten
- schadensursächliche Verunreinigungen

- Magnetstopfen
- Trend zum Schaden
- Betroffene Komponenten
- auslösende Komponenten

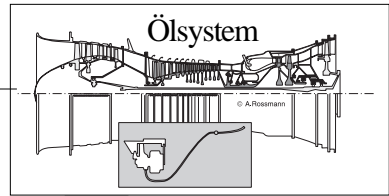
- Dokumentation des Demontagebefunds
- Fotografien
- Vermessung (z.B. Dichtungsspiele)
- Sicherstellen von beschädigten Teilen

- Ölproben (Analysen, Abrieb)
- Ölsorte
- Ölalterung
- Verschleißteile
- Hinweise auf Öl-mangel

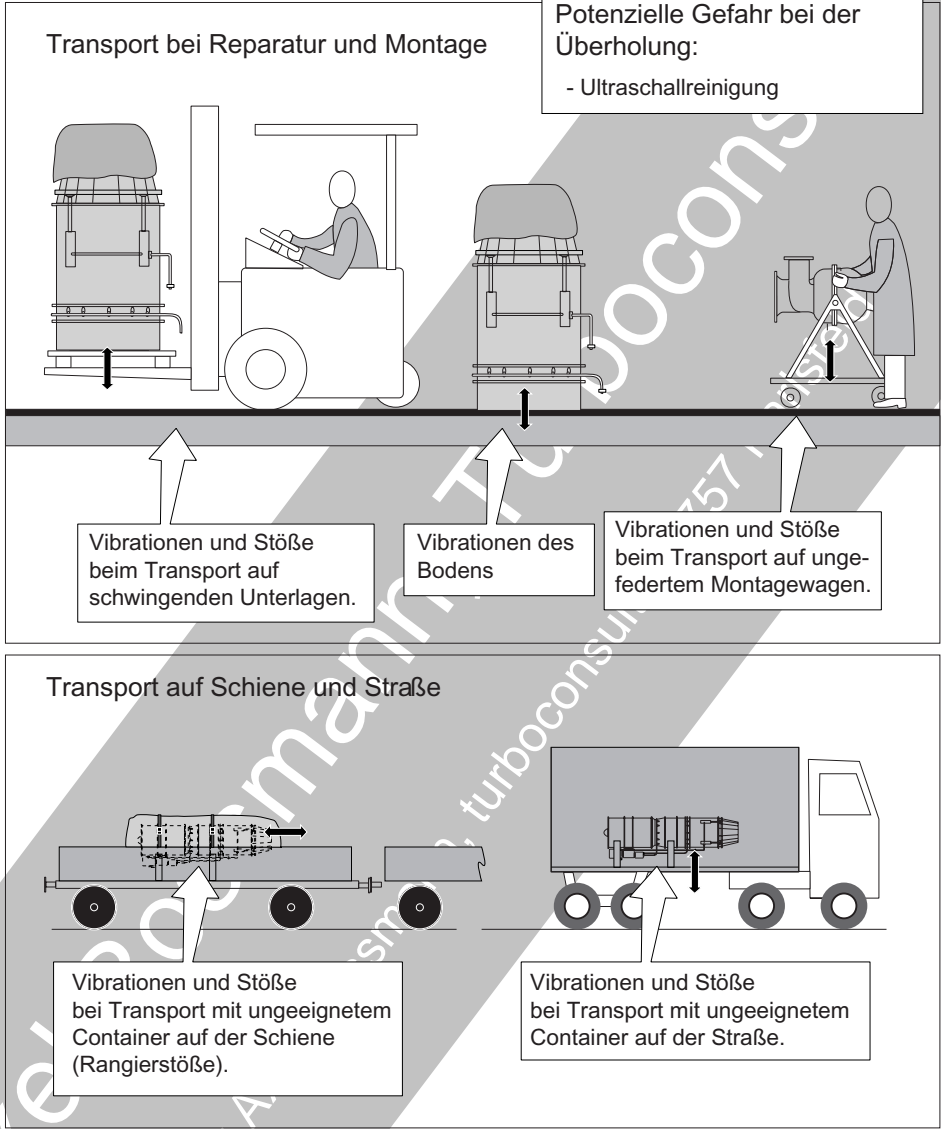
Bild 3.5-12

Bild 3.5-12 (Lit. 3.5-6): Tritt trotz aller Sorgfalt ein Lagerschaden auf, ist die Voraussetzung für gezielte ausreichend sichere Abhilfen, dass die **Schadensursachen ermittelt** werden. Über Lagerschäden gibt es wohl die umfangreichste systematische Fachliteratur eines Maschinenelements. Dies suggeriert die Einschätzung, man bräuchte nur, ähnlich wie bei der Pilzbestimmung, ein solches Buch zu Rate zie-

hen. Die Erfahrung zeigt jedoch eher das Gegenteil. Gewöhnlich sind Lagerschäden in Gasturbinen zum Zeitpunkt in dem sie bemerkt werden so weit fortgeschritten, dass **sichere Rückschlüsse auf die Schadensursache kaum mehr möglich** sind. Umso wichtiger ist es, alle aussagefähigen Merkmale an der Maschine und dokumentierten Betriebsdaten zu nutzen und zu werten. In diesem Bild werden solche Merkmale angeführt. So ist es z.B. durchaus nicht



Typische Bedingungen die zum Brinelling an Lagern von Gasturbinen führen können.

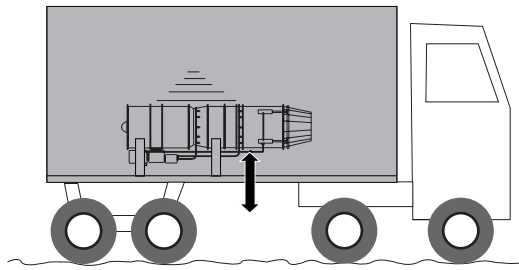
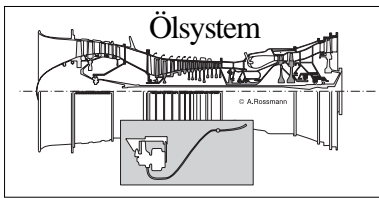


- Abhilfen:
- Gefederte und gedämpfte Transportmittel wie Container.
 - Geeignet verspannte (verkeilte) Rotoren
 - Geeignete Einrichtungen im Montagebereich

Bild 3.5-13

selbstverständlich, dass bei einer Demontage alle relevanten **Schadensbereiche fotografisch dokumentiert, Ölproben entnommen und gesichert** oder die **Filter ohne Beeinflussung** einer Untersuchung zugänglich gemacht werden. Zu den Aufzeichnungen gehören Schwingamplituden und Frequenzen.

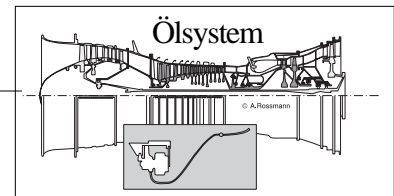
Bild 3.5-13 (Lit. 3.5-6) Vibrationen können während des Transports bei nicht geeignet abgestützten Maschinen oder unverspannten Rotoren zu **echtem Brinelling** (Beispiel 3.5-1) führen. Solche Schädigungen lösen erfahrungsgemäß, besonders bei **kleinen hochoberigen Triebwerken**, bereits beim Hochfahren in **Sekunden katastrophale Schäden** aus.



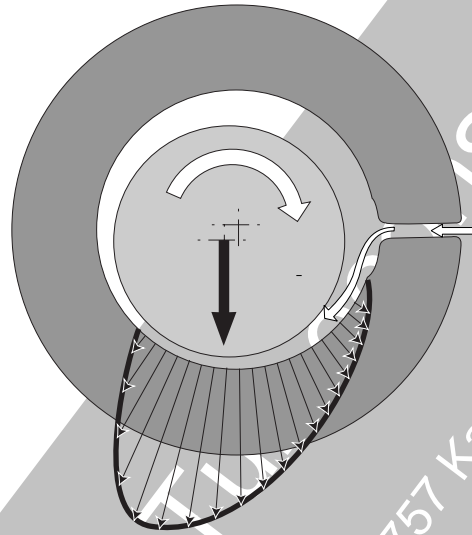
Beispiel 3.5-1: Mehrere Gasturbinen kleiner Leistung mussten mit der Bahn und dem LKW zu einem abgelegenen Betriebsort befördert werden. In mehreren Fällen, wenige Stunden nach der Inbetriebnahme, kam es zur totalen Zerstörung der Maschinen. Eine Schadensuntersuchung ließ auf

primäre Lagerschäden schließen. Die Recherche vor Ort ergab, dass die Maschinen ca. 20 km auf schlechten Straßen zum Aufstellungsort transportiert wurden. Die Untersuchung noch nicht betriebener Maschinen vor Ort bestätigte eine Schädigung der Lagerlaufbahnen durch (echtes) **Brinelling**. Die Maschinen erhielten nun zum Transport im Rahmen des Austausch und/oder für eine Überholung, eine provisorische radiale Verspannung ('Verkeilung') des Rotors. Diese ließ sich auf einfache Weise in Form einer Verkeilung durch Holzstreben realisieren. Darauf trat kein Schaden mehr auf. So wurde die Richtigkeit von Analyse und Maßnahme eindrucksvoll bestätigt.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsruhe



3.5.2.2 Gleitlager



In Industriegasturbinen **schwerer Bauart** (Bild 2.1-7) sowie Industrieverdichtern und **stationären Getrieben** (Kapitel 3.7.2) kommen, anders als in Derivaten von Flugtriebwerken, traditionell **Gleitlager** in Radial- und Axialausführung (Bild 3.5-14) als **Hauptlager** zum Einsatz. Im Folgenden werden typische Schadensformen und ihre Ursachen besprochen. Für Schwingungsanalysen und Überwachung (Monitoring) von Gleitlagern gibt es Normen wie die DIN 31692-3.

Gleitlager arbeiten mit einem **hydrodynamischen Schmierfilmaufbau** (Bild 3.5-14) und/oder **hydrostatisch** (Öldruckaufbau von außerhalb des Lagers). Sie haben spezifische Schadensformen zu denen insbesondere **Kavitation** (Bild 3.5-19) zählt. Gleitlager haben sich trotzdem hervorragend bewährt. Ihr Betriebsverhalten hat gegenüber Wälzlagern sowohl Vor- als auch Nachteile.

Vorteile:

- Dämpfung von Rotorschwingungen durch unvermeidliche Restunwuchten.
- Kleiner Einbauraum.
- Große Durchmesser (Wellen) nutzbar.
- Hohe Tragkraft.

Nachteile:

- Anfängung selbsterregender Schwingungen.
- Eingeschränkte Erkennbarkeit von Schwingungen mit äußeren Beschleunigungsaufnehmern.
- Im hydrodynamischen Fall ist bei niedrigen Geschwindigkeiten (Start, Abstellen) wegen ungenügendem Schmierfilmaufbau zu rechnen, sodass es ohne hydrostatische Unterstützung zu Mischreibung und erhöhtem Verschleiß kommt.

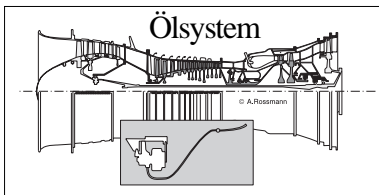


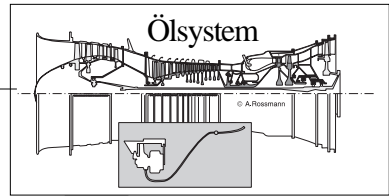
Bild 3.5-14 (Lit. 3.5-12 und Lit. 3.5-13): Je nach Richtung der Belastung unterscheidet man **Axiallager** und **Radiallager** (engl. sleeve bearing, Skizze unten). Dabei kommen verschiedene Konstruktionsprinzipien zum Einsatz. In Axiallagern tragen gewöhnlich **einstellbare Segmente** (Kippsegmentlager Skizze oben links und Mitte rechts), in Radiallagern eine geschlossene Büchse (Skizze unten) oder axial geteilte Lagerschalen bzw. Segmente (Skizze oben rechts).

Im Betrieb trennt die Gleitflächen ein **dynamisch aufgebauter Ölfilm**. Dieser entsteht durch Reibungskräfte zwischen Öl und Gleitflächen und im Öl selbst. Dabei wird das Öl vom rotierenden Teil (Welle) in den Schmierspalt gerissen. So baut sich ein Druck auf und **die Welle wird in der Größe des Schmierspalts angehoben**. Sie schwimmt also auf diesem Ölfilm. Jeder Betrieb der diesen Zustand so beeinträchtigt, dass es zum metallischen Kontakt der Gleitflächen an den Rauigkeitsspitzen kommt (Mischreibung), ist potenziell schädigend und unbedingt zu vermeiden. Das lässt sich z.B. beim Start und Abstellen durch einen ausreichend hohen **statischen Druck** des in geeigneter Position zugeführten Frischöls vermeiden.

Um in jedem Fall zumindest kurzfristig ausreichende **Notlaufeigenschaften** zu gewährleisten, ist eine Seite (üblicherweise die statische Seite bzw. Gehäuseseite) mit einer **weichen metallischen Gleitschicht** versehen. Diese kann aus mehreren Schichten bestehen (Bild 3.5-19). Die andere meist rotierende Gleitfläche (Welle) besteht gewöhnlich aus gehärtetem Stahl.

Typische Schäden der Gleitlager sind

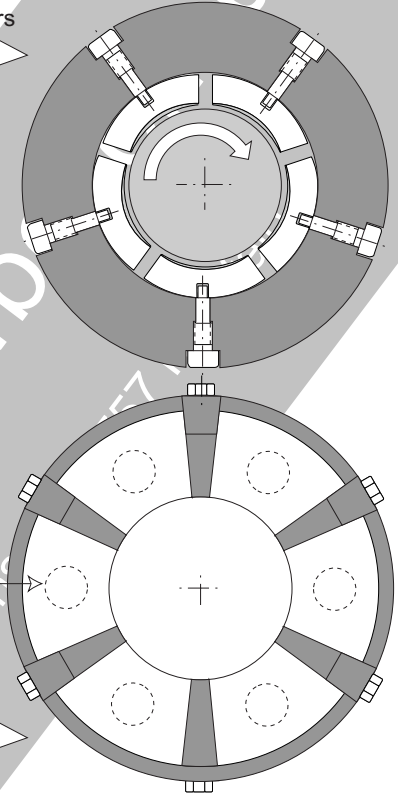
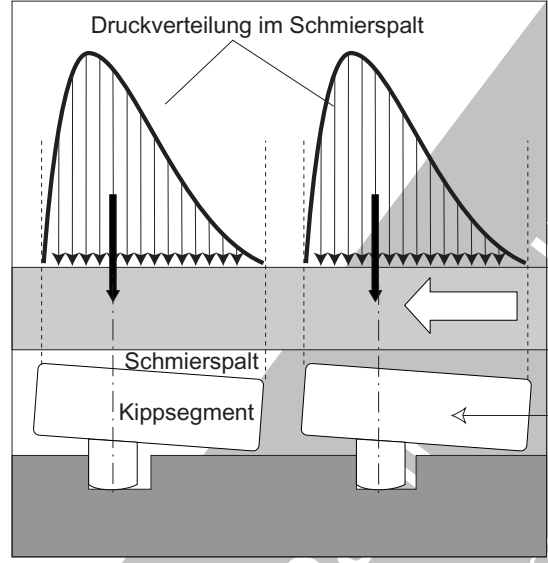
- **Schwingerermüdung** (Pflastersteinausbrüche, Bild 3.5-17).
- **Korrosion** (Bild 3.5-16).
- **Verschleiß durch Fremdkörper im Öl** (Bild 3.5-15).
- **Erosion infolge Stromdurchgang** (Elektroerosion, Bild 3.5-18).
- **Kavitation** (Bild 3.5-19).



Gleitlagertypen in stationären Gasturbinen und Getrieben.

Kippsegmentlager

Ansicht eines Radiallagers mit Kippsegmenten



Ansicht des statischen Teils eines Axiallagers mit Kippsegmenten

Lager mit Gleitbüchse

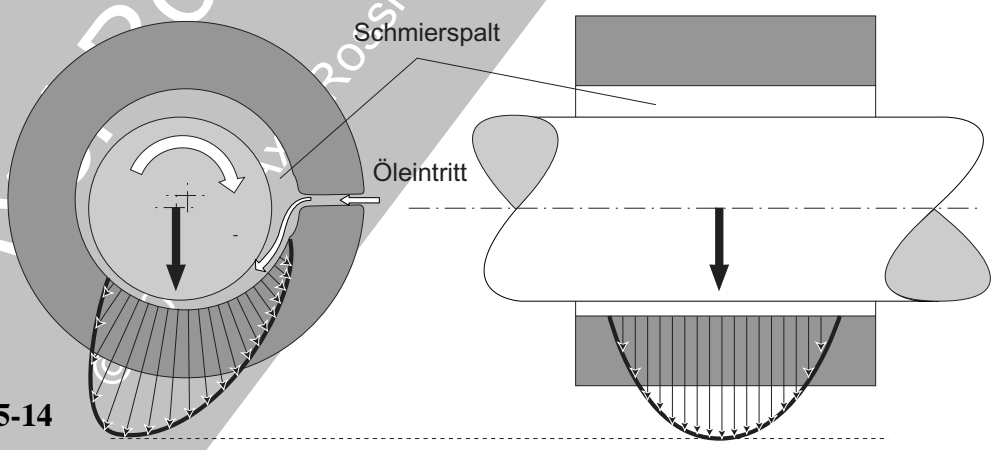
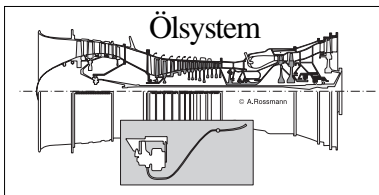
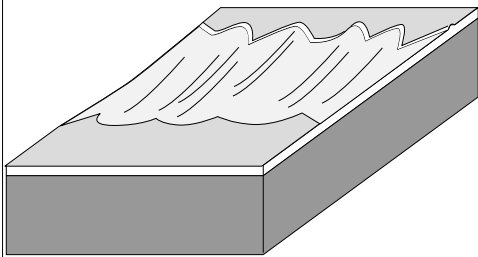


Bild 3.5-14



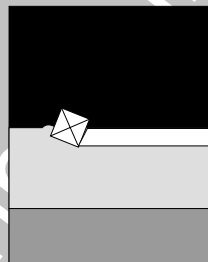
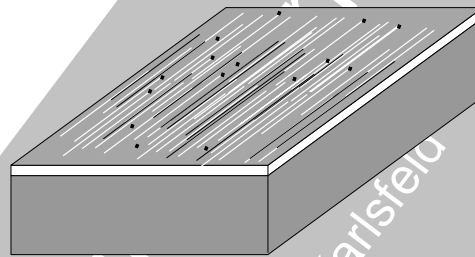
Verschleißvorgänge an Gleitlagern.

Fressen

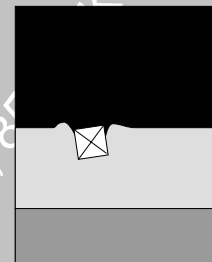


Kaltverschweißung der bewegten Gleitflächen bei metallischem Kontakt

Starker Verschleiß durch abrasive Partikel im Öl



Verschleiß auf der gleichen Gleitschichtseite. Am Ende der Verschleißriefe steckendes Partikel.



Eingebettetes Partikel erzeugt Verschleiß auf der harten Gegenfläche

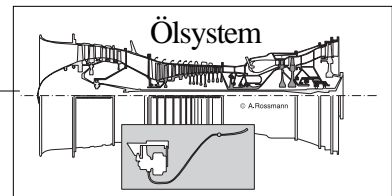
Bild 3.5-15

Bild 3.5-15 (Lit. 3.5-8, Lit. 3.5-10 und Lit. 3.5-14): **Mechanischer Verschleiß** hat in erster Linie zwei Hauptursachen:

Fressen (Kaltverschweißen, engl. seizure oder galling, Skizze links) durch **Trockenlauf** oder **Mischreibung** (Kontakt der Rauigkeitsspitzen). Erste Spuren sind riefenartige Schädigungen mit mikroskopischen Spuren des **Herausreißens** und **Zusammenschiebens von Material**. Der Schaden ist **selbstverstärkend**. Er kann in sehr kurzer Zeit (Sekunden) in das Endstadium mit extremer Hitzeentwicklung kommen. Das führt zu **plastischer Verformung der Gleitschicht** bis zur großflächigen Verschmierung, Schmelzen und Ablösung.

Es gibt mehrere Ursachen für einen gefährlichen Kontakt der Gleitflächen. Hierzu gehören:

- **Niedrige Drehzahlen** (Start, Abstellen, Verdichterreinigen) genügen nicht für einen ausreichenden Druckaufbau im Schmierspalt.
- **Örtliche Überlastung** im Schmierspalt als Folge einseitiger Belastungen, Geometriefehlern, Unwuchten/Vibrationen, Fluchtungsfehlern und Deformationen.
- **Ungenügende Tragfähigkeit des Ölfilms** wegen schlechter Öleigenschaften. Ursachen sind zu hohe Betriebstemperatur, Ölalterung, Ölverschmutzung (Wasser) und ungeeignetes Öl.
- **Ölmangel** durch **verstopfte Frischölleitung** oder den **Ausfall einer Komponente im Ölsystem** (Pumpe, Filter usw.). Eine weitere Ursache sind **ungenügende Notlaufeigenschaften** der Gleitschicht.



Verschleiß durch abrasive Partikel im Öl (Skizze rechts). Solche Partikel sind Umgebungsstaub, Abrieb aus Labyrinth, Strahlgut, Kernrückstände von Gussteilen, Bearbeitungsspäne und Ölkoks. **Partikel, die mit dem Öl durch den Spalt treten, erzeugen in der weichen Gleitschicht schleifriefenähnliche Spuren** (Skizze oben rechts) die mikroskopisch für einen Schnittvorgang typische Merkmale aufweisen (Detail links unten).

Bleiben die **abrasiven Partikel in der weichen Gleitschicht stecken** (Detail rechts unten) kommt es zum **Verschleiß der drehenden, harten Stahlwelle durch Zerspanung**. Dabei entstehen weitere abrasive Späne, die den Vorgang beschleunigen.

Korrosiver Angriff auf Gleitschichten.

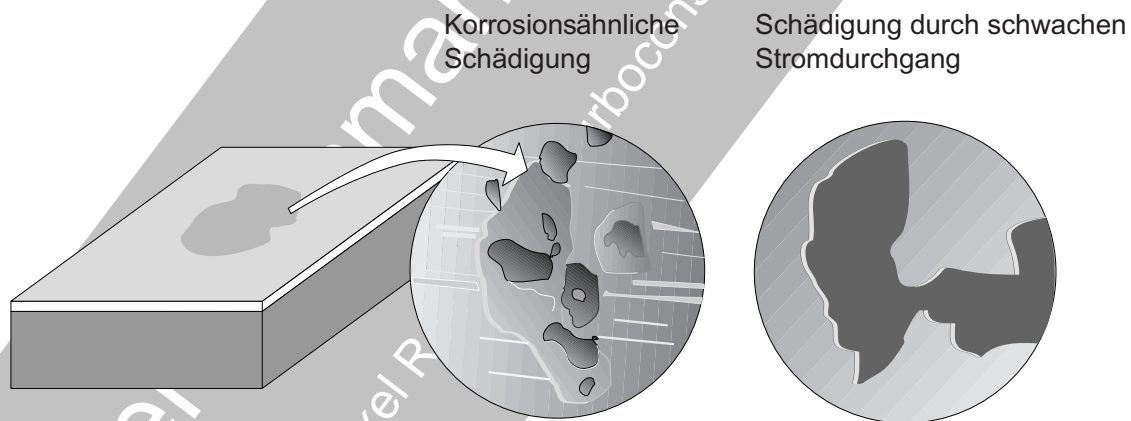
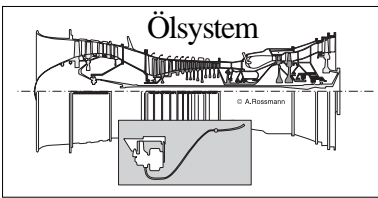


Bild 3.5-16

Bild 3.5-16 (Lit. 3.5-8 und Lit. 3.5-10): Auch an Gleitschichten kann **Korrosion** auftreten. Das makroskopische Schadensbild geht von dunkler **Verfärbung** (Skizze links) bis zu einer **porösen, rauhen** (angefressenen) **Oberfläche** (Detail in der Mitte). In besonderen Fällen kann die Gleitschicht (z.B. Bleibronze) total **abgetragen** werden (Detail rechts). Selektive Korrosion entsteht im Stillstand und wird von **elektrolytischer Einwirkung eines schwachen Stromdurchgangs** unterstützt.

Korrosion tritt in erster Linie in Zusammenhang mit dem Öl auf:

- **Gealtertes Öl**, beispielsweise nach zu langen Ölwechselintervallen.
- **Verunreinigtes Öl** (Wasser, Säuren, Alkalien). **Wasser** kann aus einem defekten Ölkühler (Bild 3.7.2-2) stammen und/oder von **Schwitzwasser** bei häufigem Stillstand..
- **Öl mit aggressiven Zusätzen**.

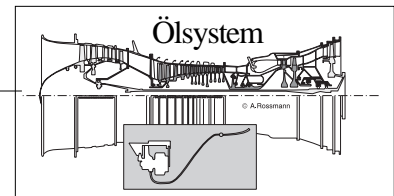


Schwingerermüdung einer Weißmetall-Gleitschicht ("Pflastersteinausbrüche")



Bild 3.5-17

Bild 3.5-17 (Lit. 3.5-10 und Lit. 3.5-11): Die weiche Gleitschicht unterliegt **intensiver dynamischer Beanspruchung**. Es handelt sich um **Druckschwingungen** die vom Ölfilm übertragen werden. Sie lösen hochfrequente Schubspannungen in der Gleitschicht aus. Diese erzeugen kleine Schwingrisse, die mit der Zeit in ein **Netzwerk** übergehen (Schädigungsphasen rechts). Im fortgeschritteneren Stadium **brechen kantige Partikel aus** („Pflastersteine“, Skizze links, Detail) und beschleunigen als Fremdkörper Folgeschäden.



Gleitlagerschäden durch Stromdurchgang, Elektroerosion

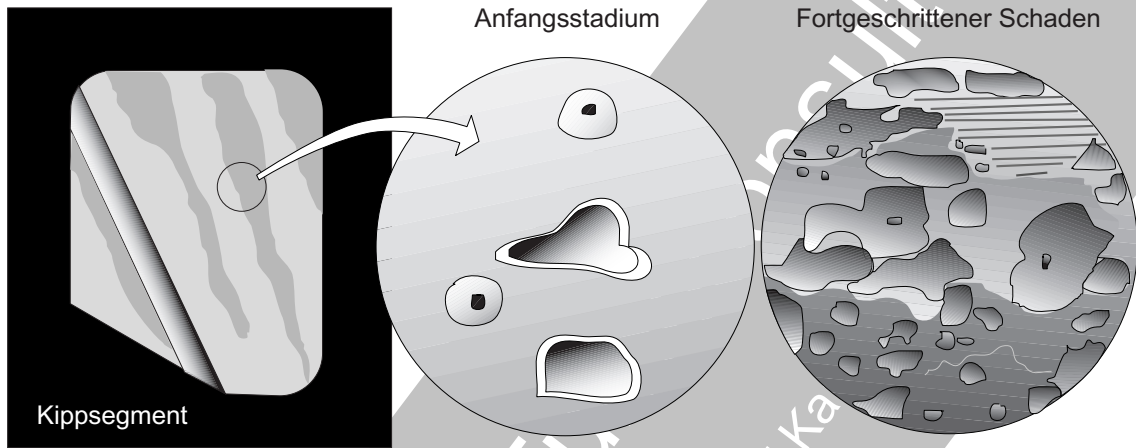


Bild 3.5-18

Bild 3.5-18 (Lit. 3.5-11 und Lit. 3.5-14): **Stromdurchgang** kann im Schmierpaltbereich zu **Mikrolichtbögen** und **örtlichen Anschmelzungen in der Gleitschicht** führen (Detail Mitte). In der Anfangsphase sind einzelne **Krater mit abgerundeten Schmelzstrukturen** und aufgeworfenen Rändern zu erkennen. Ausgeprägte Schäden haben eine **zerklüftete Oberfläche** mit deutlichen Anschmelzungen (REM-Befund, Detail rechts). Sie überdecken größere Bereiche der Gleitfläche, die im dargestellten Fall eines Kippsegmentlagers dunkler erscheinen (Skizze links).

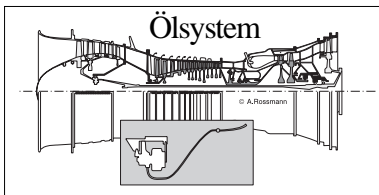


Bild 3.5-19 (Lit. 3.5-8, Lit. 3.5-11 und Lit. 3.5-14): **Kavitation** entsteht durch die Implosion von **Dampfblasen** (Skizze Mitte links) im Schmierspalt. Dabei trifft ein „Ölstachel“ die Oberfläche. Die vielen Blasen erzeugen eine **hochfrequente Belastung der Oberfläche mit plastischen Verformungen**. Ihre Folge ist **Schwingerermüdung mit Ausbrüchen** (Detail Mitte rechts). So bilden sich zunächst Mikrokrater in der Gleitschicht mit Durchmessern im Bereich von 0,01 mm. Sie vergrößern sich zu Löchern (Kavitäten).

Mehrphasige Gleitschichten von Gleitlagern (z.B. Dreistofflager) zeigen nach H. Klingele einen besonderen Schadensmechanismus (Skizzen unten). Zunächst entstehen von der Oberfläche senkrecht in die Gleitschicht verlaufende Schwingrisse.

Die Risse orientieren sich parallel zur Nickelschicht. Ein solcher **Riss wird aufgeweitet**. Es entsteht eine **Mulde**.

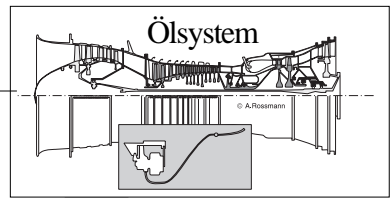
Die weiche Gleitschicht wird am Boden der Mulde unter den Druckstößen plastifiziert und nach oben gedrückt. Es entsteht am Muldenrand ein **Wulst**.

Wird die Nickelschicht unter der Kavitationsbelastung durchbrochen, kommt es zur Schädigung der darunter liegenden Tragschicht (Bleibronze). Bruchstücke der Nickelschicht können in die Bronze so gedrückt werden, dass diese dazwischen hervorquillt (Skizze unten rechts).

Kavitationsschäden zeichnen sich als flächige, verfärbte, oft mikrorauhe Zonen in **bestimmten Gleitflächenbereichen** aus. Deren Lage ist von Unterdruckzonen der Strömung bestimmt. Sie finden sich an Ölnuten (Skizze oben links) oder einem Rand der Gleitfläche (Skizzen oben rechts). Diese typischen Lagen lassen den Schaden als **Kavitation identifizieren**.

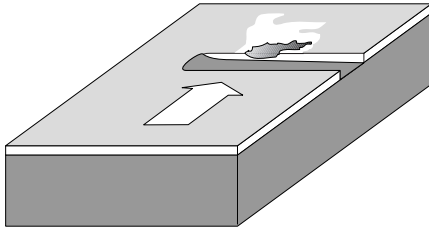
Kavitationsbedingungen entstehen bei

- zu **niedriger Ölviskosität** als Folge hoher Öltemperaturen oder ungeeigneten Öls,
- **Wellenschwingungen**,
- **Wasser im Öl**,
- **Gleitschicht** mit zu geringer Ermüdungsfestigkeit.

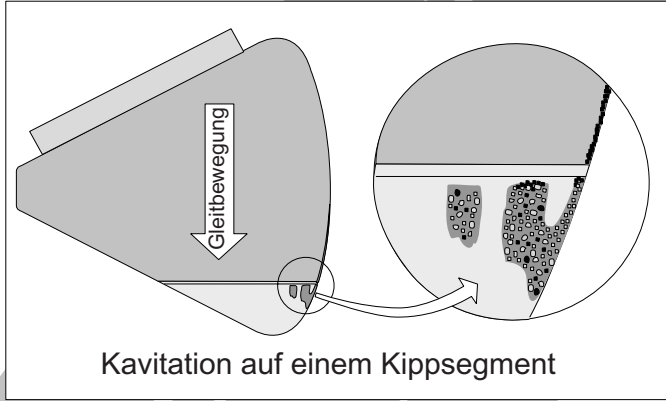


Kavitation an Gleitlagern.

Kavitation im Bereich einer Ölnut.

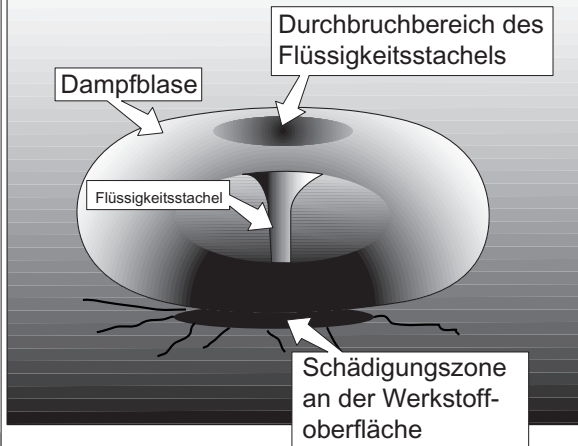


Ein Merkmal der Kavitation ist die Lage der Schädigung zum Ölfluss

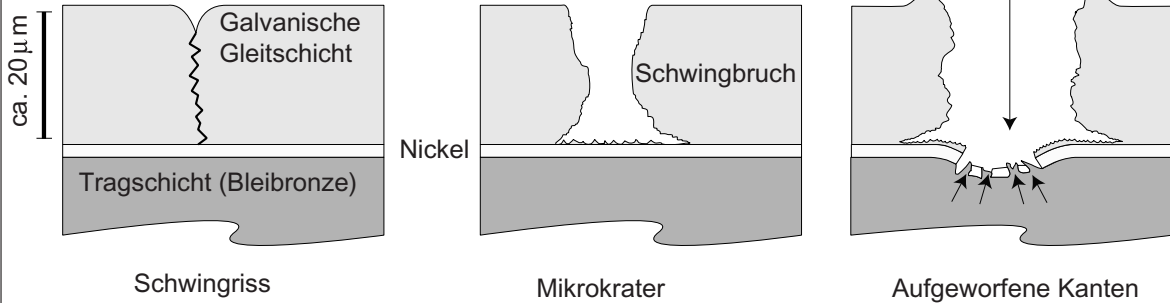
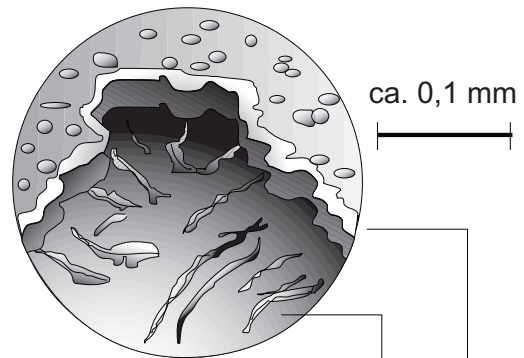


Kavitation auf einem Kippsegment

Schädigungsmechanismus bei Kavitation

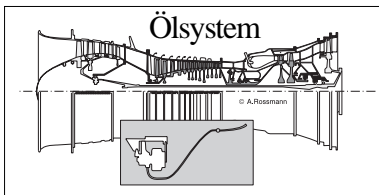


Charakteristische Merkmale einer REM-Aufnahme in der Skizze nachempfunden.



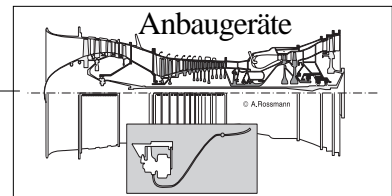
Schematische Darstellung der Kavitation in Dreistofflagern (nach H. Klingele)

Bild 3.5-19



Literatur zu Kapitel 3.5

- 3.5.-1** W.R.Loomis,NASA Lewis Research Center,“Aircraft Engine Sump-Fire Studies“, Seite 443-456.
- 3.5.-2** FAG, Kugellagerzeitschrift 242,Seite 22-25.
- 3.5.-3** M.J.Kroes,T.W.Wild,“Aircraft Powerplants“,Seventh Edition,Glencoe Aviation Technology Series, Mc Graw Hill Seite 352-356.
- 3.5.-4** S.Jung,“Technische Diagnoseverfahren kurz vorgestellt“,TIZL 20 (1984) Heft 4, Seite 114-116.
- 3.5-5** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 2, ISBN 3-00-008429-0, 2001, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.5-6** A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 5, 2008, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.5-7** S.Verstege, F.Böckel,“Lagerung- Grundlagen und konstruktive Gestaltung“, in „Stationäre Gasturbinen“, Herausgeber C.Lechner, J.Seume, ISBN 3-549-42831-3, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003, Seite 699-723..
- 3.5-8** „Handbuch der Schadensverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Kapitel „Stationäre Getriebe“, Seite 361-375.
- 3.5-9** P.Lynwander,“Gear Drives for Turbomachinery“, in „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook, Volume III“, Turbomachinery International Publications ISBN 0-937506-02-8, 1980, Seite 11-19.
- 3.5-10** E.Greuter,“Motorschäden: Schäden an Verbrennungsmotoren und deren Ursachen“, Vogel Buchverlag, ISBN 3-8023-1515-4, 1994, Seite 143-200.
- 3.5-11** L.Engel, H.Klinge,“Rasterelektronenmikroskopische Untersuchungen von Metallschäden“, 1974 Gerling Institut für Schadensforschung und Schadensverhütung GmbH Köln, ISBN 3-9800043-0-9, Seite 76, 85-89, 109.
- 3.5-12** G.Niemann,“Maschinenelemente, Erster Band“, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/ Heidelberg, 5.Neudruck, 1961, Seite 239-258.
- 3.5-13** W.L.Sapp,“Centrifugal Compressors“, in „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook, Volume I“, Turbomachinery International Publications ISBN 0-937506-03-6, 1980, Seite 11-1bis 11-11.
- 3.5-14** K.C.Ludema,“Failures of Sliding Bearings“, in „Metals Handbook, Ninth Edition, Volume 11, Failure Analysis and Prevention“, American Society for Metals (ASM), November 1986, ISBN 0-87170-007-7, Seite 483-489.



3.6 Anbaugeräte



Wenn Lichtmaschine, Wasserpumpe, Kupplung oder Anlasser nicht mehr mögen, ist das Aus für das gesamte Fahrzeug nicht weit. Sieht man sich Pannenstatistiken in Automobilzeitschriften an, ist schnell erkannt, dass weniger die Grundkomponenten des Motors das Ärgernis auslösen, als Anbaugeräte im weitesten Sinn. Weil wir von deren „treuer Hilfe“ so abhängig sind, sollten sie uns entsprechend am Herzen liegen. Hierzu gehört die Wartung und gegebenenfalls der rechtzeitige Austausch von Verschleißteilen und Hilfsstoffen. Leider wird die Zugänglichkeit im immer mehr vollgepackten Motorraum schlechter.

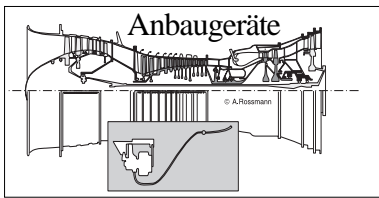
In einer Gasturbine sind üblicherweise die Geräte weniger integriert als bei einem modernen Motor, der bereits Ölpumpe und Kraftstoffeinspritzung einschließt. Sie liegen außen und sind so eher zugänglich. Das erleichtert die äußere Kontrolle, Wartung und Reparatur. Wir sollten dem Konstrukteur für diese Chance dankbar sein und sie nutzen.

3.6.1 Getriebe, Regler, Pumpen und Starter(-Generatoren).

Eine Schwachstelle der Anbauaggregate, besonders von Derivaten (Lit. 3.7-8), ist die **Flanschbefestigung** (Bild 3.6.1-1). Gehäuse dieser Geräte bestehen gewöhnlich aus Leichtmetallguss (Mg- oder Al-Legierungen). Solche Werkstoffe haben eine **sehr niedrige Schwingfestigkeit**. Das führt bei ungewöhnlichen Schwingungen der Maschine bzw. der Gehäuse zu **Ermüdungsrissen** im Flanschbereich. Nach starken Vibrationen bei Schäden ist auf diese Folgen zu achten.

Für **Leckagen in Rohrleitungen** und deren **Anschlüssen** (Bild 3.6.1-2) sollte besondere Aufmerksamkeit gelten. Dazu gehören Schwingbrüche an Rohrleitungen. Häufig stehen sie im Zusammenhang mit Montageproblemen. So können z.B. nicht ausreichend passende **Rohrleitungen verspannt** (Bild 3.6.1-3) eingebaut werden. Das führt zu örtlich hohen Zugmittelspannungen. Sie senken die ertragbare Schwingbeanspruchung. Lockere **Befestigungsschellen** können eine Schwingung der Rohrleitung ermöglichen und diese gegebenenfalls noch örtlich durch **Schwingverschleiß** zusätzlich schädigen.

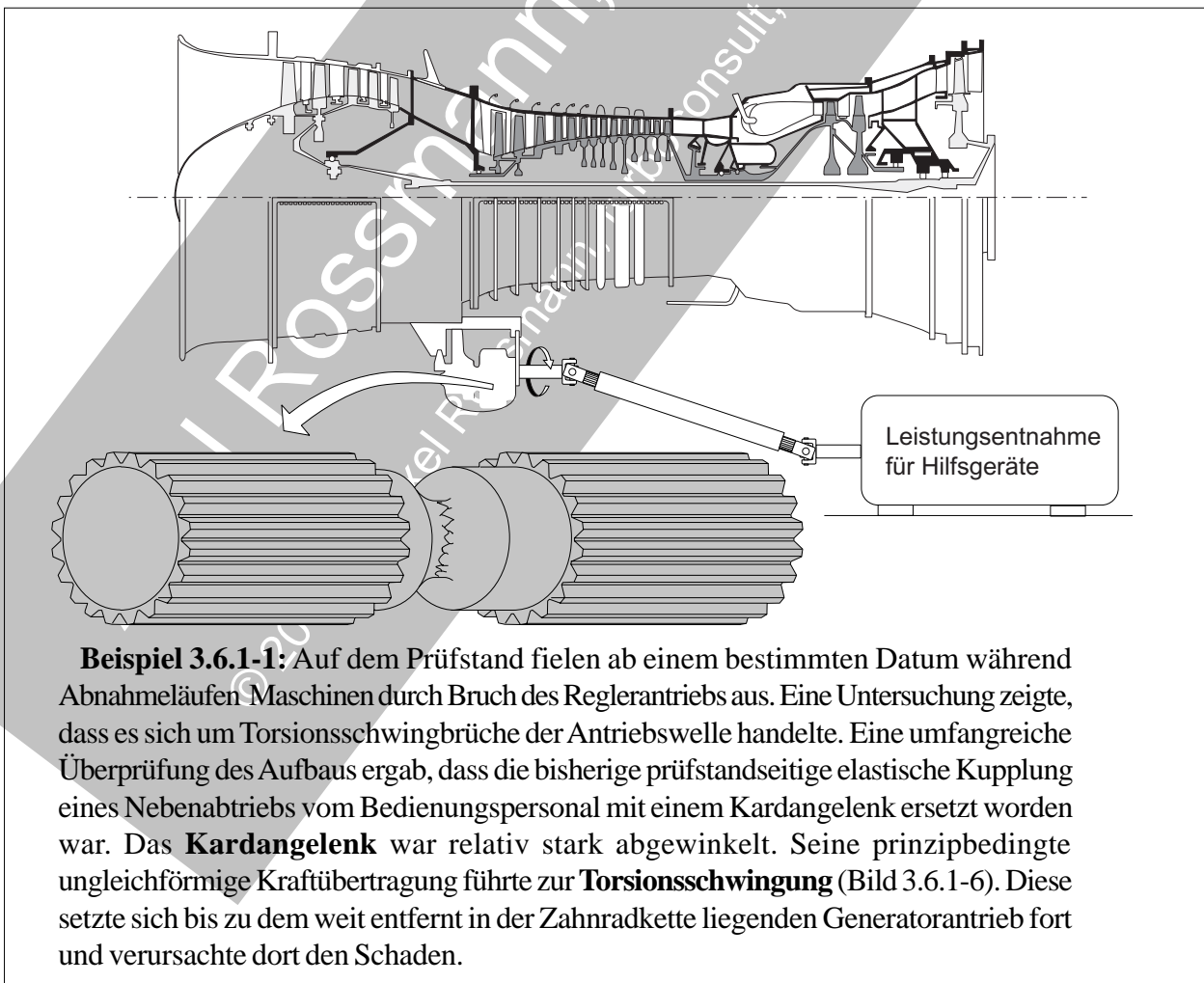
Undichtigkeiten (Bild 4.1-10) an Gehäusen und Wellen sind ein häufiges Problem (Bild 3.6.1-1). An Gehäusen können Undichtigkeiten nach ungeeigneten **Reinigungs- oder Entlackungsverfahren** im Rahmen der Überholung auftreten. Bereits vorhandene Undichtigkeit verstärkt sich, wenn **Porosität geöffnet** oder eine **Infiltrierung herausgelöst** wurde (Bild 3.6.1-4). Undichtigkeiten an Flanschflächen sind mitunter auf ungeeignete Dichtungselemente zurückzuführen. Beispielsweise werden Kunststoffe vom Öl angelöst oder quellen (Bild 4.2.3.2-1). Metallische Dichtungen, die nicht die richtige elastische



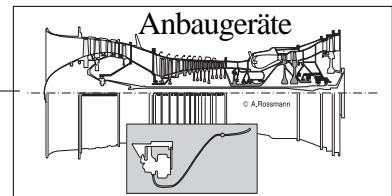
Verformbarkeit aufweisen oder unvorschriftsmäßige Dichtmassen können ebenfalls zu Lecks führen. Es sollten nur Dichtungen entsprechend den Empfehlungen des OEM verwendet werden. Undichtigkeiten bei Wellen sind in vielen Fällen auf ein Versagen der **Radialdichtringe** zurückzuführen (Bild 3.6.1-1 und Bild 4.2.3.2-5 und Bild 5.2.3.2-6). Eine Ursache ist erfahrungsgemäß die **Montage ohne ausreichende Schmierung (Fett, Öl) der Gummidichtlippe**. Läuft dann beim Anfahren die Dichtfläche trocken, wird sie überhitzt, versprödet und/oder es entstehen Risse: Die Dichtung leckt.

Gehäuse aus Magnesiumlegierungen haben den Nachteil großer **Korrosionsempfindlichkeit**. Wirkt Meeresatmosphäre auf den ungeschützten Werkstoff, z.B. an der **Beschädigung der Lackschicht** einer Kante (Bild 3.6.1-5), können schnell tiefe Löcher eingefressen werden. Diese führen gewöhnlich nicht zum Versagen des Bauteils, müssen aber bei der Überholung mit geeigneten Verfahren ausgebessert werden. Meist genügt gefülltes Kunstharz.

Zahnradschäden (Bild 3.7.2-5.1) an Getrieben zu und in Anbauaggregaten sind relativ selten. Ursachen sind meist Montagebeschädigungen und Herstellungsfehler, die Schwingbeanspruchungen auslösen. Wichtig ist, sich vor Augen zu halten, dass selbst scheinbar vernachlässigbare **Beschädigungen an der Verzahnung** gefährliche Schwingungen des gesamten Systems auslösen. So können Schäden Ursachen haben mit denen ein Zusammenhang nur schwer erkennbar ist. Dies gilt gerade auch für Schwingungen die von außen in eine Getriebekette geleitet werden (Beispiel 3.6.1-1).



Beispiel 3.6.1-1: Auf dem Prüfstand fielen ab einem bestimmten Datum während Abnahmeläufen Maschinen durch Bruch des Reglerantriebs aus. Eine Untersuchung zeigte, dass es sich um Torsionsschwingbrüche der Antriebswelle handelte. Eine umfangreiche Überprüfung des Aufbaus ergab, dass die bisherige prüfstandseitige elastische Kupplung eines Nebenabtriebs vom Bedienungspersonal mit einem Kardangelenk ersetzt worden war. Das **Kardangelenk** war relativ stark abgewinkelt. Seine prinzipbedingte ungleichförmige Kraftübertragung führte zur **Torsionsschwingung** (Bild 3.6.1-6). Diese setzte sich bis zu dem weit entfernt in der Zahnradkette liegenden Generatorantrieb fort und verursachte dort den Schaden.



Aus diesem Beispiel ist ersichtlich, wie **gefährlich selbst vorgenommene, scheinbar kleine „Verbesserungen“** für das Gesamtsystem sein können. In ähnlich gelagerten Fällen ist unbedingt der OEM zu konsultieren. Falls dies nicht möglich ist, sollte ein Fachmann hinzugezogen werden.

Eine typische Schwachstelle bei allen An- und Abtrieben sind **Steckverzahnungen** (Bild 3.6.1-7). Sie müssen axiale und/oder radiale Mikrobewegungen ausgleichen, die aus Fluchtproblemen auf Grund von Toleranzen oder Betriebseinflüssen wie Wärmedehnungen und elastischen Verformungen herrühren. Dadurch entsteht Reibverschleiß (auch Reibkorrosion, engl. fretting), bevorzugt an schlecht geschmierten Verzahnungen, mit einer gefährlichen Schwächung der Zähne. Beim Versagen der Verzahnung kommt die Kupplung außer Eingriff und dreht durch. In diesem Zusammenhang sei noch erwähnt, dass manche Vielkeilverzahnungen von Öl aus dem normalen, leichten „**Ausschwitzen**“ **benachbarter Dichtungen** „leben“. Wird die Dichtwirkung verbessert, dass diese Schmierung für die Vielkeilverzahnung nicht mehr ausreicht, kann es zu bis dahin nie aufgetretenen Verschleißschäden kommen.

Bei **Zahnradpumpen** besteht die Gefahr, dass Verunreinigungen oder der Verzug von Gehäuse und/oder Rotor zum Klemmen und Fressen führt. Ein Grund für Klemmen können ungewöhnlich niedrige Temperaturen, z.B. an sehr kalten Wintertagen und entsprechend kaltem Medium (Kraftstoff) sein.

Ventile und **Schieber** in Reglern sowie der Öl- und Kraftstoffversorgung können erfahrungsgemäß bei Schnellstarts unter **sehr niedrigen Umgebungstemperaturen** (ca. - 20°C) **klemmen**. Werden diese bei Erwärmung nicht wieder frei, mag das an einem **Kaltverschweißen** („Fressen“) liegen. In einigen Fällen wurden jedoch bleibende Maßänderungen (Volumenvergrößerung) an **nicht optimal gehärteten Stahlteilen** bekannt. Es war bei niedriger Temperatur zu einer Gefügeveränderung, der Umwandlung von Restaustenit gekommen. Die damit eingetretene Volumenvergrößerung führte zum Klemmen dieser Teile mit sehr eng toleriertem Spalt. In diesem Zusammenhang sei der historische Hinweis erlaubt, dass offenbar ähnliche Schäden von großer Bedeutung für den Betrieb der Flugmotoren im 2. Weltkrieg waren. Muss also die Gasturbine auch in **extrem kalter Umgebung** gestartet werden, ist vom OEM der praktische **Funktionsnachweis** zu verlangen.

Bild 3.6.1-1 (Lit.3.6.1-3): Obwohl **Anbaugeräte** einen vergleichsweise geringen Anteil an Ausfällen der Maschine haben, sind sie aufgrund ihrer unterschiedlichen Elemente (Zahnräder, Gehäuse, Lager, Wellenverbindungen, Dichtungen, Ölversorgung) vielfältigen **potenziellen Schadensmodi** ausgesetzt.

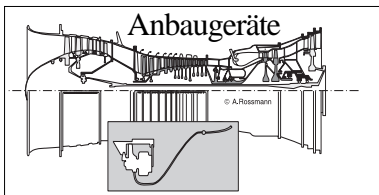
Die Schäden können von unterschiedlichen Phasen des „Bauteillebens“ ursächlich beeinflusst sein. Im Folgenden wird dies an ausgewählten Beispielen dargestellt:

Fertigung: Leichtmetall-Gusslegierungen, insbesondere Mg-Sandguss, ein typischer Werkstoff älterer Derivattypen, weisen nicht selten durchgängige **Porosität** auf. Diese lässt sich

zwar mit Infiltrieren und „Verdichten“ (Strahlen) der Oberfläche bei der Fertigung abdichten. Ein Überholvorgang (**Entlacken, Entfetten, Reinigen**) kann die Porosität jedoch wieder öffnen und vergrößern. Dies geschieht durch Auslösen der Kunststoff-Infiltration und/oder chemischem Angriff des Grundwerkstoffs. So entstehen **Undichtigkeiten**, aus denen Öl oder Kraftstoff herausschwitzt. Werkstofffehler und Schwachstellen wie **Porositätsfelder oder Oxidhäute** können bei dynamischer Beanspruchung als Anriss wirken.

Unzureichend **gelötete oder geschweißte Einspritzdüsen** können bei Schwingerermüdung abbrechen und in das Getriebe fallen.

Sind die Flanken kleiner schmaler Zähne einseitig gehärtet, kann es zu inneren Fehlern kom-



men. Es handelt sich um eine Folge von **Wasserstoff-Versprödung**, die im Betrieb Zahnbrüche auslöst.

Überholung: Die Eindring-Rissprüfung erfordert ein Entlacken und Entfetten sowie die Demontage aller Stahlteile (Lageraufnahmen, Gewindeeinsätze). So lässt sich chemischer Angriff und **Korrosion** durch Elementbildung vermeiden. Weil diese Befestigungselemente später wieder eingesetzt werden müssen, sind zum Ausgleich von Abtrag und Verschleiß (Betrieb, Demontage) größere Einsätze oder Beschichtungen der Passflächen in den Gehäusen vorgesehen. Das kann die Anzahl der möglichen **Überholungen begrenzen**.

Zahnradwellen werden an den Gleitflächen der Dichtringe verschlissen. Es entstehen auf den Wellen umlaufende Rillen. An diesen Zonen müssen die Teile abgearbeitet (Schleifen) und wieder auf den erforderlichen Durchmesser beschichtet werden (z.B. Verchromen). Im Rahmen dieser Reparatur wird auch die übliche **Brünnierung** entfernt und wird später in einer heißen Lauge wieder aufgebracht. Dieser Reparaturvorgang kann **Rissbildung** auslösen und gravierende Schäden erzeugen. Solche Risse sind nicht immer bei der anschließenden magnetischen Rissprüfung sicher zu finden. Im Betrieb können die zum nicht abfangbaren Ausfall des Bauteils führen.

Betrieb: Es bestehen gute Chancen, dass sich konstruktionsbedingte Schwachstellen an Getrieben im Rahmen der Entwicklung und Erprobung zeigen. So werden sie vor der Serien-einführung vermieden. Dies mag der Grund sein, warum bei der Entwicklung immer wieder von Getriebeproblemen zu lesen ist, im Betrieb jedoch vergleichsweise wenig Schäden bekannt werden. Getriebe sind merklichen dynamischen Beanspruchungen über die Befestigungen, Zahnräder und An- bzw. Abtrieb unterworfen. Deshalb ist ein besonderes Augenmerk auf Fehler und Schwachstellen zu richten, die

Schwinganrisse begünstigen können. Dies gilt besonders für Zahnräder.

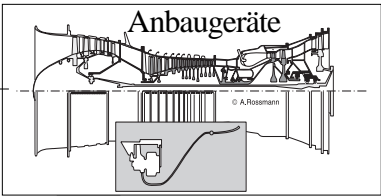
Ein besonderes Problem ist der „**Ölhaushalt**“ der Getriebe. Weisen diese „**Totwasserzonen**“ auf, in denen sich eine größere Menge Öl ansammeln kann, spricht man von „**Oil Hiding**“. Dies kann im Extremfall zu Öl-mangel an Hauptlagern führen.

Die häufig als dünne, mit Schellen an der Getriebewand befestigten Röhrchen ausgebildeten **Düsen** können zu Schwingungen angeregt werden und **Schwingbrüche** erleiden. **Spontane Schäden** sind die Folge, wenn die Bruchstücke zwischen Zahnrad gelangen. Kommt es lediglich zu örtlichem **Schmierstoffmangel**, ist nach einiger Zeit mit Zahnrad- und Lagerschäden zu rechnen. Solche Schäden zeigen sich meist frühzeitig mit Spänen an Magnetstopfen (Bild 3.5-5). Erfahrungsgemäß treten Schwingbrüche an Öldüsen in Kerben wie Übergängen zu Verteilerstücken, **Lötungen und Schweißungen** auf. Deshalb sollten solche Zonen nicht in Bereiche potenziell hoher Schwingbeanspruchung, also in Nähe der Schellen gelegt werden.

Zahnrad-schäden werden im Kapitel 'Stationäre Getriebe' behandelt (Bilder 3.7.2-5.1, -5.2, -5.3).

Wälz-lagerschäden sind in Bild 3.5-11 zusammengestellt.

Zum Betrieb gehören in manchen Fällen auch längere **Stillstandszeiten**. Diese können auf Elemente des Getriebes wie Lager (Korrosion, Brinelling) und Dichtungen schädigend wirken. Bei **O-Ringen** wird von Alterung mit Versprödung und bleibender Verformung berichtet (Bild 4.2.3.2-1). Denkbar sind auch Undichtigkeiten und/oder Heißlauf von **Wellendichtringen** (Bild 4.2.3.2-6) beim Anfahren auf trockenen Flächen, deren Ölfilm abgelaufen war.



Typische Probleme von Anbaugetrieben

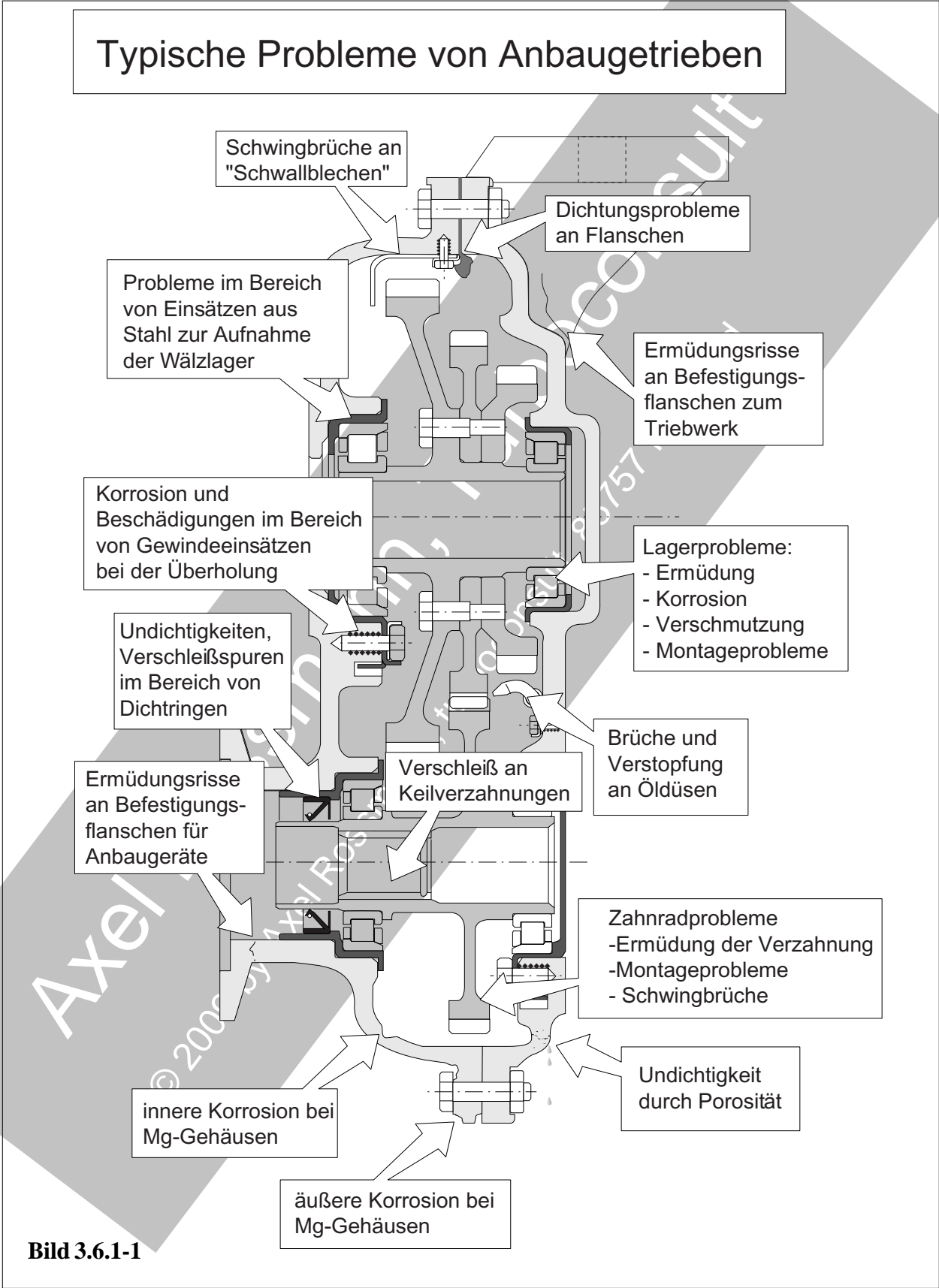


Bild 3.6.1-1

Typische Leckstellen an Rohrsystemen

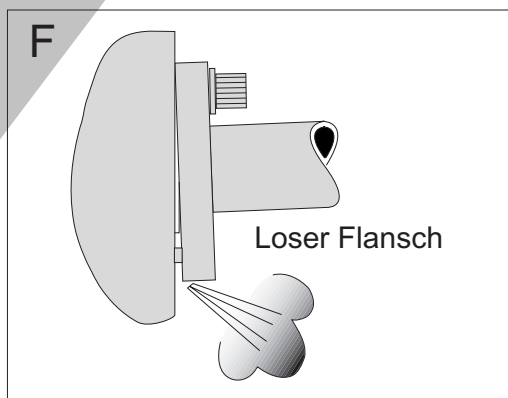
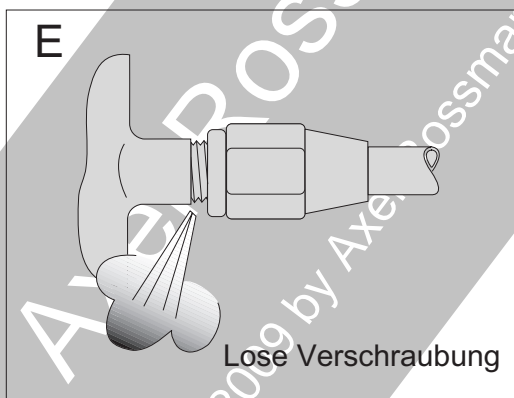
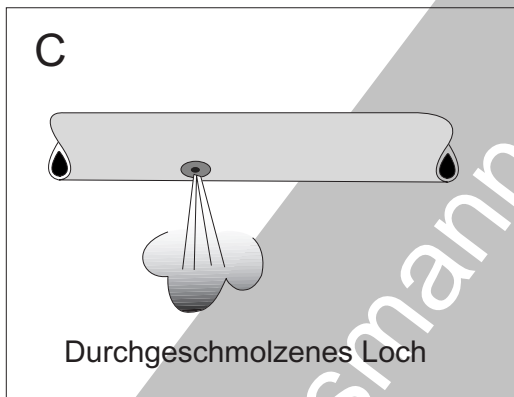
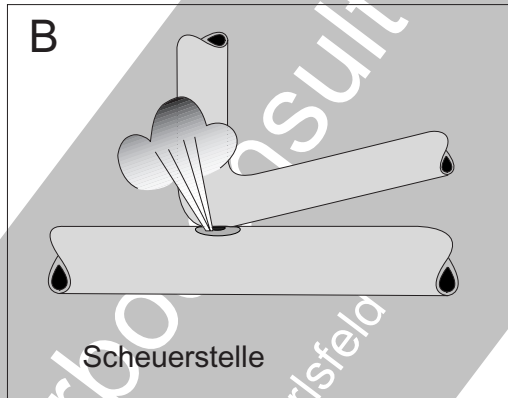
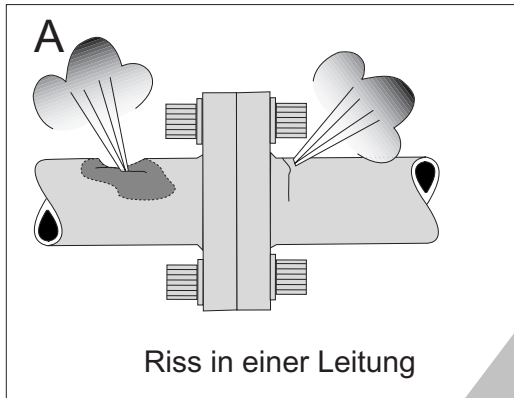


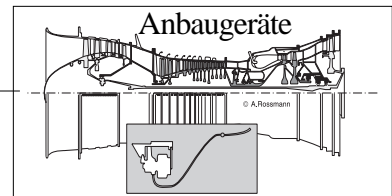
Bild 3.6.1-2

Bild 3.6.1-2 (Lit. 3.6.1-5): Leckstellen und Schäden an Rohrleitungen von Gasturbinen können unterschiedliche Ursachen haben.

„A“ **Risse und Brüche:** In den meisten Fällen dürfte es sich um **Schwingermüdung** handeln. Dabei sind besonders die Rohrzonon in der

Nähe der Einspannstelle gefährdet. Das kann mehrere Gründe haben:

- Hohe Biegespannungen als Folge des Hebelarms bei **Schwingungen und Verspannung** (Bild 3.6.1-3).
- **Steifigkeitssprung zur Befestigung** (Flansch, Verschraubung).
- Ungünstige Lage von **Schweißnähten**.



- **Verunreinigungen mit aggressiven Medien** wie zersetztes **Hydrauliköl** können spontane **Rissbildung** (*Spannungsrissskorrosion*) auslösen. So reagieren z.B. Titanwerkstoffe unter Zugspannungen bei **Halogenen** wie Chlor auf diese Schadensart empfindlich.

„**B**“ **Scheuerstellen** bedeuten eine besondere Gefahr. Das zeigt der komplexe Verlauf und die Anordnung der Leitungen einer Gasturbine. Dabei wird verständlich, dass hier durchaus ein Potenzial für **Berührungen der Leitungen** besteht. Natürlich wird bereits bei der Konstruktion dafür gesorgt, dass das nicht eintritt. Trotzdem zeigt die Erfahrung, dass verschiedene Einflüsse dazu führen können.

- Verwendung **ähnlicher** (nicht gleicher!) Teile. Dazu gehören andere **Varianten** des gleichen Maschinentyps.

- Probleme bei der **Fixierung**, z.B. Versagen oder Fehlen einer **Halterung** (Rohrschelle).

- Lose Rohrschellen verschleifen die Rohrwand.

Bei der Berührung einer Rohrleitung mit einem anderen Bauteil wie einem Gehäuse, einer anderen Rohrleitung, Kabel, Abdeckung, Sicherungsdraht u.s.w. kann eine **Schädigung** auf mehrfache Weise auftreten:

- **Schwächung des Querschnitts** bis zum Versagen (Gewalt, Schwingungen).

- **Kerbwirkung** die einen Schwingbruch auslöst bzw. begünstigt.

- **Schädigung des Rohrwerkstoffs** durch Schwingverschleiß (*Fretting*). Diese Gefahr ist bei Titanlegierungen besonders groß.

„**C**“ **Anschmelzungen**: Die Gefahr, dass eine Rohrleitung durch- oder angeschmolzen wird besteht bei konzentrierter **Flammeneinwirkung** und elektrischen **Funken/Lichtbögen**. Beides kann im Zusammenhang mit Rohrleitungsschäden auftreten. Ist eine Rohrleitung auf der Innenseite nicht ausreichend gekühlt, begünstigt das bei großer Wärmezufuhr die Überhitzungsgefahr. Problematisch ist eine niedrige Strömungsgeschwindigkeit bis zur

leeren Leitung. Dabei kann es sich um eine Schadensfolge handeln (z.B. Ausfall einer Pumpe).

„**D**“ **Beschädigungen durch Bruchstücke**: Treten Bruchstücke eines Rotorschadens aus dem Gehäuse (*uncontained failure*), besteht unmittelbare Gefahr des Lecks einer beschädigten Rohrleitung. Der Konstrukteur versucht bereits bei der **Planung von Rohrleitungen** dieses Risiko zu minimieren.

„**E**“ **Lose Verschraubung**: Verschraubungen können bereits bei Wartung-/Montage **nicht ausreichend angezogen** werden (Bild 4.2.3.1-1). Hier spielt besonders die **Zugänglichkeit und Sichtkontrolle** eine Rolle (*Human Factors*). Sie sind bereits bei der Konstruktion zu berücksichtigen. Es kann auch ein Problem mit abdichtenden **Elastomerelementen** wie O-Ringen geben. Denkbar sind Beschädigungen (Bild 4.2.3.2-2), Verlagerungen oder ein vergebener Einbau.

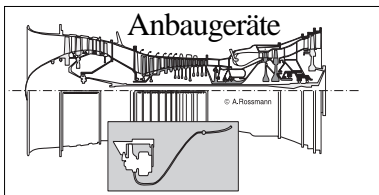
Weitere Möglichkeiten sind die **Lockerung** der Mutter und/oder eine Schädigung des Dichtelements im Betrieb. Eine Lockerung ist erfahrungsgemäß wahrscheinlich Folge von **Montagemängeln**. In solchen Fällen können Vibrationen und Wärmedehnungen das Leck auslösen.

Bei **Prüfläufen nach der Montage** werden solche **Lecks nicht immer gefunden** werden. Das ist besonders dann der Fall, wenn **nicht die volle Leistung** angefahren wurde. Sind die **Drücke** (Kraftstoff, Öl) **nicht hoch genug**, tritt **kein merkliches Leck** auf.

„**F**“ **Lose Flansche**: Stehbolzen oder Flanschschrauben sowie T-Kopf-Schrauben von V-Bändern können sich lockern oder versagen (Bild 4.2.3.1-3).

Eine mögliche Ursache sind Reparatur- und/oder Montagemängel.

Die verwendeten Schrauben aus hochfesten Stählen können bei Fertigungsmängeln wie



Wärmebehandlungsfehlern und Wasserstoffversprödung brechen.

Eine weitere Möglichkeit für ein Leck im Bereich eines Flanschs ist eine versagende **Elastomerdichtung** zwischen den Dichtflächen. Auch hier kann die ganze Palette der Ursachen wie Materialprobleme (Alterung, Bild 4.2.3.2-1) und Montage relevant sein.

Bild 3.6.1-3 (Lit. 3.6.1-5): Schwingrisse in Rohrleitungen sind nicht selten auf eine mechanische Verspannung zurückzuführen. Die dynamische Belastung kann bei Vibrationen und/oder niedrigfrequenten zyklischen Dehnungen durch Temperatur- oder Innendruckzyklen auftreten.

Eine **Verspannung** bzw. **Vorspannung** senkt als **Mittelspannungserhöhung** die Schwingfestigkeit des Rohrleitungswerkstoffs (Diagramm oben rechts). Damit wird ein Überschreiten der auslegungsgerechten, dynamischen Betriebsbeanspruchungen wahrscheinlicher.

Ursachen für die Verspannung einer Rohrleitung (Skizze oben links):

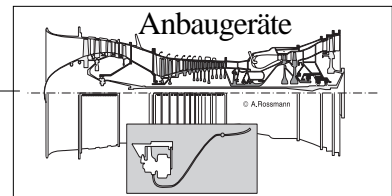
Maßungenaugigkeiten aus der Fertigung können sowohl an den Endanschlüssen als auch im Bereich der Schellen eine elastische Verbiegung erfordern. Beim **Anziehen der Verschraubung**, sind besonders im Bereich der Enden hohe Spannungen zu erwarten.

Der Rahmen zeigt die Abfolge des **Befestigungsvorgangs einer Rohrleitung** für eine kontrollierbare, möglichst niedrige Vorspannung. Grundsätzlich gelten jedoch die Anweisungen der Vorschriften bzw. Handbücher des OEM.

Beschädigungen vor dem Einbau können zu einer ähnlichen Situation wie Maßabweichungen führen. Es ist aber auch möglich, dass eine **bereits montierte Leitung beschädigt**, d.h. plastisch verformt wurde. In diesem Fall führt die **Rückfederung** zur Verspannung.

Die **Risslage** wird natürlich von Kerben und Formänderungen wie Beulen beeinflusst. Ein Schwingriss ist wegen der Zugspannungen im Bereich der Endanschlüsse auf der Rohrseite, die der Deformation gegenüber liegt, zu erwarten.

Betriebsbedingte Verspannung kann eine Folge unterschiedlicher Wärmedehnungen zwischen Rohr und Befestigungen sein. Ein Beispiel ist ein kraftstoffgekühltes Rohr das an einem heißeren Gehäuse bzw. Anbaugeräten befestigt ist. Ähnliche Verhältnisse entstehen, wenn **me-**



Rissbildung an Rohrleitungen ist häufig auf Verspannung zurückzuführen.

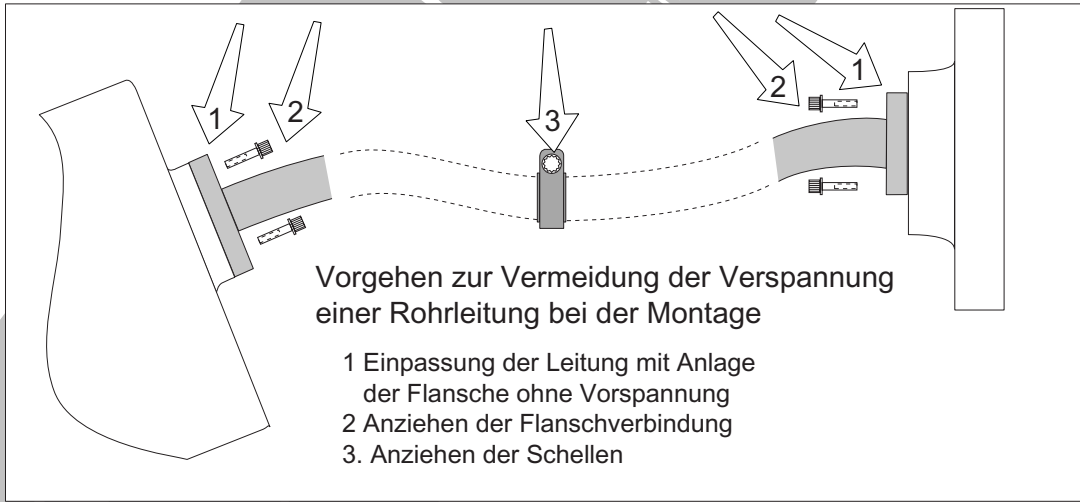
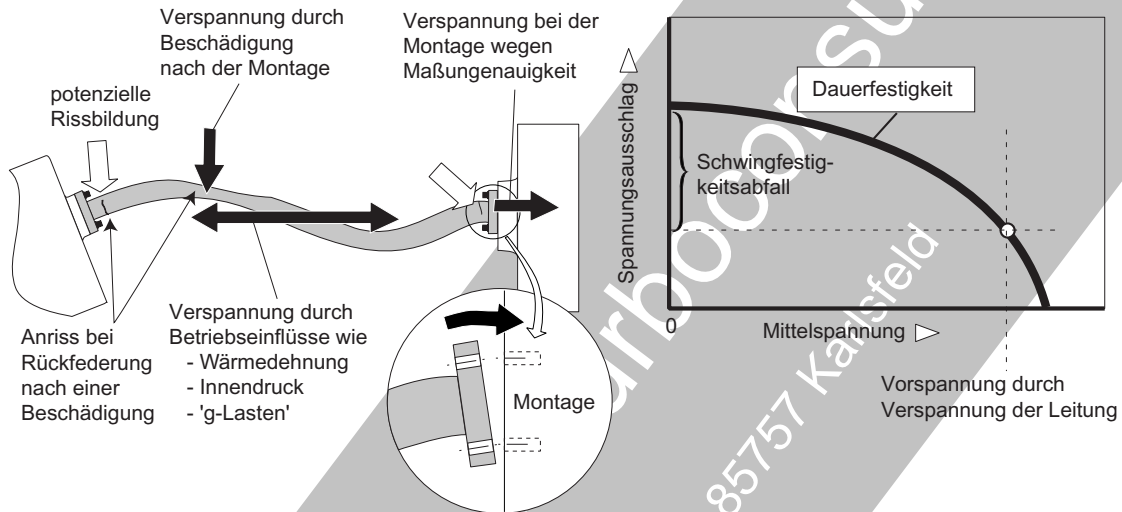


Bild 3.6.1-3

mechanische Betriebskräfte Anschlüsse und/oder Schellen auslenken.

Auch ein hoher **Innendruck** kann ein gekrümmtes Rohr zwischen den Anschlüssen elastisch verformen und so Spannungen aufbauen.

Eigenspannungen begünstigen als **Zugspannungen** die **Schwingerermüdung**. Solche Spannungen werden von der Fertigung eingebracht. Sie entstehen beim Schweißen, mechanischer Bearbeitung und besonders bei **Richtvorgängen**. Dabei sind **Verfahrensabweichungen**

besonders problematisch. Als Folge einer **plastischen Verformung (Beschädigung)** entstehen durch **Rückfedern** ebenfalls Zugspannungen. Sie können sich je nach Größe der verformten Zone eher um die Verformung konzentrieren, oder über die Rohrlänge verteilen.

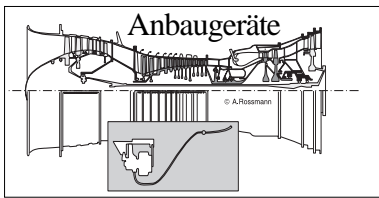


Bild 3.6.1-4 (Lit. 3.6.1-4): Besonders viele Bauteile älterer Maschinentypen wurden als **Al- und Mg-Sandguss** hergestellt. Es handelte sich z.B. um

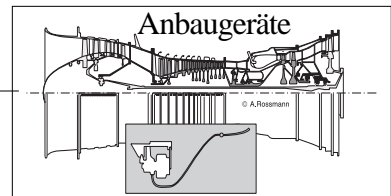
- **Verdichtereintrittsgehäuse** mit Lagerkammer,
- vordere **Verdichtergehäuse**,
- Gehäuse der **Anbaugeräte** wie Getriebe und Pumpen.

Solche Gussteile waren für die typischen Fehler dieser Gusstechnologie anfällig. Eine gewisse **Lunkerbildung** oder Fehlstellen, die von kleinen Fragmenten der **Gusshäute** aus dem Gießstrahl gebildet wurden, waren unvermeidlich. Die nutzbare Schwingfestigkeit dieser Werkstoffe ist, abgesehen vom Gefügeeinfluss und der fehlenden **Dauerfestigkeit**, gering. Die wichtigsten im Betrieb auftauchenden Fehlstellen sind:

Schrumpflunker die örtlich den gesamten Querschnitt durchziehen können (Detail „1“) sind ein typisches Problem größerer Sandgussteile, insbesondere von Getriebegehäusen. Solche Leckstellen können mit Hilfe einer **Infiltration** mit organischen (Kunstharzen) und anorganischen (z.B. Wasserglas) Medien am Neuteil geschlossen werden. Diese Abdichtung lässt sich mit dem Strahlen der Oberfläche (z.B. Al-Kugeln) unterstützen. Erfahrungsgemäß besteht bei mehrfachen **Überholungsvorgängen mit Entlackung und Entschichtung die Gefahr, dass Lunker wieder geöffnet werden und Undichtigkeit auftritt**. Ist erst einmal Öl in Lunker eingedrungen, erschwert dies eine erneute Abdichtung und kann so das Lebensdauerende des Bauteils erzwingen.

Größere Oxidhäute (Detail „2“): Sie entsprechen einer rissähnlichen Trennung und sind mit Röntgen oder Eindringprüfung nur schwer zu finden. Gegebenenfalls kann es wegen ihrer Größe bereits nach kurzen Betriebszeiten zum spontanen Bruch des Bauteils kommen.

Blasen und Gasporen: Es handelt sich um Gaseinschlüsse, die entweder aus dem Gießprozess (Detail „4“) stammen oder im Zusammenhang mit einer üblichen Nachbesserungsschweißung (Detail „3“) am Neuteil im Bereich von Lunkerfeldern stehen. Solche Fehlstellen sollten mit Röntgen ausreichend sicher zu finden sein.



Fehler und Probleme an Leichtmetallguss.

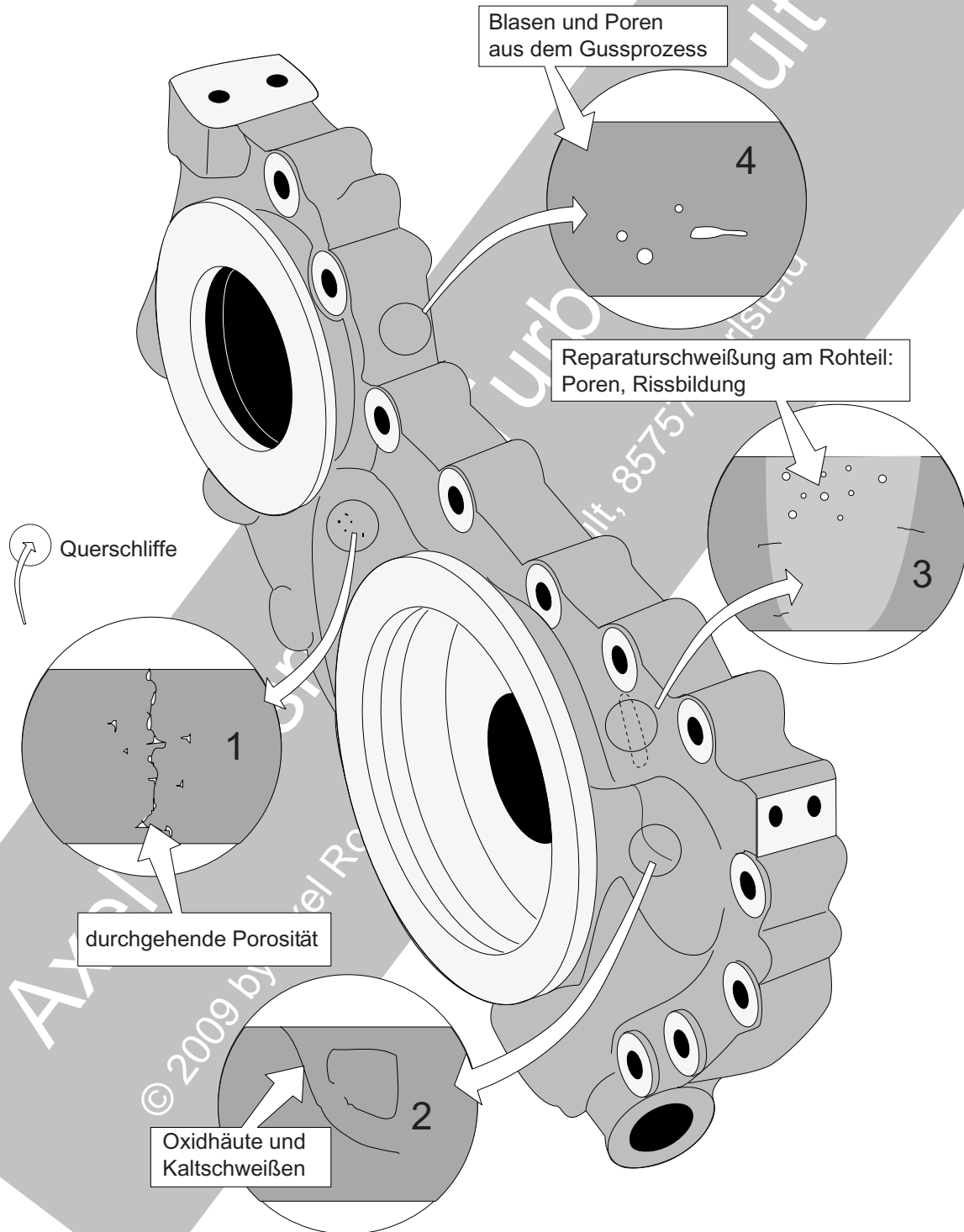
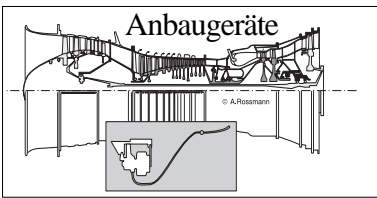


Bild 3.6.1-4



Die Kanten von Bauteilen aus Mg-Legierungen sind in Meeresatmosphäre besonders korrosionsgefährdet.

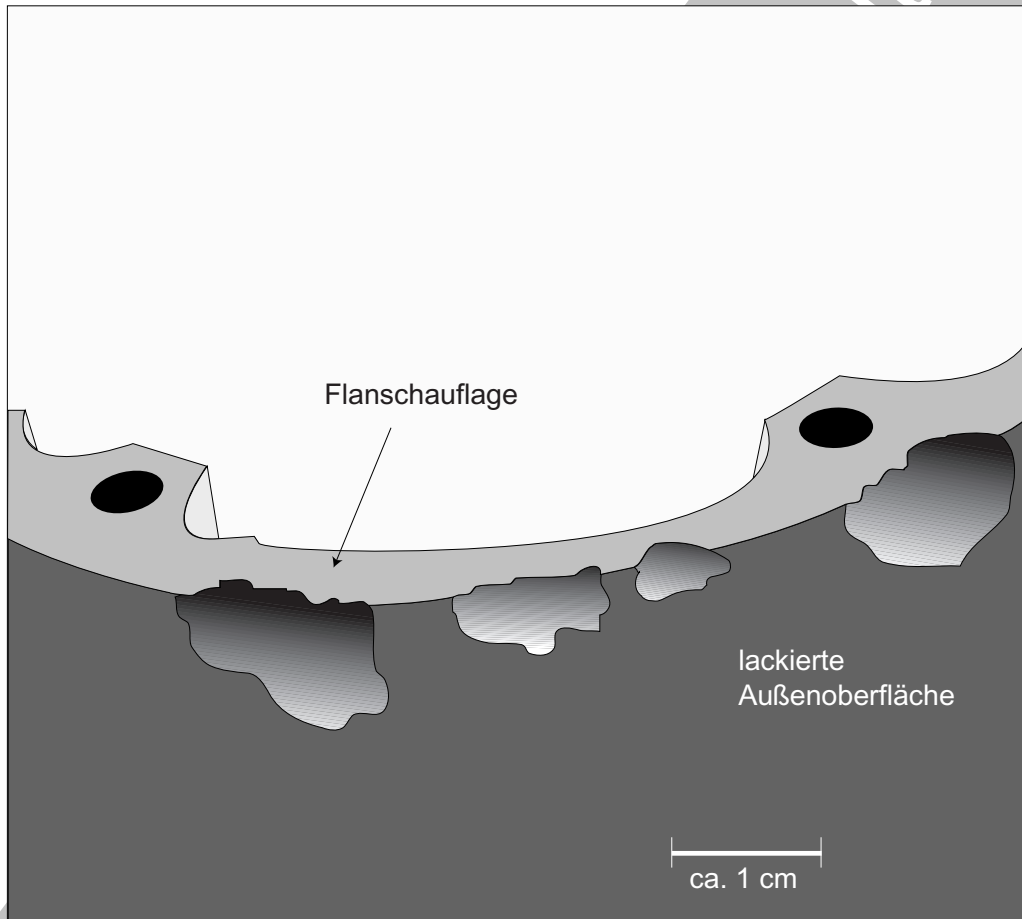


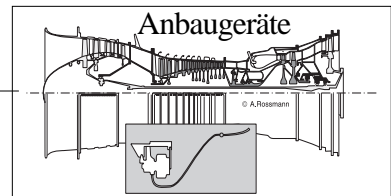
Bild 3.6.1-5

Bild 3.6.1-5 (Lit. 3.6.1-1): Korrosionsangriff an der Kante eines lackierten Getriebegehäuses aus einer Mg-Gusslegierung. Typisch ist der lochfraßartige Angriff unter Einwirkung von Meeresatmosphäre (Cl-Ionen, Bild 3.1.2.3-1). Eine Reparatur ist im Bereich mechanisch niedrig belasteter Querschnitte durch **Ausfüllen mit Kunststoffmassen** möglich.

Ein gut und vorschriftsmäßig ausgeführter Korrosionsschutz gewährleistet bei Magnesiumteilen erfahrungsgemäß lange schadensfreie Betriebszeiten. Wenn Korrosion auftritt, ist die Ursache deshalb in den ungenügenden Eigenschaften oder **Beschädigungen der Beschichtung** zu suchen.

Die Korrosion an **Kanten** geht meist von örtlichen mechanischen **Verletzungen der Lackschicht**, nicht ausreichend dichtem Lack oder Lackfehlern aus. Sie wird im Flanschbereich von **Spaltkorrosionsbedingungen** und **Elementbildung** im Kontakt mit der Gegenfläche unterstützt.

Korrosionsgrübchen auf lackierten Flächen stehen häufig im Zusammenhang mit einer ungenügenden Vorbereitung der zu lackierenden Fläche. Typisch sind **Rückstände von Reinigungsbädern** und **Strahlgut**. Es kommt zu **Blasenbildung** durch Korrosion zwischen Schicht und Grundmaterial.



Beispiele für Kupplungen im Bereich von Gasturbinen

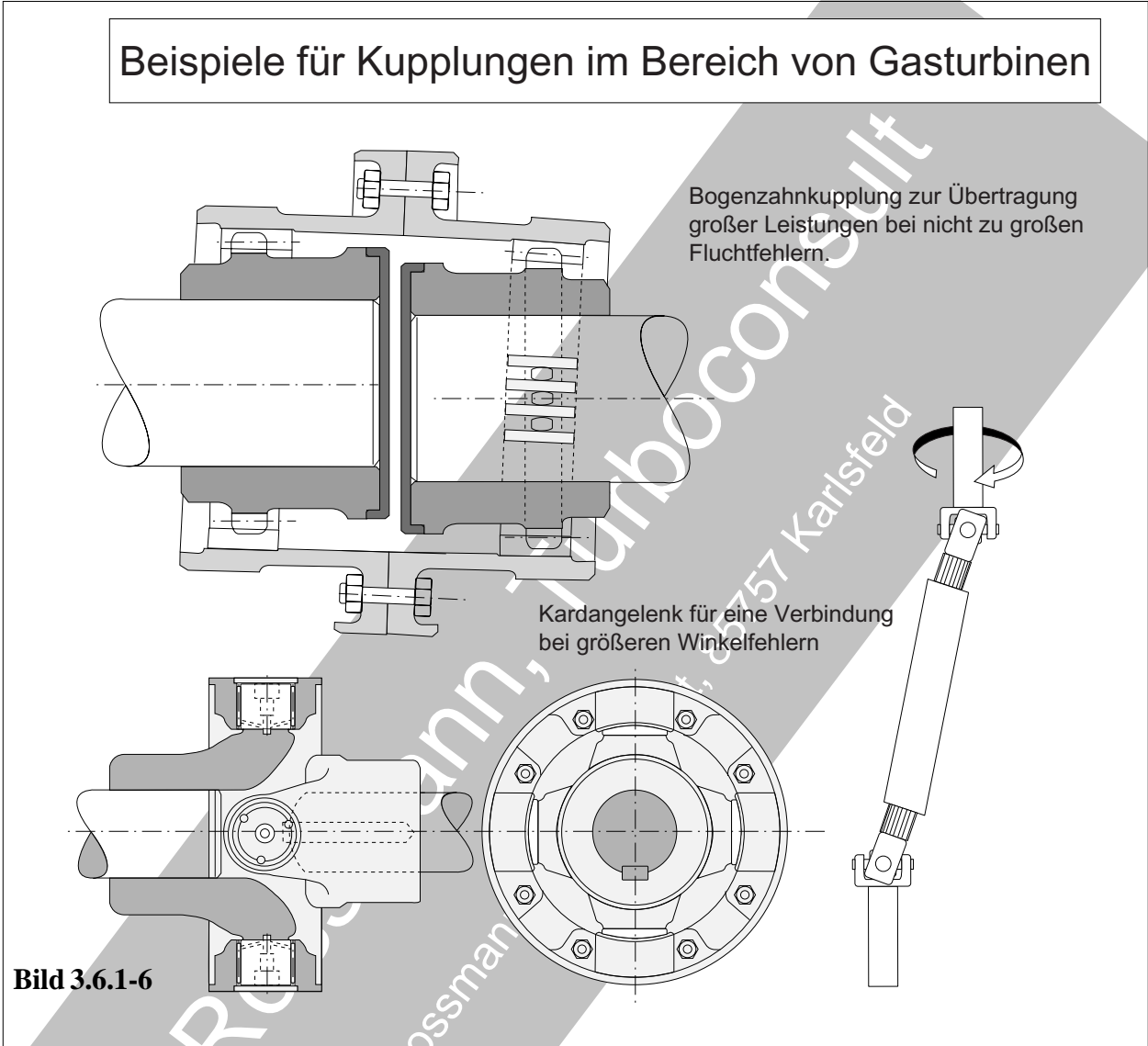
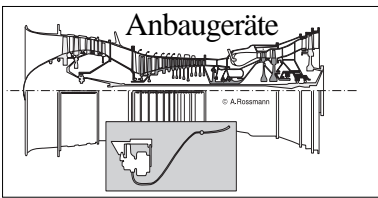


Bild 3.6.1-6

Bild 3.6.1-6 (Lit. 3.6.1-6 und Lit. 3.6.1-7): Die **Bogenzahnkupplung** dient der Übertragung großer Leistungen wie von einer Arbeitsturbine (Bild 2.1-2). Solche Kupplungen sollten vorzugsweise über eine **Ölumlaufschmierung** verfügen. Bei Fett- oder Ölfüllungen besteht die Gefahr der Undichtigkeit (O-Ringe, Bild 4.2.3.2-1). Der **Schmierstoffmangel** wird dann erfahrungsgemäß erst bei einer Sichtkontrolle bemerkt. Starker **Verschleiß** bis zu **Reibverschweißungen** sind die Folgen. Dadurch können unzulässige **Axialkräfte** auf die Wellen wirken.

Kardanwellen kommen bei großen Winkeln zwischen den Wellen zum Einsatz. Axialer Versatz erfordert zusätzlich ein zweites Gelenk mit

einer Zwischenwelle (Skizze links). Das betrifft eher Nebengeräte wie kleinere Pumpen oder Generatoren. Bei Kardanwellen ist unbedingt zu berücksichtigen, dass sich bei einer Umdrehung die **Winkelgeschwindigkeiten periodisch ändern**. Das kann zu heftigen **Torsionsschwingungen** mit **Ermüdungsschäden** in den angeschlossenen Aggregaten führen (Beispiel 3.6.1-1). Betroffene **Regler** können mit einer Fehlfunktion das Betriebsverhalten der Maschine bedenklich beeinflussen.



Vielkeilwellenverbindungen sind ein wichtiges sicherheitsrelevantes Element. Sie unterliegen typischen Schadenseinflüssen aus Fertigung, Reparatur, Wartung und Betrieb.

Typischer Reibverschleiß durch Mikrobewegungen in Abhängigkeit von:

- Gleit- und Schmierbedingungen
- Mikrobewegungen
- Korrosion: Schwitzwasser/Meeresatmosphäre
- Verschmutzung/ Staub
- Flächenpressung
- Zustand der Kontaktflächen
 - Werkstoffkombination (z.B. Härte, Beschichtungen)
 - Rauigkeit / Topografie
 - Geometrie (z.B. ballig)
- Ölmenge, -zustand

Rissbildung im Nutgrund:

- Fertigung (Härten, Brünieren)
- Betrieb (Schwingbruch)

Rissbildung im Nutgrund sehr schlecht mit ZfP auffindbar.

Rissbildung im Bereich von Verschleißkerben

Mikrobewegungen aus dem Betrieb und durch Maßabweichungen in Fertigung und Montage.

Betriebsbedingungen:

- Schwingungen
- Biegung, Torsion
- Temperatur
- Belastungsprofil
- Manöver, Starts

Dynamisch und statisch hoch belastetes Wellenstück, häufig auch als Sollbruchstelle ausgelegt:

- Schwingbrüche (Torsion, Biegung)
- Gewaltbrüche (Torsion)

- Fluchtfehler
- Achsversatz
- Biegung

Bild 3.6.1-7

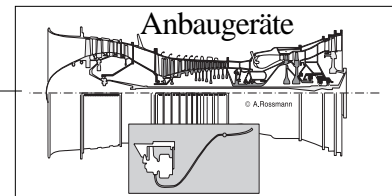


Bild 3.6.1-7 (Lit. 3.6.1-5): Wellenkupplungen mit Vielkeilverzahnungen werden in Gasturbinen, besonders Derivaten, häufig angewendet und sind bewährt. Ein großer Vorteil ist die **einfache Montage** durch axiales Zusammenschieben. Das kommt z.B. der Montage/Demontage von Anbaugeräten wie Generatoren, Reglern und Pumpen zugute. Trotz dieser Vorteile sind Keilverzahnungen unter ungünstigen Betriebsbedingungen auch eine potenzielle Schwachstelle. Sie sind in erster Linie **Reibverschleiß** (Fretting) ausgesetzt. Dieser führt zu einem **Abtrag der belasteten Flanken**. Im Extremfall kommt es zum Bruch der verbleibenden Zahnquerschnitte und so zum **Versagen der Kupplung**.

Um diese Schäden zu verhindern, ist eine ausreichende Schmierung von großer Bedeutung. Sie sollte der Anwendung angepasst sein.

- **Schmieröl** ist bei Komponenten des Ölsystems üblich.

- **Lecköl aus benachbarten Dichtungen** (z.B. Wellendichtringe, Kapitel 4.2.3). Dies ist eine häufige Schmierung. Oft ist sie **nicht bewusst**. Damit besteht die Gefahr der **Verschlimmberung**. Bemühungen, auch letzte Undichtigkeiten zu unterbinden, können zu unerwarteten Ausfällen von Vielkeilverzahnungen führen. Zeigen sich solche Schäden erst nach längeren Betriebszeiten, wird das Problem verschärft. Dann ist der Umfang betroffener Komponenten/Gasturbinen bereits groß.

- **Trockenschmierschichten** (z.B. Graphit- oder MoS_2 -haltig) werden für Kupplungen die nicht vom Öl erreichbar sind verwendet. Sie sind auf für eine Ölschmierung zu hohe Betriebstemperaturen abgestimmt. Das ist bei Kupplungen von Hauptwellen häufig der Fall.

- **Kraftstoff** dient in **Wellenverbindungen von Reglern und Pumpen** als Schmiermittel. Die vergleichsweise schlechte Schmierfähigkeit des Kraftstoffs erfordert eine besonders **sorgfältige Auswahl des Tribosystems**.

Die Schmierung beeinflusst den Verschleiß zusätzlich mit **Konsistenz und Abtransport der**

Verschleißprodukte. Meist sind es Oxide, man spricht von Reibrost. Verbleiben diese in der Verzahnung, erzeugt ihr im Vergleich mit Stahl vergrößertes Volumen eine „**Sprengwirkung**“. Diese kann **Schwinganrisse und Brüche** begünstigen. Werden die Verschleißprodukte aus der Verzahnung transportiert, vergrößert sich das Spiel und so die Relativbewegungen. Es kommt zu **stoßartiger Belastung** (Stoßverschleiß). Das fördert den Verschleiß weiter. Je nach Schmierung kann zusätzlich die **Werkstoffkombination** der aufeinander liegenden Kupplungszähne von entscheidender Bedeutung für das Verschleißverhalten sein. Das ist besonders bei **Reparaturbeschichtungen** zu berücksichtigen. Falls die Beschichtung in irgend einer Weise (z.B. Vorbehandlung, Produkt, Aufbringverfahren) von Handbuchangaben abweicht, ist der OEM zu konsultieren. Im Zweifelsfall sind **geeignete Nachweise** zu führen. Diese erfordern, wie für Verschleißvorgänge typisch, den **relevanten Betrieb**.

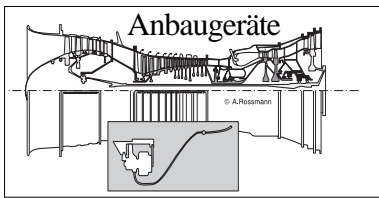
Die vorliegende Verschleißart wird nicht ohne Grund als **Reibkorrosion** (engl. fretting corrosion) bezeichnet. Der Korrosionseinfluss hat bei der Bildung der Verschleißoxide große Bedeutung. Als Elektrolyt kommt in erster Linie **Meeresatmosphäre** bzw. im Stillstand **mit Meersalz verunreinigtes Schwitzwasser** in Betracht. Der feine metallische Abrieb ist bei der Entstehung chemisch höchst aktiv. Er reagiert besonders auf oxidierende und korrosive Einflüsse.

Neben den Schmierbedingungen spielen die **Mikrobewegungen zwischen den anliegenden Zahnflanken** eine bedeutende Rolle. Sie können verschiedene Ursachen haben, die auch kombiniert auftreten:

- **Fluchtungsfehler** der Wellenanschlüsse,
- **Schwingungen** des Wellensystems,
- **Anfahrstöße**,
- **unterschiedliche Elastizität der Kupplungsteile** (Auslegung).

Ursachen für Rissbildung in Vielkeilkupplungen sind wahrscheinlich:

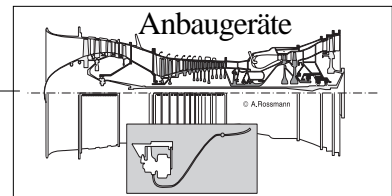
- **Herstellungsbedingt** durch Schleifen und/oder Brünieren.



- **Schwingrisse.** Diese können sich von Verschleißkerben in der Verzahnung auch auf der Hohlseite entwickeln. Bei Schwingüberlastung unter Torsion sind **Axialrisse am Zahnrand** zu erwarten.
- **Hohe Biegebelastungen** können Risse in einer Sollbruchstelle des benachbarten Wellenschafts auslösen.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



3.6.2 Probleme mit Überwachungssystemen und Sonden.



Wie entspannt war doch (scheinbar) das Autofahren in früherer Zeit. Der gute alte Käfer hatte nur den Tacho. Keine Temperaturanzeige, kein Ölstand, keine Bremsenüberwachung und nicht die vielfachen Warnanzeigen moderner Elektronik verunsicherten uns oder legten gar den Wagen lahm. Trotzdem konnten die Öltemperaturen „zum Fürchten“ ansteigen. Es galt das Motto: „Was ich nicht weiß, macht mich nicht heiß“. Nicht zuletzt zahlten wir dafür mit, im Vergleich zu heutigen Motoren, äußerst niedrigen Lebensdauern. Weiter gilt, was nicht vorhanden ist, kann nicht ausfallen. Denn Überwachungsanlagen stehen im Verdacht, öfter auszufallen als das Gerät, das sie überwachen sollen. Glauben wir in einem solchen Fall uns z.B. nicht mehr auf die Anzeige der Kühlwassertemperatur verlassen zu können, besteht die Gefahr eine echte Warnanzeige zu ignorieren. Nicht wenige haben so schon den Motor ruiniert.

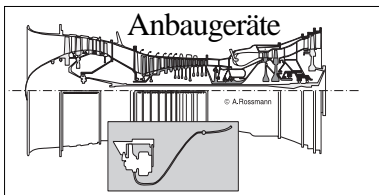
Ganz ähnlich kann es dem Gasturbinenbetreiber ergehen. Er muss sich auf die Überwachungsanlagen und die zuverlässige Funktion der Sonden besonders verlassen. Kann doch eine unnötige Abschaltung auch ohne Schaden bereits merklich ins Geld gehen.

Die Funktion der **Überwachungssysteme** und **Sonden** ist von entscheidender Bedeutung für die Überwachung (Kapitel 5.1) und den störungsfreien Betrieb der Maschine. Sie ermöglichen und gewährleisten einen auslegungsgemäßen Betrieb, und geben uns die Chance der Früherkennung von Fehlfunktionen und Schäden.

Typische Sonden sind :

- Temperaturmessgeräte wie Thermoelemente (Bild 3.6.2-2) und Pyrometer (Bild 3.6.2-3),
- Beschleunigungssonden von Schwingungsaufnehmern,
- Drehzahlgeber für die Wellen,
- Druckmesssonden,
- Durchflussmessgeräte,
- Anordnungen zur Messung der abgegebenen Leistung.

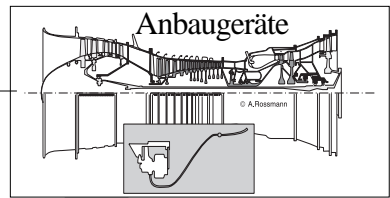
Leider sind **Fehlfunktionen** (z.B. Kontaktprobleme) bis zum Ausfall der **Sonden** und **Messwertübertragung** (Kabel, Stecker) ein nicht zu unterschätzendes Ärgernis (Bild 3.6.2-1). Damit diese Geräte verlässlich funktionieren, bedarf es einer **regelmäßigen und vorschriftskonformen Wartung** und Überprüfung. So sind vorgesehene Eichungen und Funktionskontrollen rechtzeitig durchzuführen und zu dokumentieren. Für notwendige Wartungsarbeiten gilt das Gleiche. Ein typisches Beispiel sind die **Pyrometer**



(Bild 3.6.2-3, Lit. 3.6-5) moderner Maschinen. Sie gestatten die Überwachung der Bauteiltemperatur besonderer Heißteilzonen. Eine durch Ruß verschmutzte oder durch Erosion blinde Pyrometerlinse kann schnell dem Regler niedrigere Temperaturen als tatsächlich vortäuschen. So besteht die Gefahr, dass das gesamte Temperaturniveau angehoben wird.

Damit bedeuten scheinbar kleine Erhöhungen des Temperaturniveaus einen direkten "Angriff auf den Geldbeutel". Mehrere Thermoelemente werden in einem "Thermogeschild" zusammengefasst, um den Ausfall eines einzelnen Elements zu kompensieren. Werden jedoch alle Thermoelemente von Betriebseinflüssen merklich verändert, driftet die Anzeige unzulässig ab. Es kann sich um die allmähliche Entstehung leitender Brücken durch die Isolation handeln. Ein solcher Vorgang wird möglicherweise durch korrosive Einflüsse im Stillstand unterstützt. Derartige Abweichungen sind nur mit exakten Eichungen festzustellen. Eine kontinuierliche Überwachung und Aufzeichnung der Messdaten (Monitoring) ermöglicht die **Analyse der Maschinenfunktion** und ist Voraussetzung für die **Feststellung von Abweichungen und Fehlern** (Kapitel 5.1).

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsruhe



Schädigungsmöglichkeiten von Sensoren und deren Verbindungen.

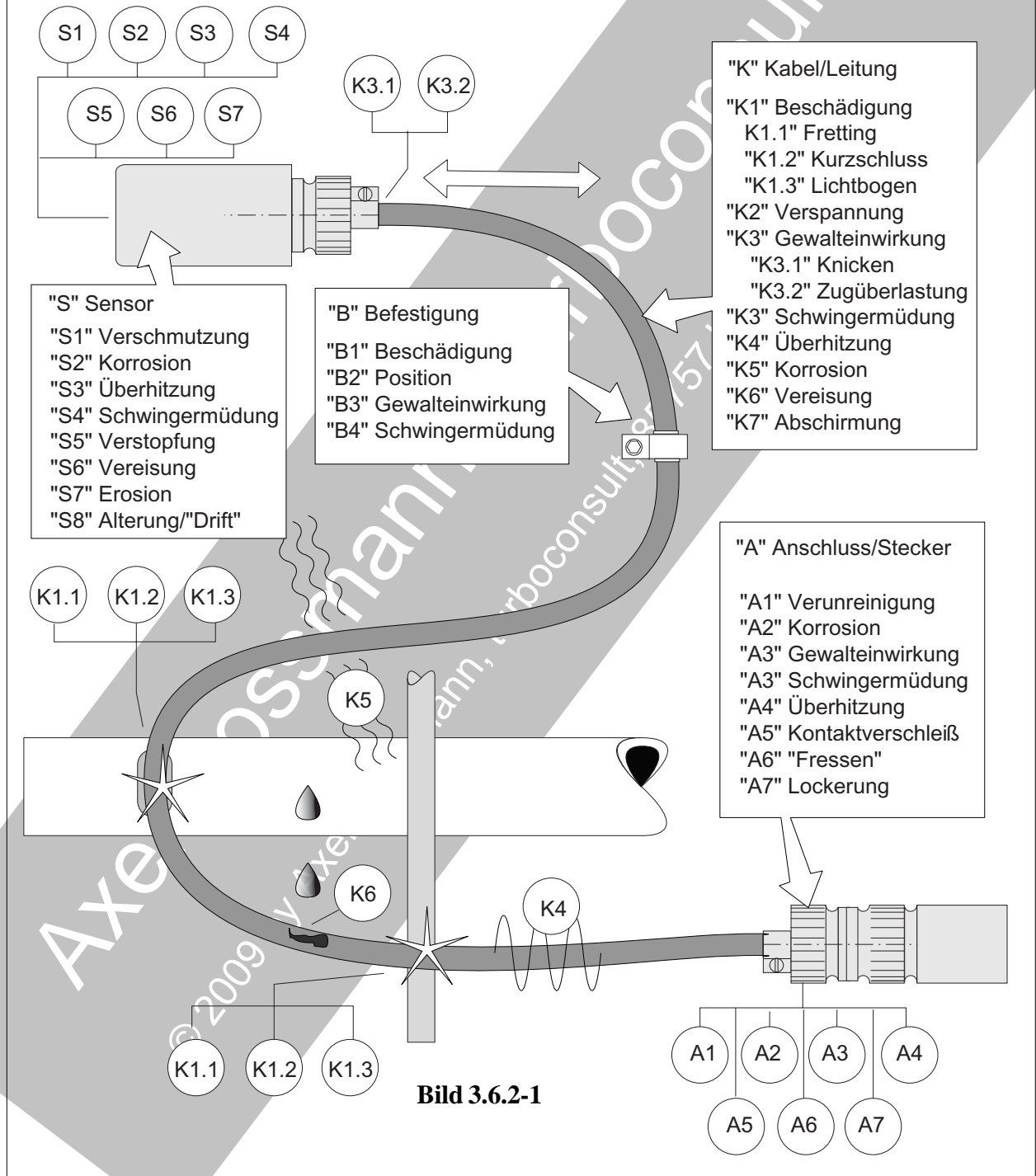
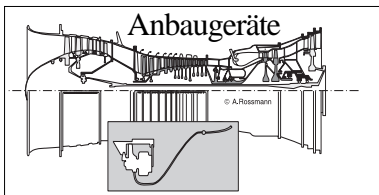


Bild 3.6.2-1 (Lit. 3.6-5): Sensoren sowie elektrische Kabel und Stecker sind direkt oder indirekt für einen hohen Prozentsatz von Problemen verantwortlich. Nicht selten stehen

diese in direktem oder indirektem Zusammenhang mit der Wartung. Im Folgenden werden die Probleme der Hauptkomponenten, Sensor, Stecker und Leitungen eines Sensorsystems be-



handelt. Natürlich wirken eine Fülle potenziell **schädigender Betriebseinflüsse** auf die Komponenten ein. Dies sollen einige Beispiele deutlich machen.

(„A“) Anschluss, Stecker, Verbindungen:

Kabelverbindungen für Energieversorgung und Messwertübertragung können sehr unterschiedlich sein. Entsprechend auch die Empfindlichkeit gegenüber Betriebseinflüssen. Grundsätzlich sollte ein Stecker **vor der Verwendung** auf Probleme wie beschädigte Kontakte, Korrosion, Verschmutzung und ungenügende Sicherheit überprüft werden.

- Außen angebrachte Stecker können durch **Schwitzwasser**, insbesondere in Meeresatmosphäre, **verstärkt korrosionsbeansprucht** sein. Als eine Folge wirkt die Oxidation der Stifte elektrisch isolierend.
- **Verunreinigungen** mit Medien wie Öl, Kraftstoff, Hydraulikflüssigkeit, Waschmittel.
- Hohe **Vibrationsbelastung** kann zu Kabelbrüchen und/oder bei Berührung mit anderen Oberflächen zu Verschleiß führen.
- **Beschädigung bei unsachgemäßer Behandlung**, beispielsweise bei gewaltsamem Zusammenstecken.
- **Verschleiß der Kontakte** durch Schwingungen/Mikrobewegungen (Fretting) und häufigen Gebrauch.

(„K“) Kabel / Leitungen: Kabel und Leitungen sind dem Verwendungszweck angepasst. Der Typ kann deshalb sehr unterschiedlich sein. Gewöhnlich wird das signal- oder energieübertragende Element von einer **schützenden und stabilisierenden Hülle** umschlossen. Diese kann aus metallischen Rohren oder Geweben bestehen. Elektrische und optische Leiter werden eher Kunststoffe/Elastomere als Hüllen haben. Je nach Art der Hülle gibt es spezifische, schädigende Betriebseinflüsse.

Mechanische Betätigungs- (Actuator-) und Rückmeldekabel, wie sie an älteren Maschinentypen häufig zur Anwendung kamen:

- Verschleiß in Führungen und den kraftübertragenden Wendeln.
- **Bruch** als Folge von Gewalteinwirkung oder Schwingermüdung.
- **Blockieren** bei ungenügender Schmierung, Korrosion, Vereisung oder Verschmutzung.

Elektrische Übertragungskabel für Leistung und/oder Impulse/Messwerte:

- Kurzschluss, Störungen als Folgen von **Reibverschleiß** der Isolation an Berührungsstellen mit anderen Komponenten.
- **Kabelbruch** durch Schwingermüdung oder bei elektrischer Überlastung (z.B. Kurzschluss).
- **Versagen der Abschirmung** gegen elektrische und/oder magnetische Felder.

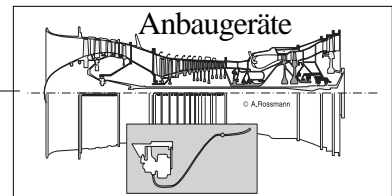
Optische Übertragungskabel („Glasfaserkabel“):

- Bruch durch **mechanische Überlastung**.
- Bruch durch **feuchtigkeitsbedingte Spannungsrissskorrosion**. Besonders gefährlich ist eine zu enge **Krümmung oder Knickbeanspruchung** am Eintritt in den Stecker.
- Probleme an lichtübertragenden **Kontaktflächen**.

(„S“) Sensoren, Sonden, Messgeräte:

Schädigende Betriebsbeanspruchungen sind meist **„sensorspezifisch“**, d.h. ihre Wirkung steht im Zusammenhang mit Art und Prinzip des Sensors.

Optische Sensoren: Hierzu gehören Pyrometer, Rauch- und Flammenmelder in Feuerwarnanlagen und zur Funktionsüberwachung von Brennkammern. Allgemeines Problem ist eine Verschmutzung oder **erosionsbedingte Mattierung** von Linsen und Fenstern, die das eintretende Licht unzulässig beeinflussen. Wei-



ter ist eine Beschädigung oder Veränderung lichtempfindlicher Zellen (Fotozellen) möglich.

Elektrische und magnetische Sensoren haben als gemeinsames Problem gegebenenfalls ein Versagen von Spulen durch **mechanische Überlastung** (Schwingungen, Wärmedehnungen) und **Temperatur** bzw. Schädigung / Alterung der Isolation.

Sensoren für Strömungsgeschwindigkeit und Durchflussmessung: Hier ist das Verstopfen von Messöffnungen problematisch. Es kann sich beispielsweise um Verunreinigungen (z.B. Insekten) oder Vereisung handeln.

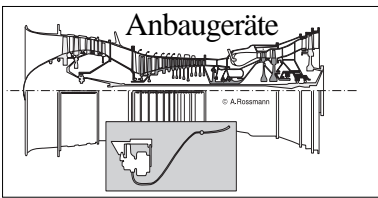
Druckmesssonden: Dazu gehören besonders die zur Messung des Umgebungsdrucks am Einlass. Sie können vereisen, durch Fremdkörper verstopfen oder mechanisch beschädigt werden.

Systeme mit elektrischen Wicklungen (**Spulen**): Hierzu zählen **Schwingungsaufnehmer** und **Drehzahlmesser** für Wellen. Diese Sonden können je nach Einsatzort extremen **Vibrationen und Temperaturen** ausgesetzt sein. Dabei ist mit Schädigungen der **Isolierung** (z.B. Alterung von Kunstharzen) zu rechnen. Folgen sind **Kurzschlüsse und mechanisches Versagen**. Die **Wicklungsdrähte** können **oxidieren** oder **korrodieren**, was den Querschnitt schwächt und/oder versagen lässt. So kommt es zu einer unzulässigen schleichenden Veränderung oder dem Ausfall des Signals.

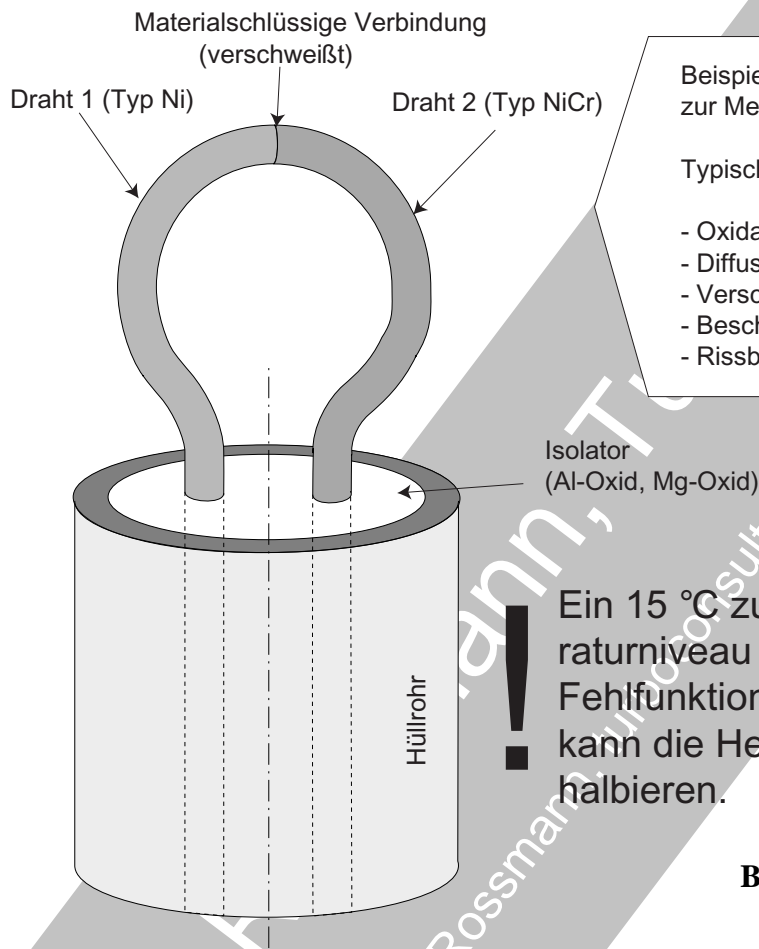
Schwingverschleiß (Fretting) aneinander reibender Drähte kann zu Querschnittsschwächung und Bruch führen.

(„B“) **Befestigungen** von Leitungen dienen unterschiedlichen Zwecken. Sie schützen vor Kontakt mit anderen Oberflächen und Verschleißbeschädigung. Eine weitere Aufgabe ist die **Vermeidung von Schwingungen und statischer mechanischer Überlastung**, wie sie bei Wärmedehnungen auftreten kann. Verwendet

werden geeignet „gefütterte“ Schellen oder Klammern. Wichtig ist, dass die vorgesehene Ausführung an der **richtigen Stelle angebracht** wird. Geschieht dies nicht, besteht die Gefahr einer Beschädigung der Leitung durch höhere Betriebsbeanspruchungen und/oder die Befestigung selbst. **Gelöste, versehentlich zurückgelassene** Befestigungen können ebenfalls Reibverschleiß erzeugen und/oder an anderer Stelle als Fremdkörper wirken.



Schäden an Thermoelementen machen sich gewöhnlich an Heiteilen erst nach längeren Zeiten bemerkbar, dann aber sehr kostspielig.



Beispiel für ein Thermoelement zur Messung der Abgastemperatur.

Typische Probleme:

- Oxidation
- Diffusion
- Verschlechterung der Isolation
- Beschädigung
- Rissbildung

Ein 15 °C zu hohes Gastemperaturniveau auf Grund einer Fehlfunktion der Thermoelemente kann die Heiteillebensdauer halbieren.

Bild 3.6.2-2

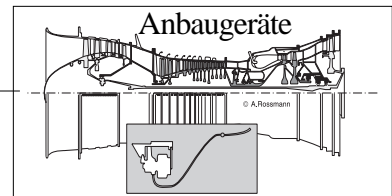
Bild 3.6.2-2 (Lit 3.6-5): Thermoelemente werden in Gasturbinen nicht nur zur Messung von Heißgastemperaturen verwendet. Weitere Anwendungsbeispiele sind

- Öl- und Kraftstofftemperaturen,
- Ansauglufttemperatur,
- Temperatur in den Verdichtern.

Es gibt mehrere Bauweisen, um die Zuverlässigkeit über lange Betriebszeiten zu gewährleisten. Üblicherweise wird im Heiteilkbereich die Metallkombination Nickel („Alumel“) / Chrom Nickel („Chromel“) verwendet. Deren Anwendungstemperatur liegt in der Industrie bei maximal 1200°C.

Thermoelemente können von **Betriebseinflüssen mehrfach geschädigt** werden:

Ein geschädigtes Thermoelement lässt immer einen Abfall der Thermospannung erwarten. Dies bedeutet, dass **eine zu niedrige Temperatur angezeigt wird**. Für Triebwerke kann das bedeuten, dass die Temperatur vom Regler, oder bei älteren Triebwerken vom Piloten, höher angewählt wird und so **Langzeit-berhitzungsschden** auftreten können. In den meisten Fällen ist die Fügestelle (engl. hot junction) sichtbar verändert. 15°C erhöhte Bauteiltemperatur kann die Kriechlebensdauer halbieren!



Erfahrungsgemäß sind die häufigsten Probleme an der **Fügestelle des Sensors** und an den anschließenden Verbindungen zu den Leitungsdrähten zu finden.

Bereits bei visueller Prüfung, gegebenenfalls unter dem Binokular, lassen sich Schädigungen erkennen. Typisch sind **Rissbildung mit Verfärbungen** (z.B. grün) und Pustelbildung (Anschwellungen). In einigen Fällen kann das Metall deutlich aberodiert sein. Dies ist gewöhnlich im Zusammenhang mit Korrosion/Oxidation zu sehen. Eine Reparatur ist in diesen Fällen nicht möglich.

Ein Schadensmechanismus ist die Diffusion von Verunreinigungen im Heißgas und/oder eine Reaktion (z.B. Heißgaskorrosion) mit den **Elementdrähten**. Beispielsweise kann verstärkte Oxidation Legierungsbestandteile bevorzugen und so die Drahtzusammensetzung verändern. Auch eine **Diffusion von Verunreinigungen** (Fe, Si) aus der isolierenden Keramik in die Drähte und im Bereich der Verbindung (Schweißung) zwischen den Elementwerkstoffen ist möglich.

Bruch der Drähte kann auf eine Querschnittschwächung (Heißgaskorrosion/Sulfidation, Oxidation, Erosion), Überlastung durch Fremdkörpereinwirkung und/oder Versprödung beruhen. Diffundieren Elemente wie Aluminium (Anstreifschichten im Verdichter) oder Silizium (Staub) ein, kann das derartig versprödend wirken, dass Risse entstehen. Auch ein Fremdkörper kann den Bruch eines Drahts auslösen.

Verschlechterter Isolator: An einem älteren Triebwerkstyp wurden **dünne Metallbrücken im Isolator** (Mg-Oxid?) zwischen den Thermo-
drähte beobachtet. Solche Thermo-
elemente zeigten Abweichungen welche eine Temperaturmessung unzulässige beeinflussten. Möglicherweise bildeten sie sich bei einer fälschlicherweise deutlich zu hohen Kalibrierungstemperatur bei der Überholung. Leider ist die Ursache dieses Phänomens nicht befriedigend geklärt.

**Kurzschluss im Thermo-
element oder dessen
Drähten.** Am Bruch im Thermo-
element **entsteht ebenfalls ein Thermo-
element**, das nun ein Signal entsprechend der hier herrschenden Temperatur erzeugt. Ursachen für Kurzschlüsse im Element selber sind gewöhnlich

- ein zerbrochener keramischer Isolator,
- Metall im Schutzrohr und
- eine gerissene Verbindungsstelle.

In den Drähten handelt es sich meist um eine ungeschützte, eingeklemmte Stelle.

Hat sich der poröse Isolator mit **Feuchtigkeit** vollgesogen, kann sich die Isolationswirkung deutlich verschlechtern.

Schädigung des Schutzrohrs: Ermöglicht Undichtigkeit den Zutritt von Heißgas oder Metallschmelzen (z.B. Abrieb eines heftigen Anstreifvorgangs) zum Elementinneren, ist mit Pustelbildung und ungewöhnlichen Verfärbungen zu rechnen.

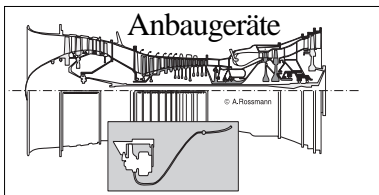


Bild 3.6.2-2 (Lit 3.6-5): Pyrometer haben gegenüber Thermoelementen den großen Vorteil, dass sie **direkt berührungslos die Temperatur rotierender Bauteile** wie Turbinenschaukeln messen können. Damit wird es auch möglich, Übertemperaturen, die nicht auf einem Anstieg der Gastemperaturen beruhen, festzustellen. Dies ist beispielsweise bei **Verstopfung der Kühlluftführungen** in Heißeilen der Fall. Pyrometer haben jedoch auch **Schwächen**, die einen **erhöhten Wartungsaufwand** bedeuten können. Hierzu gehören:

(„1“) **Verschmutzung der Frontlinse** (engl. lens fouling) gaukelt dem Regler ein niedrigeres Temperaturniveau vor. Das kann die Heißeilebensdauer stark beeinflussen. **15°C** Erhöhung der Materialtemperatur führen bei den üblichen Betriebstemperaturen der Heißeile zu einer **Lebensdauerhalbierung**. Außer der optischen Durchgängigkeit der Linse wird die **Kalibrierung** des Pyrometers verändert. Das verkürzt das erforderliche Wartungsintervall. Eine **saubere Eintrittslinse** des Pyrometers ist also eine wichtige Wartungsaufgabe. Dafür dürfen Wartungsintervalle auf keinen Fall überschritten werden.

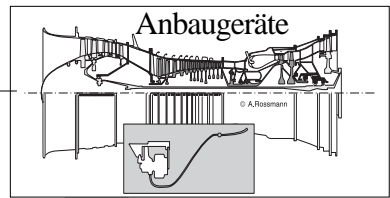
Die Ursachen der Linsenverschmutzung sind **Partikel im Gasstrom**, die aus der Brennkammer stammen und in das Sichtrohr gelangen. Um diesen Effekt zu minimieren, werden Pyrometer mit **Reinigungsluft** (engl. purge air) aus dem Hochdruckverdichter beaufschlagt. Sie wirkt als **Sperrluft** für das Heißgas und tritt aus dem Sichtrohr in den Gasstrom aus. Diese Luft kann jedoch, ganz im Gegensatz zum vorgesehenen Effekt, ihrerseits die Linsenverschmutzung begünstigen. Das ist der Fall, wenn **Partikel** ausreichend hoher kinetischer Energie (Geschwindigkeit, Größe) den Strom der Reinigungsluft durchbrechen und durch den Wirbel vor der Linse auf diese treffen.

(„2“) **Bruch von Glasfasern im Lichtleiter** (Rahmen unten). Wird das Licht zur Fotozelle mit einem Glasfaserbündel übertragen, besteht

die Gefahr der **Spannungsrissskorrosion** in den Fasern. Es wurde beobachtet, dass sich offenbar mit der Zeit in den Stillstandsperioden **Schwitzwasser** im Bereich des Faserbündels sammeln kann. Weisen die Glasfasern ein bestimmtes kritisches Zugspannungsniveau auf, können die **Glasfasern unter Feuchtigkeit bei verzögertem Risswachstum brechen**. Gefährliche Spannungen können beispielsweise an der **Fassung des Glasfaserbündels** hinter der Linse und/oder vor der Fotozelle entstehen. Auch ein **zu enger Biegeradius des Glasfaserbündels** kann bei Schwitzwasser und/oder feuchter Luft über längere Zeit Faserbrüche auslösen. Das führt zu einem **langsamen Abdriften der Messwerte** zu einer scheinbar niedrigeren Temperatur. Damit wird der kostspielige Austausch des Systems notwendig.

(„3“) **Das Problem der Veränderung des Emissionsverhaltens** des zu überwachenden Bereichs am Bauteil ist nicht auf das Pyrometer selbst zurückzuführen. Trotzdem kann Oxidation, Verunreinigung, Erosion oder Fremdkörpereinwirkung das Strahlungsspektrum verändern und die Messwerte können abdriften. Auch eine Verfälschung durch **glühende Rußpartikel** ist nicht ausgeschlossen.

(„4“) **Trübung der Linse durch Erosion** wurde bisher nicht berichtet, ist aber eine wahrscheinliche Schädigung. Sie gewinnt an Aktualität mit der Verwendung von **harten Partikeln im Verdichter** (Panzerung von Schaukelspitzen) und **keramischen Wärmedämmschichten in Brennkammer und Turbine**. Diese Partikel können durchaus genügend kinetische Energie haben, um gegen den Reinigungsluftstrom auf die Linse zu gelangen. Selbst eine sehr harte Saphirlinse könnte von der erosiven Wirkung beeinträchtigt werden.



Pyrometer eignen sich hervorragend für die Gewährleistung einer optimalen Heiteillebensdauer. Dies erfordert jedoch auch eine intensive Wartung.

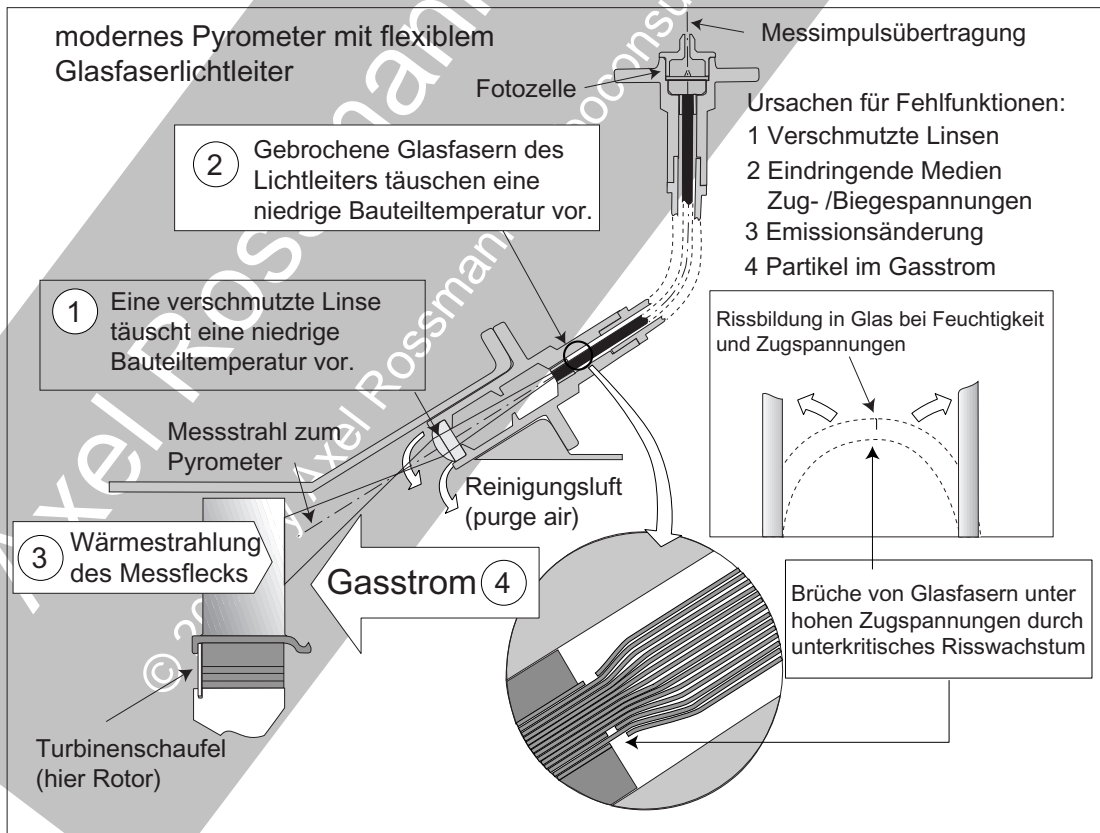
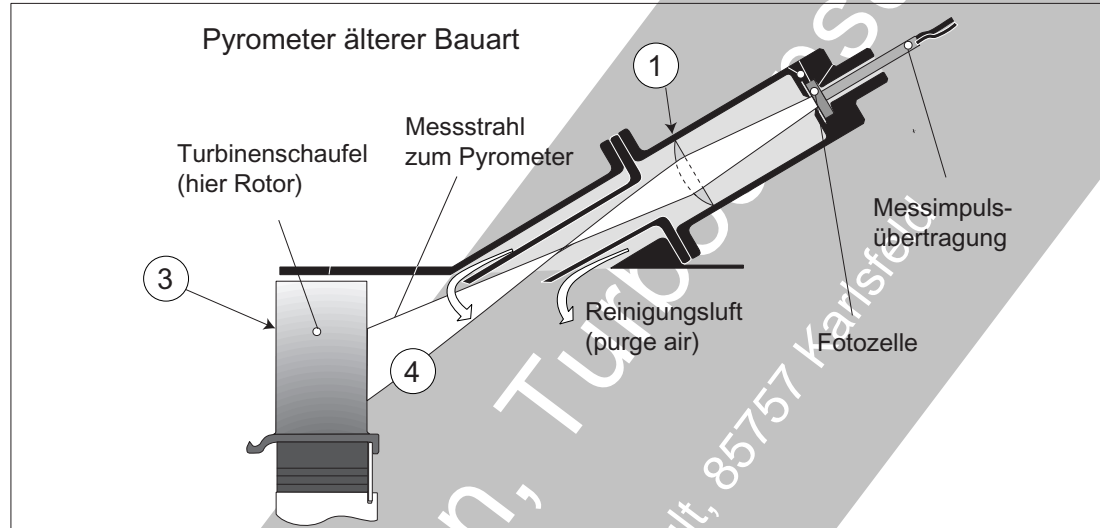
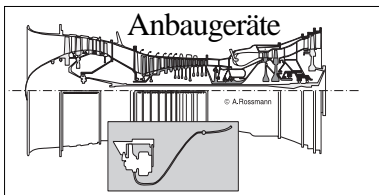
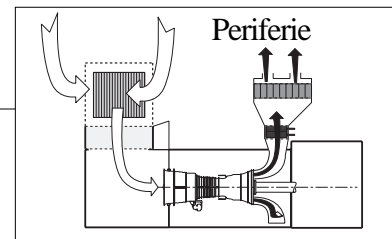


Bild 3.6.2-3



Literatur zu Kapitel 3.6

- 3.6-1** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 1, Seite 5.4.1.2-9, ISBN 3-00-005842-7, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.6-2** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 2, ISBN 3-00-008429-0, 2001, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.6-3** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 3, ISBN 3-00-017733-7, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.6-4** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 4, Seite 15.2-9, ISBN 3-00-17734-5, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.6-5** A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 5, Seite 19.2.1-3, 19.2.1-11, 19.2.1-13, 23.2.2-2 und 23.4.1-5, 2008, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.
- 3.6-6** G. Niemann, „Maschinenelemente, Erster Band“, Springer Verlag Berlin Göttingen Heidelberg, 1961, Seite 276, 298-300.
- 3.6-7** „Handbuch der Schadenverhütung“, Allianz-Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Seite 376 - 285.



3.7 Peripherie.



Oft werden sie vom Autofahrer als lästiges und kostspieliges Beiwerk angesehen, der Filter und der Auspuff. Versagen sie jedoch, vielleicht sogar unbemerkt, kann dies kostspielige Folgen haben. Verstopft angesaugter Staub den Filter, z.B. weil wir bei der Wartung sparen, kann dies zu höherem Kraftstoffverbrauch und Schädigung des Motors durch hohe Betriebstemperaturen führen. Der Auspuff heutiger Autos ist mit seinem Katalysator ein teures Multifunktionsgerät. Solange nur ein kleines Loch entsteht, besteht wie früher die Chance einer Reparatur. Trotzdem nervt der Lärm unsere Umwelt. Ein Ausfall des Katalysators kann sowohl den Kraftstoffverbrauch erhöhen als auch die Umwelt schädigen. Da kennt der Gesetzgeber keinen Spaß. Ein weiterer Betrieb erfordert den kostspieligen Austausch.

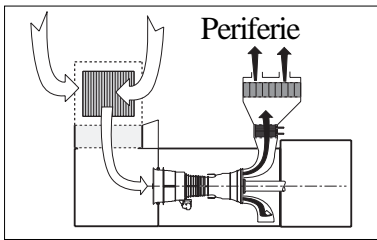
Die „Gesundheit“ unserer Gasturbine ist besonders von einem einwandfrei funktionierenden Filter abhängig. Zugesetzte oder umströmte Filter können zu höherem Kraftstoffverbrauch und zur Lebensdauerverkürzung der teuren Heißeile führen.

Nicht funktionierende Abgasanlagen können auf die Gasturbine rückwirken. Zusätzlich rufen zu hohe Emissionswerte die Behörden auf den Plan.

3.7.1 Luftzuführung und Abgasbereich.

Der Wirkungsgrad der Gasturbine ist nicht zuletzt vom Zustand seiner Peripherie, d.h. der **vorgeschalteten und nachgeschalteten Anlagen** (Bild 3.1.2.2-6 und Bild 3.7.1-1) abhängig. Zu den vorgeschalteten Geräten gehören:

- Eintritts- und Austrittsschalldämpfer,
- Lufteinlassfilter (Lit. 3.7-7),
- Verdampfungskühler für die Ansaugluft,
- Bypassventile am Ein- und Austritt,
- Wärmetauscher und Dampferzeuger (GUD) im Abgasstrom.



Die Abgasführung und deren Einbauten.

Schalldämpfer (Bild 3.7.1-1) sind von außen schlecht kontrollierbar. Bei Korrosion und/oder Schwingungen können unbemerkt Metallteile ausbrechen. Ansaugschalldämpfer können so umfangreiche Folgeschäden im Verdichter erzeugen. Lösen sich Bestandteile der Dämpfermatten, sind gekühlte **Heißeile verstopfungsgefährdet**. Besonders empfindlich sind Kiemen von Brennkammern oder Kühlluftkanäle in Turbinenschaufeln (Bild 3.3-3). Die einzelnen Elemente sind häufig von einem Blech aus niedrig legiertem Stahl umschlossen, das lediglich eine leichte Rostschicht ansetzt. Dieser Mantel kann erst dann gründlich auf Risse (z.B. in den Schweißungen) visuell kontrolliert werden, wenn die Rostschicht entfernt wurde. Die inneren Wandungen sind auf Lackschäden (Abblätterungen!) und Korrosion zu überprüfen. Sie müssen gegebenenfalls entlackt und entrostet sowie mit einer geeigneten Lackierung versehen werden. Auch auf den ersten Blick ungefährlich erscheinender feiner, abblättern **Rost und sich lösende Lackpartikel** haben ein hohes schädigendes Potenzial. Sie können erfahrungsgemäß die Kühlluftführungen von Heißeilen verstopfen und so zu einer deutlichen Lebensdauerreduzierung dieser teuren Komponenten führen (Bild 3.3-12).

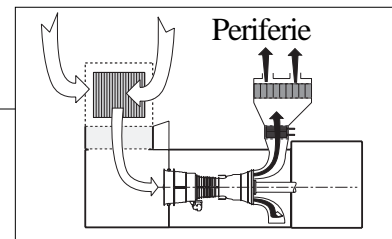
Je nach Art und Größe der Partikel werden unterschiedliche **Filtersysteme** (Bild 3.7.1-3) für die Ansaugluft angewandt. Der Betreiber muss dafür sorgen, dass die Filterwirkung (Bild 3.1.2.2-7) über die gesamte Betriebszeit aufrecht erhalten bleibt (Bild 3.1.1-2).

Es ist deshalb sehr wichtig, dass der Ansaugkanal zwischen Filter und Maschine auf kleinste Leckagen überprüft wird. Gegebenenfalls sind diese sofort abzudichten. Für ein zielführendes Handeln sollte die Filterfunktion verstanden sein (Bild 3.7.1-2 und Bild 3.7.1-3). Es ist darauf zu achten, dass der Druckabfall im Filter (d.h. der **Filterwiderstand**) nicht durch Zusetzen unzulässig groß wird. Dazu sind Anzeige und Funktion der zugeordneten Instrumente zu überwachen. Bei einem **ungewöhnlich niedrigen Ansaugwiderstand** ist von einem so stark verstopften Filter auszugehen, dass sich das **Bypassventil** bereits geöffnet hat. Dann ist eine befriedigende Filterwirkung nicht mehr gegeben. Die Maschine saugt in diesem Fall Partikel direkt an, was die Maschine bedenklich verunreinigen kann. Bypassventile sind üblicherweise gewichtsbelastete rechteckige Klappen. Sie geben bei Filterblockade eine Öffnung frei, durch die ausreichend Ansaugluft einströmt. Ein solcher Bypassstrom birgt zusätzlich die Gefahr von **Verwirbelungen der Ansaugströmung**. Über längere Zeit kann das Schaufelschwingungen im Verdichter und Schwingbrüche auslösen.

Filter nach dem Bandprinzip fordern die Überwachung von Antrieb und Führungen. Bei Bedarf hat entsprechend den OEM-Angaben eine Schmierung mit dem dafür **vorgesehenen Schmiermittel** zu erfolgen. Natürlich ist zu gewährleisten, dass das Filterband nicht endet, sonst besteht die Gefahr, dass der Verdichter ungefilterte Luft ansaugt.

Filter, die nach dem **Prinzip der Massenträgheit** arbeiten, d.h. durch Umlenkung oder Rotation der Strömung wirken, sollten **periodisch auf Rost geprüft** werden. Gegebenenfalls ist eine geeignete Ausbesserung mit einem langzeitbeständigen Lack vorzunehmen.

Filter auf **Rückstände zu untersuchen** ist naheliegend. Diese ermöglichen **Rückschlüsse auf Art und Ursprung der Luftverunreinigungen**. Sie sind die Voraussetzung für gezielte Maßnahmen gegen Verstopfung und/oder schädigende Reaktionen der Heißeile.



Überraschenderweise besteht **bei Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes Vereisungsgefahr** für den Filter und den Ansaugbereich des Verdichters. Dieser Effekt ist entscheidend von der Luftgeschwindigkeit und der Luftfeuchtigkeit abhängig (Bild 1.1-2, Bild 3.7.1-4.2 und Bild 3.7.1-5).

Verdampferkühler nutzt man an heißen Standorten. Sie kühlen die Ansaugluft ab. Damit erhöht sich der Massendurchsatz und sorgt für ausreichende Leistung der Maschine. Vom Luftstrom mitgerissene Feuchtigkeit kann zu Korrosion, Erosion und Ablagerungen führen (**Compressor Fouling**, Bild 3.7.1-6). Deshalb ist dafür zu sorgen, dass die Komponenten des **Kühlers** einwandfrei arbeiten. Wichtig ist, dass die **Verdampfer(-Elemente) in der richtigen Lage** angeordnet und nicht beschädigt sind. Die **Düsen** für das Wasser müssen das **vorgeschriebene Sprühbild** und ausreichenden Durchfluss aufweisen. Natürlich ist im **Wasserreservoir** auf die Einhaltung des Pegelstands zu achten. Hierzu gehört die Überprüfung der Funktion des Niveauschalters.

Die **Wasserzusammensetzung** darf keine schädlichen Verunreinigungen wie **Gips** aufweisen. Er ruft in den Heiteilen **Sulfidation** (Bild 3.4-2) hervor. Dabei ist zu beachten, dass sich mit der Zeit Verunreinigungen anreichern, wenn lediglich das verdampfte Wasser ersetzt wird. Sie können auch den Verdampfer zusetzen bzw. die Verdampfung behindern, die Umwlpumpen für das Wasser beschädigen oder das Rohrleitungssystem verstopfen. Das **Wasser muss deshalb in regelmäßigen Abständen erneuert oder gereinigt werden**.

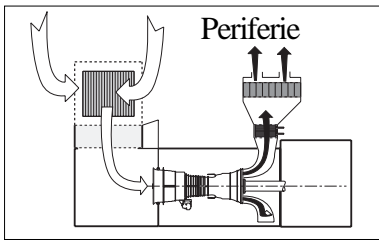
Merksatz:

Ein Filter, der durch ein auch kleines Leck umgangen wird, ist unwirksam!

Die Abgasführung und deren Einbauten.

Im Bereich der Abgasführung können sich Aggregate wie **Filter, Wärmetauscher** und **Schalldämpfer** befinden (Bild 3.7.1-1). Diese stehen in wechselseitiger Beziehung zur Gasturbine. Veränderungen an dieser können die Einbauten in der Abgasführung beeinflussen und umgekehrt.

Als Folge eines merklichen **Strömungswiderstands am Turbinenaustritt** kann die Leistung einer Gasturbine abfallen. Dies wiederum lässt die Heiteilstemperaturen ansteigen und verschlechtert das Betriebsverhalten des Verdichters (Bild 3.1.1-2). Ein **Anstieg des Strömungswiderstands** könnte z.B. auf Schäden am Austrittsschalldämpfer beruhen. Die Druckverluste im gesamten System sind bei der Auswahl der Maschine zu berücksichtigen. Durch **Inspektion und Wartung** ist dafür Sorge zu tragen, dass diese Verluste nicht unzulässig ansteigen.



Merkliche Gasschwingungen im Abgaskanal können sich auch auf die Turbine auswirken.

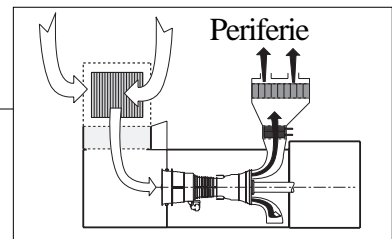
Schäden am **Abgaskanal** und dem **Austrittsschalldämpfer** sind durchaus häufig. **Plattenschwingungen** der flachen Wände von Abgaskanälen mit **rechteckigen Querschnitten** können zur **Schwingrissbildung und flächigen Wandausbrüchen** (Plattenschwingungen) führen. Besonders schwer zu beherrschen sind die für den Abgasstrom typischen niedrigen Frequenzen unter 100 Hz. Dies gilt auch in Bezug auf schalldämmende Maßnahmen. Kanäle mit rundem Querschnitt sind in sich steif und so gegen Ermüdungsschäden unempfindlicher. Auch ist ihr **Wärmedehnungsverhalten** (z.B. beim Start) günstiger als bei flachwandigen Kanälen. Der Betreiber sollte deshalb bei einer Beschaffung **rohrartige Abgaskanäle** bevorzugen. Das gilt auch, obwohl das **akustische Verhalten** nicht so gut wie von flachwandigen Kanälen ist. Kanalführungen, bei denen der Abgasstrom direkt die Wandung trifft (Knie, Bogen), sind besonders **rissanfällig**.

Ungünstige Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen des Abgasstroms können mit Hilfe von Umlenklechen in den Kanalknien vermieden werden. Es ist aber möglich, dass sie durch Rissbildung (hochfrequente Schwingungen, Thermoermüdung) selbst zum Problem werden. Dazu tragen **heiße Strähnen** bei. Sie erzeugen an den inneren Wandungen Heißstellen. Das führt über behinderte Wärmedehnung zu Verzug und Rissbildung durch Thermoermüdung (Bild 3.3-16). Örtliches Aufheizen der Außenwand mit Rissbildung bedroht das Wartungspersonal mit Brandverletzungen.

Hohe Abgastemperaturen bis ca. 600°C erfordern für die Innenwandungen ausreichend warmfeste und oxidationsbeständige Werkstoffe. Rostfreie Stähle haben sich besonders bewährt. Die Außenwände können aus niedrig legiertem Stahl bestehen. Da im **Stillstand mit Schwitzwasserbildung zu rechnen** ist, muss der korrosiven Beanspruchung Rechnung getragen werden. Besonders betroffen ist der **Abgasschalldämpfer**. Bei diesem ist wegen der Schwingbelastung die **Packungsart und die Abdeckung der Dämpfungsmatten** für das Betriebsverhalten und die Langzeithaltbarkeit entscheidend. Ungeeignetes Mattenmaterial kann zerbröseln und vollkommen ausgetragen werden.

Eine besondere Schwachstelle der Abgasführung sind **dehnungsausgleichende Verbindungen** wie **Faltenkompensatoren**. Sie sollen als elastische Verbindungsglieder die unterschiedlichen Wärmedehnungen der einzelnen Komponenten beherrschen. Wenn hier bei der Auswahl Fehler gemacht wurden, sind häufige Reparatur- und Austauscharbeiten vorprogrammiert. Die Wahl besonders preiswerter Kompensatoren mit eingeschränkter spezifischer Eignung ist auf längere Zeit keine Kostenersparnis.

Neben den mechanischen Unwägbarkeiten sind die **akustischen Anforderungen** einer Komponente zu berücksichtigen (Bild 1.1-1). Hier ist die Umgebung des Standorts von ganz besonderer Bedeutung. Sind lärmempfindliche Anlagen (z.B. Krankenhaus) in der Nähe oder gibt es andere Lärmquellen, die verstärkende Effekte auslösen können? **Mehrere benachbarte Maschinen** sind unter akustischen Gesichtspunkten in einem Gebäude zu konzentrieren.



Merksatz:

Eigene “Verbesserungen“ im Umfeld einer Maschine können unerwartete Probleme an der Maschine selbst hervorrufen!

Was zu einem Gasturbinenpackage gehört.

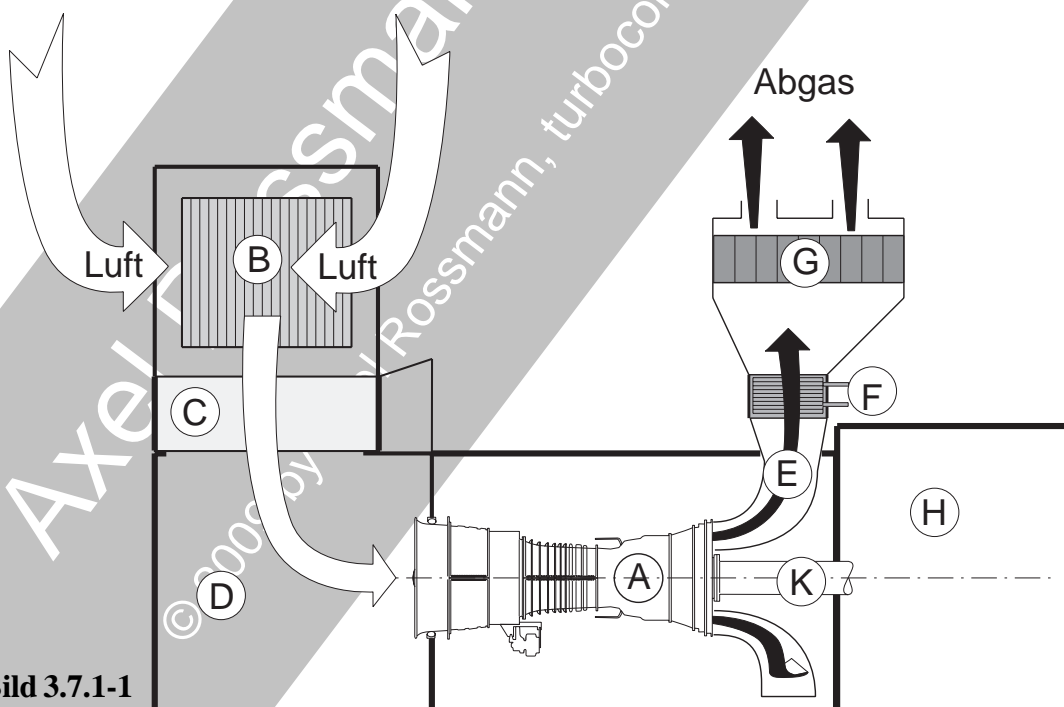
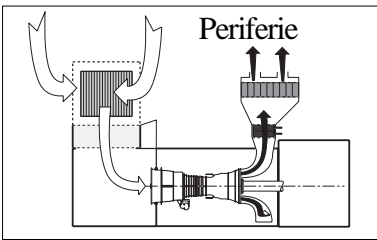


Bild 3.7.1-1

Bild 3.7.1-1: Typische Einbauten mit einem Einfluss auf die Strömung vor (Bild 3.7.1-5) und hinter einer Gasturbine (A):
 (B) Ansaugfilter, (C) Ansaugschalldämpfer, gegebenenfalls mit Bypass, (D) Ansaugraum,

(G) Abgas Schalldämpfer, (F) Abgas Wärmetauscher, (E) Abgaskanal, (K) und (H) Abtrieb und angetriebenes System (z.B. Generator, Pumpe, Verdichter).



Der Zustand der Ansaugluft beeinflusst stark die "Gesundheit" unserer Gasturbine.

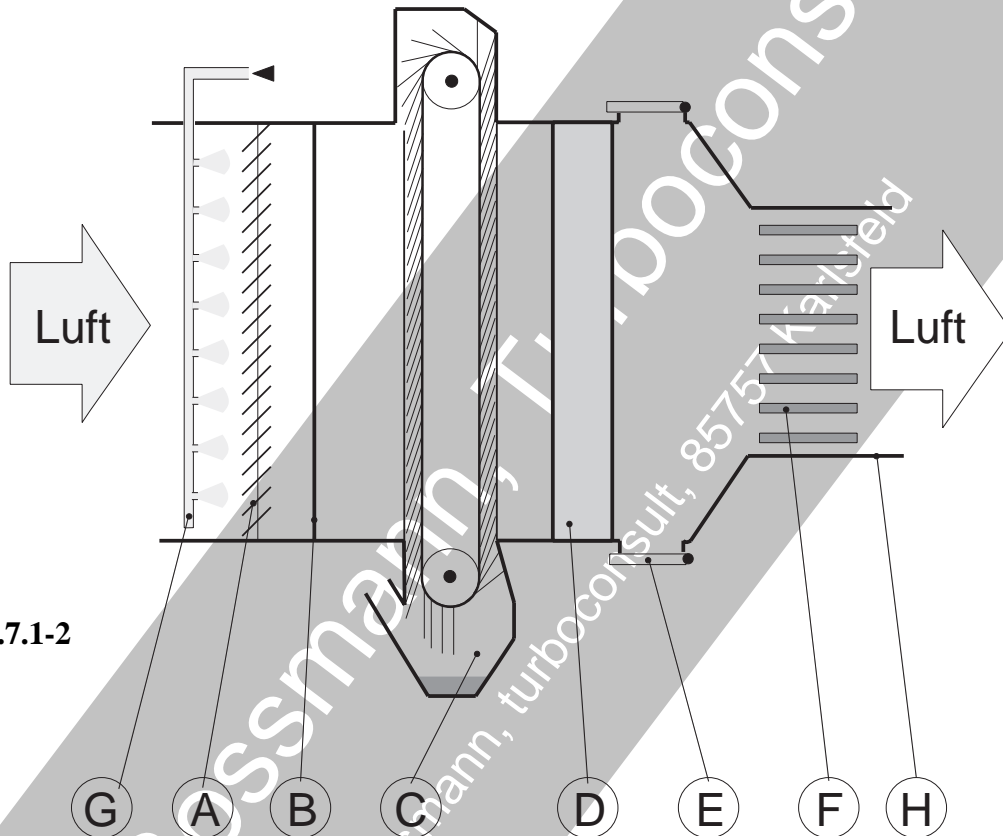


Bild 3.7.1-2

Axel Rossmann, Turbococonsult, 85757 Marktfeld
 © 2009 by Axel Rossmann, turbococonsult, 85757 Marktfeld

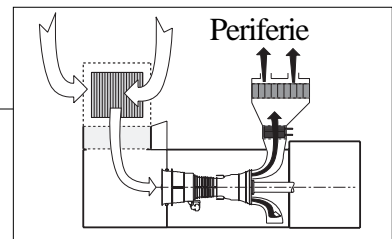


Bild 3.7.1-2: Das Lufteintrittssystem (Lit. 3.7-13 und 3.1.2.2-2) einer Gasturbinenanlage (Bild 3.7.1-1) kann recht komplex sein. Seine Komponenten sind auf die unterschiedlichen Aufgaben spezialisiert (Lit. 3.7-7 und Lit. 3.7-13). Abhängig von den örtlichen Notwendigkeiten und den Betreiberwünschen sind nicht notwendigerweise immer alle möglichen Einbauten vorhanden. Das Bild zeigt schematisch die einzelnen Komponenten und ihre Anordnung. Die Umgebungsluft tritt links ein.

(A) Wetterschutz, (B) Schutzgitter (gegen Tiere wie Vögel und Katzen), (C) selbstreinigendes Filtersystem älterer Bauart (siehe Bild 3.6.3-3), (D) zweite Filterstufe, (E) Bypass (bei Filterverstopfung), (F) Schalldämpfer (Abschirmung der Umgebung gegen Verdichterlärm), (G) Luftvorwärmer (gegen Vereisung, siehe Bild 1.1-1 und Bild 3.3.7.1-5), (H) Gehäuse.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

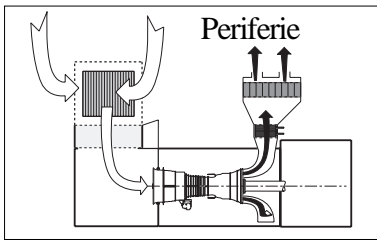


Bild 3.7.1-3: Dieses Bild (Lit 1.1-7) zeigt die historische **Entwicklung der Filter**. Es demonstriert gleichzeitig die Vielfalt der Filtersysteme (Lit 3.1.2.2-2) die auch kombiniert werden und so nahezu jeder anwenderspezifischen Forderung gerecht werden können.

Zuerst wurden Systeme eingeführt, die Aufrauung der Beschauflung durch Erosion und kleine Fremdkörpereinschläge verhinderten (Bild 3.1.1-2). So ließen sich schadensrelevante geometrische Veränderungen am Profil vermeiden. Für diese Anwendung sind **feuchte oder trockene Rollfilter** typisch. Der Filterwiderstand solcher Geräte dürfte nicht zu vernachlässigen sein.

Um größere Partikel mit möglichst wenig Filterwiderstand bei hohen Luftdurchsätzen abzuscheiden, wurden **Trägheitsfilter** eingeführt. Davon gibt es heute zwei Grundtypen, solche die mit ebenen **Schauflern eine Strömungsumlenkung** bewirken und solche welche die **Strömung in eine Drehbewegung** versetzen. In beiden Fällen wird die Strömung so umgelenkt, dass die Partikel in die Außenzone der Strömung zentrifugiert werden. Dort lassen sie sich mit einer abgespaltenen Strömung abscheiden. Diese Filtersysteme haben insbesondere bei kleinen Partikeln einen schlechten Abscheidegrad (Bilder 3.1.2.2-7 und Bild 3.7.1-3). Bei extremem Staubanfall wie in Wüstenregionen können trotz dieser Filter durchaus gefährliche Staubmengen in die Maschine gelangen.

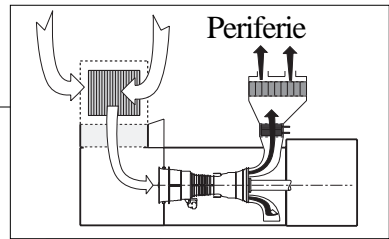
Kleine Partikel unter 0,01 mm können sogenanntes **Fouling** hervorrufen. Sind zusätzlich korrosive Medien wie verschmutztes Schwitzwasser vorhanden, besteht **Korrosionsgefahr**. Um solche Schäden zu verhindern, wurden **hochwirksame Filtersysteme** eingeführt. Diese lassen sich in zwei Hauptgruppen unterteilen: **Filter mit Tiefenwirkung** und **Oberflächenfilter**. Wie die Begriffe bereits aussagen, sammeln sich beim Oberflächenfilter die Partikel an der Oberfläche und bilden dort einen **“Filterkuchen”** der die Wirksamkeit des Fil-

ters zusätzlich steigert. Der Tiefenfilter lenkt in seiner Struktur den zu filternden Luftstrom so um, dass die Partikel im **Innern des Mediums** festgehalten werden. Der Nachteil dieser Filtersysteme sind relativ **kurze Wartungs- bzw. Austauschintervalle**. Diese, für kleine Partikel hoch effektiven Filtersysteme, sind heute die Filter der Wahl. Sie werden gegebenenfalls mit **vorgeschalteten Trägheitsfiltern, die kein Verstopfungsproblem haben, oder größeren Plattenfiltern**, die sich schnell und preiswert austauschen lassen, kombiniert. Besonders anspruchsvolle Bedingungen liegen dann vor, wenn die Ansaugluft mit viel Feuchtigkeit beladen ist. Solche Bedingungen sind für **Ölbohrplattformen** typisch.

Eine weitere Evolutionsstufe sind **selbstreinigende Systeme**, die einen minimalen Wartungsaufwand für das Filtersystem ermöglichen sollen. In diesen Anlagen sind hochwirksame rohrförmige Oberflächenfilterelemente vertikal angeordnet. Wenn der Filterwiderstand einen Grenzwert erreicht, wird der Filterprozess für das betroffene Element kurzzeitig gestoppt. Von der Austrittseite der Filterelemente her wird dann ein Luftdruckstoß (Lit 3.7.1-2) ausgelöst. Er sprengt die abgelagerten Partikel ab. Diese fallen zu Boden und können von dort entsorgt werden. Filtersysteme dieses Typs haben sich auch **in kalten Umgebungen bei Schnee und Vereisungsbedingungen** (Bild 3.7.1-4.1 und Bild 3.7.1-5) bewährt.

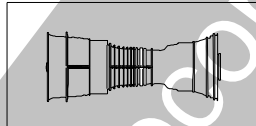
Für die **Auswahl eines Filtersystems** (Lit 3.7.1-7) gilt:

Es ist besonders auf eine ausreichende **Langzeitwirkung** zu achten. Die Filterwirkung im Neuzustand ist kein ausreichendes Kriterium (Lit 3.1.2.3-1).

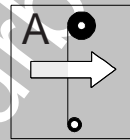


Die Filtervielfalt ermöglicht eine anwendungsspezifische Auswahl.

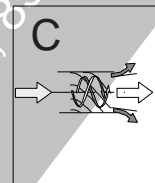
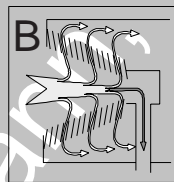
Kein Filter



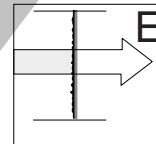
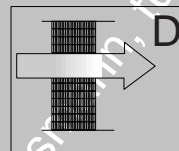
Schutz gegen große Partikel (FOD, Erosion)



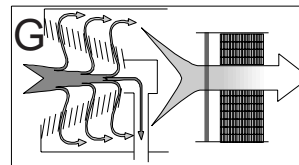
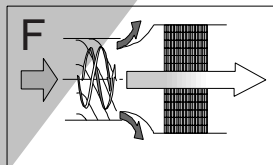
Schutz gegen Erosion durch Feinstaub



Schutz gegen Fouling und Korrosion



Filterlebensdauer verbessert



selbstreinigende Systeme

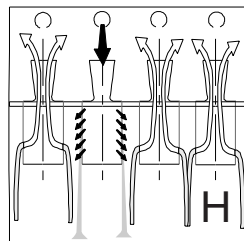
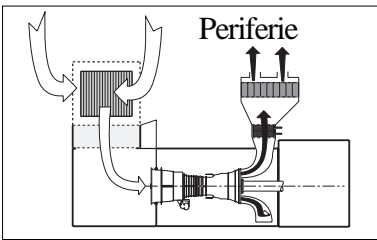


Bild 3.7.1-3

Bild 3.7.1-3 Beschreibung siehe Seite vorher



Was dem Auto der Eisregen, ist der Gasturbine die Vereisung

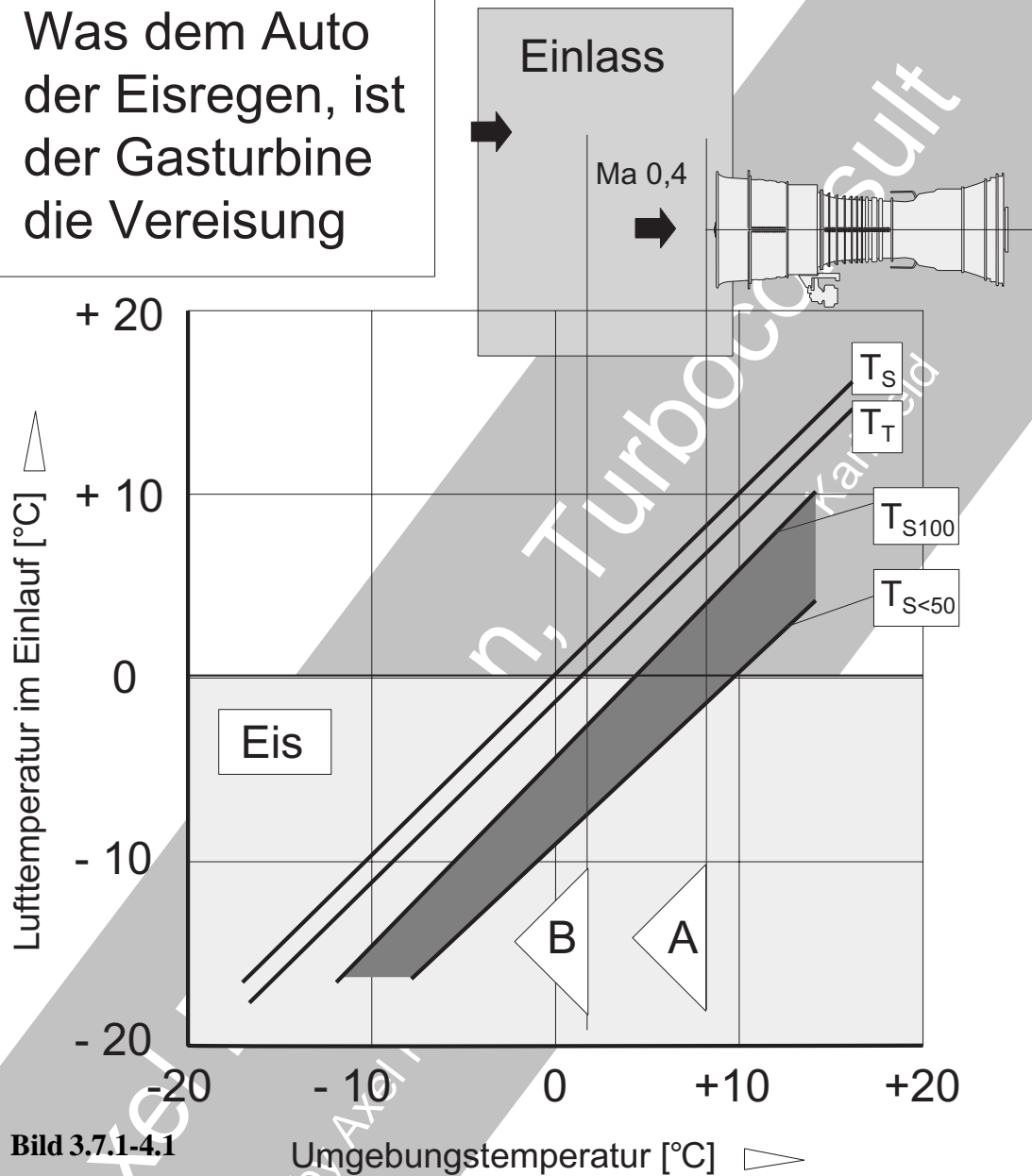


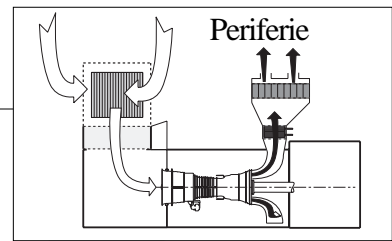
Bild 3.7.1-4.1

Bild 3.7.1-4.1: Grundsätzlich gibt es nach Lit 1-1 zwei **Hauptformen der Vereisung** (Bild 3.7.1-4 und Bild 3.7.1-5). Sie treten bei stationärem Betrieb wie auch in Prüfständen auf: Ein Vereisen des **Verdichtereintritts** oder eine **Vereisung des gesamten Standes**. Die Vereisungsformen unterscheiden sich in der Entstehungstemperatur.

„A“ **Vereisung des Verdichtereintritts** kann abhängig von der jeweilig herrschenden Luftfeuchtigkeit auch bei Umgebungstemperaturen

die merklich über dem Gefrierpunkt liegen, eintreten (Bild 3.7.1-4).

„B“ **Allgemeine Standvereisung** benötigt Temperaturen um oder unter dem Gefrierpunkt und kondensiertes Wasser. Das Eis kann sich in diesem Fall sowohl am Einlauftrichter als auch am Verdichtereintritt aufbauen (Bild 3.7.1-5). Besonders gefährdet sind eventuelle FOD-Gitter am Einlauftrichter. Sie können so schnell vereisen, dass sie durch den sich bildenden Unterdruck sogar von der Maschine angesaugt werden.



! Auch bei Umgebungstemperaturen deutlich über 0 °C besteht Vereisungsgefahr.

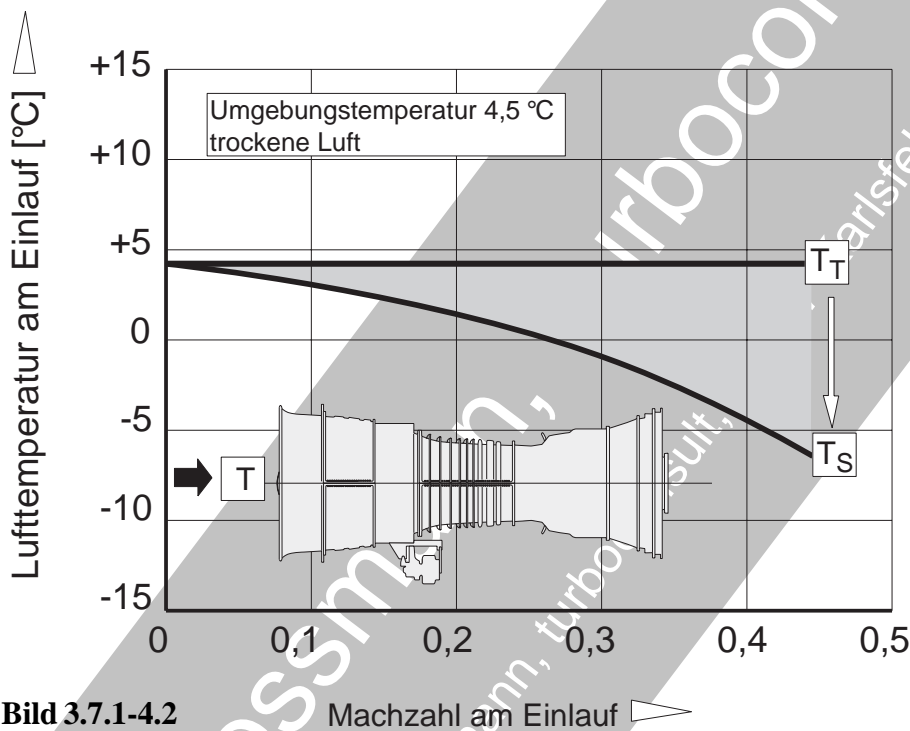
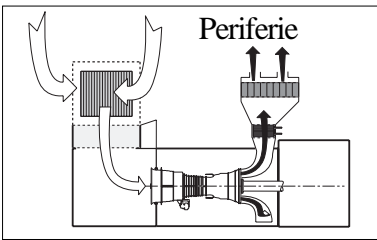


Bild 3.7.1-4.2 Machzahl am Einlauf

Bild 3.7.1-4.2: Eine Vereisung des Ansaugbereichs kann Schäden in der Gasturbine auslösen (Bild 1.1-2 und Bild 3.7.1-5). H.J.Willcocks beschreibt in Lit. 3.7-3 die für Vereisungen im Verdichtereinlauf wichtigen Bedingungen. Von besonderem Einfluss auf die Strömungstemperatur ist die Luftgeschwindigkeit und die Luftfeuchte. T_T (T -Total) ist die Temperatur ruhender trockener Luft (niedrige relative Luftfeuchtigkeit), T_S die Temperatur des trockenen Luftstroms. Durch die erhöhte Strömungsgeschwindigkeit und damit dem Druckabfall im Einlauf sinkt die Temperatur der vorher ruhenden trockenen Luft um mehrere °C. Diese Absenkung (graues Feld) ist von der relativen Luftfeuchtigkeit abhängig. Je höher die Luftfeuchtigkeit, umso mehr Energie wird bei der Kondensation

frei. Das verringert den Temperaturabfall. Dieser steht aber auch im Zusammenhang mit der **Trägheit des Kondensationsvorgangs**. Die Verweilzeit im Einlauf ist wegen der hohen **Strömungsgeschwindigkeit** deutlich zu kurz, um den Gleichgewichtszustand der Kondensation zu erreichen. Das vermindert die tatsächliche Temperaturerhöhung. Für Luft mit einer relativen Luftfeuchtigkeit von nahezu 100 % ist mit für einen Verdichtereinlauf typischen Geschwindigkeitswerten ein Temperaturabfall von mehreren °C zu erwarten.

Im Ansaugbereich einer Gasturbine kann also **Vereisungsgefahr bestehen, auch wenn die Temperatur der Umgebungsluft über 0°C liegt.**



Die meisten werden damit nie zu tun bekommen, für die Betroffenen ist es aber umso interessanter.

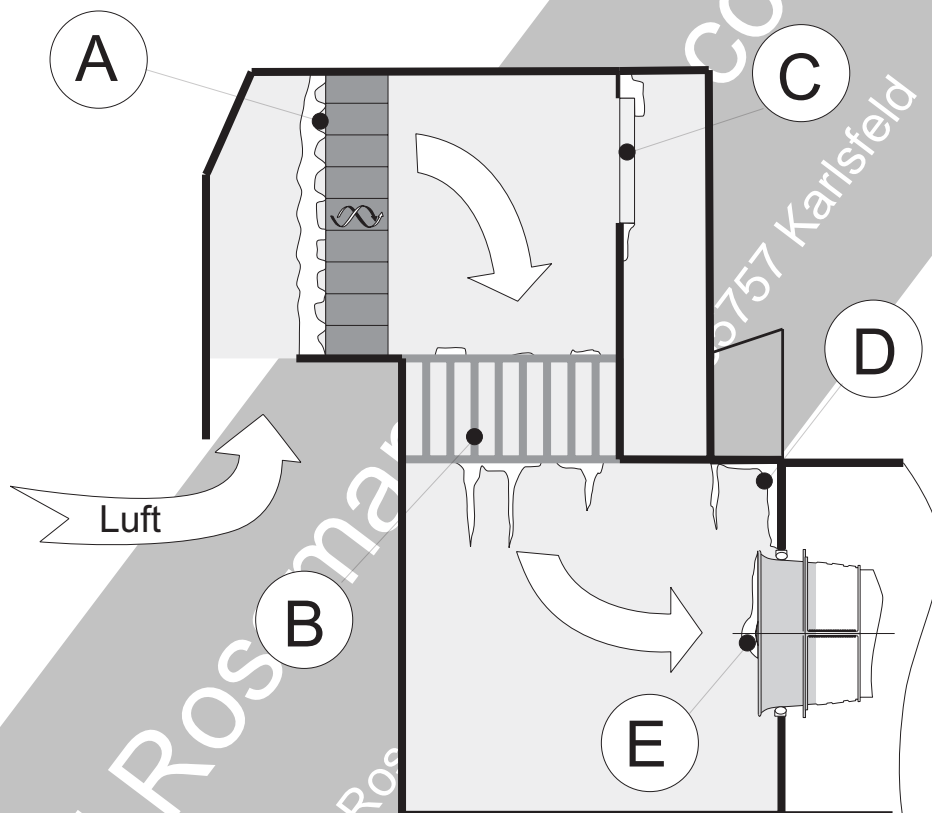
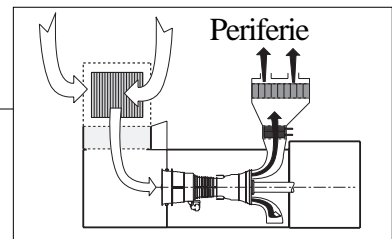


Bild 3.7.1-5

Bild 3.7.1-5: Vereisung von Gasturbinenanlagen bei extrem kaltem Wetter werden von J.Dickson (Lit 3.7-4 und 3.7-5) beschrieben. Es gibt abhängig von der Herkunft der Feuchtigkeit zwei Typen der Vereisung:

Die **Vereisung durch gefrierenden Niederschlag** erfordert Wasser im Luftstrom von unter 0°C . Wasser kann dabei in vielfältiger Form auftreten, als **Schnee, Graupel, gefrierender Regen, schwebende Eiskristalle, Nebel und unterkühlte Tropfen**. Ein unterkühlter Trop-

fen erstarrt beim Auftreffen auf eine Oberfläche schlagartig. So entstehen innerhalb von Sekunden zentimeterstarke Milcheisschichten. Durch solche Schnee- und Eisablagerungen kann der Ansaugwiderstand unzulässig erhöht werden. Zusätzlich besteht die Gefahr des **Eiseintritts** in den Verdichter. In diesem Fall ist mit größeren **Fremdkörperschäden** zu rechnen. Bei einem bestimmten Derivattyp mit ca. 3000 kW Leistung kann z.B. ein handgeformter



Schneeball von ca. 10 cm Durchmesser zum Totalschaden des Axialverdichters führen.

Vereisungsprobleme können in **verschiedenen Bereichen des Anlageneintritts** auftreten:

“**A**”: Starke Raureifbildung z.B. vor dem **Einlauffilter**. Raureif entsteht dann, wenn übersättigte Luft verwirbelt wird und mit kalten Flächen in Berührung kommt.

“**B**”: Eisbildung und Eiszapfen am **Eintrittschalldämpfer**.

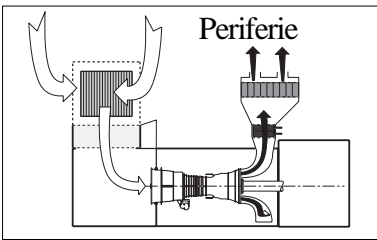
“**C**”: Die Vereisung der **Bypassklappe** erhöht das Risiko einer blockierten Luftzufuhr. Bei Betätigung der Klappe besteht die Gefahr, dass abplatzendes Eis in den Verdichtereintritt gelangt.

“**D**”: Vereisungen im **Ansaugraum**. Eis und Eiszapfen können an jedem Vorsprung im Einlaufkanal entstehen und sind potenzielle Fremdkörper. Hier wird eine sog. **Bodenvortex** die auch Wände und Decke erreicht wirksam (siehe auch Bild 3.1.2.2-2). Besonders gefährlich sind Eiszapfen an der Ansaugraumdecke. Sie können abbrechen und in den Verdichtereinfluss fallen.

“**E**”: Vereisung des **Verdichtereintritts, des Einlauftrichters (bellmouth), der Eintrittsleit-schweifeln oder der vorderen radialen Gehäusestreben**. Hierzu gehört die Vereisung durch **gefrierendes Kondenswasser (Kondensateis)** bereits bei relativ hohen Temperaturen (Bild 3.7.1-4.1 und Bild 3.7.1-4.2).

Weitere Probleme: Vereisung externer **Kühl-luftwärmetauscher** wie sie z.B. Dundas für eine Heavy Frame Maschine beschreibt. **Schmieröl-** (hohe Viskosität) und **Schmier-systemprobleme** (Ölkühler).

Abhilfen: In der Fachliteratur wird eine Vielzahl vorbeugender Maßnahmen angegeben, um Probleme mit Vereisung und niedrigen Umgebungstemperaturen zu vermeiden.



In Abwandlung einer Lebensweisheit:
Nicht entscheidend aber wichtig ist was "hinten rauskommt".

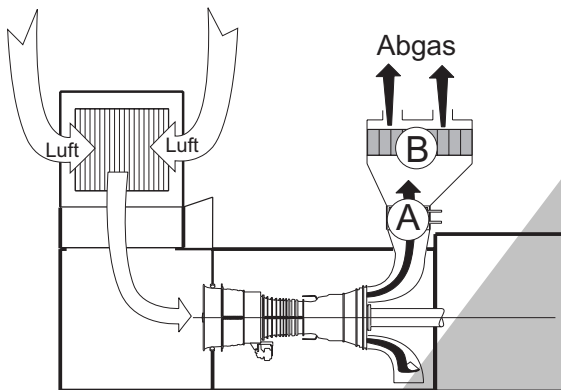


Bild 3.7.1-6

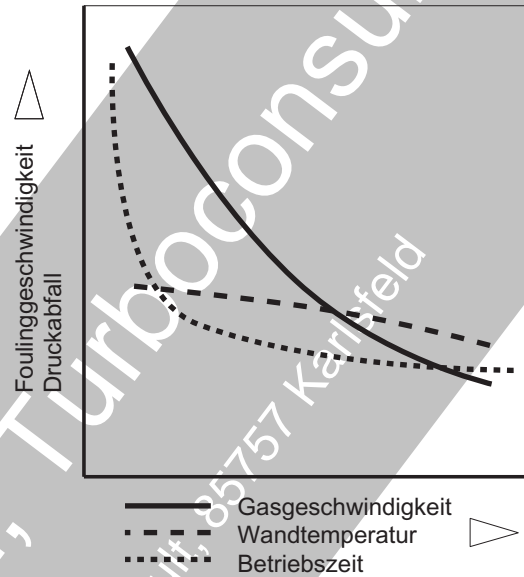
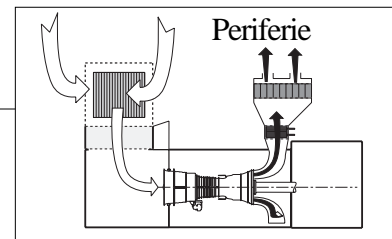


Bild 3.7.1-6: Unter **Abgasfouling** versteht man die unerwünschte Beeinflussung (Lit 3.7.1-6) der nachgeschalteten Peripherie ("B") (siehe Bild 3.7.1-1) durch **Ablagerungen** aus dem Gasstrom. Es kommt zur Profilveränderung von Leitflächen, Aufrauung durch Korrosion und Oxidation ("A"). Diese Veränderungen lassen den **Strömungswiderstand** ansteigen. Die Folge ist ein erhöhter **Druck hinter der Turbine**, der die Leistung beeinträchtigt. Je niedriger die Gasgeschwindigkeit und die Wandtemperatur, umso höher ist die **Foulingrate bzw. Foulinggeschwindigkeit**. Sie zeigt sich in einem Anstieg des Strömungswiderstands während der Betriebszeit. Dabei ist die **Gasgeschwindigkeit der entscheidende Parameter**. Die Foulingrate ist anfangs am höchsten und nimmt über der Betriebszeit auf einen nahezu konstanten, niedrigen Wert ab.



3.7.2 Stationäre Getriebe.



Ohne das Getriebe können wir die Motorleistung nicht sinnvoll nutzen. Es zeichnet sich gewöhnlich durch Unauffälligkeit aus. Problemlos versieht es über lange Zeit seinen Dienst. Weil die Schmierung wegen der besonderen Anforderungen an die 'Tragfähigkeit' des Öls nicht mit Motoröl erfolgt, ist in Abständen Getriebeöl nachzufüllen.

Versagt das Getriebe aber doch, wird es gewöhnlich teuer und die Reparatur zeitaufwändig.

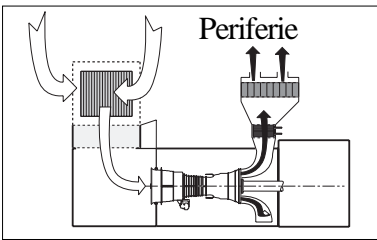
Ähnlich verhält es sich mit dem stationären Getriebe einer Gasturbine. Es muss die Abtriebsdrehzahl und das Drehmoment der Gasturbine optimal der Anwendung anpassen.

Wenn die **Abtriebsdrehzahl** des Leistung abgebenden Rotors nicht zur notwendigen Drehzahl des anzutreibenden Geräts passt, wird ein stationäres **Getriebe** zwischengeschaltet (Bild 3.7.2-1). Dieses erfordert selbst besondere Komponenten wie eine **eigene Ölversorgung** (Bild 3.7.2-2). Zusätzlich kann es die Gasturbine mit dem Anlasser verbinden und weitere Aggregate wie Kraftstoffpumpen, Hydraulik und Regeleinrichtungen antreiben. Im Gegensatz zu Anbaugeschrieben der Derivate (Bild 3.6.1-1) kommen in stationären Getrieben hauptsächlich **Gleitlager** für Zahnräder und Wellen zum Einsatz. Sie benötigen ca. 80 % des Drucköls der Versorgung.

Gewöhnlich handelt es sich um sog. **Parallelwellengetriebe** mit zwei kämmenden Zahnrädern. Sie sind heute einfach- oder doppelt schrägverzahnt (Bild 3.7.2-3). Die einfache Schrägverzahnung erzeugt im Gegensatz zur doppelt-schrägverzahnten einen **Axial Schub**. Dieser kann von einem Drucklager aufgenommen und/oder zum Ausgleich des Axialschubs des Turbinenrotors genutzt werden. Dafür bieten sich Gleitlager an (Bild 3.5-14).

Um katastrophale Folgeschäden bei **Ölmangel** oder **Fremdkörpern** im Öl im ursächlichen Zusammenhang mit der Gasturbine zu vermeiden, besitzt ein stationäres Getriebe üblicherweise ein **eigenes Ölsystem** (Bild 3.7.2-2). Dies versorgt jedes Lager und Zahnrad individuell. Die Anforderungen an das Öl (z.B. Viskosität, Hochdruckzusätze) unterscheiden sich im Getriebe von denen der Gasturbine. In dieser werden in erster Linie Wälzlager geschmiert. Deshalb wird gegebenenfalls vom OEM ein **geeignetes Öl** vorgeschrieben. Das Getriebe einer 80 MW Maschine benötigt etwa 1 m³ Schmieröl pro Minute, um die entstehende **Verlustleistung** von ca. 1 MW als Wärme abzuführen. Bei einer anzustrebenden Öltemperatur am Eintritt unter ca. 60°C, erfährt dieses im Getriebe einen Temperaturanstieg um 25 °C. Dafür ist ein ausreichend dimensionierter **Ölkühler** erforderlich, der die Wärme an Luft oder Wasser abgibt. Natürlich ist die Verlustleistung auch ein nicht zu vernachlässigender Kostenfaktor. Unter diesen Aspekten strebt man einen möglichst hohen **Getriebewirkungsgrad** an. Realisiert werden bei konventioneller Ausführung bis zu 99 %.

In der Verzahnung entsteht der größte Teil der Verluste. Dabei ist erstaunlich, dass nicht die Reibung der Zahnflanken dafür verantwortlich ist, sondern die Bildung von mit Luft **aufgeschäumtem Quetschöl** zwischen den im Eingriff befindlichen Zähnen. Auch die **Verwirbelungsverluste** (Quirlverluste) der Luft im Getriebe sind wohl nicht zu vernachlässigen. Alle diese Verluste lassen sich bis um 80% mit einem



abgedichteten und **evakuierten** Getriebe abbauen (High Efficiency Turbogear = HET). Die Flutung mit einem leichten **Schutzgas** (Helium) bietet sich ebenfalls an. So dürften sich auch die **Oxidation als Ursache für eine Ölalterung** und **Abdichtungsprobleme** verringern.

Bei den auch in der Radnabe von Spannungen aus Momenten und Fliehkräften hoch beanspruchten großvolumigen Rädern besteht eine gewisse Gefahr der **Ermüdungsrisse** und Radbruch mit katastrophalen Folgen. Um herstellungsbedingte, wachstumsfähige Fehler (**Werkstoffinhomogenitäten**) und gefährliche **Zugeigenspannungen** (Härten, Schmieden) zu vermeiden, werden heute **Schleuderversuche** durchgeführt. Im Betrieb können mit **Beschleunigungsaufnehmern** Schwingungen erfasst und erkannt werden, die auf einen beginnenden Schaden hinweisen. Für dieses Monitoring bzw. eine Schwingungsanalyse und Rückschlüsse auf Schadensmechanismen ((Bild 3.7.2-5.1, -5.2, -5.3) gibt es Vorschriften/Normen wie DIN 4979 oder ISO 8579-2. Sie ermöglichen dem Betreiber u.a. zu überprüfen, ob die Schwingungsüberwachung seiner Maschine dem Stand der Technik entspricht und ein besseres Verständnis der Schwingungsursachen.

Komponenten um das stationäre Getriebe einer Gasturbine (schematisch).

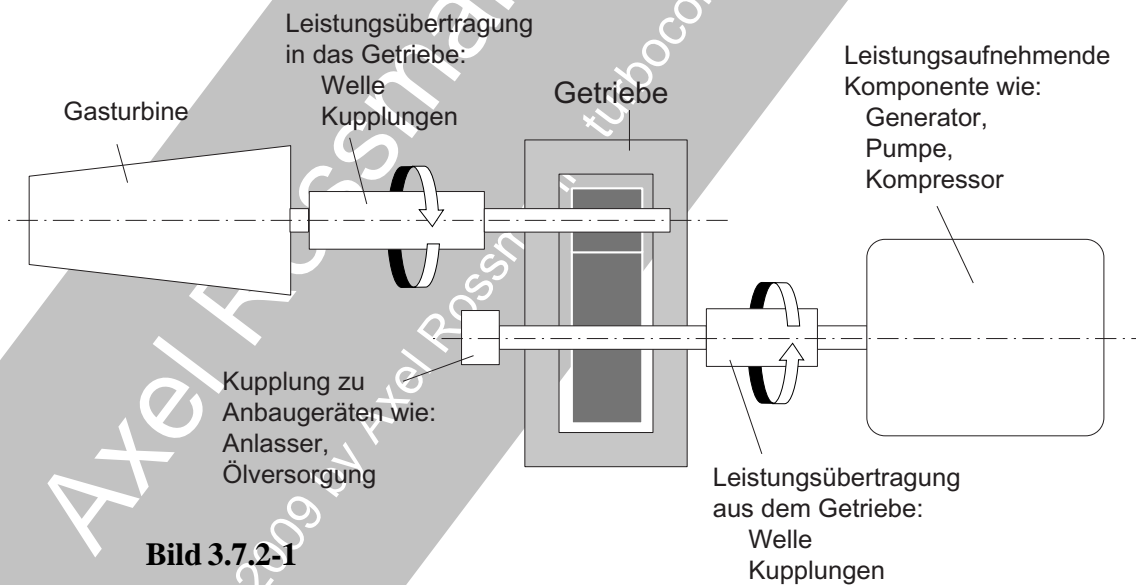
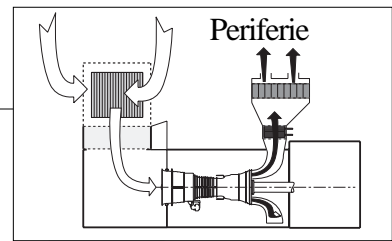


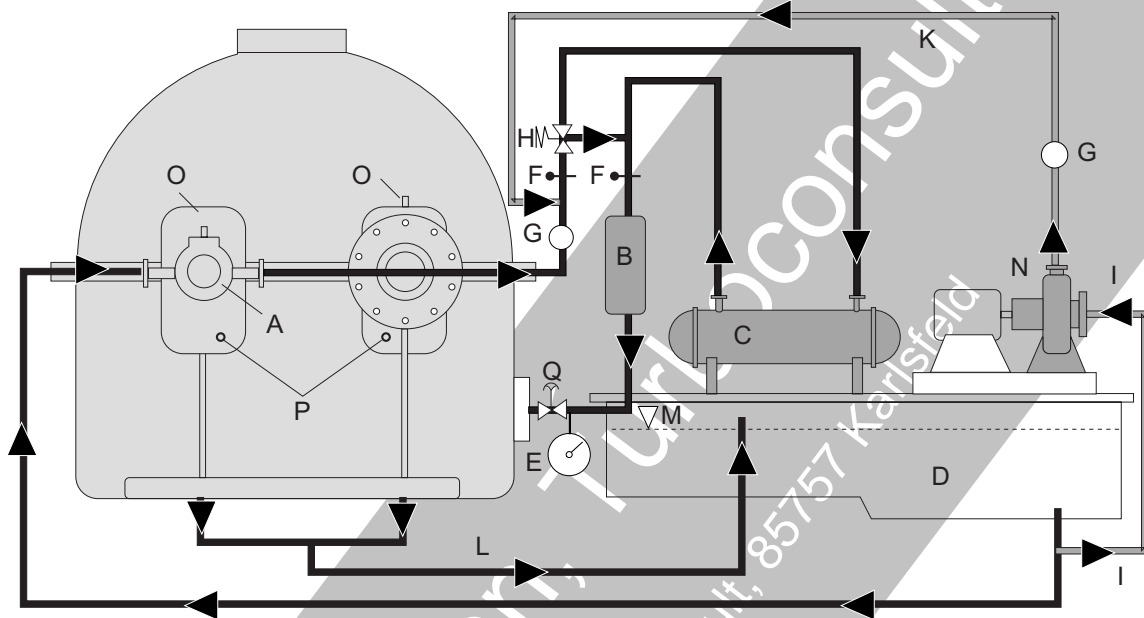
Bild 3.7.2-1

Bild 7.3.2-1 (Lit. 3.7-9): Es gibt eine Fülle von **Konzepten** von Gasturbinenanlagen. Sie optimieren anwendungsspezifisch Komponenten und deren Anordnung zur Leistungsabgabe bzw. -abnahme. Als Grundprinzip gilt ein **Parallelwellengetriebe** mit zwei kämmenden Zahnrädern.

Für Übertragungsleistungen bis ca. 10 MW kommen auch **Planetenge triebe** (Umlaufgetriebe) zum Einsatz. Diese bieten sich besonders bei kleinen, schnell laufenden Gasturbinen an. Diese Getriebe beanspruchen wenig Platz. Günstig ist auch, dass An- und Abtriebswelle in einer Achse verlaufen.



Beispiel für die Ölversorgung eines stationären Getriebes.



- | | | |
|----------------|------------------|--------------------------------------|
| A Ölpumpe | F Thermometer | L Rückölleitung |
| B Ölfilter | G Kontrollventil | M Ölstandssensor |
| C Ölkühler | H Bypass | N Vor- und Reserveölpumpe |
| D Öltank | I Ansaugrohr | O Temperaturmessung |
| E Druckanzeige | K Druckleitung | P Anschlüsse für Außenthermoelemente |
| | Q Druckregler | |

Bild 3.7.2-2

Bild 7.3.2-2 (Lit. 3.7-12): Bei stationären Getrieben in Gasturbinenanlagen verwendet man ein **eigenes Ölsystem**. Der Ölfluss wird in erster Linie zum **Abtransport der Verlustwärme** benötigt. Die typische Öleintrittstemperatur in den Ölkühler („C“) liegt bei ca. 55 °C. Dort erfolgt eine Abkühlung auf ca. 40°C. Dazu werden Luft/Öl oder Wasser/Öl **Wärmetauscher** verwendet.

Typische **Ölfilter** („B“) stationärer Getriebe haben eine Maschenweite von 0,04 mm. Um den Ölfilm zwischen den tragenden Zahnflanken nicht zu durchbrechen und so Verschleiß und Ermüdung auszulösen (Bild 3.7.2-5.1), müssten die Partikel jedoch kleiner als 0,01 mm sein (siehe auch Bild 3.5-2).

Zur Vermeidung eines **Ölmangels** durch einen verstopften Filter ist ein **Bypass** („H“) vorgesehen.

Das vom OEM vorgeschriebene Getriebeöl ist unbedingt zu verwenden.

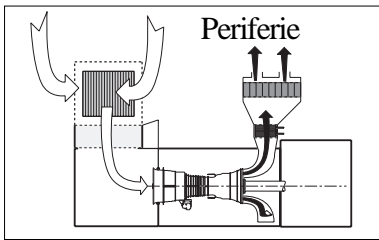


Bild 3.7.2-3 (Lit. 3.7-11): Tragbildfehler zeigen geometrisch bedingte, schädigende Lagerbelastungen an.

Auf die Fehlerart bzw. die fehlerhafte Komponente lässt sich aus einem **Tragbild**, das im **Kontakt mit einem Meisterrad** erzeugt wurde, rückschließen. An sehr schlanken Zahnrädern, besonders in der Nähe einer Kupplung, können durch Verdrillung und Durchbiegung andere Tragbilder als die dargestellten entstehen.

„A“ **Eckenträger** sind auf fehlerhafte Flanken-, Schrägungsrichtung, Wellenparallelität oder Achsschrägung zurückzuführen.

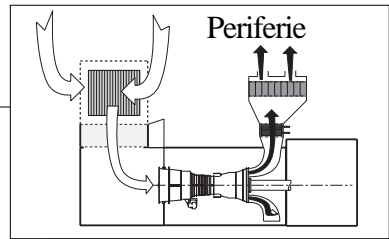
„B“ **Taumelfehler** zeigen nach 180° meist auf der Zahnbreite einen Wechsel des tragenden Bereichs (wechselnder Eckenträger).

„C“ **Kopf-** („C1“) **und Fußträger** („C2“) sind Folgen eines Fehlers im Eingriff (Grundkreisfehler).

„D“ **Welligkeit in Richtung der Zahnhöhe** („D1“) oder über die **Zahnbreite** („D2“) sind eine Folge der Zahnherstellung.

Axel Rossmann, Turbogasmaschinenbau

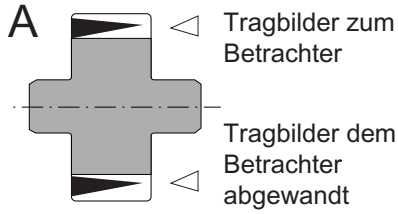
© 2009 by Axel Rossmann, turbogasmaschinenbau



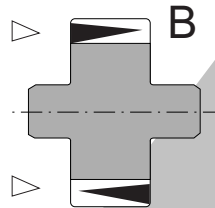
Typische Tragbilder von Zahnrädern beim Leerlauftest.

Gerad- und Schrägverzahnung

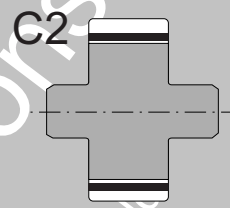
Fehler in Zahnrichtung oder Wellenrichtung



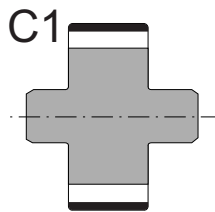
Taumelfehler



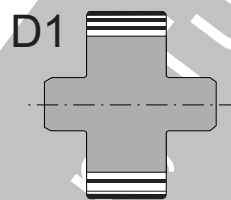
Fußträger



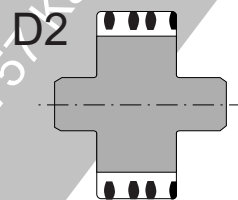
Kopfräger



Wellige Abwälzkontur

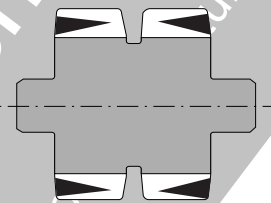
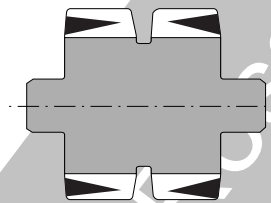


Wellige Zahnbreite

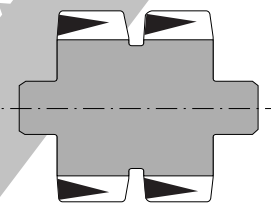
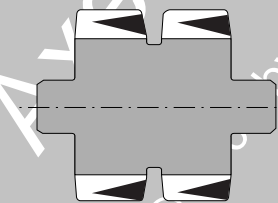


Pfeilverzahnung

Links Schrägverzahnungsfehler
rechts Taumelfehler



Beide Tragbilder:
Wahrscheinlich verschränkte Wellen,
weniger wahrscheinlich gleichgerichteter
Schrägungsfehler an beiden Wellen.



Beide Tragbilder:
Wahrscheinlich Schrägungsfehler.
Keine Schränkung der Wellen.

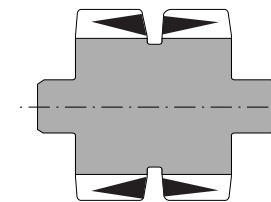
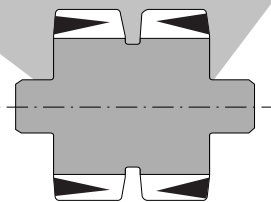
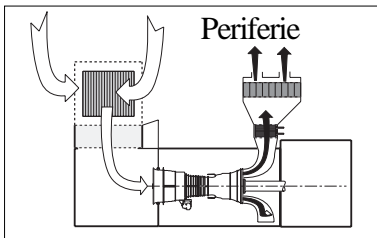


Bild 3.7.2-3



Beispiel einer Tragbildvorschrift

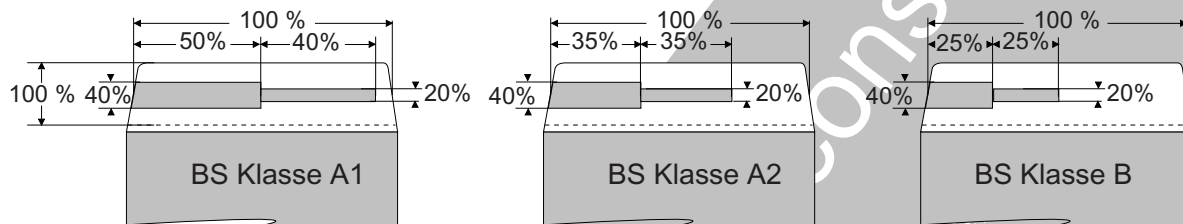
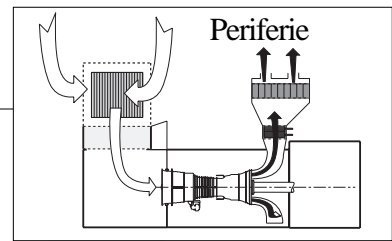


Bild 3.7.2-4

Bild 7.3.2-4 (Lit. 3.7-11): Das Tragbild einer Verzahnung ist von besonderer Aussagekraft. Es sollte bei der Werksabnahme und bei der Inbetriebnahme kontrolliert werden. So werden montagebedingte elastische Verformungen des Getriebes und der Anschlüsse miterfasst. Ein solcher Einfluss sind Unebenheiten der Fundamentplatte. Zunächst erfolgt eine Tragbildermittlung im Leerlauf. Dazu wird Tuschiefarbe verwendet. Wegen der nicht vollständigen elastischen Anformung, erhält man Tragbilder entsprechend der rechten Skizze. Bei Nennlast sollte die gesamte Zahnflanke tragen.

Die dargestellten Tragbilder entsprechen der als Beispiel gewählten **Vorschrift British Standard 1807**. Sie gilt für die **unbelastete Zahnflanke**. Vorgeschrieben ist, unabhängig vom Tragbild, nur die **tragende Fläche**. Die Klassen A1 und A2 gelten für eine **Teilkreisgeschwindigkeit über 50 m/s**.

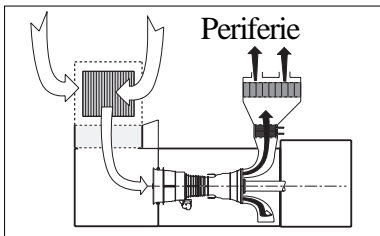
Bild 7.3.2-5.1, -5.2, -5.3 (Lit. 3.7-11 und Lit. 3.7-12): In diesen Bildern wird versucht, dem Praktiker eine erste Einschätzung von Verzahnungsschäden zu ermöglichen. So kann das Verständnis von Angaben in Überholhandbüchern und Spezifikationen erleichtert werden. Die dargestellten Schadensformen finden sich auch in Anbaugetriebenen (Bild 3.6.1-1). Grundsätzlich ist in Zweifelsfällen ein Fachmann bzw. der OEM zu Rate zu ziehen und entsprechend den Vorschriften vorzugehen.



Begriffe und Erscheinungsformen typischer Betriebs- spuren und Schädigungen an Zahnradzähnen.

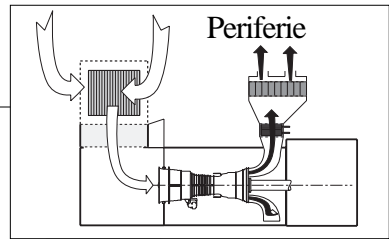
Bezeichnung	Beschreibung	Erscheinungsbild
Tragbild (Servicepattern)	Normale Erscheinung durch Glättung der Wälzflächen. Weist auf die Tragverhältnisse hin. Ungünstige Tragbilder wie Kanten- Kopf- oder Fußstränge sind ein Hinweis auf pozentielle Probleme	Normales Tragbild
Verschleiß (Wear, Scoring)	Materialabtrag an den Kontaktflächen der Zähne. - Im Bereich des Zahnkopfes als Kopfverschleiß bezeichnet.	Schwerer Verschleiß
Kopfverschleiß	Mechanismus: Ungenügender Schmierfilm wird durchbrochen, es entsteht metallischer Kontakt. Ursachen: Überlastung durch ungünstige Kontaktbedingungen (Montage), ungenügende Tragfähigkeit des Ölfilms, Schmierstoffmangel.	Kopfverschleiß
Schleifverschleiß	Riefenbildung in Gleitrichtung bis zu erheblichem Materialabtrag	Schleifverschleiß
Fressverschleiß	Beginnt mit wenigen Kratzern in Gleitrichtung, dann Riefen und in der Endphase zu flächenartigen streifigen Aufrauungen (Fresser). Oft als ausgeprägter Kopfverschleiß Mechanismus: Kaltverschweißung durch metallischen Kontakt bei Zusammenbruch des Ölfilms. Meist bei Inbetriebnahme.	
Einlaufgrübchen Grübchenbildung (Frosting Pitting Spalling)	Vertiefungen, lochartige Ausbröckelungen. - In der Einlaufphase als Einlaufgrübchen (Frosting) die sich nicht vermehren. Erscheinen als matter Bereich um den Wälzkreis. Im Zusammenhang mit einer Werkstoff- und/oder Oberflächenstruktur. - Fortschreitende Ermüdungsausbrüche (Spalling) bis zum Bruch des Zahns. Mechanismus: Werkstoffermüdung bei zu hoher Flächenpressung. Ursachen: Auslegung, Überlast, Schwingungen, ungünstiges Tragbild oder ungenügende Öleigenschaften	Einlaufgrübchen Ausgeprägte Grübchenbildung
Flankenschälen	Schuppenartiges Ablättern (Einsatzhärtung) oder Absplitteln (Gasnitriert) der Flankenoberfläche. Ursachen: Ermüdung an Fehlern in Material, Wärmebehandlung oder Zerspannung	Flankenschälung
Überhitzung	Meist im Zusammenhang mit Anlaufarben und einem Härteabfall. Verformung parallel zur Zahnkontur, d.h. die Zahnform bleibt erhalten. Auftreten von Fressen und/oder plastischer Verformung. Mechanismus: Ausglühen/Weichglühen, Anlassen des Werkstoffs als Folge von zu viel Reibungswärme bei Überlastung und/oder Schmierstoffmangel.	Überhitzung

Bild 3.7.2-5.1



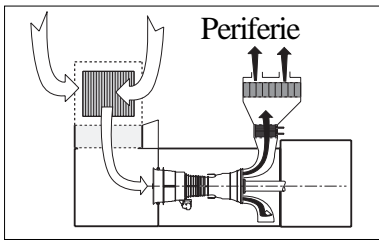
Bezeichnung	Beschreibung	Erscheinungsbild
Plastische Verformung	<p>Abplattung oder wellige Verformungen. 'Fließen' der Zahnform</p> <p>Mechanismus: Dauerüberlastung bei zu weichem Werkstoff. Ursachen: Härtefehler, Auslegung, Stoßüberlastung, Flattern zu niedrig belasteter Nebengetriebe, Schmierstoffmangel (siehe Ausglühen)</p>	<p>plastische Verformung</p>
Korrosion	<p>Braunrote Flecken (flächig). Narbige Oberfläche als Folge grubchenartiger Vertiefungen</p> <p>Mechanismus: - Stillstandsvibration (Fretting, Reibrost) - Elektrolyt/Korrosionsmedium</p> <p>Ursachen: Schweißwasserbildung bei Lagerung ohne Rostschutz und/oder in ungeeigneter Verpackung bzw. Behälter. Ansaugen korrosiver Atmosphäre beim Wechsel von Luftdruck (Wetter, Höhe) und/oder Temperatur.</p>	<p>Korrosion</p>
Stromdurchgang	<p>Langzeitiger Stromdurchgang:</p> <p>Eine Vielzahl winziger Krater beeinflusst eine breite Zone auf der tragenden Flanke. Aussehen ähnelt Sandstrahlen ('Frosting'). Bei höheren Stromstärken entstehen von Anlassfarben umrandete Brandstellen.</p> <p>Mechanismus: Stromdurchgang erzeugt Schmelzkrater</p> <p>Ursachen: Generator/Anlasserschaden</p> <p>Kurzzeitiger Stromdurchgang:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Bei höheren Stromstärken entstehen einzelne oder mehrere, von Anlassfarben umrandete Brandstellen. Blitzschlag (Getriebe läuft) erzeugt einzelne große Krater an benachbarten Zähnen. - Stromdurchgang im Stillstand bildet Schmelzkrater an einzelnen Zähnen <p>Mechanismus: Stromdurchgang erzeugt Schmelzkrater im Bereich des Übergangs. Im Ölfilm bilden sich schädigende Lichtbögen.</p> <p>Ursachen: Generatorschaden erzeugt Langzeitschäden. Bei Schmelzkratern eines Blitzes ist mit Ermüdungsschäden zu rechnen. Unvorschriftsmäßige Schweißarbeiten am Triebwerk im Stillstand.</p>	<p>Stromdurchgang über längere Zeit</p> <p>kurzzeitiger Stromdurchgang im Betrieb</p> <p>kurzzeitiger Stromdurchgang im Stillstand</p>

Bild 3.7.2-5.2



Bezeichnung	Beschreibung	Erscheinungsbild
<p>Kavitation</p> <p>Schwingungskavitation</p>	<p>Oft beide Zahnseiten wie sandgestrahlt. Leicht verwechselbar mit Langzeit-Stromdurchgang. Im REM zeigen die Grübchen eine typische glatte Oberfläche. Über längere Zeit Zerstörung der Flanke,</p> <p>Mechanismus: Implodierende Dampfblasen im Ölfilm.</p> <p>Ursachen: Schwingungen der Zahnräder, Schmierölproblem (Schäumen, gelöste Luft, Wasser), ungewöhnlich hohe Öltemperatur</p>	<p>Kavitation (oft auf beiden Flanken)</p>
<p>Rissbildung</p> <p>Oberflächenrisse</p> <p>Rissbeginn unter der Oberfläche</p>	<p>Mechanismus und Ursachen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Herstellungsbedingt: Härterisse, Schleifrisse, - Werkstoffverunreinigungen. - in Schichten (Einsatzschichten, Nitrierschichten) bei Überlastung im plastischen Bereich. - Spannungsrisskorrosion: Brünierringe. Risse auch außerhalb der Verzahnung und in nichttragenden Bereichen möglich. - Frühes Stadium von Schwingrissen. <p>Werden erst beim Durchbruch zur Oberfläche erkannt. Mit angepasster Ultraschallprüfung auch Innenrisse erkennbar. An Bruchflächenstruktur identifizierbar (REM, Metallografie, makroskopischer optischer Befund)</p> <p>Mechanismus/Ursachen: Druckspannungen und/oder hohe Oberflächenfestigkeit (Einsatzschichten, Nitrierschichten) lassen den Riss am Übergang zum Grundmaterial entstehen. Häufig an einer werkstoffbedingten Schwachstelle (Einschluss). Innerer Anriss durch Wasserstoffversprödung.</p>	<p>Härterisse</p> <p>Schleifrisse</p> <p>Brünierringe</p> <p>Überlastungsrisse</p>
<p>Zahnbruch</p> <p>Gewaltbruch</p> <p>Schwingbruch</p>	<p>Bei auswertbarer Bruchfläche Rissbeginn auf der tragenden Zahnseite. Makroskopisch gegebenenfalls Schwingbruchausgang erkennbar. Bruchart (Gewalt, Schwingermüdung, Wasserstoffversprödung) mit REM identifizierbar.</p> <p>Mechanismus und Ursachen:</p> <p>Gewaltbruch: Meist im hochbelasteten Zahngrund. Plötzliche Überlastung (Stoß), z.B. bei Fremdkörper als Folgeschaden.</p> <p>Schwingbruch (Dauerbruch): Meist eine Rissfläche, die bei Änderung der Fortschrittsrichtung sehr zerklüftet sein kann. Rastlinien. Belastungsabhängig mehrere Anrisse möglich. Ungünstiges Tragbild (Montage, Fertigung), vorhergehende Rissbildung (siehe oben).</p>	<p>Schwingbruch</p> <p>Gewaltbruch</p>

Bild 3.7.2-5.3



Literatur zu Kapitel 3.7

3.7-1 T.Zaba,P.Lombardi,BBC&Co Ltd.,“Experience in the Operation of Air Filters in Gas Turbine Installations“, ASME Paper 84-GT-39 (1984).

3.7-2 A.W.Anderson,R.G.Neaman,“Field Experience with Pulse-Jet Self-Cleaning Air Filtration on Gas Turbines in Desert Environment“,ASME Paper 82-GT-283 (1982).

3.7-3 H.J.Willcocks,P&W Aircraft,“Icing Conditions on Sea Level Gas Turbine Engine Test Stands“, AIAA-82-1237 (1982).

3.7-4 J.Dickson,Trans Canada Pipelines,Toronto,“Extreme-cold-weather operation gas-turbines show key problems“, The Oil And Gas Journal - April 26,1976, Seite 104.

3.7-5 J.Dickson,Trans Canada Pipelines,Toronto,“Problems Associated with Cold Weather Operation of Gas Turbines“, ASME Paper 76-GT-129.

3.7-6 T.L.Bowen,D.P.Guimond,R.K. Muench,“Experimental Investigation of Gas Turbine Recuperator Fouling“, ASME Paper 87-GT97 (1987).

3.7-7 M. Sauer-Kunze, „Auswahl geeigneter Luftfiltersysteme zur Optimierung des Wirkungsgrades von Gasturbinen bei gleichzeitiger Verminderung der Lebens-Zyklus-Kosten“, aus „Gasturbinen in Praxis und Entwicklung“, VDI-Gesellschaft Energietechnik, VDI-Berichte 1721, ISBN 3-18-091721-0, Seite 115 bis 127.

3.7-8 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 3, ISBN 3-00-017733-7, 2003, Axel Rossmann Turboconsult, Bachweg 4, 85757 Karlsfeld.

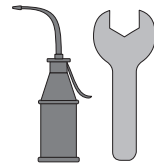
3.7-9 T. Deeg,“Getriebe“, in „Stationäre Gasturbinen“, Herausgeber C.Lechner, J.Seume, ISBN 3-549-42831-3, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003, Seite 113-134.

3.7-10 H.-G. Brummel, “Abgasstrecke und Abhitzedampferzeuger in GUD-Anlagen“, in „Stationäre Gasturbinen“, Herausgeber C.Lechner, J.Seume, ISBN 3-549-42831-3, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003, Seite 135-206.

3.7-11 „Handbuch der Schadensverhütung“, Allianz Versicherungs-AG München und Berlin 1972, Kapitel „Stationäre Getriebe“, Seite 388-426.

3.7-12 P.Lynwander, “Gear Drives for Turbomachinery“, in „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook, Volume III“, Turbomachinery International Publications ISBN 0-937506-02-8, 1980, Seite 11-1 bis 11-22.

3.7-13 G.G.Ostrand, “Gas Turbine Inlet Air Filtration“, in „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook, Volume III“, Turbomachinery International Publications ISBN 0-937506-02-8, 1980, Seite 10-1 bis 10-20.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Kapitel 4

Wartung, Inspektion, Überholung und Reparatur.

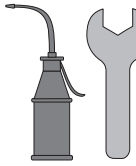


Natürlich ist eine gründliche, vorschriftsmäßige und fachkundige Wartung die Voraussetzung für „ungetrübten Betriebsgenuss“. Bei unserem Auto sind dies nach der eher kurzfristigen Beschaffungsphase unsere wichtigsten Anliegen, die uns über die gesamte Nutzungszeit begleiten. Einfache Wartungsarbeiten können wir nach den Herstellerempfehlungen selbst durchführen. Inspektionen, Überholungen und Reparaturen erfordern jedoch den Hersteller und/oder autorisierte Werkstätten mit Fachleuten.

Autobesitzer machen die Erfahrung, dass bei ihrem Auto nach einem Werkstattbesuch das alte Problem weiter auftritt oder ein neues hinzukommt. Nach dem Motto: Die Kupplung funktioniert wieder, aber nun legt ein bei der Montage getrennter elektrischer Kontakt die Lüfter lahm. Die Häufung von Schäden nach Reparaturen und Überholungen drückt sich statistisch in der typischen Badewannenkurve aus, die auch für Gasturbinen gilt (Bild 4.1-9).

Wartungsfehler als Schadensursache sind auch bei Gasturbinen nicht zu vernachlässigen (Bild 0-4). Sie folgen wie alle technischen Produkte einer „**Badewannenkurve**“. Der Betreiber leistet in eigenem Interesse seinen Beitrag, damit solche Schäden möglichst selten sind. Hierzu einige Hinweise (ohne Anspruch auf Vollständigkeit):

Der OEM gibt im **Wartungshandbuch** (hoffentlich) alle notwendigen Hinweise für ein schadenvermeidendes Vorgehen. Wichtig ist, dem Betreiber muss klar sein, dass er für den Erhalt einer teuren Investition auch seinen Beitrag zu leisten hat. So sollte er dem eigenen Personal die Chance einer fachlichen **Weiterbildung** durch **Schulungen** und **Literatur** geben. Fachliche Bildung ist zur richtigen Interpretation der Vorschriften und Anweisungen notwendig. Sie ist aber auch Voraussetzung richtige Fragen zu stellen und Antworten richtig bewerten zu können.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Was beeinflusst den Aufwand an Wartung, Überholung und Reparatur?

Zuerst interessiert die Frage nach den entscheidenden **Einflüssen auf die (Bauteil-) Lebensdauer** einer stationären Gasturbine und damit auf den Aufwand für Wartung, Überholung und Reparatur. Die Erfahrung gibt zu deren **Wichtigkeit** folgende erstaunliche Antwort in der **Reihenfolge**:

- Die Art des Kraftstoffs,
- Starthäufigkeit,
- Belastungszyklen ,
- Umgebung,
- Wartung.

Der Einfluss des Kraftstoffs ist von großer Bedeutung für den schadensfreien und rentablen Betrieb einer Gasturbine. In Bezug auf eine niedrige NO_x Emission erhält der Kraftstoff einen noch höheren Stellenwert, wenn bereits relativ kleine **Abweichungen in der Zusammensetzung eine instabile Verbrennung** begünstigen (Bild 3.2.2-5). Je niedriger die **Wärmeabstrahlung** der Flamme, umso geringer sind auch die **thermischen Belastungen der Heißeile**, insbesondere der Brennkammer. Entscheidend für die Heißeilebensdauer ist deren Aufheizung durch **Strahlung**. Der Kühlluftschleier um Heißeile schützt sie zwar gegen Wärme aus dem Heißgas. Das gilt für **Konvektion, nicht aber für die Strahlung** die den Kühlluftschleier durchdringt. Die Aufheizung ist in diesem Fall also im Wesentlichen auf die Wärmestrahlung der Flamme zurückzuführen. Wenn bei der Verbrennung glühende **Rußpartikel** entstehen, ist die Strahlung besonders stark. Von **Erdgas**, als dem in großen Mengen verwendeten Kraftstoff mit der **niedrigsten Abstrahlungsenergie** (blaue oder unsichtbare Flamme), sind unter diesem Gesichtspunkt die längsten Lebensdauern der betroffenen Bauteile zu erwarten.

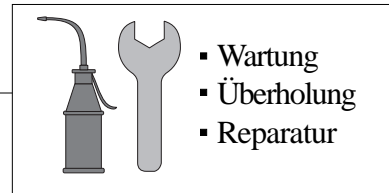
Ein weiteres Problem vieler Kraftstoffe steht im Zusammenhang mit dessen **Verunreinigungen**. Sie können im Kraftstoffsystem **Korrosion** hervorrufen. Im Heißgasstrom lösen sie Heißgaskorrosion aus (Sulfidation). Partikel sind auf Grund erosiver Wirkung für Pumpen, Messsonden, Ventile und Düsen im Kraftstoffsystem gefährlich.

Zahl und Frequenz der Starts bedeuten für Heißeile lebensdauerbestimmende thermische Lastwechsel (Bild 2.2-5). Damit ist die Art des Gasturbinenbetriebs wie **Grundlast oder Spitzenlast** von großer Bedeutung. Maschinen im Pipelinebetrieb und in der Prozesstechnik sind in Bezug auf die Startzahl erfahrungsgemäß weniger beansprucht. Die längsten Betriebszeiten zwischen Starts (in der Größenordnung von einigen hundert Stunden) haben Maschinen für die elektrische Grundlast.

Die **Belastungszyklen** (Minizyklen) durch **Leistungsänderungen** während des Laufs sind meist von geringerem Einfluss. Bei häufigen und schnellen Lastwechseln können sie jedoch einen merklichen Anteil der Bauteilbelastung ausmachen. In Lebensdauerabschätzungen werden Minizyklen in Form von **Referenzzyklen** (Umrechnung in entsprechende Starts) berücksichtigt.

Ein schädigender **Umgebungseinfluss** auf die Maschinenkomponenten wird im Kapitel 3 beschrieben (Bild 3.1.2.2-1). Von besonderer Bedeutung ist die Qualität der Ansaugluft. Diese ist nicht zuletzt von Auswahl und Wartung der Filteranlagen abhängig (Bild 3.7.1-3). Hier ist der Betreiber gefordert.

Die **Wartung** ist der wichtigste, vom Betreiber beeinflussbare Faktor. Zu einer erfolgreichen Wartung gehört eine erfahrene, **gut ausgebildete und motivierte Mannschaft** in einem wartungsgünstigen Um-



feld (Human Factors!). Vom Betreiber wird erwartet, dass er dafür die Voraussetzungen schafft. Hierzu gehören:

Bereitstellung des erforderlichen **Arbeitsraums**. Dieser sollte ausreichend groß, sauber, temperiert und beleuchtet sein.

Ein wichtiges Gebiet bei der Wartung sind Medien wie **Dichtmittel, Reinigungsmittel, Kennzeichnungen** und **Schmierstoffe**. In Kapitel 4.2.2 wird darauf genauer eingegangen. Für solche eventuell notwendige **Verbrauchsstoffe** und **Hilfsmaterial** wie Abdeckfolien ist zu sorgen. Alles hat gegebenenfalls den Spezifikationen des OEM zu entsprechen. Im Zweifelsfall ist nachzufragen.

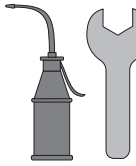
Das gleiche gilt auch für **Werkzeug**, Montagehilfen und Hebezeuge. Selbst so profane Dinge wie Unterlegkeile müssen vorhanden sein.

Nicht zu vergessen sind **Dokumentationsmittel** wie eine geeignete Kamera und Inspektionsgeräte, als da sind Boroskop, Binokular und Lampen.

Falls kurzfristig notwendige Zuarbeiten, z.B. **Ölanalyse** oder mikroskopische **Untersuchungen** (Späne Bild 3.5-3 und Bild 3.5-5, geschädigte Oberflächen) zu erwarten sind, ist rechtzeitig ein Termin im geeigneten Labor zu sichern.

Um nicht von plötzlichen Ausfällen und Reparaturen überrascht zu werden, haben sich vorherige Abschätzungen des Gesamtzustands der Komponenten und deren zu erwartende "**Restlebensdauer**" (Bild 5.3-1) als hilfreich erwiesen. Zur Ermittlung des Zustands der Maschine und der einzelnen Bauteile sind geeignete Inspektionen, insbesondere Boroskopinspektionen (Bild 4.1-6) notwendig. Diese sind üblicherweise vom OEM vorgeschrieben und beschrieben. Je nach Betriebszustand empfehlen sich verschiedene Inspektionen, die in Kombination die Aussagen gezielter und sicherer machen.

Axel Rossmann, turboconform, Karlsruhe
© 2009 by Axel Rossmann, turboconform, Karlsruhe



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.1. Kontrollmaßnahmen



Wir kennen an unserem Auto zwei unterschiedliche Gründe für eine Wartungsmaßnahme. Der Tausch von Verschleißteilen wie Reifen, Bremsen und Kupplung erfolgt gewöhnlich erst, wenn Überwachungssonden oder die Funktion eine Notwendigkeit anzeigen. So etwas nennt man eine „**On Condition**“-Reparatur, d.h. je nach Zustand.

Dagegen kann bei anderen Komponenten der Hersteller unter Androhung des Garantieverlusts den Austausch fordern. Typisches Beispiel ist der vorgeschriebene Tausch von Zahnriemen zur Ventilsteuerung nach ca. 100 000 Betriebsstunden. Dabei kommt es nicht darauf an, ob sich irgendwelche Schäden ankündigen. Eine besonders schonende Fahrweise verlängert den Zeitraum ebenfalls nicht. Diese Art der Reparatur bzw. Wartung kann man als „**Life Limited**“ bezeichnen.

Was heute bei einem Auto so gut wie nicht mehr vorkommt, ist eine Reparatur verschlissener Teile. Der Tausch gegen Neuteile ist hier das Übliche. Dagegen hat die Reparatur bei Gasturbinen eine große Bedeutung. Davon sind z.B. lebensdauerbegrenzte Rotorkomponenten betroffen. Andere Teile können nach einer genauen Bewertung ohne Nacharbeit wieder verwendet werden oder, falls notwendig, repariert werden. Darin unterscheidet sich die Gasturbine grundlegend vom modernen Auto.

Bild 4.1-0 (Lit. 4.1-6): Für die Zeitabstände, nach denen eine Gasturbine zu überholen ist, haben sich zwei Konzepte durchgesetzt:

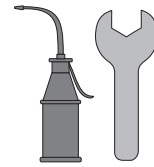
Fixed Interval Maintenance (Bild 4.1-1) und **On-Condition Maintenance**. Die jeweilige „Philosophie“ ist **nicht unbedingt an einen Gasturbinentyp gebunden**. Dabei kann betreiberspezifisch vorgegangen werden. Beide Vorgehensweisen haben ihre Vor- und Nachteile.

Fixed Interval Maintenance ist die **traditionelle Vorgehensweise** der Gasturbinenüberholung. Sie berücksichtigt besonders die **Auslebensdauer/Garantielebensdauer** der Heißeile. Soll das **Überholungsintervall verlängert** werden, sind **Nachweise erforderlich**. Der OEM gibt dazu Hilfestellung und Empfehlungen. Das **vom OEM im Handbuch festgelegte Überholungsintervall** bezieht sich üblicher-

weise auf **Betriebsstunden und/oder Start-/Abstellzyklen**.

Bei der **On-Condition Maintenance** erfolgt die Überholung in Form des gezielten **Tauschs einer Komponente**, die ihre Lebensdauer erreicht hat. Natürlich wird man versuchen, **Lebensdauern** bzw. **Restlebensdauern** der Bauteile einer Gasturbine möglichst **günstig zu kombinieren**. Das gilt sowohl für neue als auch gelaufene Teile. Es handelt sich dabei nicht zuletzt um eine anspruchsvolle **logistische Aufgabe**.

Es kommt also darauf an, den **Zustand** („**health**“) des Bauteils mit ausreichender Sicherheit zu ermitteln. Dafür sind unterschiedliche Vorgehensweisen, die auch kombiniert werden, möglich (Kapitel 5.1). **Sensoren überwachen und registrieren die lebensdauerbestimmenden Betriebsparameter**. Aus denen



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Konzepte der Überholung. Fixed Interval Maintenance ("Hard Times") und On-Condition Maintenance.

Fixed Interval Maintenance.

Beispiele:

- Festgelegte Zeiten für lebensdauerbegrenzte Rotorteile (LCF).
- Heißeile (Hot-section Inspections), insbesondere Hochdruckturbine

Vorteile:

- Sicherere Langzeitplanung des Einsatzes
- Sicherere Kostenplanung
- Logistik übersichtlicher
- Überholintervalle zugelassen vom zuständigen Hersteller und in den Handbüchern (Maintenance Manual) angegeben.
- Geeignet für Betreiber mit wenigen Anlagen.

Nachteile:

- Kosten
- Auslastung der Anlage nicht optimal
- Höheres Risiko gegenüber unvorhergesehenen technischen Problemen, die zu katastrophalen Schäden oder unvorhergesehenen Ausbauten führen.

On Condition Maintenance. "The Engine will tell us".

Beispiele:

- Erreichen der Lebensdauer aus Auswertung von Sensoranzeigen (Trends)
- Boroskopbefunde: Erosion, Oxidation/Heißgaskorrosion, Rissbildung und/oder Deformationen durch Thermoermüdung
- Sensoranzeigen: Vibrationen, Wirkungsgradabfall/ Deterioration, Pumpverhalten des Verdichters.

Vorteile:

- Längere Zeiten im Betrieb, d.h. bessere Auslastung der Anlage, verringert Kosten pro Betriebsstunde ("Power by the Hour"- Prinzip)
- Größere Flexibilität in Zeitabläufen zum Einsatz, logistische Vorteile
- Trendanalysen führen zur Verringerung des Risikos unvorhergesehener Ausbauten.

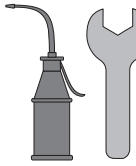
Nachteile:

- Qualifikation bei zuständigen Behörden kosten- und zeitaufwändig.
- Gasturbinen- (-typ) spezifisch. Z.B. Ausstattung mit Sensoren und Boroskopöffnungen.
- Größere Anzahl für ausreichende statistikgeeignete Datenmengen erforderlich.
- Ungünstiger für Betreiber mit geringerer Auslastung der Tageslaufzeit
- Kontinuierliche Überwachung erforderlich, Auswertung (Trendanalysen) sowie die Dokumentation können aufwändig sein (Kosten).
- Gewisse feste Intervalle unvermeidlich, z.B.
 - Routine-Wartungsarbeiten wie Ölfilter, Reinigung von Kraftstoffdüsen
 - LCF-lebensdauerbegrenzte Rotorteile.
 - In Sonderfällen regelmäßige Inspektionen (z.B. Boroskop).

Bild 4.1-0

wird mit vom OEM erarbeiteten Algorithmen der Lebensdauerverbrauch bzw. die Restlebensdauer ermittelt. Dieses Vorgehen wird

von modernem „Trend Monitoring“ und elektronischen Reglern gestützt. Boroskopinspektionen (Bild 4.1-6) sind in der Lage, Bauteile



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

mit **visuell erkennbaren Schädigungskriterien** im eingebauten Zustand zu bewerten. Das kann die auf Sensordaten beruhenden Abschätzungen des Trend Monitoring (Kapitel 5.1) absichern und/oder allein als Lebensdauerkriterium verwendet werden. Ein Beispiel sind Schäden wie Rissbildung durch Thermoermüdung oder Abzehrung der Wand von Leitschaufeln der Hochdruckturbinen durch Oxidation. Um die betroffenen Teile zu wechseln, ist eine **Modulbauweise** (Bild 4.2-9) hilfreich. Sie begrenzt den Aufwand des Teiletauschs.

Will ein Betreiber nach On-Condition vorgehen oder auf diese umsteigen, ist eine **eingehende Vorbereitung mit dem OEM** erforderlich.

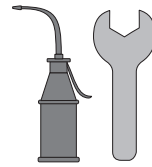
4.1.1. Die Inspektion.

Unter einer Inspektion (Bild 4.1-1) wird hier eine gezielte Maßnahme zur **Feststellung des technischen Zustands** bestimmter Bauteile oder Baugruppen (Bild 4.1.1-1) verstanden. Davon ist lediglich ein Teil der Maschine bzw. Gesamtanlage betroffen. Die Inspektion erfordert **keinen großen Demontageaufwand**. Falls möglich, wird sie an der Maschine im betriebsfähigen Zustand nach einem festen Plan oder aus aktuellem Grund durchgeführt.

Während normaler **Stillstandzeiten** lässt sich die Maschine und ihre Peripherie auf Besonderheiten wie äußere Anzeichen für **Leckagen** überprüfen (Bild 4.1-10). Im Rahmen von **Öl- und Filterwechsel** oder einer **Magnetstopfeninspektion** (Bilder 3.5-5, 3.5-7, 4.1-4) können mit Hilfe einer **Untersuchung von Verunreinigungen und Rückständen** beginnende Schäden erkannt werden. Die Wartung, Nachreichung und Reinigung von **Sensoren** (Bild 3.6.2-1) zeigt deren Zustand und gibt Hinweise auf Veränderungen der Betriebsdaten. Sie ist von ganz besonderer Bedeutung. Ist doch der Ausfall oder die Fehlfunktion von Sonden mit Fehlanzeigen durchaus nicht ungewöhnlich und kann zu schwerwiegenden Schäden der Hauptkomponenten, insbesondere der Heißeile führen. **Boroskopinspektionen** können wichtige Erkenntnisse bringen (Bilder 4.1-5 bis Bild 4.1-8). Häufig ist jedoch die Hilfe des Herstellers sowohl bei der **Ausrüstung**, der **Interpretation des Befunds** und der **Bewertung** gefordert. Auf Grund dieses Aufwands sind solche Inspektionen nur in relativ großen Zeitabständen möglich (Bild 4.1-1).

In Sonderfällen, wenn z.B. an einem Maschinentyp eine Schwachstelle entdeckt wurde, die bei allen **anderen Betreibern des gleichen Maschinentyps** auf Grund einer Anweisung oder Empfehlung des OEM überprüft werden muss, kann es notwendig sein, die Arbeiten während einer geeigneten **Stillstandzeit** durchzuführen. Ist diese ausreichend lang, wird man Heißeilinspektionen an Brennkammer und Turbinen vornehmen. Hierzu gehört der Ausbau der Kraftstoffzuführung, die Abnahme von Gehäusen und die Entfernung von Gasführungen.

Bei Maschinen im kontinuierlichen Betrieb sind für solche Arbeiten entsprechende **Stillstandzeiten rechtzeitig vorzusehen**. Der Inspektionsaufwand ist nicht zuletzt abhängig von der Maschinenkonstruktion. So können z.B. längsteilbare Gehäuse, welche die Entfernung einer Hälfte zulassen, für den Tausch von Schaufeln besonders günstig sein. Das gilt auch für Rohrbrennkammern, die von außen besser zugänglich sind, wenn der Dom abgenommen werden kann.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.1.2 Die Revision (Große Inspektion).

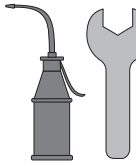
Die Revision (Bild 4.1-1) erfolgt im weitestgehend **geöffneten Zustand** der Maschine und **beinhaltet Pflege und Wartungsarbeiten**. Wird festgestellt, dass der Austausch von Komponenten notwendig ist, kann eine **Instandsetzung** erforderlich werden. Sie ist damit eine wichtige Maßnahme zur Verhütung von Schäden. Dazu ist ein **geplanter Stillstand** der Maschine notwendig. Dieser wird natürlich so gelegt, dass der Ausfall ohne unzulässige Auswirkungen auf die normalen Arbeitsabläufe bleibt und nicht bei industriellen Prozessen zu einem Produktionsausfall führt.

Der **zeitliche und finanzielle Aufwand** der Hauptinspektion hängt von der Maschinenkonstruktion und den betroffenen Teilen ab. Zeiten von zumindest **mehreren Tagen** sind einzuplanen. Müssen **teure Komponenten** wegen Ablauf der vorgesehenen Lebensdauer oder unerwarteter Schädigungen ausgetauscht werden, interessiert neben den Ersatzkosten die sofortige **Verfügbarkeit**. Eine Lagerhaltung solcher Teile ist kostspielig und wird deshalb minimiert. Das kann zu sehr unangenehmen Engpässen führen. Wichtig ist deshalb eine gute **Planung**. Dafür sind möglichst vorher die betroffenen Bauteile bereits vollständig zu identifizieren. Oft ist es jedoch erst dann möglich, über die Weiterverwendung von Bauteilen (z.B. Turbinenschaufeln) zu entscheiden, wenn sie einer **Untersuchung im ausgebauten Zustand** zugänglich sind. Solche Untersuchungen können ebenfalls Tage benötigen. Diese Zeit ist notwendig, bis entschieden werden kann, ob die Bauteile zunächst in der Maschine verbleiben. Dabei ist zu berücksichtigen, ob bei der nächsten Überholung die Schädigung **noch reparierbar** ist oder Neuteile zum Einsatz kommen müssen (Bild 4.1-2). Eine alternative Möglichkeit ist ein frühzeitiger Austausch gegen reparierte und/oder Neuteile um die beanstandeten Teile reparieren zu können. Das Abwarten bis eine Reparatur erfolgte (z.B. Nachbeschichtung) dürfte sich für einen Tausch während der aktuellen Revision in den meisten Fällen aus Zeitgründen verbieten. Selbst in günstig gelagerten Fällen kann eine "Crash-Aktion" im Bereich einer Woche liegen.



Auf eine besondere Problematik des Austauschs ge-
laufener Bauteile gegen Neuteile sei noch hingewiesen. Als privater Besitzer eines Autos kennen wir das Problem vom Einbau neuer dichter Kolben in einen alten Motor. Das kann dazu führen, dass durch die erhöhte Leistung eine verschlissene Kurbelwellen- oder Pleuellagerung nunmehr überlastet wird. Mit einem kapitalen Schaden ist dann kurzfristig zu rechnen.

Ähnliches ist im übertragenen Sinn auch in einer Gasturbine möglich. Das ist der Fall, wenn nach der Überholung eine erhöhte Leistungsabgabe andere Komponenten stärker belastet. Der Betreiber sollte sich also gegebenenfalls beim OEM vergewissern, ob in dieser Richtung Bedenken vorliegen.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Wünschenswert wäre bei Zugänglichkeit eine aussagefähige **Überprüfung eingebauter Bauteile** auf beginnende Schäden durch Rissbildung. Meist reichen jedoch die derzeit für den praktischen Einsatz zur Verfügung stehenden Verfahren, wie Eindringprüfung, Ultraschall-, Röntgen- oder Wirbelstromprüfung nicht aus. Auf diesem Gebiet sind verstärkte Anstrengungen zu empfehlen, mit dem Ziel Inspektions- und Überholungskosten zu senken (siehe Kapitel 5.3.).

Neue Dichtungen mit geringerer Leckströmung können die **Kräfte auf die Hauptlager** beeinflussen (Bild 2.5-2). Nach einem **Modultausch** (Bild 4.2-6) besteht z.B. die erhöhte Gefahr, dass ein Labyrinth beim Anstreifen an einem verbliebenen gealterten Belag, katastrophal versagt (Bild 4.2-3).

Es sei hier auf eine in Bild 4.1-2 erkennbare Problematik hingewiesen. Erfahrungsgemäß birgt jede Revision selbst statistisch ein gewisses Schadensrisiko. Entsprechend der **Badewannenkurve** (Bild 4.1-9) ist, nachdem an einer Maschine umfangreichere Arbeiten vorgenommen wurden, bei der erneuten Inbetriebnahme und während der **ersten Laufstunden von einem erhöhten Schadensrisiko** auszugehen. Dies steigt insbesondere bei Öffnung der Gehäuse und einer teilweisen Demontage. Gründe sind Montagefehler, Fremdkörpereinbringung oder ungeeignete Betriebsmedien.

4.1.3 Die Kontrolle während des Betriebs.

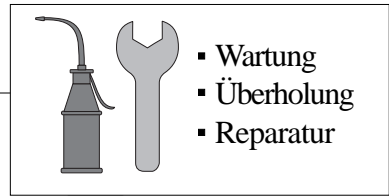
Trotz einer kontinuierlichen Maschinenüberwachung (Kapitel 5.1) ist es auch heute noch unerlässlich, dass **erfahrenes Personal** während des Betriebs auf besondere, **vom Normalbetrieb abweichende Erscheinungen wie Geräusche, Vibrationen, Gerüche, Rauchentstehung und austretende Medien** achtet (Bild 4.1-10) und diese bewerten kann. So erhält man wichtige Hinweise auf den Zustand der Maschine. Eine alte Methode ist das **Abhören von Maschinengeräuschen**. Beim Start, Hoch- und Auslaufen der Maschine ist ein Stethoskop geeignet. Erfahrenem Personal kann ein Schraubenzieher bereits gute Dienste leisten (Bild 4.1-11). Auch die berühmte, auf der Hochkante **stehende Münze** an einer von der Erfahrung her geeigneten Stelle, kann einen Hinweis auf merkliche Abweichungen im **Schwingverhalten** bzw. Heftigkeit von Vibrationen der Maschine geben.

Bild 4.1-1: Nach F. Wotschofsky wird in der älteren Literatur (Lit 4.1-1) die dargestellte Vorgehensweise empfohlen. Sie sieht Intervalle zwischen Inspektionen und Revisionen vor. Diese richten sich nach Betriebsstunden und/oder Start-Abstellzyklen. Mit den Möglichkeiten der kontinuierlichen Maschinenüberwachung, dem **Monitoring** (Kapitel 5.1), bietet sich heute das „**On Condition**“-Prinzip an (Bild 4.1-0).

Wartung: Wartungsarbeiten mit Betriebsdokumentation und Prüfarbeiten sollten die **Verfügbarkeit der Maschine** nicht beeinträchtigen. Sie können vom zuständigen Personal

an der **laufenden oder in Bereitschaft stehenden Maschine** und deren Peripherie vorgenommen werden. Wartungsarbeiten sind nach schriftlich **festgelegten Plänen**, wie einem Schmierstellenplan mit bauteilspezifischen Angaben zum Schmiermittel, durchzuführen. Druckmessungen im Verdichter nach OEM-Angaben, lassen erkennen, ob ein Reinigungs- bzw. Waschvorgang vorzunehmen ist (Bild 4.2-1.1 und Bild 4.2-1.2).

Inspektion: In diesem Rahmen werden ohne den **Abbau von Bauteilen Sichtkontrollen, Boroskopinspektionen und Messungen** zum Rück-



Vorsorge ist besser als kurieren!

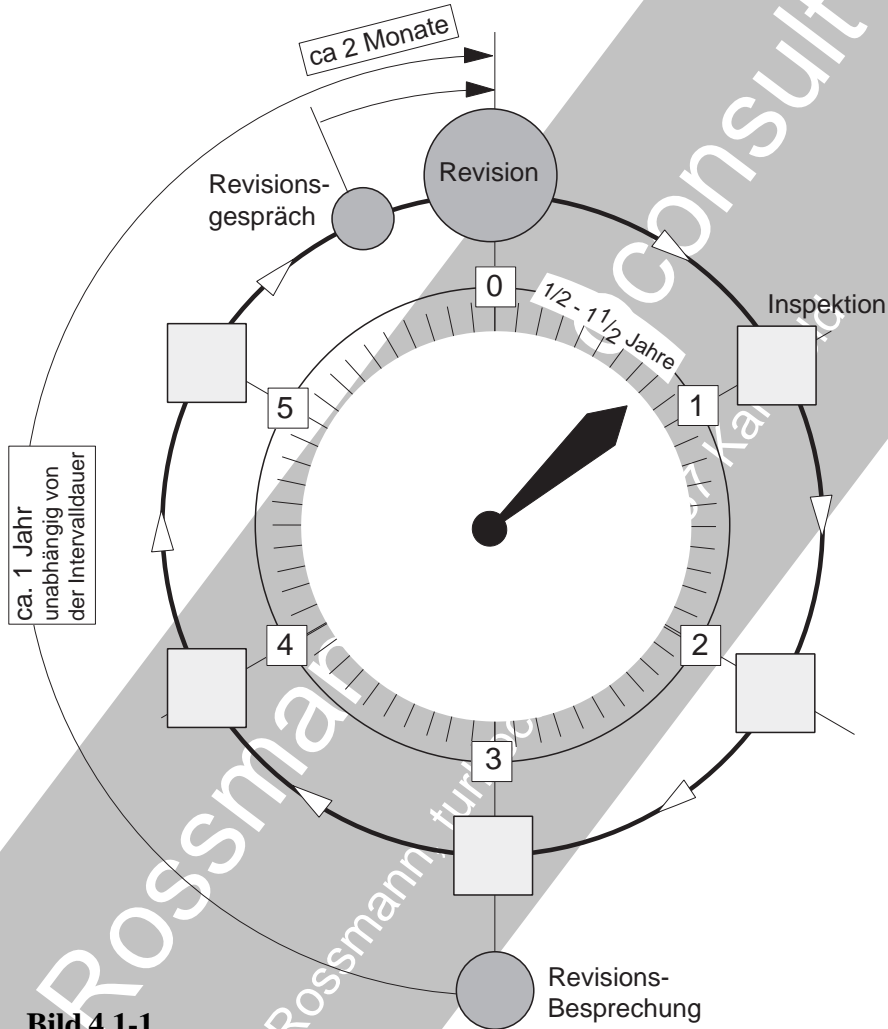


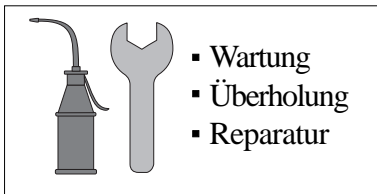
Bild 4.1-1

schluß auf den Maschinenzustand vorgenommen. Die Befunde sind zu dokumentieren.

Revision: Die Revision bedarf einer **Demon-tage der Maschine**, die alle Prüfungen und Kontrollen ermöglicht. Gegebenenfalls sind Maßnahmen einzuleiten, um bis zur nächsten Revision einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Besonderes Augenmerk ist auf bauteiltypische Schädigungsanzeichen wie Oxidation, Deformationen, Rissbildung und Verschleiß zu richten.

Im Zweifelsfall gelten natürlich auch bei Revisionsarbeiten **und der Festlegung der Revisionsintervalle** die Angaben des OEM. Je

nach Inspektionsbefund (z.B. Boroskop), sollten sie in Zweifelsfällen nach Absprache mit dem OEM den Notwendigkeiten angepasst werden können. Ein solches Intervall liegt bei ca. 20 000 äquivalenten Betriebsstunden („äh“) innerhalb maximal 8 Jahren. Zeiten mit hohen Belastungen wie Schnellabschaltungen, Starts (z.B. entsprechend 10 äh) und schnellen Laständerungen werden nach einem möglichst vorher bekannten Schlüssel gewichtet (Bild 2.2-5).



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 4.1-2: Die **Schadensrate** über der Zeit folgt bei Gasturbinen, wie für technische Geräte typisch, einer **Badewannenkurve** (Bild 4.1-9). Dies gilt auch für die einzelnen Revisionszyklen (Bild 4.1-1). Am Anfang nach der eigentlichen Revision ist mit einem, wenn auch kleinen, Anstieg der Schäden zu rechnen. Ohne Revision würde sich jedoch die Schadensrate über lange Zeit unzulässig erhöhen. Mit Revisionszyklen ist zwar auch ein Anstieg zu beobachten, doch dieser ist moderat und beruht in erster Linie auf der „normalen Ermüdung“ bzw. Schädigung der Bauteile.

Diagramm 2 zeigt, dass die Schadensrate (Lit 4.1-1) als eine Addition von drei Einzeleffekten verstanden werden kann.

Dem **Langzeitversagen** („A“) der nicht von der Revision erfassten Bauteile.

Den Schäden in Zusammenhang mit der **Revision** selbst (Spitzen in „B“) und den **Verschleißschäden** innerhalb eines Revisionsintervalls („C“).

Es wird erwartet, dass die Summe dieser Schäden deutlich niedriger als ohne Revisionen ist. In diesem Zusammenhang sei nicht verschwiegen, dass auch gänzlich andere Ansätze, z.B. für Flugtriebwerke, propagiert werden (**On Condition**, Bild 4.1-0): Dafür wird Wartung und Inspektion ausgebaut und perfektioniert. So soll eine Überholung mit totaler Zerlegung weitestgehend überflüssig werden. Möglicherweise ist die umfangreiche Expertise des Wartungspersonals von Fluggeräten sowie die weitreichenden Inspektionsarbeiten der Betreiber Voraussetzung für eine solche Vorgehensweise.

Das Revisionsintervall (Bild 4.1-2): Es wird üblicherweise vom OEM festgelegt und ist wichtiger Bestandteil der **Auswahlüberlegungen bei der Beschaffung** einer Gasturbine. Je nach Inspektionsbefund sollte das Intervall in Absprache mit den zuständigen Partnern wie OEM und Versicherung verlängert oder verkürzt werden können.

Ein Kriterium ist der Zeitpunkt ab dem eine Reparatur wichtiger und kostenintensiver Bau-

teile wie der Turbinenbeschaufelung noch sinnvoll ist.

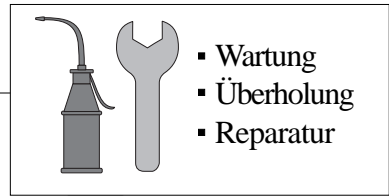
Diagramm 1 (Lit. 2.3-1) zeigt diese Überlegungen. Im Bereich „I“ fallen die niedrigsten Reparaturkosten an. Verschlechtert sich der Zustand entsprechend dem **Schädigungsgrad** so tritt die zugehörige Kurve bei „A“ in eine Zone „II“ mittlerer Schädigung ein. Wird zu diesem **Zeitpunkt eine Reparatur** durchgeführt, verlängert sich die Nutzungsdauer um die halbe Lebensdauer. Erfolgt die Reparatur erst bei Erreichen der Zone „III“ in Punkt „B“ ist die Schädigung bereits so groß, dass sich die Kosten einer optimalen Lebensdauerverlängerung gegenüber der **Neuteilbeschaffung** nicht mehr rechnen.

Die Kurve „C“ gilt für rechtzeitig, d.h. im Bereich von von „I“ bis „A“ reparierte Teile. Im Lebensdauerbereich bis zu einem nicht mehr reparierbaren Zustand liegt der Punkt „D“. Sie ist deutlich länger als des nicht reparierten Teils. Der Reparaturzeitpunkt wird auch von Einflüssen wie Kraftstoff oder besonderen Betriebsbedingungen und Umwelt (z.B. Verunreinigungen der Ansaugluft), wenn diese die lebensdauerrelevante Schädigung des Bauteils merklich beeinflussen.

Wichtig: Entscheidend ist also die **Einschätzung des Schädigungsgrades**. Vom OEM wird die Schädigung aufgrund seiner **Interessenslage möglicherweise eher als weiter fortgeschritten angesehen als vom Betreiber**. Hier kann sich eine **neutrale Fachauskunft lohnen**. Auch der **Versicherer sollte hinzugezogen werden**.

Ist der **spezifische Kraftstoffverbrauch** (Kapitel 5.1) ein Revisionskriterium, kann die **Qualität des Reparaturshops** bzw. der Überholung von entscheidender Bedeutung sein.

In **Diagramm 3** ist nach Lit 4.1-2 eine Streubreite von ca. 3,5% für diese Kenngröße erkennbar. Sie steigt über die Betriebszeit bei einem hohen Ausgangswert zusätzlich noch an. Das Revisionsintervall würde sich in diesem Fall weiter verkürzen.



Revisionen steigern die Verfügbarkeit, auch wenn es kurzfristig anders scheint.

Diagramm 1

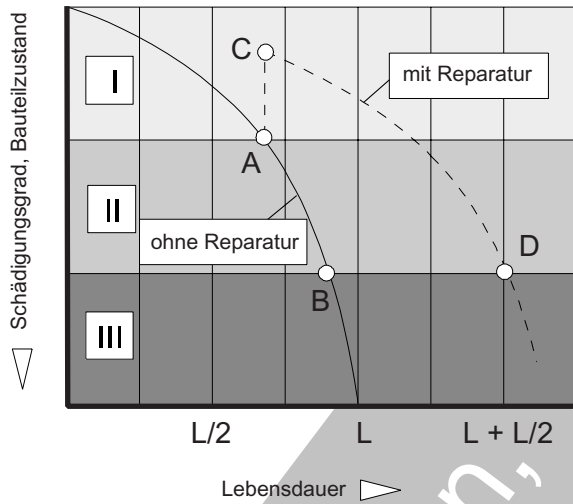


Diagramm 3

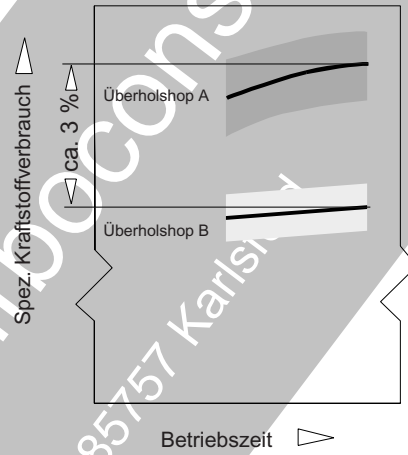


Diagramm 2

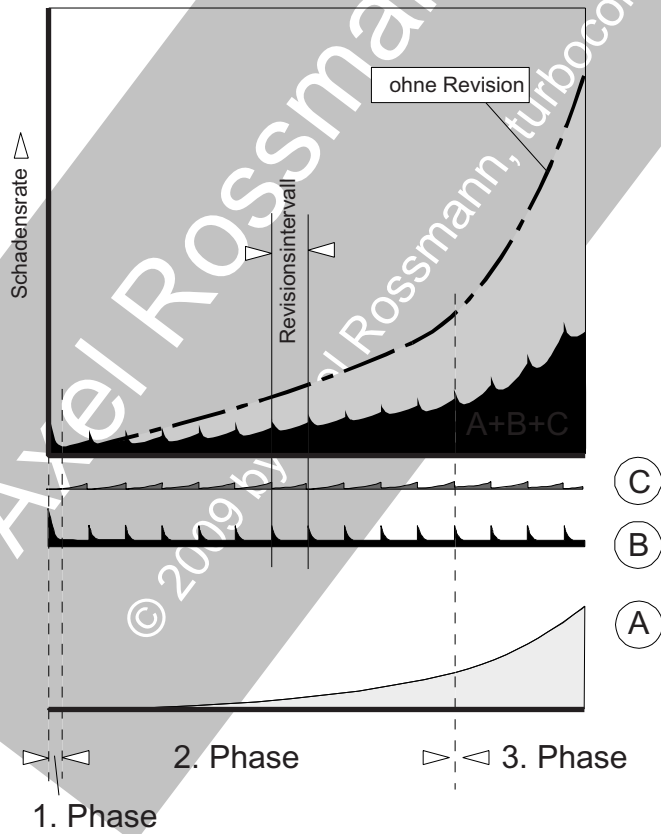
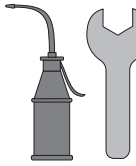


Bild 4.1-2



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Die Inspektion erfordert bauteil-spezifisches Vorgehen.

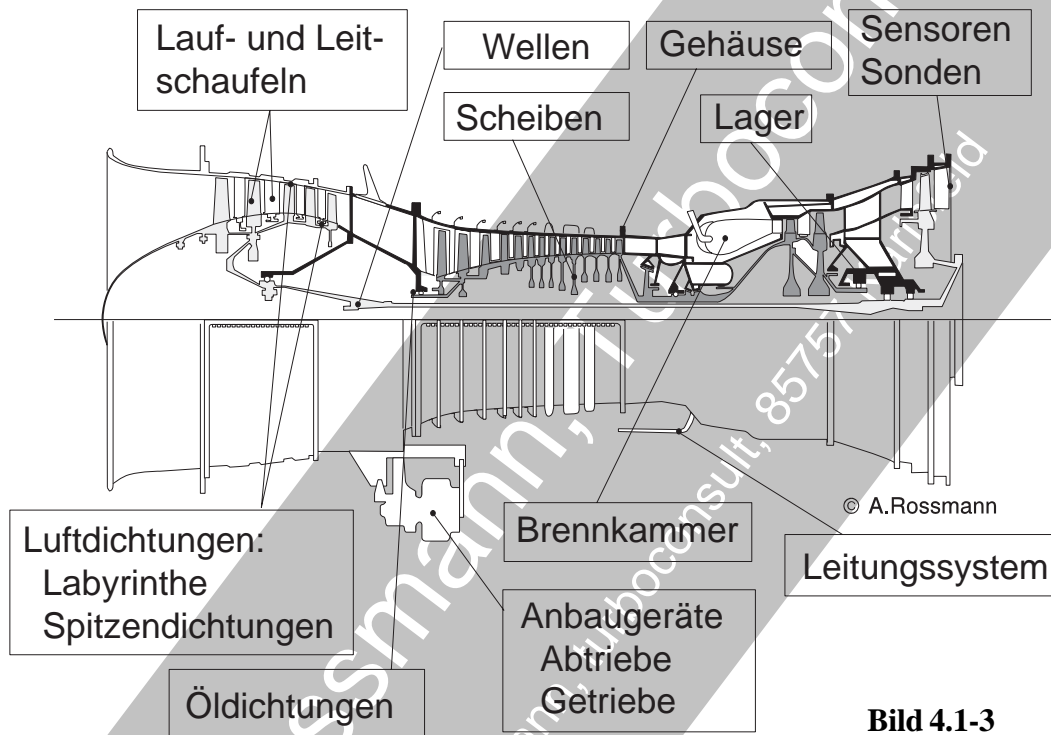


Bild 4.1-3

Bild 4.1-3: Die **Inspektion** (Bild 4.1-1, siehe auch Lit. 1-7) erfolgt an der nichtzerlegten Maschine als „**dirty inspection**“ oder „**Inspection in as run condition**“. Im Gegensatz dazu wird eine Überprüfung der Teile bei einer Revision (Bild 4.1-2) oder Überholung im zerlegten und gereinigten Zustand (Lit. 4.1-3) als „**clean inspection**“ bezeichnet. Im Folgenden werden **typische Vorgehensweisen** im Rahmen der Inspektion beispielhaft dargestellt:

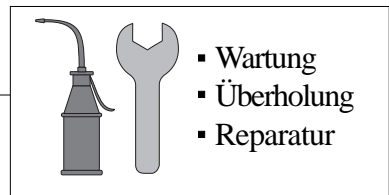
Zunächst erfolgt eine äußere visuelle Kontrolle der Maschine auf Besonderheiten (Bild 4.1-10). Fotografische **Dokumentation** ist dabei empfehlenswert. Sie kann bei später erkannten Problemen für die Klärung eine entscheidende Rolle spielen.

Flüssigkeiten werden abgelassen und Proben nach OEM-Angaben genommen. **Ölanalysen** (Bild 3.5-4) können z.B. Hinweise auf Ver-

schleißprobleme oder ungewöhnliche Betriebsbedingungen wie Überhitzungen geben. Ölfilter (Bild 3.5-3) und Magnetstopfen (Bild 3.5-5) werden gezogen und gegebenenfalls die Ablagerungen untersucht.

Spiele (z.B. Schaufelverstellung und Rückmeldekabel von Steuerungen und Reglern) und **Spalte** sind zu kontrollieren und zu dokumentieren.

Befestigungen wie **Rohrschellen** und **Kabelhalterungen** sind, soweit zugänglich, auf den notwendigen Sitz, Lockerungen und Verschleiß zu überprüfen. Gegebenenfalls sind **Verstellkräfte** und **Losbrechmomente** zu bestimmen. Darauf wird jedes Modul selbst noch einmal einer genauen Inspektion unterzogen. Hierzu gehören Funktionsprüfungen der Komponenten und Boroskopinspektionen (Bilder 4.1-5 und 4.1-6).



! Magnetstopfen sind für den Fachmann eine wichtige Hilfe.

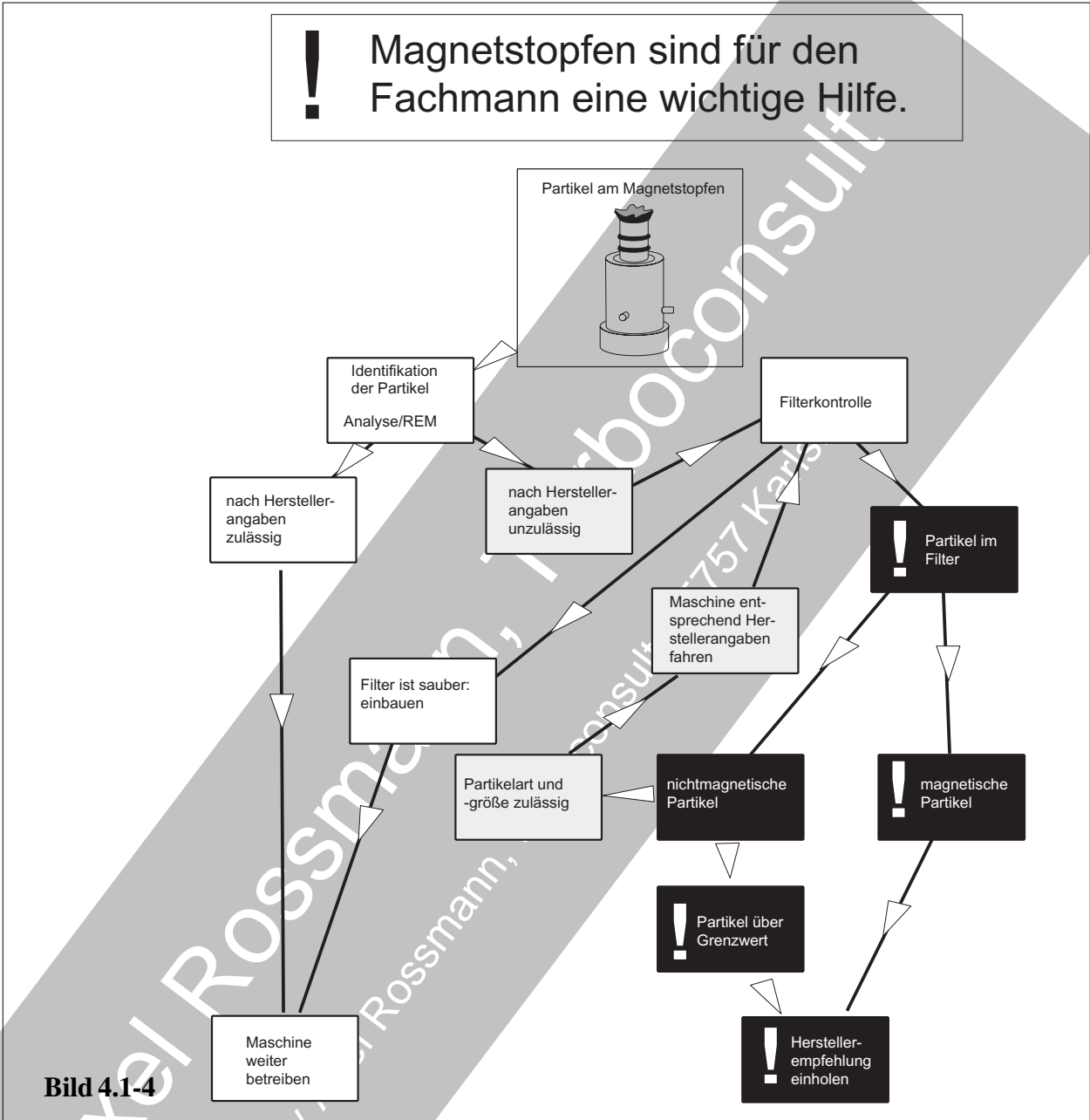
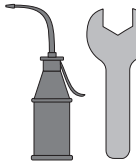


Bild 4.1-4

Bild 4.1-4: Es handelt sich um ein Beispiel für eine strukturierte Entscheidung (Entscheidungsbaum). Auch die **Ablagerungen an den Magnetstopfen** (Bild 3.5-5) können ähnlich wie die **Filterrückstände** Auskunft über den Zustand der Maschine geben und/oder den **Trend möglicher Probleme** aufzeigen (Bild 3.5-7 und Bild 3.5-8). Eine Kombination mit **Ölfilteruntersuchungen** (Bild 3.5-3) kann die Aussage-sicherheit deutlich verbessern. Sie wird deshalb nicht selten vom OEM verlangt. Bei Magnetstopfensystemen (Bild 3.5-5), die unzulässige Ablagerungen elektrisch anzeigen, ist zuerst

das Anzeigesystem auf eine eventuelle **Fehl-anzeige** zu überprüfen. Je nach Befund der Filter- und der Magnetstopfenablagerungen hilft ein Entscheidungsbaum. **Schwarze Felder** zeigen Ergebnisse, die einen Weiterbetrieb ohne Empfehlung des OEM nicht raten lassen. **Graue Felder** erfordern absichernde Aktionen wie sie vom Hersteller in den Vorschriften/Handbüchern empfohlen werden. **Weißer Felder** können je nach Befund den uneingeschränkten Weiterbetrieb der Maschine erlauben.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Die Boroskopinspektion ist ein wichtiges Überwachungswerkzeug.

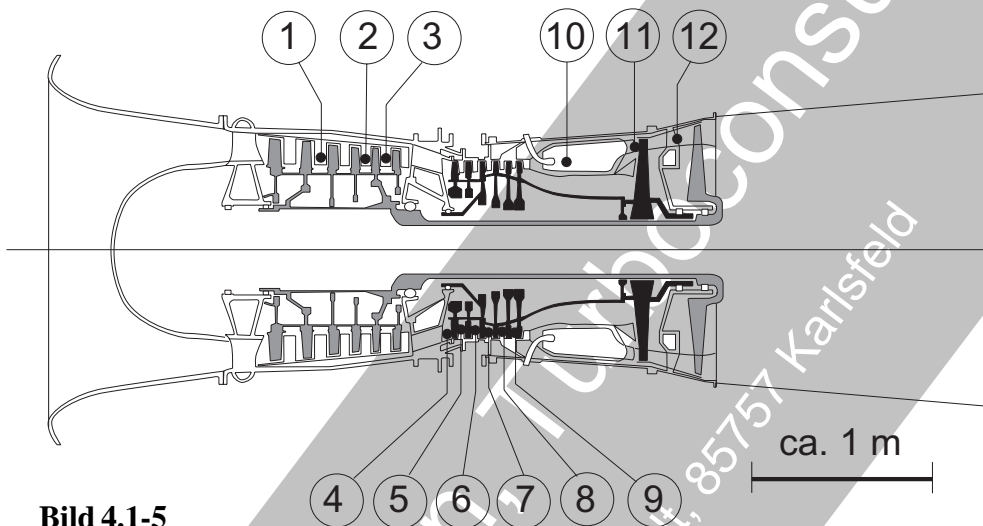


Bild 4.1-5

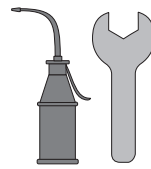
Bild 4.1-5: Boroskopinspektionen (Lit 4.1-6) gehören längst zum Stand der Technik. Sie ermöglichen die **optische Kontrolle** der Bauteile und eine **fotografische Dokumentation** des Befunds. Voraussetzung ist die geeignete Verteilung und Anordnung der Boroskopöffnungen. Nach Möglichkeit sollten **der gesamte Strömungskanal** (Lit 1.1-6), insbesondere alle Heißeile, einer Inspektion zugänglich sein. Dazu ist es notwendig, dass auch der **Blickwinkel** des Objektivs berücksichtigt wurde. Ein Problem ist die **Deutung der Befunde** (Bild 4.1-7 und Bild 4.1-8). Dies gilt besonders für neue Technologien wie Wärmedämmschichten wenn noch nicht ausreichend Erfahrung vorliegt. Aber auch Heißeile mit den üblichen Diffusionsbeschichtungen können bei Risserscheinungen Rätsel aufgeben. Wenn z.B. zu entscheiden ist, ob es sich lediglich um einen Riss in der Schicht (Coating Crack) oder um einen tieferen Riss bis in das Grundmaterial handelt. So kann eine linienartige Koksablagerung in Strömungsrichtung auf einem Schaufelblatt, d.h. in bevorzugter Rissrichtung, als Riss missdeutet werden. Aufwändige Repara-

turmaßnahmen werden sich in solchen Fällen später als unnötig herausstellen.

Im gefährlichen Fall dagegen kann es sich um einen von innen an der Kühlluftführung ausgehenden Riss handeln (Bild 3.3-14 und Bild 3.3-15) der zur Oberfläche durchgedrungen ist (Bild 4.1-7). Dann ist mit einem kurzfristigen, nicht mehr abfangbaren Versagen der Schaufel zu rechnen.

Genau so wichtig wie die geeigneten Boroskopöffnungen und die Boroskopgeräte selber ist ein **erfahrenes und geschultes Personal** (Lit 4.1-3). Dieses sollte **wissen wo es hinsehen muss**, um typische Fehler zu erkennen und zu bewerten. Die Wertung in Problemfällen wird natürlich vorzugsweise mit dem OEM geschehen.

Denkbar ist, dass in Zukunft der optische Befund durch Bildübertragung dem OEM oder Fachberater zur Verfügung steht. Auf diese Weise wird eine **Ferndiagnose** möglich und es ist nicht in jedem Fall die Präsenz des bewertenden Spezialisten vor Ort notwendig.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Auch in der Technik befinden wir uns im Zeitalter der "sanften Chirurgie" und Diagnose vor Ort.

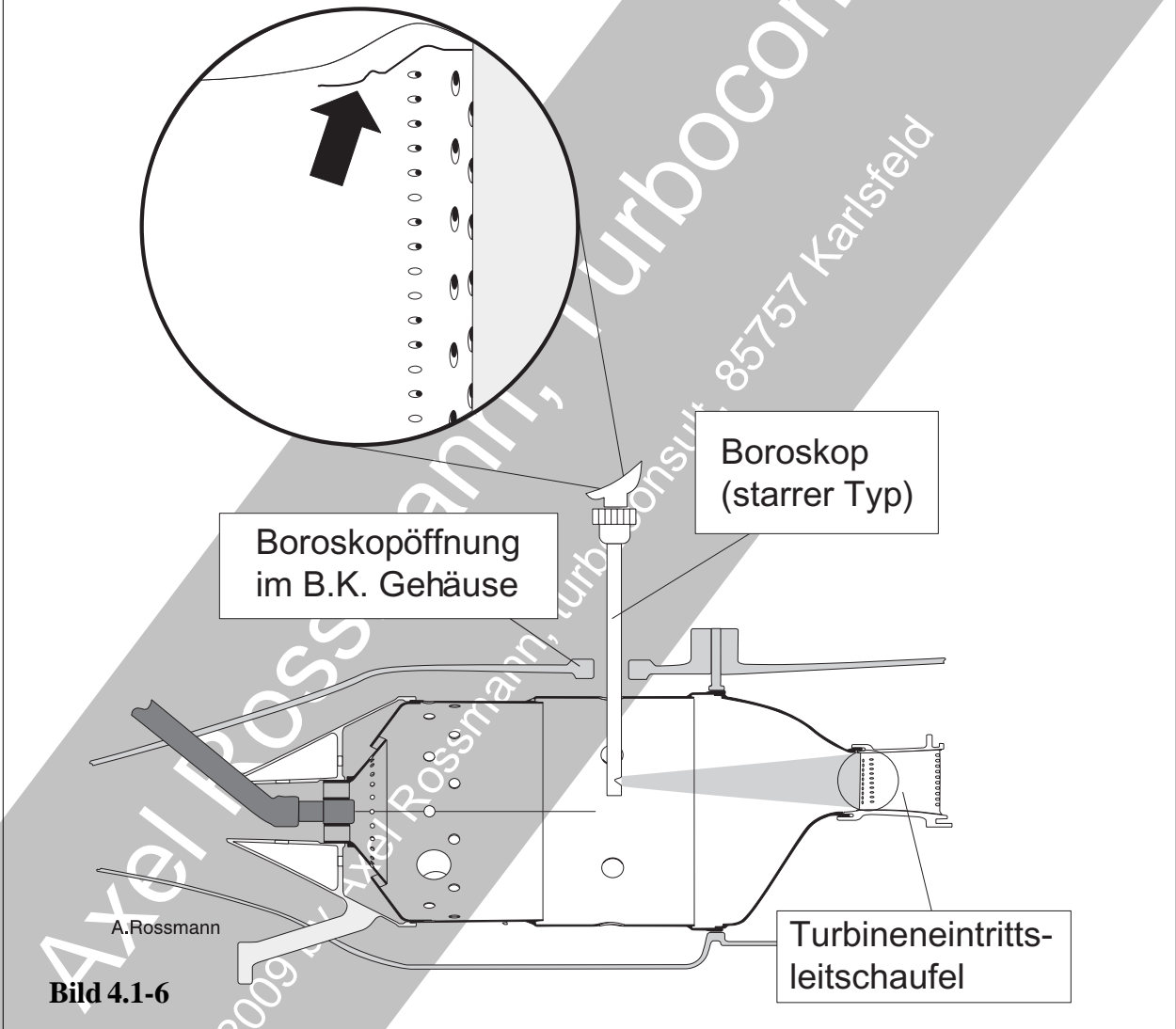
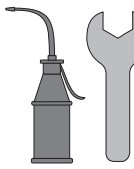


Bild 4.1-6 Boroskope gibt es in verschiedenen Ausführungen (Lit 4.1-6). **Starr** wie oben dargestellt oder **flexibel**. Wichtig für eine erfolgreiche Boroskopinspektion ist zu **wissen, wo man nach was sucht**. Hierzu können die Bilder 4.1-7, 4.1-8, 3.3-9 und 3.3-10 hilfreich sein. Zur Deutung des Befundes bedarf es gewöhnlich Konsultationen und spezifischer absichernder Prüfungen, wenn Handbücher und Vor-

schrift interpretierbar sind. Insbesondere die **Einschätzung des Risikos** bezüglich des zu erwartenden **Schädigungsverlaufs**, etwa eines Risswachstums oder eines Korrosionsangriffs, erfordert die Expertise des Herstellers.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Das Finden der Fehler und ihre Deutung sind die Voraussetzung für eine erfolgreiche Diagnose und Therapie.

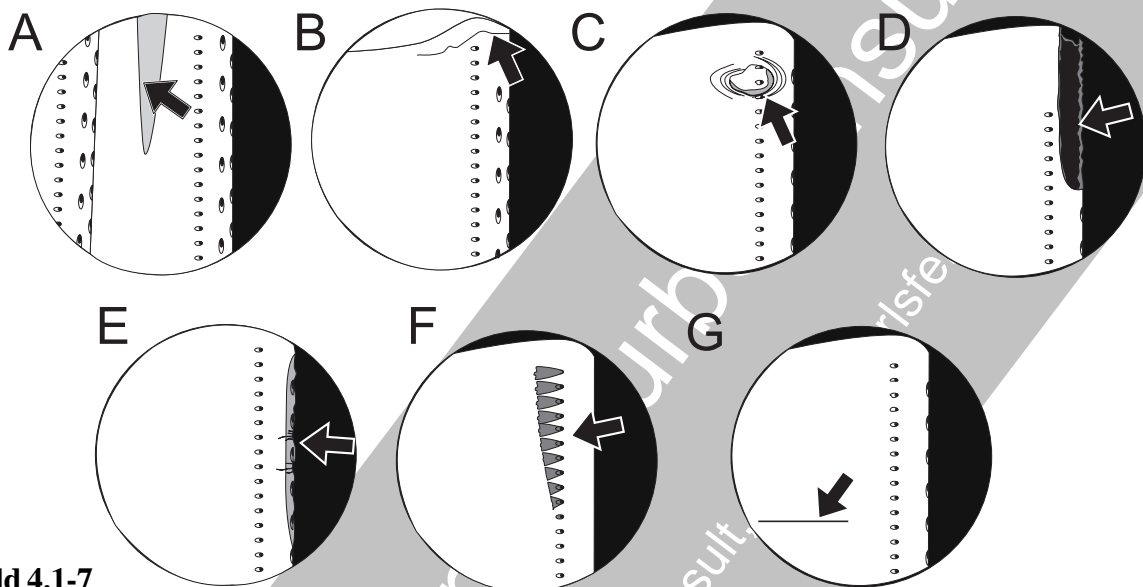


Bild 4.1-7

Bild 4.1-7: Hier sind einige typische Bilder von Hochdruckturbinenschaufeln, wie sie der Prüfer im Boroskop sieht, beispielhaft dargestellt (siehe auch Lit 4.1-4 und Lit 4.1-5).

“A”: Örtlicher Oxidationsschaden, auch in Verbindung mit Heißgaskorrosion, in einem bauteilspezifischen heißen Bereich. Ein solcher “Hot Spot“ entsteht z.B. dort, wo ein ausreichend schützender Kühlluftschleier nicht wirksam ist. Die oxidationshemmende Diffusionschicht ist bereits aufgezehrt, der Grundwerkstoff zur Oberfläche durchgetreten.

“B”: Typischer Thermoermüdungsrisss mit verzögertem Risswachstum (Bild 3.3-9) an einer Leitschaufel im Übergang zum äußeren Deckband.

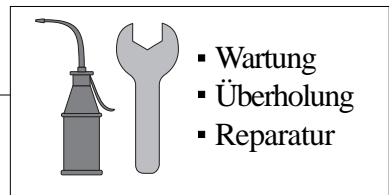
“C”: Einschlag eines internen Fremdkörpers (engl. OOD) auf einem Laufschaufelblatt (Folgeschaden siehe „D“ in Bild 3.3-10). Typisch für die Turbine ist die Lage zur saugseitigen Eintrittskantenseite. Fremdkörper in der Hochdruckturbine sind z.B. Kokspartikel aus

der Brennkammer (“carbon impact“) oder ausgebrochene Keramikteilchen von Thermo-barrieren/Wärmedämmschichten (Bild 3.2.3-4).

“D”: ‘Verbrannte’ Eintrittskante („E“) im Spitzenbereich einer Turbinenlaufschaufel ohne Deckband. Ursache der Übertemperatur kann die innere Verstopfung einer Kühlluftbohrung sein. Typisch ist eine zugesetzte Entstaubungsöffnung oder eine Verengung der Kühlluftbohrung infolge einer Deformation (OOD, „C“).

“E”: Starke Oxidation (“Verbrennung“) und Thermoermüdungsrisssbildung an der Eintrittskante einer Turbinenschaufel. Diese typische Erscheinung bei örtlichen Übertemperaturen wird auch als “Orangenschaleneffekt“ bezeichnet.

“F”: Turbinenlaufschaufel in die Fremdmaterial, z.B. Labyrinthabrieb oder Ausrieb von Einlaufschichten des Verdichters (Bild 3.1.2.4-4) über die Kühlluft in die Schaufel ge-



Typische Boroskopbefunde im Verdichter

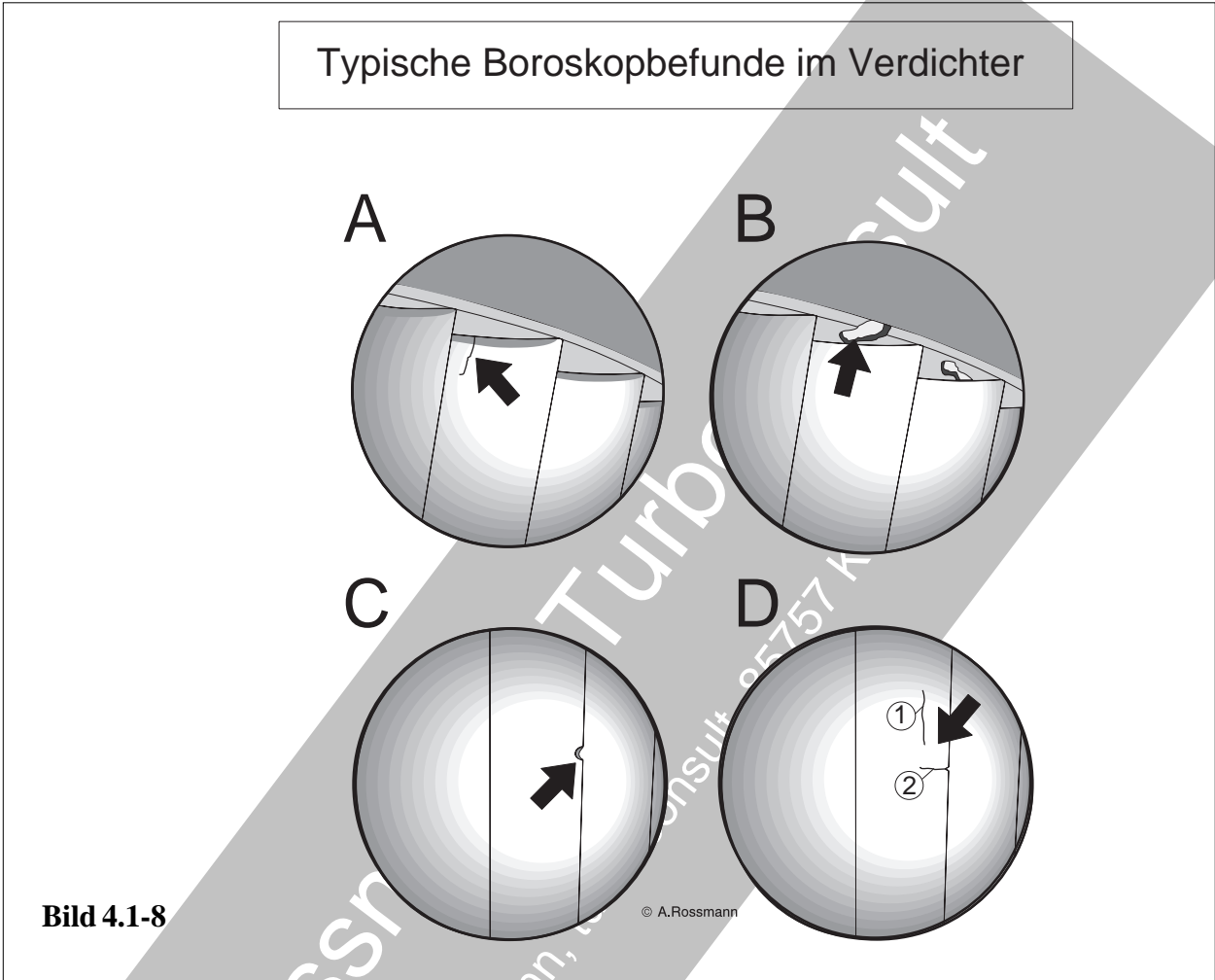


Bild 4.1-8

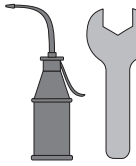
langt und aus den Kühlluftschleier-Bohrungen austritt und anschmilzt.

„G“: **Schwarze Linie** in Strömungsrichtung kann von verkoktem Öl stammen und ist dann ungefährlich. Handelt es sich jedoch um einen von der Kühlluftstruktur **im Inneren zur Blattoberfläche durchgedrungenen Riss** (Bild 4.1-5) ist mit einem kurz bevorstehenden Blattbruch zu rechnen.

Bild 4.1-8: Das Bild zeigt Verdichterschaufeln wie sie der Prüfer im **Boroskop** sieht :

“**A**“: Radialer Schwingriss in Leit- und Lauf-schaufeln ohne Deckband durch hochfrequente Schwingungen höherer Ordnung (“Lyra-mode”). Für diese Schadensform sind besonders Schaufeln moderner Verdichter mit dünnen Profilen und großer Sehnenlänge empfindlich.

“**B**“: **Ausbrüche an weichen Einlaufschichten** im Verdichtergehäuse gegenüber den Verdichterrotorschaukeln (Bild 3.1.2.4-4). Wahrscheinlich entstehen diese Schäden durch **Schwingerermüdung** infolge hochfrequenter Gehäuseschwingungen im Zusammenhang mit der “*blade passing frequency*”.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Schäden sind keine Schicksalsschläge,
sie folgen Gesetzmäßigkeiten!

typische Schadensursachen

- Herstellung
- Montage
- Betrieb

- Bedienung
- Wartung
- zufällige äußere Einflüsse

- Verschleiß
- Ermüdung
- Korrosion

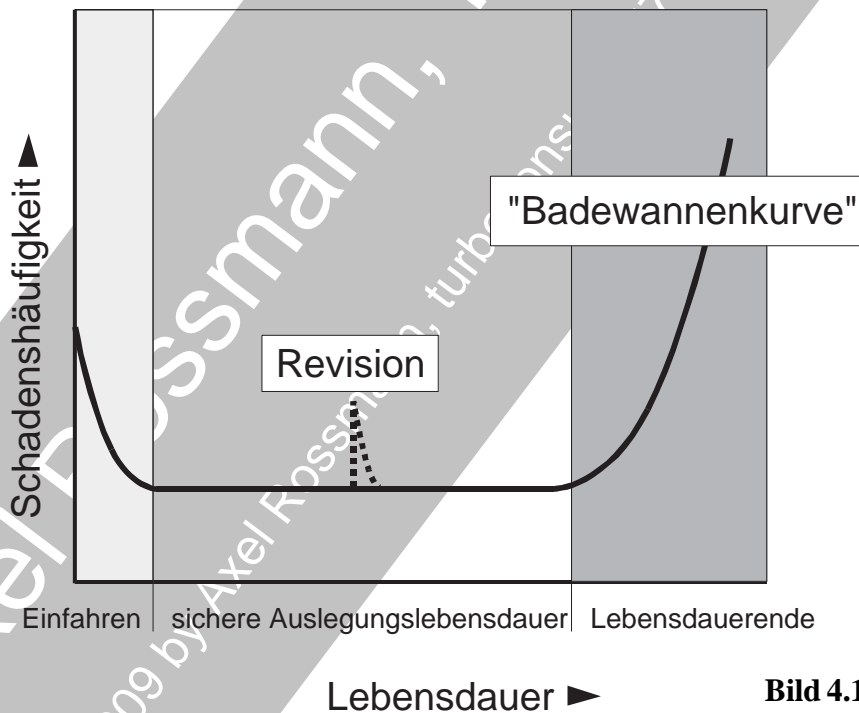
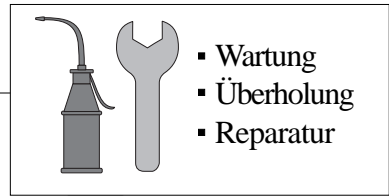


Bild 4.1-9

“C”: Fremdkörpereinschlag (FOD) in der Eintrittskante einer Verdichterschaufel.

“D”: Schwingrisse. “D1”: Ermüdungsrisse an einer beidseitig fixierten Verdichterleitschaufel. Typisch für Torsionsschwingungen im Schaufelblatt mit einer Knotenlinie parallel zu den Kanten. “D2”: Schwingrisse, ausgelöst von einer Biegeschwingung des Schaufelblattes. Der Riss geht von der Kante aus.

Bild 4.1-9: Technische Anlagen folgen in ihrem zeitlichen **Schadensverhalten** erfahrungsgemäß einer typischen Gesetzmäßigkeit, der sogenannten **Badewannenkurve**. Wider Erwarten treten bei **Inbetriebnahme des Neuteils** verstärkt Schäden und Fehler auf (Lit 0-4). Denkt man aber einmal an seine privaten Erfahrungen zurück, etwa mit einem Auto oder einem Computer, findet man viele Beispiele in denen



man sich als externe Qualitätskontrolle des Lieferanten vorkam. Bei Gasturbinen sind Fremdkörperschäden durch vergessene Befestigungselemente, Werkzeuge und Hilfsstoffe ein Grund für diesen Effekt. Auch Montagemängel können eine Rolle spielen. Eine erhöhte Wahrscheinlichkeit, dass sich dieses Phänomen bei **Revisionen** wiederholt (Bild 4.1-2) wundert nicht. Im Bereich der sicheren Auslegungslbensdauer ist die Schadenshäufigkeit nahezu konstant. Hier verläuft die Kurve horizontal. Sie wird von äußeren Zufallseinflüssen sowie von Bedienung und Wartung bestimmt. Erst zum Lebensdauerende hin wird die **Betriebschädigung** (z.B. Verschleiß oder Korrosion) der Bauteile so groß, dass ihre **Ausfallwahrscheinlichkeit** und damit die **Schadenshäufigkeit** merklich ansteigt.

Bild 4.1-10: Das aufmerksame Bedienungspersonal und der Betreiber können **Anzeichen für Probleme frühzeitig erkennen**. Gegebenenfalls lassen sich in Zusammenarbeit mit dem OEM rechtzeitig geeignete Abhilfemaßnahmen einleiten. Dargestellt sind typische äußere Merkmale für Probleme einer Gasturbine:

Drahtummantelungen von elastischen Bälgen (Kompensatoren, A) an Druckleitungen können nach längeren Laufzeiten auf Grund der funktionsbedingten Bauteilbewegungen von der Innenseite **durchgescheuert** werden. Dies führt zu Drahtbrüchen und einem Aufplatzen des Balgs, bevor ein explosionsartiges vollständiges Versagen der Rohrverbindung eintritt.

Bälge auf Aufplatzen kontrollieren!

Flanschverbindungen (B) druckführender Gehäuse wie die des hinteren Verdichters oder von Brennkammer und Turbine können Lecks aufweisen. Typisch sind versagende **Verschraubungen** oder Rissbildung. Heißgasaustritt lässt sich an örtlichen Verfärbungen der Gehäusewand erkennen.

Auf ungewöhnliche Verfärbungen und Deformationen der Gehäuse im Flanschbereich achten!

An Rohrleitungen im Bereich von **Befestigungsschellen (C)** besteht bei zu lockerem Sitz der Schellen eine erhöhte Gefahr von Scheuerstellen und Rissbildung. Zusätzlich leidet eine schwingungsdämpfende Wirkung der Schelle auf die Rohrleitung.

Auf Scheuerstellen im Bereich von Schellen achten!

Verspannung von Rohrleitungen (D) ist eine wichtige Ursache für Rissbildung. Das erhöhte Spannungsniveau (Mittelspannung) verringert die nutzbare Schwingfestigkeit.

Deshalb ist bei der Montage auf unverspannten Einbau der Rohrleitungen besonders Wert zu legen!

Scheuerstellen an Anlageflächen von Leitungen (E) sind der Anfang von Lecks und/oder Funktionsversagen (elektrische Leitungen), deshalb:

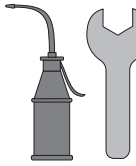
Scheuerstellen der Bauteile erkennen und vermeiden!

Austritt von Öl, Kraftstoff, Hydraulikflüssigkeit insbesondere im Bereich von Verschraubungen (F) kündigen erhöhte Brandgefahr bis zum Ausfall der gesamten Anlage an.

Auf austretende Medien achten!

An **Flanschschellen (G)** sind die aufgenieteten Laschen anrissempfindlich. Man kennt auch Brüche der Schließschrauben im Zusammenhang mit Korrosion oder Versprödung (Bild 4.2.3.1-3).

Spannschlösser an Flanschschellen beachten!



- Wartung
- Überholung
- Reparatur



Was man im Vorbeigehen
sehen kann

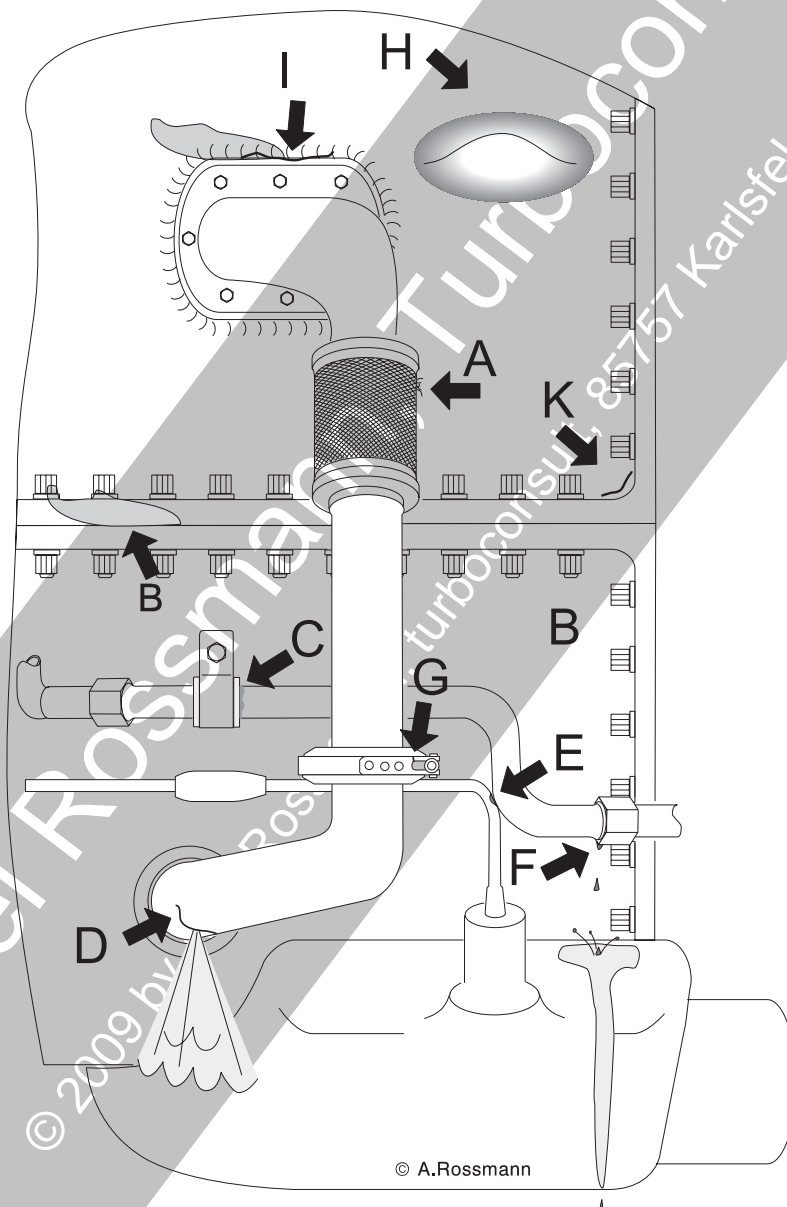


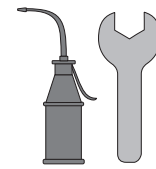
Bild 4.1-10

© A. Rossmann

Ausbeulungen (H) an druckführenden Gehäusen. Bei Heiteilen sind ortsliche **Anlauf-farben** oder verstärkte **Oxidation** Anzeichen für Probleme im Inneren. Solche Veränderungen sind an Gehäusen der Brennkammer und Turbine im Schadensfall zu erwarten. Hier

kommt es im Extremfall zum explosionsartigen Aufreißen.

Bei Ausbeulungen an Gehäusewandungen den Hersteller informieren!



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Beispiele für kleine praktische Hilfsmittel zur Unterstützung der Sinneseindrücke.

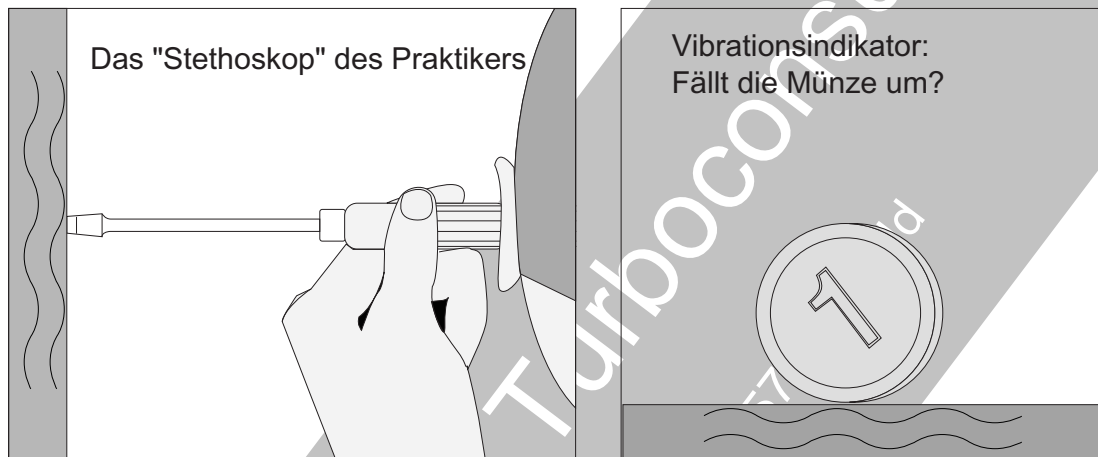


Bild 4.1-11

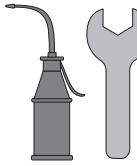
Schweißstellen (I) und verformungsbehinderte Bereiche wie Gehäuseecken (**K**) sind gegenüber Thermoermüdung und Zyklen des Innendrucks besonders empfindlich. Örtlich auffällige Veränderungen, wie Verfärbungen, können in diesen Bereichen Hinweise auf ausströmendes Heißgas durch einen Riss sein. Es kann sich um Strähnen im Zusammenhang mit örtlich veränderten Oxidationsbedingungen (**I**) handeln. Auch ungewöhnliche Ablagerungen (Art und Ort) sind ein Erkennungsmerkmal.

Auf Anzeichen für Rissbildung im Gehäusebereich achten!

Bild 4.1-11 (Lit. 4.1-7): Dem Praktiker sind durchaus **Hilfsmittel** bekannt, die ihm bei seinen **Sinneseindrücken unterstützen**. Dargestellt sind zwei typische Beispiele:

Schraubendreher (Skizze links): Anwendbar beim Drehen eines Rotors mit der Hand. Besonders geeignet ist eine Ausführung mit durchgehender Klinge. Diese kann den Körperschall einer schwingenden Wand (z.B. Rohr; Gehäuse) direkt zum angelegten Ohr leiten. Dadurch wird der interessierende Schall am Ohr zu Lasten äußerer Störgeräusche (Luftschall) stärker und deutlicher.

Eine **Geldmünze** zur Vibrationseinschätzung ist nur in besonderen Fällen auf ebenen Flächen wie an einem Prüfstand anwendbar. Die Münze wird vorsichtig senkrecht aufgestellt und ihr Verhalten auf der vibrierenden Fläche (Umfallen, Bewegung) bewertet. Diese Beobachtung ist natürlich nur im Vergleich zu dem normalen Verhalten einschätzbar. Natürlich muss gewährleistet sein, dass die Münze nicht als Fremdkörper zurückbleibt.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Literatur zu Kapitel 4.1

4.1.-1 F.Wotschofsky, „Voraussetzungen für den störungsfreien Betrieb und gute Verfügbarkeit von Gasturbosätzen“, Haus der Technik, Vortragsveröffentlichungen 463, Seite 9-15.

4.1.-2 J.C.Kimball,P&W, „Improved Gas Turbine Engine Maintenance through Management and Analysis of Engine Performance Data“,AIAA-80-1085, (1980).

4.1-3 D.A.Anderson, P.J.Henderson, E.W. Horn, W.R. Taylor, „Gas Turbine Engine Inspections - What to Look for and Why“, AIAA Paper No. 75-1309 (1975).

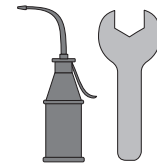
4.1-4 R.C.Wellmann,P&W Co.,„Boroscope Inspection Training and Certification“, SAE Paper 861706 (1986).

4.1-5 J.S.Siemietkowski, W.S.Williams, „10,000 Hours of LM2500 Gas Turbine Experience as Seen Through the Boroscope“, ASME Paper 86-GT-269, (1986).

4.1-6 A.Rossmann, „Die Sicherheit von Turboflugtriebwerken, Band 5“, (2008).

4.1-7 J.W.Sawyer, „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook I“, Turbomachinery International Publications USA, (1980).

Axel Rossmann - Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turbocconsult 85717 Karlsruhe



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.2 Arbeiten vor Ort.



Solange es sich um einfache Wartungsarbeiten handelt, die wir selbst nach Herstellerempfehlungen durchführen, sollten bei ausreichender Fachkenntnis keine besonderen Probleme auftreten.

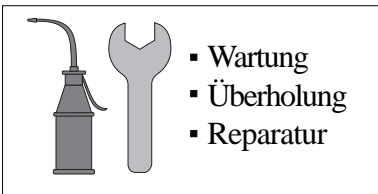
Die Vorstellung jedoch, ein Auto in einer Normgarage ohne Montagegrube reparieren zu müssen, kann selbst den Fachmann vor eine kaum lösbare Aufgabe stellen.

Sorgen wir dafür, dass eine vergleichbare Situation nicht bei Wartung und Überholung unserer Gasturbine auftritt. Beengte Platzverhältnisse, nicht griffbereite Vorrichtungen und fehlende "Onlinehilfe", weil konsultierbare Kollegen nicht erreichbar sind, machen solche Arbeiten besonders anspruchsvoll. Nicht immer wird in solchen Fällen der neugierige, die Arbeiten störende Betreiber als hilfreich angesehen.

Je mehr wir über die Besonderheiten und Risiken dieser Arbeiten wissen, umso besser lassen sich Probleme vermeiden.

Typische Arbeiten vor Ort sind Inspektionsarbeiten, die bereits in Kapitel 4.1 behandelt wurden. Vom Betreiber werden auch Wartungsarbeiten wie das Reinigen und/oder Waschen des Verdichters (Bild 4.2-1.1) nach OEM-Angaben durchgeführt. Gerade bei diesem Vorgang sind einige spezifische Dinge zu beachten. Zeigt der Verdichter eine deutliche Verschlechterung (im Zweifelsfall OEM konsultieren), die sich nicht auf eine Fehlfunktion der Abblasventile zurückführen lässt, ist zunächst eine **visuelle Prüfung des Eintrittsbereichs** anzuraten. Sind hier Anzeichen für **Ölrückstände** zu erkennen, ist die Quelle dieser Verunreinigung zu ermitteln. Ist sie gefunden, muss für Abhilfe gesorgt werden. Gerade moderne Verdichter werden bereits merklich **von Verunreinigungen beeinflusst**, die nicht unbedingt auf den ersten Blick zu erkennen sind (z.B. Ölfilm). Eine Überprüfung durch Abwischen mit einem sauberen Papier kann für eine Identifikation hilfreich sein. Soweit der OEM nichts anderes empfiehlt, ist im Zweifelsfall eine Reinigung des Verdichters ins Auge zu fassen. Eine moderne **computergestützte Maschinenüberwachung** (Gas Path Analysis, Kapitel 5.1) erlaubt es, den optimalen Zeitpunkt für das Waschen der Maschine in Abhängigkeit von gemessenen Verdichterdaten zu bestimmen (Bild 4.2-1.2).

Die **Reinigung des Verdichters** (Bild 4.2-1.1 und Bild 4.2-1.2) kann auf unterschiedliche Art erfolgen, immer aber streng **nach Vorgaben des OEM**. Die Reinigung wird je nach Verfahren üblicherweise unter Verwendung abrasiver **Trockenstoffe** und/oder **Waschlösungen** durchgeführt. Die Vorgehensweise wird von Art und Konsistenz der zu entfernenden Verunreinigungen und Ablagerungen bestimmt (Kapitel 3.1.2.2). Das gilt sowohl für die Reinigungsprozedur, als auch die Wasch- bzw. Reinigungsmittel, sowie deren Menge und Einbringung. Verdichter, die bei besonders ungünstigen Verschmutzungsbedingungen betrieben werden, müssen häufiger gereinigt werden. Hierfür sollten angepasste Vorrichtungen, die der OEM anbietet, vorhanden sein.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Weisen die Schaufeln **trockene, harte Ablagerungen** auf, reinigt man mit **Trockenstoffen** wie Nusschalen, Reisschalen oder "Polierpulver". Beim Reinigen mit diesen, leicht abrasiven Stoffen ist, falls der OEM keine Angaben macht, unbedingt darauf zu achten, dass keine erosionsempfindlichen Beläge im Verdichter (Bild 3.1.2.4-4) geschädigt werden. Es handelt sich beispielsweise um organische Lacke auf Schaufeln und Gehäusen, weiche Einlaufbeläge und ungeschützte Mg- und Al-Werkstoffe. Im Zweifelsfall ist der OEM zu konsultieren.

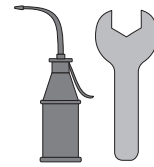
Ölige und klebrige Beläge erfordern flüssige **Waschlösungen**. Auch hier sind nur die vom OEM **zugelassenen Originalmittel** zu verwenden (Bild 4.2-1.1). Dabei ist nicht nur der direkte Hauptgaskanal zu berücksichtigen, sondern auch Luftentnahmen und die zugehörigen Rohrleitungen, Messsysteme und Aggregate. Drainageleitungen sind nach OEM-Angaben zu öffnen. Beispielsweise sind Entnahmeleitungen in der unteren Verdichtergehäusehälfte so zu behandeln, dass die Waschlösung austreten kann und nicht von Leitungen weiter transportiert wird. Falls konstruktiv vorgesehen, sind **Flüssigkeitsfallen zu drainieren**. Wenn gefordert, müssen Öffnungen für Pyrometer, Flammdetektoren oder ähnliche Sonden geschlossen werden.

Üblicherweise beginnt der Waschvorgang mit einer ausreichenden Wasserspülung von 5 bis 10 Minuten bei niedrigen Verdichterdrehzahlen. Dieser Waschvorgang muss die Trocknungswirkung des Luftstroms ausgleichen. Es ist darauf zu achten, dass alle luftbeaufschlagten Flächen vollständig benetzt werden. Dafür sind verstellbare Einlaufleitschaufeln ganz zu öffnen. Die **Einspritzung der wässrigen Reinigungslösung erfordert eine geeignete Vorrichtung** im Bereich der Laufschaufelfüße. Dieser Waschvorgang erfolgt während des Herunterfahrens des Rotors bis zu einer Drehzahl, bei der die Reinigungslösung nicht mehr durch den gesamten Verdichter transportiert wird. Anschließend gewährleistet eine ausreichende **Einwirkzeit im Stillstand**, dass die anhaftenden Schichten aufgeweicht und gelöst werden. Diese erweichten Beläge lassen sich dann bei niedriger Drehzahl durch eine ausreichend lange **Wasserspülung** mit Reinigungs-lösungsresten entfernen. Eine **Untersuchung** der im abgelassenen Wasser mitgeführten Verunreinigungen kann **Zusammensetzung, Herkunft und Ursache klären**. Damit wären gezielte **Maßnahmen gegen die Ursachen der Luftverunreinigungen** möglich. Nach dem Spülen sollte die Maschine ca. 20 Minuten zum Trocknen weiter laufen. Einen besonders guten Reinigungseffekt hat ein nachfolgender Reinigungsvorgang mit abrasiven Trockenstoffen. Man nutzt dazu den ersten Betrieb mit niedriger Last.

Abhängig von Bedingungen wie Zugänglichkeit, Maschinengröße und verfügbarer Infrastruktur können vom Fachpersonal des **OEM** oder einer von ihm "empfohlenen" Firma umfangreiche Wartungs- und Reparaturarbeiten am Einsatzort durchgeführt werden. Es sollte selbstverständlich sein, dass der **Betreiber** selbst zugegen und/oder von einem **Fachberater** vertreten ist. Er sollte sich so selbst einen Eindruck vom Zustand seiner Maschine machen. Erfahrungsgemäß stehen **Entscheidungen mit Spielraum** an. Dann stellen sich Fragen nach begrenzter Weiterverwendung "betriebsbeeinflusster" Bauteile.

Von einer erfolgreichen Zusammenarbeit zwischen OEM, Betreiber und gegebenenfalls einem hinzugezogenen Berater ist auszugehen. Dies ist umso wahrscheinlicher, je mehr der Berater vom OEM fachlich anerkannt wird.

Da eine Überholung vor Ort häufig nicht optimale Bedingungen (z.B. Zugänglichkeit) für das Wartungspersonal ermöglicht, ist mit besonderer Gründlichkeit, Vorsicht und Expertise vorzugehen.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Das Waschen des Verdichters erfordert besondere Sorgfalt.

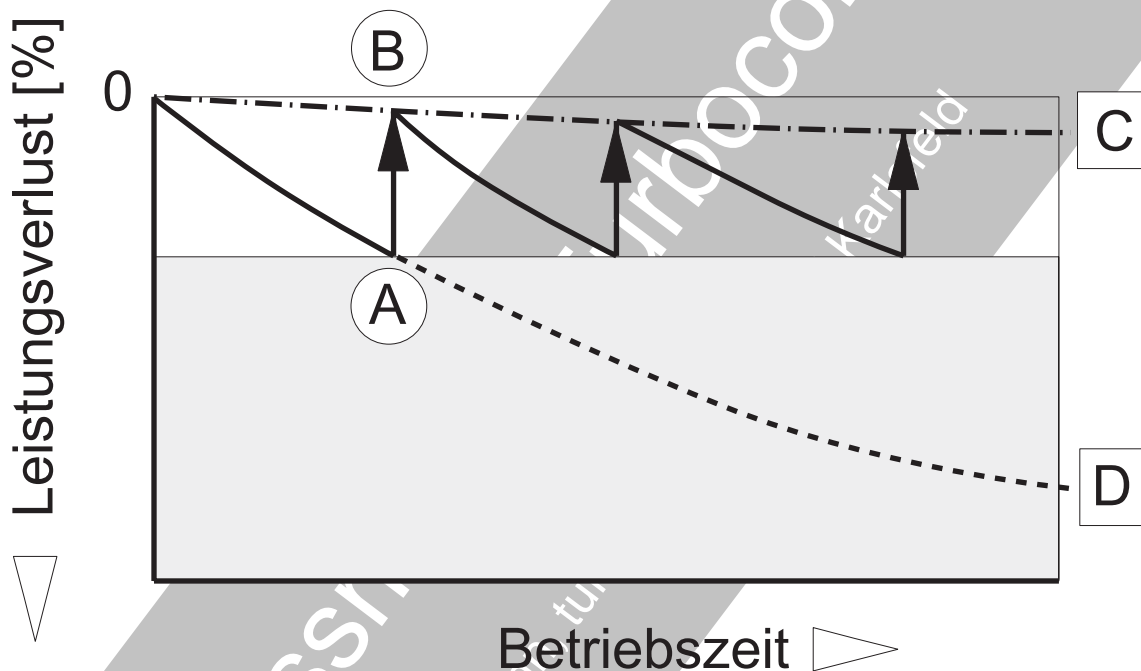
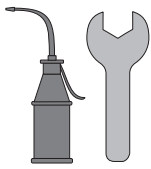


Bild 4.2-1.1

Bild 4.2-1.1: Das Waschen des Verdichters (Lit 4.2-2, und Lit 4.2-3) muss ins Auge gefasst werden, wenn die Leistung der Maschine bis zu einem vorgegebenen Horizont im Punkt (A) abgesunken ist. Merkmale für einen verschlechterten Verdichterwirkungsgrad sind bei gleicher Leistung bedenklich **angestiegene Gastemperaturen** bzw. ein **erhöhter Kraftstoffverbrauch** (Bild 5.1-1). Je nach äußeren Einflüssen wie zeitweise Luftverunreinigungen oder Verfügbarkeitszwänge unterscheiden sich die **Zeitintervalle bis zum Punkt (A)**. Deswegen sind diese meist nicht fest vorgegeben, sondern zustandsabhängig (engl. on condition, Bild 4.2-1.2). Es ist zu prüfen, ob der Leistungsabfall (Bild 3.1.1-2) in der **Hauptsache auf belagsbedingtes "Compressor fouling"** in Form von erhöhter Rauigkeit und/oder einer

Profilveränderung der Verdichterbeschaufelung zurückzuführen ist. Das ist notwendig, weil auch andere Komponenten wie Labyrinth oder die Turbinenbeschaufelung für den Langzeittrend im Verlauf „C“ ursächlich sein können. Sie profitieren von einem Waschvorgang nicht. Dafür sollte eine visuelle Inspektion des Verdichtereintrittsbereichs und gegebenenfalls eine Boroskopinspektion ausreichen. Es kann davon ausgegangen werden, dass Ablagerungen aus Öl und Salz durch Waschen entfernbar sind. So lässt sich die **technisch mögliche hohe Verdichterleistung (B)** wieder erreichen. Wäscht man den Verdichter nicht, ist eine Verschlechterung entlang der **Kurve D** zu erwarten. **Rauigkeiten durch Korrosion oder Erosion des Schaufelmaterials** sind nicht entfernbar. Hier hilft gegebenenfalls nur ein Ersatz der



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

*Schaufeln. Zur **Reinigung können je nach Art der Beläge unterschiedliche Mittel, allein oder in Kombination, verwendet werden.** Dies sind:*

Trockene, leicht abrasive Medien wie Nuss- oder Reisschalen.

Flüssige Medien wie Wasser/Reinigungsmittel-Gemische.

*Für einen Reinigungsvorgang wird in Lit 1-6 beispielsweise als die erfahrungsgemäß effektivste Methode ein **“Einweichvorgang”** (engl. soaking) mit nachträglichem Waschen angegeben. Das macht ein **Abstellen der Maschine mit ausreichender Abkühlzeit notwendig.** Der Waschvorgang erfolgt bei **langsamem Drehen** des Verdichters mit dem Starter. **Höhere Verdichterdrehzahlen mit merklicher Luftströmung, welche die abgelösten Verunreinigungen in die Heißeile waschen könnte, sind unbedingt zu vermeiden.** Anschließend wird die vorgeschriebene Menge Wasser/Reinigungsmittel-Gemisch in den Verdichter eingesprüht. Dann lässt man dies ca. 3 bis 4 Minuten einwirken. Der nachfolgende Waschvorgang nutzt einen **“Guss”** reines Wasser. Eine **effektive Drainage der verschmutzten Reinigungsflüssigkeiten ist besonders wichtig.***

*Von der Anwendung leicht **abrasiver Medien** ist **abzuraten**, wenn im Gaspfad Lacke auf Schaufeln und Gehäusen oder Einlaufbeläge (Bild 3.1.2.4-4) geschädigt werden können. Besteht Gefahr einer Verunreinigung des Ölsystems (Ölfilteruntersuchung, Kapitel 3.5) sind abrasive Reinigungsmedien ebenfalls zu vermeiden.*

***Waschmethoden, die ein Kerosin/Wasser-Gemisch** während des Leerlaufs benutzen und dabei verbrennen, haben den Vorteil kurzer Zeiten, in denen die Maschine nicht zur Verfügung steht. Es besteht jedoch die Gefahr, dass **Verunreinigungen aus dem Verdichter in die Heißeile gelangen. Sie bilden Ablagerungen die große Langzeitschäden infolge Hochtemperaturkorrosion (HGK) begünstigen.** Dazu gehört auch die Sulfidation (Bild 3.4-2, Beispiel 4.2-1).*

*Die ausschließliche Verwendung vom **OEM empfohlener Mittel ist selbstverständlich.** “Ersatzmittel”, auch wenn scheinbar mit den vorgeschriebenen Medien identisch, müssen explizit vom OEM zugelassen sein.*

*Gerade wenn das Reinigen des Verdichters eine notwendige Routine ist, muss ein **vorschriftsgemäßer Reinigungsprozess gewährleistet sein.** Dazu wird empfohlen (Lit. 4.2-3) die Herstellerangaben und Vorschriften **als Aushang** anzubringen. Zumindest beim Ablauf der Arbeiten sollte er **gut lesbar und sichtbar sein** und bezieht sich auf*

- Reinigungsmittel,
- Schutz von Personal und
- Hardware.

*Die praktische **Erfahrung beim Reinigen in Verbindung mit der dokumentierten erreichten Leistungsverbesserung, ist für den Betreiber eine Voraussetzung optimale Ergebnisse zu erzielen.***

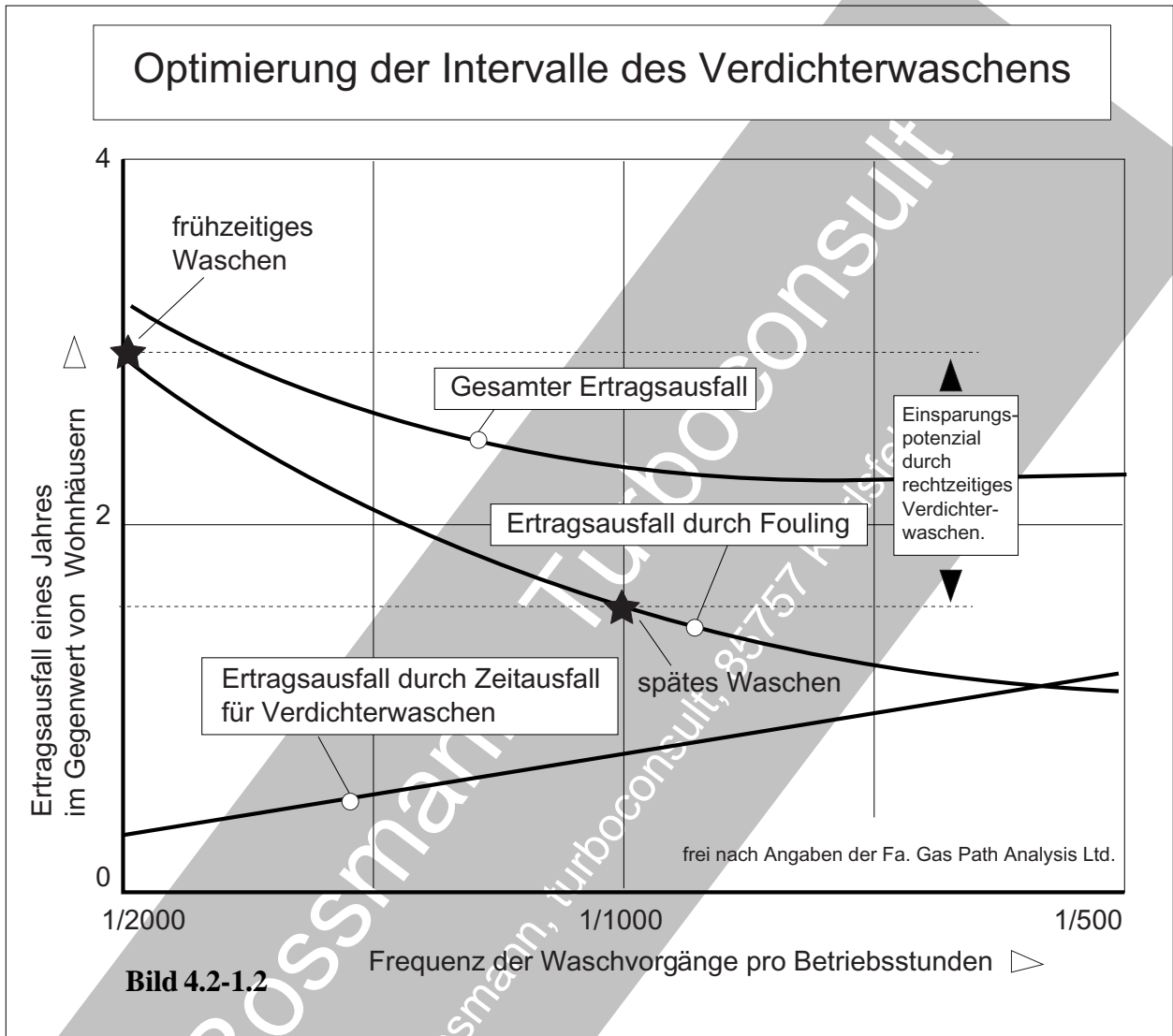
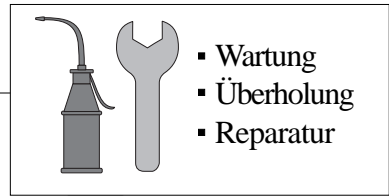
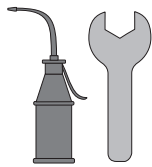


Bild 4.2-1.2 (Lit 4.2-5): Mit Hilfe einer modernen **computergestützten Maschinenüberwachung** (GasPath Analysis, Kapitel 5.1) ist es heute möglich, den Zeitpunkt für das **Waschen eines Verdichters** zu optimieren. Darüber hinaus lässt sich auch die Verschlechterung (engl. deterioration) anderer Komponenten berücksichtigen.

Das Diagramm wird auf dem Bildschirm des Überwachungssystems angezeigt. Als Kriterium dient die **Ertragsminderung der Anlage**. Das Beispiel gilt für eine Anlage mittlerer Leistungsklasse.

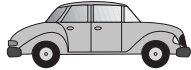
Wie zu erkennen, lässt ein Waschen bereits nach ca. 1000 Betriebsstunden statt erst nach 2000 Stunden im Lauf eines Jahres das Einspar-

potenzial in der Größenordnung eines Einfamilienhauses erwarten.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.2.1 Reparaturfreundlichkeit der Gasturbine vor Ort.



Wir alle kennen Autos, bei denen der Austausch einer Zündkerze größter Fingerfertigkeit bedarf und der Ersatz eines Keilriemens oder eines Wasserschlauchs ohne Ausbau des Motors zur unlösbaren Aufgabe wird. Diese Probleme steigern sich bei modernen Autos. Besonders unangenehm wird es, wenn wir von einer Panne betroffen sind. Selbst die hilfreichen Fachleute vom Pannendienst sind heute gegenüber der geballten Macht von Elektronik und allgemeiner Verkapselung vor Ort hilflos. Nur der Hersteller und seine Vertragspartner scheinen in solchen Fällen noch helfen zu können. Da kann das Gefühl des Ausgeliefertseins aufkommen. So etwas trübt jedem Autofan die Freude an seinem Gerät.

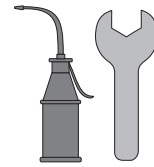
Von ähnlicher Bedeutung ist die möglichst prompte Präsenz des notwendigen Fachpersonals und die Reparaturfreundlichkeit einer Gasturbine. Das tut der Zufriedenheit des Betreibers, der Betriebssicherheit der Gasturbine und den Betriebskosten „gut“.

Die **Reparaturfreundlichkeit** einer Gasturbine vor Ort hängt nicht zuletzt von den **Konstruktionsprinzipien** ab. Sie ist deshalb bereits bei der Beschaffung abschätzbar und damit ein wichtiges Auswahlkriterium (Kapitel 1.1). So lässt sich z.B. bei Gasturbinen mit **längsgeteilten Gehäusen** gegebenenfalls eine Halbschale abnehmen und der Zugang zur Beschaukelung von Verdichter und Turbine vergleichsweise einfach bewerkstelligen. Ein weiteres Beispiel ist der Aufwand für den **Austausch einzelner Schaufeln** in Verdichter oder Turbine.

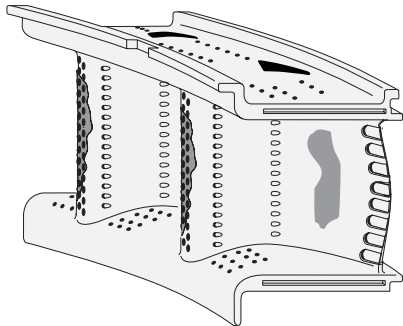
Gasturbinen (besonders ältere Typen) mit mehreren **Rohrbrennkammern** am Umfang lassen einen Austausch dieser Bauteile meist einfacher zu als Gasturbinen moderner Bauart mit **Ringbrennkammern** (Bild 2.6-6.2). Fein heraus dürfte der Betreiber einer Gasturbine mit einer einzelnen **freistehenden Brennkammer** (Bild 2.1-6.1 und Bild 3.2.1-2) sein. Auch von großen Maschinen mit schrägen oder radialen **„Brennkammerköpfen“** ist eine gute Zugänglichkeit zu erwarten.

Gasturbinen, die von modernen Flugtriebwerken abstammen, können eine **„Modulbauweise“** (Bild 4.2-4.2) aufweisen. Diese ermöglicht den **Austausch kompletter Baugruppen** wie Verdichter, Brennkammerbereich und Turbine. Der Vorteil ist eine optimale Überholung des Moduls im „Shop“ und ein schneller und vergleichsweise einfacher Austausch der gesamten Baugruppe.

Eine solche Bauweise hat jedoch auch ganz **spezifische Probleme**, die an den Fügestellen der Module auftreten. Dabei kann man z.B. gezwungen sein, neue Labyrinthspitzen mit entsprechend großem Durchmesser und **gealterte Einlaufbeläge** (Bild 4.2-3) mit schlechtem Einlaufverhalten zu kombinieren. So entsteht beim Anstreifen des Labyrinths eine kritische Situation (siehe Bild 3.1.2.4-6 und Beispiel 4.2-4). Ein weiteres Problem kann bei beengten oder schlecht zugänglichen Montageverhältnissen an der Fügestelle auftreten (Bild 4.2-6). Das gilt besonders wenn der Modul relativ schwer und/oder groß ist (Beispiel 4.2-6). Während des Montagevorgangs besteht dann die Gefahr unbemerkter Beschädigungen an Bauteilen wie **Rollenlagern** und **Labyrinth** (Beispiel 4.2-4). Um dies zu vermeiden, schreibt der OEM geeignete Montagehilfen vor. Diese sind unbedingt zu verwenden.

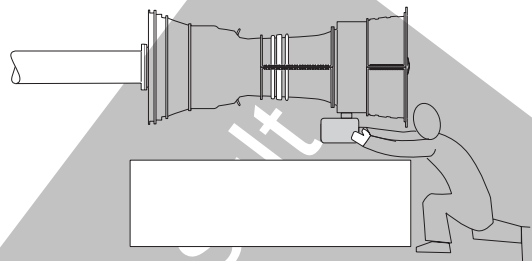


- Wartung
- Überholung
- Reparatur

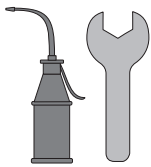


Beispiel 4.2-1: Der Betreiber einer größeren Gasturbine stellt bei der Boroskopinspektion weit vor Erreichen der vorgesehenen Lebensdauer bedenkliche Anzeichen von Heißgaskorrosion an der Hochdruckturbinenbeschaukelung fest. Der hinzugezogene Hersteller empfiehlt einen **Austausch** der gesamten Beschaukelung **gegen Neuteile**. Ein unabhängiger Fachberater entnimmt ein typisches Bauteil und bestätigt innerhalb eines Tages, dass die Schädigung weit fortgeschritten und eine sinnvolle Reparatur nicht mehr möglich ist. Der Zustand der **Beschaukelung ermöglicht jedoch offenbar bei gleichbleibender Schädigung noch eine Betriebszeit von 20 000 Stunden**. Um für den Betreiber das nun bei ihm liegende Risiko akzeptabel zu machen, wurden regelmäßige Boroskopinspektionen in geeigneten Zeitabständen mit festgelegten Schadensgrenzen des äußeren Befunds empfohlen. Die spätere eingehendere Untersuchung der entnommenen Bauteile konnte den vorliegenden Schadensmechanismus klären. Daraus ergaben sich Empfehlungen für die zu einem späteren Zeitpunkt einzubauenden Neuteile. Der Betreiber folgte dieser Empfehlung unter den Zwängen der Verfügbarkeit der Maschine und der Kosteneinsparung. Die Richtigkeit dieser Entscheidung wurde durch den problemlosen Weiterbetrieb bis zur empfohlenen Zeitgrenze bestätigt. Der Hersteller berücksichtigte die Empfehlungen für die später einzubauenden Neuteile und ermöglichte für diese längere Bauteillebensdauern.

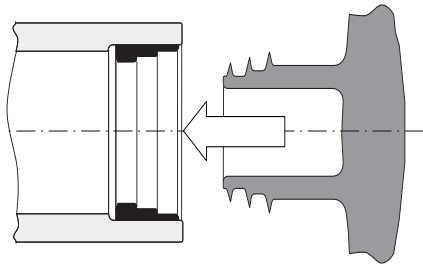
Aus diesem Beispiel ist viel zu lernen: Bei kostenintensiven Entscheidungen ist für den Betreiber die Empfehlung eines unabhängigen Fachmanns seines Vertrauens wichtig. Der Betreiber hat dann durchaus Entscheidungsspielräume.



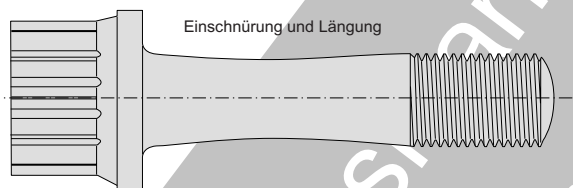
Beispiel 4.2-2 (Bild 4.2-2): Eine vom Hersteller empfohlene **Nachrüstaktion** an der Rückölpumpe eines bestimmten Maschinentyps wurde von diesem bei den Betreibern durchgeführt. Dabei war ein Antriebszahnrad der Pumpe mit dem Lagerungsflansch zu entfernen. Die **Zugänglichkeit** der Pumpe im unteren Bereich der Maschine ermöglichte es nicht, den nachfolgenden Zusammenbau genau zu beobachten. Dies musste mit dem Gefühl des Monteurs geschehen. Beim Aufsetzen des Deckels lag ein Zahn des sehr schmalen Antriebsrades auf der Stirnseite des Gegenrades auf. Er "schnappte" erst durch Anziehen der Flanschschrauben ein. Dabei wurde die relativ dünne Antriebswelle der Pumpe plastisch verbogen. Nach längerem Betrieb der Maschine brach die geschädigte Pumpenwelle als Folge eines Ermüdungsbruchs mit gravierenden Folgeschäden. Nachdem dieser Schadensablauf durch eine systematische Schadensanalyse ermittelt worden war, ergab die Nachprüfung anderer Maschinen des gleichen Typs noch mehrere Parallelfälle. Hier war es noch nicht zum Wellenbruch gekommen. Auf diese Weise ließen sich hohe Schadenskosten vermeiden.



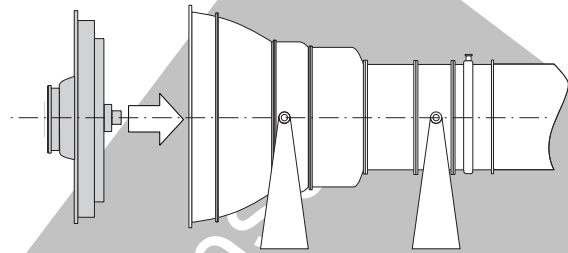
- Wartung
- Überholung
- Reparatur



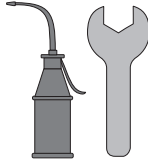
Beispiel 4.2-4 (Bild 4.2-3): Bei einer Gasturbine mit Modulbauweise wird der Turbinenmodul abgezogen und getauscht. Die nunmehr engen **Labyrinthspalte im Fügebereich der Module** führten nach wenigen Betriebsstunden bei einem Hochfahren der Maschine zur **Spaltüberbrückung** mit heftigem Anstreifen. Ein Einlauf der gealterten Beläge heizte das Labyrinth extrem auf. Die Folge war das katastrophale Versagen des Labyrinths und der angrenzenden Baugruppen.



Beispiel 4.2-5: Während der Montage eines Verdichterrotors fiel dem **aufmerksamen Monteur** auf, dass sich Schrauben **ungewöhnlich verhielten**. Im Gegensatz zu früher, erreichten sie erst nach ungewöhnlich vielen Umdrehungen gerade das Mindestanzugsmoment. Er meldete den Vorgang. Eine Überprüfung ergab, dass die verwendeten Schrauben aus einer falschen Lieferung stammten und eine deutlich zu niedrige Festigkeit aufwiesen. So konnten umfangreiche Rückmontagen mit hohem Zeit und Kostenaufwand vermieden werden, ganz abgesehen vom technischen Risiko.



Beispiel 4.2-6 (Bild 4.2-4): Der **Tausch eines Verdichtermoduls** erforderte es, dass die Welle mit dem Lagerinnenring aus dem **Rollenlager** gezogen wurde. Die vom OEM vorgeschriebene **Montagevorrichtung** wurde aus Zeitgründen nicht verwendet. Der Einbauvorgang des neuen Moduls mit einem Kran war nicht ausreichend beobachtbar. Nach dem Zusammenbau war die visuelle Kontrolle des Lagers nicht mehr möglich (Bild 4.2-6). Eine Beschädigung des Lagerings während der Montage blieb so unbemerkt. Nur wenige Stunden nach dem Wiederbetrieb der Maschine entstand ein großer Schaden im gesamten Lagerbereich. Die nachfolgende umfangreiche Schadensanalyse konnte eindeutig zeigen, dass nicht wie zunächst vermutet eine Fehlbedienung oder ein fehlerhaft gelieferter Modul die Schadensursache war. Stattdessen wurde eine "kleine" Verletzung der Lagerlaufspur, die auf Grund ihrer charakteristischen Merkmale nur bei der Montage entstanden sein konnte, als Schadensursache identifiziert (siehe Kapitel 4.3.3).



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

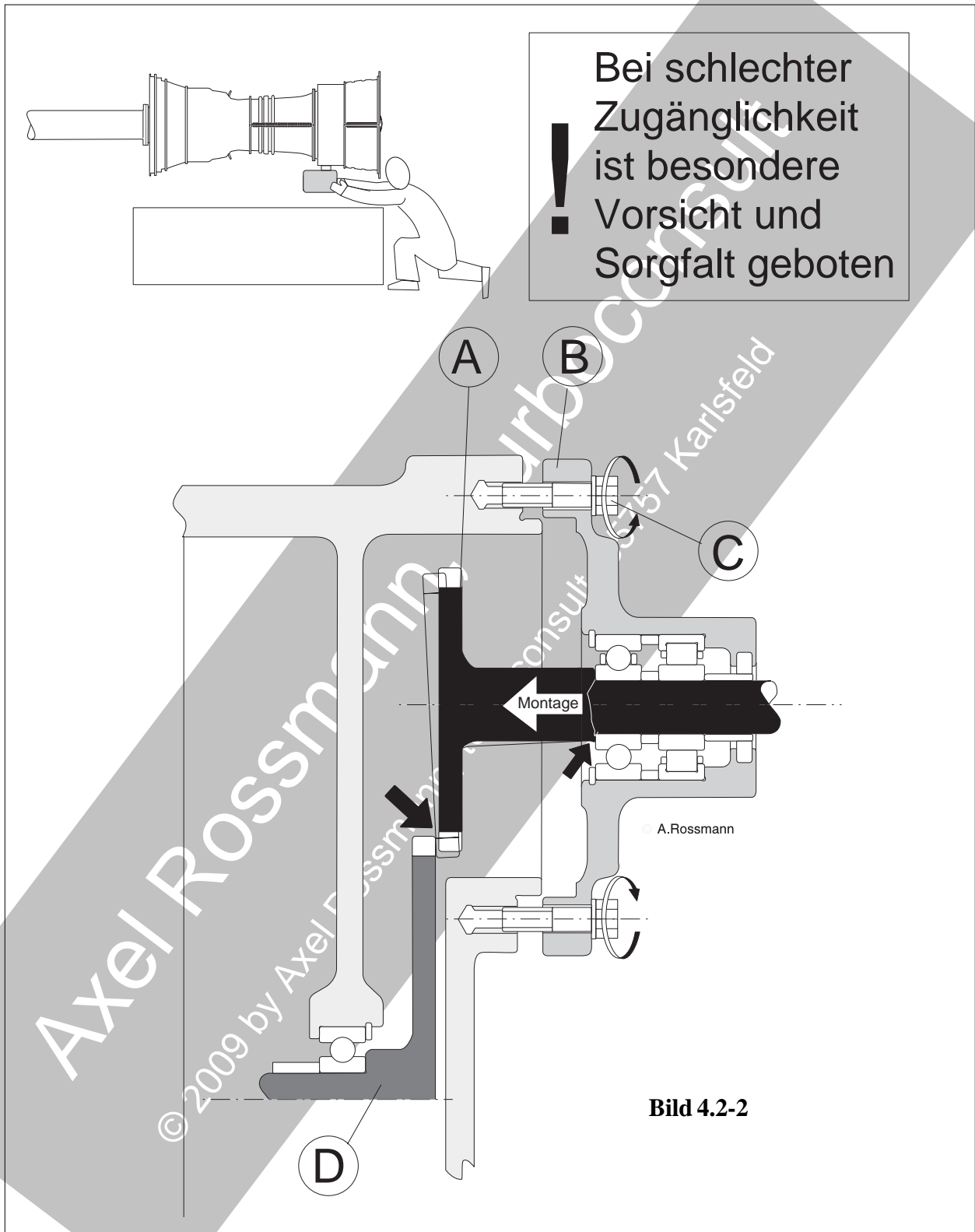


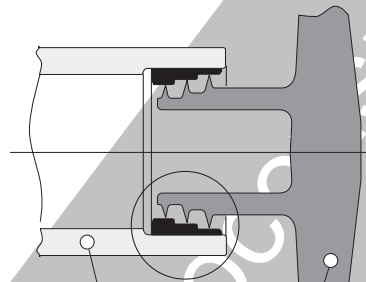
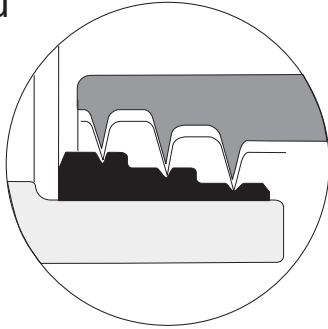
Bild 4.2-2: Dieser Schaden soll hier als typisches **Montageproblem**, das nicht zuletzt auf **ungünstige „Human Factors“** zurückzuführen ist, beispielhaft stehen. Die Beschreibung entspricht Beispiel 4.2-2.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

! Die Kombination eines alten mit einem neuen Modul birgt auch Risiken.

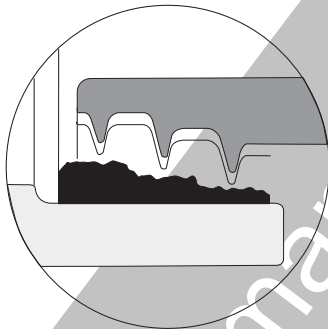
neu



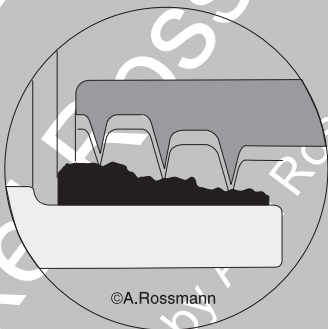
Modul 1

Modul 2

alt



nach Modultausch



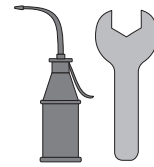
©A.Rossmann

Bild 4.2-3

Bild 4.2-3 (Beispiel 4.2-4): Ein typisches potenzielles Problem kann sich **nach dem Wechsel eines alten gegen ein neues Modul** ergeben. Es entsteht, wenn notwendigerweise **Labyrinthkomponenten kombiniert** werden müssen.

Bei der neuen Maschine sorgt das (noch) gute Einlaufverhalten der Dichtfläche für ein unproblematisches Einlaufen der Dichtstege (im Bild oben). Nach **langen Betriebszeiten** können die **Einlaufschichten versprödet und hart** sein.

Trotzdem entsteht kein Schaden, weil keine Überbrückung des ausgeriebenen Dichtungspalts mehr erfolgt. Ein neuer Dichtring mit entsprechend hohen Dichtstegen kann dagegen beim Einlaufen gegen die alte versprödete Dichtfläche einen **selbstverstärkenden Schadensmechanismus** (Bild 3.1.2.4-6) mit **umfangreichen Folgeschäden** auslösen.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

! Dem Fügebereich von Modulen gebührt die besondere Aufmerksamkeit des Monteurs.

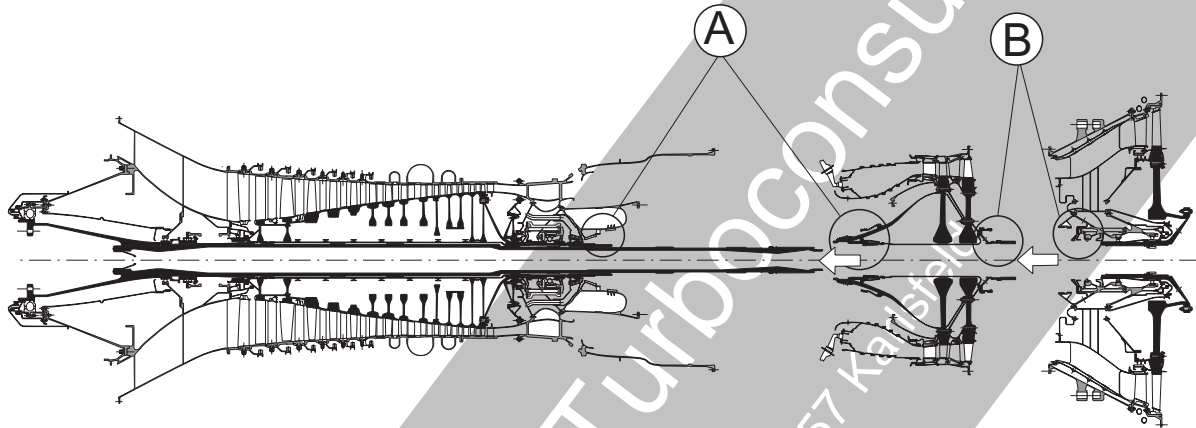
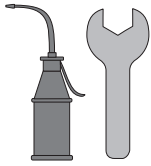


Bild 4.2-4

Bild 4.2-4: Triebwerke in **Modulbauweise** (Beispiel GE LM 5000) haben Vorteile bei Montage und Überholung. Zu beachten sind aber auch konzeptbedingte Besonderheiten der Maschinentypen. Die **Füge- bzw. Trennstellen** befinden sich häufig im Lagerbereich (Lit 4.2-4). Rollenlager bieten sich als Trennstelle förmlich an. Die Welle wird mit dem Innenring des Rollenlagers abgezogen. In den Zonen "A" und "B" kann es sich um eine derartige Trennstelle handeln (nicht notwendigerweise beim hier dargestellten Maschinentyp). In den Fügebereichen der Module, insbesondere im Lagerbereich (Bild 4.2-6) und an Labyrinth (Bild 4.2-3) erfordert die Montage besondere Aufmerksamkeit. **Labyrinthspitzen** können während einer axialen Montagebewegung bei stärkerem Kontakt mit der **Dichtfläche beschädigt** werden. Besonders wenn ein neues Modul mit einem bereits **länger gelaufenen Modul gefügt** wird, können eventuelle Verzüge an den alten Teilen Probleme machen. In diesem Zusammenhang stellt Bild 4.2-3 eine weitere Problematik dar. Sie betrifft das **Betriebsverhalten einer Kombination alter und neuer Module**.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

! Vorsicht beim Fügen von Modulen im Lagerbereich.

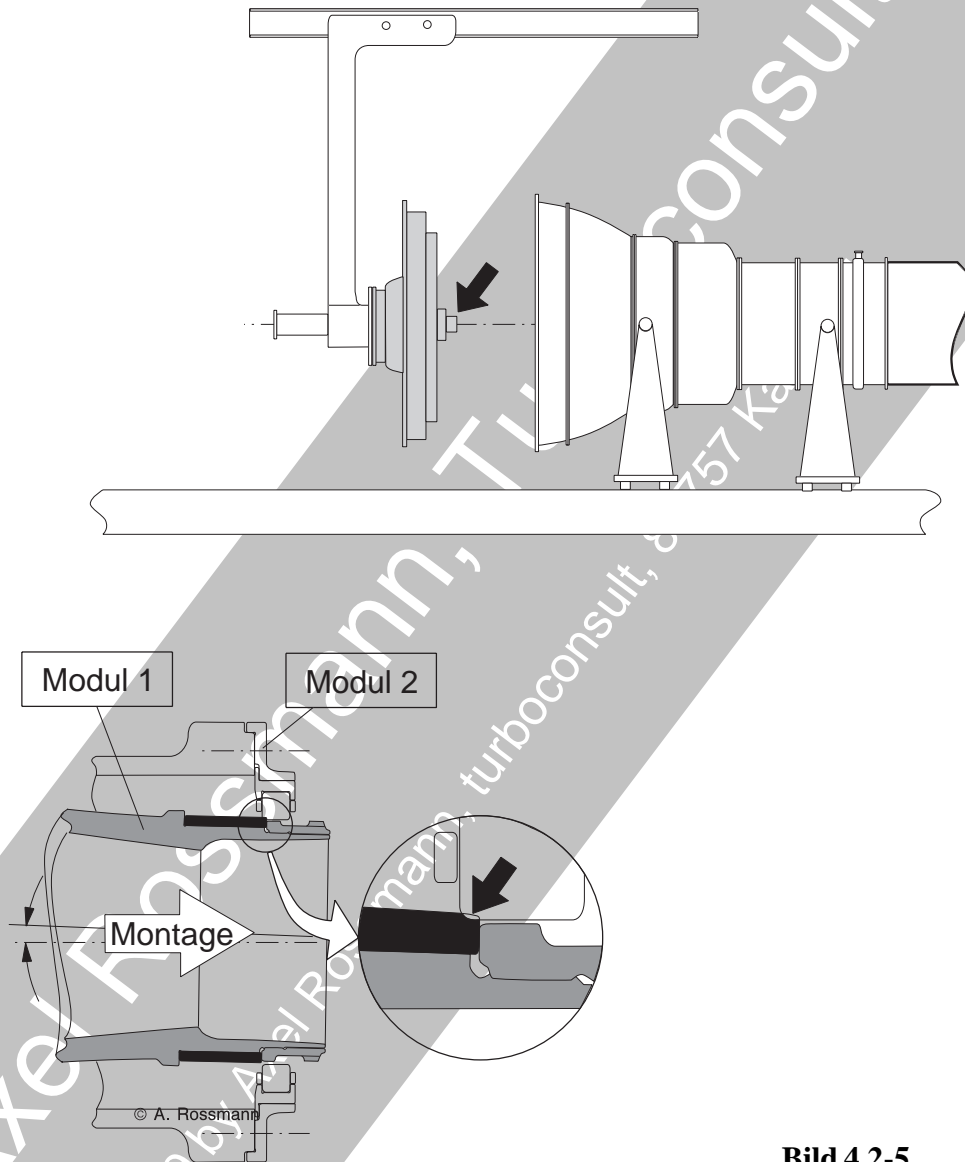
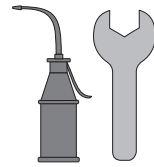


Bild 4.2-5

Bild 4.2-5 (Beispiel 4.2-6): Im Rahmen von Montagearbeiten bei Revision und Überholung tritt die Situation auf, dass **Module im Bereich der Lagerung gefügt** werden. Es kommt vor, dass die Fügestelle (Pfeil im Bild oben) nicht ausreichend eingesehen werden kann. Handelt es sich um schwer zu bewegende Massen, besteht die Gefahr, dass die Wälzkörper ankanten und der Innenring des Rollenlagers an der Trennstelle beschädigt (Pfeil Bild unten) wird.

Eine solche Beschädigung kann zum Versagen der Lagerung führen. Dabei ist es möglich, dass das Lager nicht abfangbar schnell versagt oder ein Ermüdungsschaden nicht rechtzeitig am Späneanfall entdeckt wird. In diesen Fällen muss mit sehr umfangreichen Schäden gerechnet werden.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.2.2 Hilfsstoffe und Verbrauchsstoffe - was dabei zu beachten ist.



Spätestens beim Ölwechsel stellt sich die Frage nach diesem wichtigen Hilfsstoff unseres Autos: Soll es ein Mehrbereichsöl sein? Synthetisch oder mineralisch? Zusätze oder keine? Gut, dass in diesem Fall der Hersteller Vorschriften macht und deutliche Empfehlungen gibt. Aber wie steht es mit dem besonders günstigen Scheibenwaschmittel aus dem Supermarkt? Ist vielleicht der Lack in Gefahr oder kann der Scheibenwischermechanismus einrosten? Was ist mit dem scheinbar so harmlosen Eiskratzer, mit dem man bei Untauglichkeit kostspielige Schäden an Lack und Glas anrichtet? Wir sehen also, hier können Erfahrung und Fachkenntnis Nerven und Geldbeutel schonen.

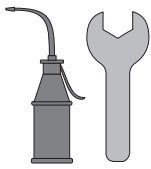
Damit Sie als Betreiber einer Gasturbine nicht mit zu vielen solcher Probleme konfrontiert werden, soll das folgende Kapitel helfen.

4.2.2.1 Reinigungsmittel

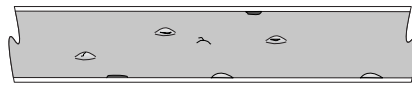
So sorglos (?) wie bei der Auswahl der Waschmittel für unser Auto sollten wir bei einer Gasturbine nicht sein. Mittel zum Waschen des Verdichters sollten vom OEM explizit zugelassen sein. **Angaben und Bezeichnungen des Waschmittellieferanten** sowie die Einschätzung der Unbedenklichkeit oder Kompatibilität mit zugelassenen Medien ohne den OEM kann nicht genügen. Es ist z.B. möglich, dass die Maschine Technologien wie Spritzschichten als Verschleißschutz oder Einlaufbelag aufweist, die bereits bei kleinen Abweichungen der Zusammensetzung des Waschmittels bedenklich reagieren.

Entfettungsflüssigkeiten auf Cl-Basis, wie "Per" oder "Tri" werden heute nicht mehr verwendet. Das hat mehrere Gründe. Zunächst besteht Gesundheitsgefahr beim Wartungspersonal. Aber auch die Sicherheit von Bauteilen ist betroffen. Bei normalerweise hochkorrosionsfesten Bauteilen aus Titanlegierungen können dünnste Reaktionsschichten entstehen. Als Folge einer Aufheizung im Betrieb, ausreichend hohen Zugspannungen (insbesondere an Kerben) und eines empfindlichen Werkstoffzustands (z.B. Schweißnaht) entsteht **rissartige Korrosion** (Spannungsrissskorrosion).

In Gasturbinen werden in steigendem Maß **Kunststoffe** angewandt. Sie reagieren auf spezifische Medien (z.B. **Lösungsmittel**) empfindlich (Bild 4.2.3.2-1). Einlaufschichten und Abdichtungen aus Elastomeren quellen und/oder lösen sich ab. Kunstharze verspröden und schrumpfen mit Rissbildung. Füllstoffe in einer Kunstharzmatrix können geschädigt werden (Beispiel 4.2-8). Korrosionsempfindliche, **lackierte Werkstoffe** wie Magnesiumlegierungen, können eine Schädigung des üblichen Kunstharzlacks erfahren. Das begünstigt Stillstandkorrosion (Bild 3.6.1-5). Weiter besteht die Möglichkeit, dass **Schmiermittel aus Gleitlagerflächen** (z.B. von Gelenkstangenköpfen oder Leitschaukelverstellungen) **ausgewaschen** werden.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur



Beispiel 4.2-3: Der Verdichter eines wartungsbewussten Betreibers zeigt an Einlaufschichten im vorderen Bereich einen für diesen Gasturbinentyp ungewöhnlichen Korrosionsangriff. Die Recherchen ergaben, dass über längere Zeit ein vom Hersteller **nicht zugelassenes, ungeeignetes Mittel** zum Verdichterwaschen verwendet wurde.

4.2.2.2 Dichtmittel.

Vom Betreiber werden nicht allzu viele Kontaktflächen mit Dichtmitteln behandelt. Das geschieht eher bei Montagearbeiten. Typisch ist die **Abdichtung der Flanche** von Anbauaggregaten, Filtergehäusen und Öldeckeln. Zu beachten ist auch hier die ausschließliche Verwendung eines vom OEM zugelassenen Produkts. Bei **Dichtpasten** ist darauf zu achten, dass **nur die notwendige Menge** aufgebracht wird. Das Motto „Viel hilft viel“ ist hier fehl am Platz. Der Überschuss der Dichtmasse kann zum Innenraum gedrückt werden und dort in den Ölkreislauf geraten (Bild 3.5-3). Solche Reste sind bei kleinen Mengen erfahrungsgemäß unproblematisch. Größere Mengen, die „hinter“ dem Filter eingebracht werden, können aber Siebe und die Öldüsen der Lager verstopfen.

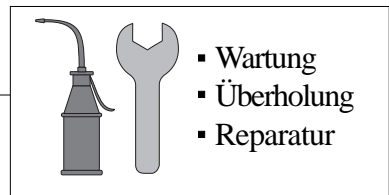
Dichtmittel, die **für einen bestimmten Anwendungsort** zugelassen sind, können an anderer Stelle mit anderer Werkstoffkombination ungeeignet sein. Dies gilt für die Dichtwirkung, wenn Probleme als Folge von Wärmedehnungen, durch Angriff vom abzudichtenden Medium (z.B. Quellen) oder zu hohe Betriebstemperatur (Alterung) auftreten, um nur einige zu nennen. Auch die Dichtflächen selbst können von einem korrosionsfördernden Dichtmittel angegriffen oder bei der Trennung verklebter Flanschflächen beschädigt werden.

4.2.2.3 Schmierstoffe.

Schmierstoffe sind besonders im Zusammenhang mit **Verschraubungen** von großer Bedeutung. Sorgloses Umgehen mit **scheinbar ähnlichen Schmierstoffen** hat schon zu großen Schäden und hohen Kosten geführt.

Schmiermittel auf Gewinden beeinflussen (Bild 4.2.3.1-1) nicht nur den **Wirkungsgrad des Gewindes**. Davon hängt der Zusammenhang zwischen **Anzugsmoment und Schraubenvorspannung** ab. Sie ist für die dynamische Festigkeit einer Schraubenverbindung besonders wichtig. Ungeeignete Schmiermittel können den Schraubenwerkstoff schädigen. Dazu gehört Korrosion im kalten und heißen Bereich. Im Extremfall führt dies zu Diffusion mit Versprödung, Festigkeitsabfall, Rissbildung und Bruch (Bild 4.2.3.1-2 und Bild 4.2.3.1-3).

Schmierstoffe, die ein **“Festsitzen“ von Verschraubungen** bei hohen Temperaturen verhindern sollen, sind seit jeher problematisch. Obwohl verschiedene Pasten, meist mit einer Füllung aus Metallpulvern



wie intermetallische Phasen, Kupfer und Nickel, Hartstoffen (Borcarbid) oder Metalloxiden (Chromoxid, Nickeloxid) auf dem Markt angeboten werden, ist ein universell anwendbares Produkt nicht vorhanden. Am besten hält man sich an die Empfehlung des OEM. Falls diese nicht befriedigt, sollte man ihn darauf hinweisen.

Ein besonderes Objekt für Verwechslung oder bewussten Austausch sind die in Konsistenz und Farbe nahezu gleichen **Schmierpasten auf MoS₂- oder Grafitbasis**. Entgegen dem **verwechselbaren Erscheinungsbild** sind diese Schmiermittel wegen ihres extrem unterschiedlichen Betriebsverhaltens in keinem Fall ohne explizite Zustimmung des OEM auszutauschen. Die besondere Gefahr liegt weniger an einer Abweichung des vorgeschriebenen Anzugsmoments und der damit erzielten Vorspannung, als im Betriebsverhalten. Unterschiedliche Zersetzungstemperaturen und Zersetzungsprodukte beeinflussen die Bauteile und können zu frühzeitigem Versagen durch Bruch führen (Beispiel 4.2-9).

Schwefelbestandteile lösen bei heißteiltypischen Betriebstemperaturen **Sulfidation** (Bild 3.4-2), eine gefährliche Korrosionsform an Ni-Legierungen, aus. Dazu sind nur geringe Spuren Schwefel notwendig. Sie entstehen bei erhöhter Temperatur aus dem zersetzten Schmiermittel.

Knollenblättermilch oder Champignon?

Vorsicht!



GRAFIT



MoS₂

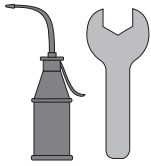
© A.Rossmann

Verwechslungsgefahr!

Merksatz:
Schmiermittel nie in gleichen oder neutralen Behältern aufbewahren!

Merksatz:

Nur vom Hersteller für den besonderen Einsatzbereich zugelassene Schmiermittel verwenden!

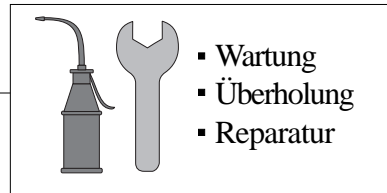


- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.2.2.4 Kennzeichnungsmedien

Werden Kennzeichnungen durch **Farben oder Stifte** vorgenommen, ist gegebenenfalls auf deren Eignung für Heißeile zu achten. Diffusion von Bestandteilen ungeeigneter Farben kann Werkstoffe im Oberflächenbereich schädigen (z.B. verspröden). Im Zweifel ist der OEM zu fragen. Hinweise können auch Vorschriften und Normen aus anderen Bereichen wie MIL-Vorschriften geben.

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



4.2.3 „Kleinteile“ die gewöhnlich bei Wartung und Montage ersetzt werden.

4.2.3.1 Schrauben und Muttern.

Es sollte selbstverständlich sein, nach den OEM-Angaben zu arbeiten. So ist auf die Einhaltung der vorgeschriebenen **Anzugsmomente und/oder vorgegebenen Dehnungen** zu achten. Während die Verwendung eines geeichten Drehmomentschlüssels wohl allgemein als unerlässlich angesehen wird, gilt dies für die regelmäßige Überprüfung des Schlüssels nicht unbedingt.

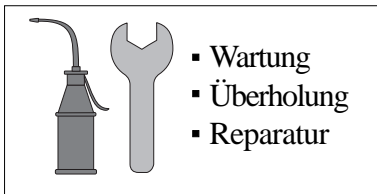
Das **Anziehen von Verschraubungen** ist ein besonders wichtiger Vorgang, der die Festigkeit der Schraubverbindung entscheidend beeinflusst. Eine zu niedrige Schraubenvorspannung birgt die Gefahr von Schwingbrüchen, eine zu hohe Vorspannung die der Gewaltschädigung. Für die erzielte **Vorspannung** im Schraubenschaft ist das verwendete Schmiermittel (Bild 4.2.3.1-1) entscheidend. Nicht selten sind die Anzugsbedingungen von Medien beeinflusst, denen nicht genügend Aufmerksamkeit gewidmet wurde. Typisch ist die Verwendung von neuen Schrauben auf denen sich noch **Konservierungssöl** befindet, wenn dieses eigentlich vor der Verwendung lt. OEM entfernt werden sollte.

Weiter ist auf **Beschichtungen der Gewinde** von Schraube und Mutter (z.B. Silber oder Gleitlacke) zu achten. So mag es vom Korrosionsverhalten her eine Gleichwertigkeit zweier Beschichtungsvarianten geben, die Reibbeiwerte lassen jedoch einen Tausch nicht zu. Im Zweifelsfall sollte eine Klärung beim OEM erfolgen. Bei Verwendung von Schrauben aus neuer Lieferquelle oder bei Alternativen im Fall von Engpässen im Lagerbestand ist zumindest eine Überprüfung mit einem Schraubenmessgerät empfehlenswert.

Versilberte Schrauben in Heißeilen haben zwar den Vorzug einer geringeren „Fressneigung“, niedriger, wenig streuender Gewindereibung und leichteren Öffnens. Ein gravierender Nachteil des Silbers ist jedoch das **Begünstigen von Sulfidation und versprödender Diffusionsvorgänge**. Aus diesem Grund werden heute in Heißeilen oft unversilberte Schrauben verwendet.

Verschraubungen bilden einen nicht zu unterschätzenden Kostenfaktor. Die Frage nach der **mehrmaligen Verwendung** von Schrauben und Muttern stellt sich deshalb häufig. Die Antwort hängt von den Erfahrungen des Herstellers mit der jeweiligen Verschraubung ab. Bei Heißeilen beobachtet man, dass **feststehende Schrauben** nur noch mit sehr hohen Losbrechmomenten zu lösen sind. Dann besteht die Gefahr einer unerkannten Schädigung des Schraubenschafts. Bei einer Wiederverwendung steigt so das Risiko des Bruchs. Deshalb werden unversilberte Schrauben nach dem Lösen gewöhnlich nicht mehr wieder verwendet.

Wie die Erfahrung zeigt, ist eine Schadensverhütung durch **kritisches und aufmerksames Personal** gerade bei Schraubverbindungen besonders effektiv. Es sollte deshalb mit technischen Informationen „motiviert“ werden. Alarmierend sind alle Abweichungen vom gewohnten Verhalten der Schraubverbindung beim Anziehvorgang, insbesondere eine **Veränderung des Dehnverhaltens in Abhängigkeit vom Anzugsmoment**.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 4.2.3.1-1: Schrauben sind ein wichtiges Maschinenelement mit großer Sicherheitsrelevanz. Sie bedürfen deshalb unserer besonderen Aufmerksamkeit. Dies gilt sowohl für die Vorbehandlung der Schraube als auch für den eigentlichen Anzugsvorgang und das Lösen.

Vorbehandlung: Zuerst ist anhand der gültigen Vorschriften oder Empfehlungen zu klären, ob es sich um die **vorgeschriebenen Schrauben** (Ausführung, Hersteller) handelt. Dann ist festzustellen, ob und **wie das Gewinde geschmiert** werden muss. Wenn die Gewinde bereits eine Beschichtung aufweisen, ist häufig eine Schmierung nicht vorgesehen. In diesem Fall muss auch etwaiges **Konservierungsöl** entfernt werden. Sonst besteht die Gefahr einer Überbeanspruchung der Schraube durch das vorgeschriebene Anzugsmoment. Wenn doch geschmiert werden muss, ist das richtige, d.h. das **vom OEM vorgeschriebene, Schmiermittel** anzuwenden.

Merke: Die Gewindereibung (Mutter und Schraube) ist von entscheidender Bedeutung für die gewünschten Eigenschaften, die Betriebsbelastung bzw. die Betriebsfestigkeit der Verschraubung.

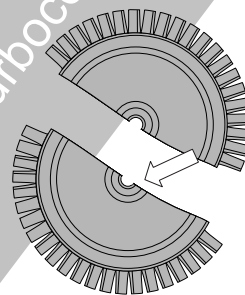
Falsche Schmiermittel können auch zu Korrosion oder Versprödung und damit zum Schraubenbruch im Betrieb führen. Falls Schrauben wiederverwendet werden ist zu prüfen, ob der OEM dies zulässt und bestimmte Maßnahmen zur Qualitätssicherung fordert. Zu solchen Maßnahmen gehört eine Lupenkontrolle, eine geeignete Rissprüfung und/oder eine Neubeschichtung. Bei **selbstsichernden Muttern** ist wegen der Sicherungswirkung ebenfalls die **Wiederverwendbarkeit** zu klären. **Anzugsvorgang:** Dabei ist auf das richtige Anzugsmoment zu achten. Falls sich dies ungewöhnlich verhält, z.B. wenn es wegen zu starker Schraubendehnung nicht, oder erst nach merklich mehr Umdrehungen als üblich erreicht wird, ist die Ursache zu überprüfen (Beispiel 4.2-7). Fragen wie nach der Eichung des

Drehmomentschlüssels oder dem richtigen Schraubenwerkstoff sind zu klären.

Lösen der Verschraubung: Löst man eine Schraubenverbindung, ist auf eventuell lockere Schrauben oder ein Abdrehen festsitzender Schrauben zu achten. Es kann sich um **Alarmzeichen für Schraubenprobleme** handeln. Schrauben, deren **Losbrechmoment** eine Überlastung befürchten lässt, sollten nicht wiederverwendet werden.

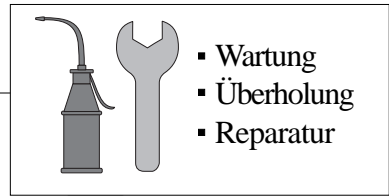
Merke: Verhalten sich Schrauben beim Anziehen oder Lösen ungewöhnlich, ist die Ursache zweifelsfrei zu klären.

Gegebenenfalls empfehlen sich vergleichende Prüfungen auf einem Schraubenmessgerät. Über ein solches Gerät sollte der OEM oder das Labor einer renommierten Maschinenversicherung verfügen.



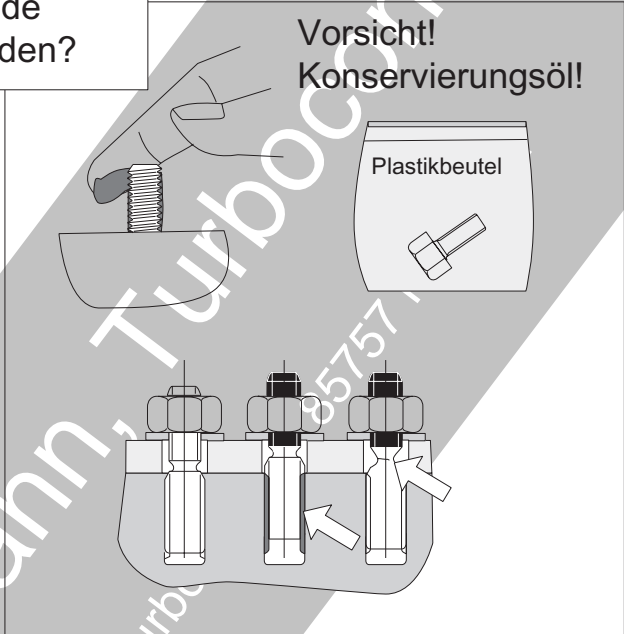
von MoS₂ ausgelöster Turbinenradbruch

Beispiel 4.2-7: Für das Gewinde eines Verspannungselements war eine grafithaltige **Schmierpaste** vorgeschrieben. Aus technischen Gründen wurde bei der Montage jedoch MoS-haltiger Schmierstoff verwendet. Beim für die Montage notwendigen **Einführen des Gewindeschäfts durch eine Zentrierbohrung** eines hochbelasteten Bauteils aus einer Ni-Legierung wurde dort etwas von der Dichtmasse abgestreift und zwischen Zentrierflächen eingeschlossen. Die Betriebstemperatur zersetzte die Dichtpaste unter Luftmangel, bevor sie durch Oxidation unschädlich wurde. So konnte die Diffusion des Schwefels aus der Paste Rissbildung und Bruch des Bauteils mit extremen Folgeschäden auslösen.



Entscheidend ist das richtige Anzugsmoment und die vorgeschriebene Gewindebehandlung.

Darf das Gewinde geschmiert werden?



Zu geringes Anzugsmoment bedeutet Ermüdungsgefahr!

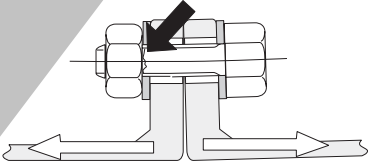
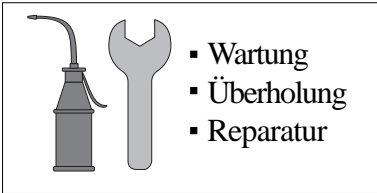


Bild 4.2.3.1-1

Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, Turboconsult



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 4.2.3.1-2 (Lit. 4.2-4): **Mechanische Betriebsbelastungen**, die **ursächlich** zu Schraubenbrüchen führen, sind in erster Linie **dynamisch**. Dabei entstehen **Schwingbrüche/-risse**. Sie können sowohl durch hochfrequente Schwingungen als auch niedrig frequente Belastungen wie Thermoermüdung oder zyklische Fliehkraftänderungen entstehen.

Schwingbrüche erscheinen auch **an zähen Werkstoffen verformungslos**. Trotzdem fallen sie nicht unter den Begriff **Sprödbrüche**, denn der Werkstoff ist nicht versprödet sondern erscheint nur durch den Rissfortschrittmechanismus so. Bei noch vorhandener Auswertbarkeit im REM lassen sie sich in den meisten Fällen vom Fachmann sicher identifizieren. Mit genügender Erfahrung ermöglicht die Bruchfläche auch eine makroskopische Bewertung. Dabei sind zumindest erste Hinweise auf Art und Höhe der dynamischen Belastung zu erwarten.

An Schrauben gibt es, bedingt durch **Spannungskonzentration an Krafteinleitungen** und Formkerben, Bereiche, die bei Überlastung für Schwingbrüche prädestiniert sind.

Schwingbrüche bei auslegungsgemäßer Belastung können von fertigungs-, montage- oder betriebsbedingten Schwachstellen und Schädigungen ausgehen. Zu betriebsbedingten Schädigungen (Rahmen oben) gehören:

‘**Anfressungen**’ wie **Korrosions- und Sulfidationsgrübchen** (an Ni-Legierungen).

Schwingverschleiß (Fretting).

Bei der Montage können ‘**Fressriefen**’ am Schaft entstehen.

Statische Last erzeugt schadensursächlich bei ausreichend hoher Betriebstemperatur **Zeitstand- bzw. Kriechbrüche** mit plastischer Verformung (Kriechen). Bei langen Betriebszeiten unter niedriger Last kann die Kriechdehnung sehr klein sein. Sie fällt nicht unbedingt durch deutliche plastische Verformung auf. Trotzdem ist auch in diesen Fällen nicht von einer bruchursächlichen Werkstoffversprödung auszugehen. Ein Merkmal ist im Vergleich zum Rest-

bruch verstärkte Oxidation der Bruchfläche. Das erschwert auch die mikroskopische Auswertung besonders im Anrissbereich. Metallografisch kann **Kriechporenbildung** einen sicheren Nachweis ermöglichen.

Gewaltbrüche infolge mechanischer Überlastung sind an Schrauben in Gasturbinen äußerst selten. Sie können als Folgeschäden entstehen, beispielsweise

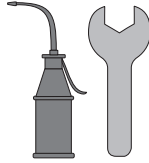
- im **Containmentfall** an der Verschraubung von Gehäuseflanschen.

- Bei extremen **Unwuchten** (Schaufelbruch, Rotorverkrümmung) an Rotorverschraubungen.

- Als Scherbruch an einem zentrischen Spannbolzen nach dem **Nabenbruch** eines Turbinenrads.

- An Flanschverschraubungen in Rotoren durch ein herumwirbelndes **Bruchstück** oder einen **Fremdkörper** (z.B. Werkzeug).

Je nach **Art und Richtung der Überlastung** (Zug, Biegung, Scherung, Torsion) kann sich ein **typischer Bruchverlauf** ausbilden (Rahmen unten). Aus dem makroskopischen und mikroskopischen Bruchbild, gegebenenfalls mit einer Makroätzung (bei beschädigter Bruchfläche) lassen sich **Gewaltbrüche identifizieren** sowie Belastungsrichtung und -art auswerten.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Wichtige Betriebsschadensbilder und Ursachen für Schwingermüdung und Gewaltbrüche an Schrauben.

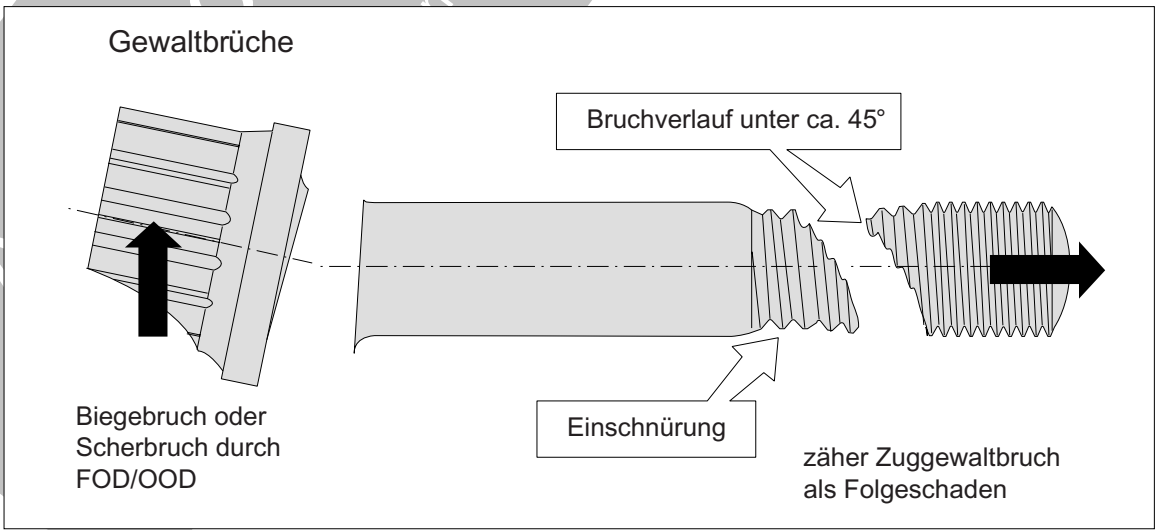
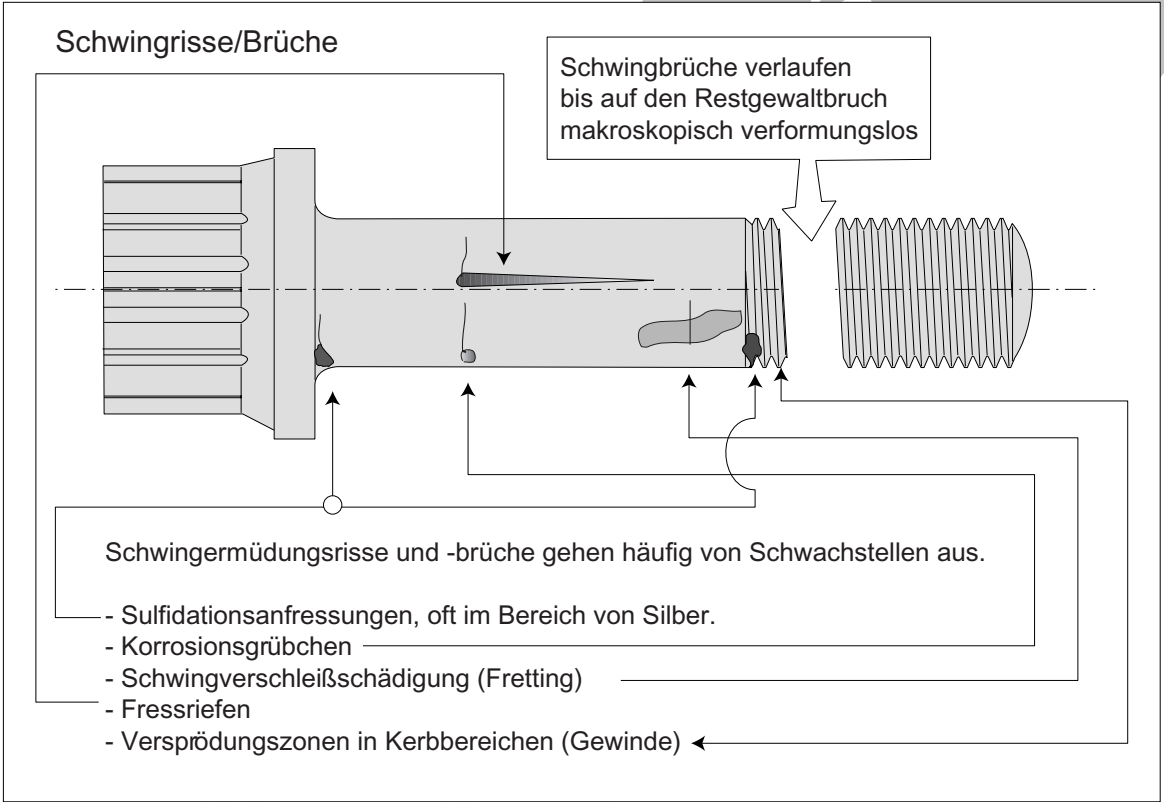
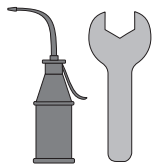


Bild 4.2.3.1-2



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 4.2.3.1-3 (Lit. 4.2-4): Die weitaus meisten Brüche und Risse in Schrauben in Gasturbinen haben, bis auf Gewaltbrüche, bei denen es sich gewöhnlich um Folgeschäden handelt, ein zumindest **makroskopisch sprödes Aussehen**. Dies kann verschiedene Ursachen haben.

Schadensursächliche Versprödungen:

Spannungsrissskorrosion ist eine potenzielle **Bedrohung hochfester Schrauben und Muttern** aus Stählen („A1“, „A2“). Zu Rissen und Brüchen kommt es unter auslegungskonformen Betriebseinflüssen nur, wenn das **Gefüge/der Werkstoff von den Vorschriften abweicht**. Meist lässt sich dies mit dem **Überschreiten spezifizierter Härtegrenzen** (meist 32 HRC) nachweisen. Die Bruchbilder erscheinen oft ausgeprägt kristallin und weisen Korrosionsmerkmale (Rost), insbesondere am Ausgangsbereich auf. Mikroskopisch lässt sich an auswertbaren Bruchflächen diese Schadensart vom Fachmann problemlos und sicher identifizieren. Merkmale zeigen die **Verwandtschaft des Schädigungsprozesses zur Wasserstoffversprödung**.

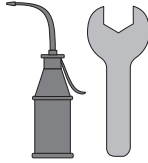
Wasserstoffversprödung („B1“, „B2“, „B3“) wird von Wasserstoff verursacht, der bei einem **nicht vorschriftsgemäßen** (zu langer Zeitraum bis zur Entsprödung) **Fertigungs- oder Überholungsprozess** in das Material eingedrungen (diffundiert) ist. Diese Versprödung entwickelt sich über längere Zeit (Lagerung, Betrieb), ist irreversibel und ist nicht mit einem Schlagversuch nachweisbar. Typische Verfahren, die eine Wasserstoffversprödung verursachen können, sind galvanische Beschichtungen, Ätzen und das Abziehen von Schichten.

Versprödung durch Eindiffusion von Fremdmetallen im festen Zustand (SMIE). Diese Gefahr besteht bei unvorgesehen **hohen Betriebs-**

temperaturen. Risse gehen **bevorzugt im Gewinde** („C1“) aus.

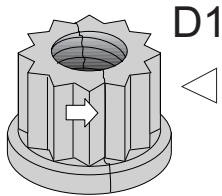
Versprödung durch ‘Einschießen’ von Fremdmetallschmelze (Lötrissigkeit, engl LME). Dabei dringt in einem schnellen Vorgang benetzende **Metallschmelze** in den unter ausreichender Zugspannung stehenden Werkstoff („D1“).

Die Bruchfläche kann im Anrissbereich eine **ungewöhnliche Verfärbung** aufweisen (z.B. silbrig) die mit Oxidation nicht zu erklären ist.

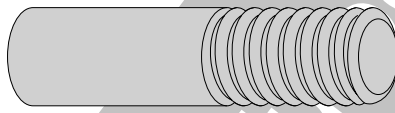
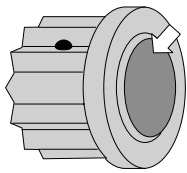


- **Wartung**
- **Überholung**
- **Reparatur**

Wichtige Schadensbilder und Ursachen für Sprödbrüche an Schrauben und Muttern.



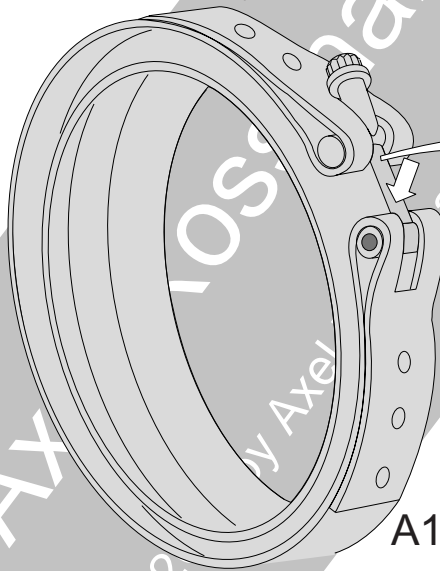
D1 Spröd durchgerissene Schraubenmutter. Material Typ 12%-Cr-Stahl, Härte 44 HRC, mit Kadmium-Korrosionsschutzschicht. Das bei Betrieb geschmolzene Kadmium führte zur **Lötrissigkeit (LME)**



B1

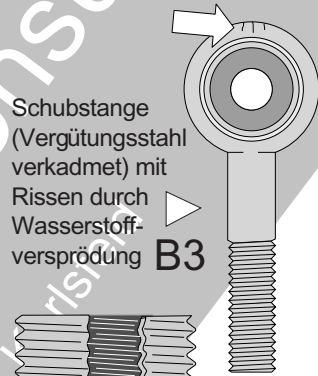
Spröd durchgerissene Schraube. Material Typ 12%-Cr-Stahl. Härte/Festigkeit (bis 1480 MPa) über der max. zulässigen Grenze von 1380 MPa. Bei der Beschichtung mit Kadmium drang Wasserstoff ein und führte zur **Wasserstoffversprödung**.

Spannschraube (12% Cr-Stahl)



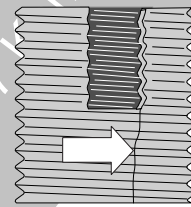
A1

Spröd gebrochene Schrauben. Material Typ 12%-Cr-Stahl. Härte/Festigkeit über der max. zulässigen Grenze. Im Betrieb unter Meeresatmosphäre und/oder Schwitzwasser (Cl-Einwirkung) erfolgte **Spannungsrissskorrosion**.



B3

Schubstange (Vergütungsstahl verkadmet) mit Rissen durch Wasserstoffversprödung

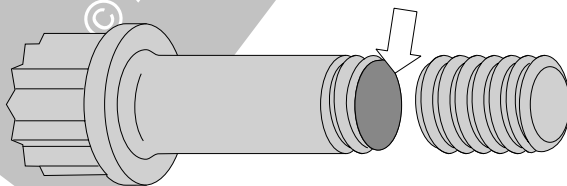
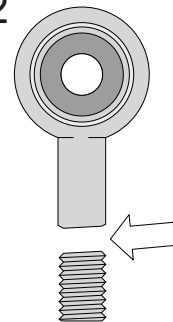


B2

Gewindeeinsatz (Einsatzstahl verkadmet) mit Riss durch **Wasserstoffversprödung**

Schubstange (Vergütungsstahl) mit Bruch infolge **Spannungsrissskorrosion** wegen ungünstigem Gefüge (zu hart).

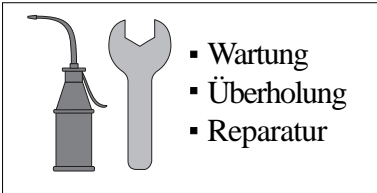
A2



C1

Sprödbruch durch **Diffusion (SMIE)** von Metallen wie Silber oder Kadmium bei erhöhter Betriebstemperatur

Bild 4.2.3.1-3



4.2.3.2 Dichtungen.

Statische Dichtungen.

Dichtungen in statischen Anwendungen an Magnetstopfen, Boroskopöffnungen, Rohrleitungen und Ölablassschrauben. Es gibt eine Vielzahl von Dichtungsformen, -werkstoffen und Beschichtungen mit speziellen Eigenschaften. Meist haben sie Ringform, z.B. als **O-Ringe** und Blechprofile. Entsprechend vielseitig sind auch die möglichen Probleme (Bild 4.2.3.2-1). Dichtungen sind gewöhnlich nur einmal zu verwenden, weil sie sich im Betrieb bleibend verändern bzw. geschädigt werden.

Elastomere verlieren über lange Betriebszeiten ihr plastisches und/oder elastisches Verformungsvermögen durch **Quellen, Verhärten oder Verspröden**. Es kommt zu bleibender Verformung und/oder Rissbildung mit der Gefahr von Undichtigkeiten. Eine ausreichende Dichtwirkung ist dann nicht mehr gewährleistet. Wichtig ist also, vom OEM zugelassene Dichtungen zu verwenden.

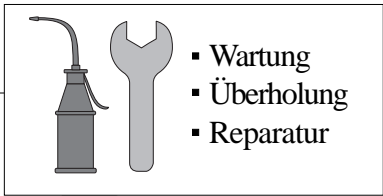
Besonderere Aufmerksamkeit bedarf die Montage von statischen Dichtungen, insbesondere O-Ringen (Bild 4.2.3.2-2). Hier ist besondere Erfahrung und Fachkunde erforderlich, um Schädigungen sicher zu vermeiden.

Gleitende Dichtungen (Gleitringdichtungen).

Der Begriff **gleitende Dichtungen** wurde gewählt, weil diese „Berührungsdichtungen“ nur funktionieren, wenn sich im dichtungswirksamen Bereich ein Schmierfilm zwischen den gegeneinander bewegten Dichtflächen bildet. Deshalb ist der **Einlauf nach der Montage des Dichtrings entscheidend für das Betriebsverhalten**. Fehlt hier der Gleitfilm kommt es zur Überhitzung der Dichtlippe und frühzeitiger Leckage. Ein besonderer Vorteil gegenüber Labyrinthdichtungen liegt an der **Dichtigkeit im Stillstand**.

In der Literatur findet man den Dichtungstyp unter verschiedenen Bezeichnungen wie **Radial-Wellendichtring, Radialdichtring, Wellendichtring**. Er wird landläufig nach einem bekannten Hersteller auch als **‘Simmerring’** bezeichnet. Der englische Begriff ist „**rotary shaft seal**“.

Diese Dichtungen werden zur Abdichtung von Flüssigkeiten genutzt. Dazu gehören Schmieröl, Kraftstoff und Hydraulikflüssigkeit. Die begrenzte **Temperaturbeständigkeit des Elastomers**, aus der das Dichtelement (Dichtlippe) besteht, bestimmt den Einsatz. Hauptanwendungsgebiete sind Nebengetriebe, Pumpen, Regler und ölgeschmierte Anbaugeräte.



Schäden an O-Ringen und ihre ursächlichen Einflüsse



Abrasion

Schadensbild:
Abrieb durch gleitende Bewegung. Flache Anlageflächen. Kratzer und eingedrückte Partikel.

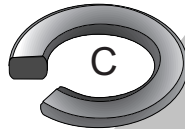
Ursächliche Einflüsse:
- Raue Dichtflächen
- Zu hohe Temperaturen
- Erosive Partikel im Öl
- Schwingbewegungen
- Nicht ausreichende Glätte des O-Rings.



Chemische Zersetzung

Schadensbild:
In verschiedenen Graden Blasen, Risse, Löcher. Oft sind diese Merkmale nur mit einer Messung der physikalischen Eigenschaften erkennbar.

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial für die thermische und/oder chemische Beanspruchung. (Materialverwechslung? Boguspart?)



Kompressionsverformung

Schadensbild:
An den Auflageflächen abgeflachter Querschnitt.

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial. (Materialverwechslung? Boguspart?)
thermisch oder chemisch bedingte Volumenvergrößerung/Quellen.
Ungenügend ausgehärtet.
- Zu starke Kompression: Maßlich ungeeigneter Ring (Verwechslung?)
- Zu kleine Nut/Spaltweite.



Explosiver Druckabfall

Schadensbild:
Das vom O-Ring absorbierte Gas dehnt sich beim Druckabfall aus und erzeugt auf der Seite des Druckwechsels Blasen, Pocken, Löcher.

Ursächliche Einflüsse:
- Schnelle Druckwechsel
- Ungeeignetes, zu weiches O-Ringmaterial. (Materialverwechslung? Boguspart?)



Extrusion

Schadensbild:
Die Druckdifferenz presst freiliegende Teile des O-Rings durch den Dichtspalt. Auf der Niederdruckseite zackige, zerfetzte Ränder.

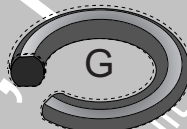
Ursächliche Einflüsse:
- Zu großer Spalt
- Ungeeignetes, zu weiches O-Ringmaterial (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Schädigung des O-Ringmaterials durch Betriebsinflüsse



Einbauschaden

Schadensbild: Kleine Schnitte, Kerben, Ausschnitte

Ursächliche Einflüsse:
- Scharfe Ecken, Grate oder Schneiden (Gewinde)
- Ungeeignete Maße des Rings
- Wenig elastischer oder weicher Ring (z.B. gequollen)
- Verunreinigung des Rings (z.B. Span)
- Einbau (Kneifen)



Ausgasen, Herauslösen von Bestandteilen

Schadensbild:
Identifikation schwierig. Verkleinerung der Ringmaße

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial, zu weich, Elastomer mit Weichmacher (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Ungeeignetes Reinigungsmittel



Überkomprimiert

Schadensbild:
Parallele flache Anlageflächen, gegebenenfalls mit Umfangsrissen.

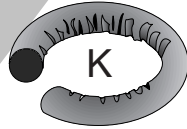
Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial, thermische oder chemische Volumenveränderung (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Maßlich ungeeigneter Ring (Verwechslung?)
- Zu kleine Nut.



Spiralschaden

Schadensbild: Am Umfang spiralförmige Schnitte oder Markierungen

Ursächliche Einflüsse:
- Schwieriger oder zu enger Einbau, Einbaufehler
- Langsame hin und her gehende Bewegung der Sitzflächen.
- Unelastisches Elastomer
- Oberflächenfehler wie Rauigkeit oder Herstellungsgrat
- Ungenügende Schmierung

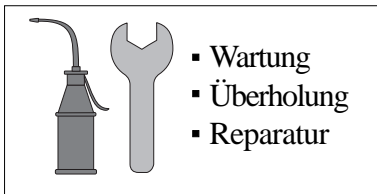


Thermische Schädigung

Schadensbild: Radiale Risse im Bereich der thermisch beanspruchten Flächen. Härteabfall (Erweichung), möglicherweise mit spiegelglatter Oberfläche

Ursächliche Einflüsse:
- Ungeeignetes O-Ringmaterial (Materialverwechslung? Boguspart?)
- Extreme Ausschläge von Temperaturzyklen.
- Reibungserwärmung bei hochfrequenten Schwingungen

Bild 4.2.3.2-1



- **Wartung**
- **Überholung**
- **Reparatur**

Bild 4.2.3.2-1 (Lit. 4.2-4): Um Schäden an **O-Ringen** vorbeugend oder mit Abhilfen zu vermeiden ist es notwendig, **Schadensursachen und -mechanismen zu identifizieren**. Voraussetzung ist die **Bewertung des Schadensbilds**. Auf spezifische Probleme soll im Folgenden detaillierter eingegangen werden:

Chemische Zersetzung wird in erster Linie von der **Betriebstemperatur** bestimmt. Sie sollte unter der **Langzeit-Temperatur** für Elastomere, meist zwischen 135 und 150°C liegen. Dabei ist darauf hinzuweisen, dass es sich um eine **Dauertemperatur** und nicht um eine kurzzeitige Maximaltemperatur (siehe Abschnitt „**Thermische Schädigung**“) handelt. Bei zu hoher Temperatur kommt es zu einer Veränderung der Molekülstruktur (Alterung). Die thermische Beständigkeit eines Elastomers ist auch bei gleichem Typ stark von der individuellen Qualität abhängig. Dabei spielen Verunreinigungen und die Vernetzung der Moleküle eine wichtige Rolle. Eine Zersetzung lässt sich beispielsweise auch von **Spurenmetallen** auslösen. Das bedeutet, dass die Qualitätssicherung sich letztendlich auf den **Hersteller und die Bezugsquelle** verlassen muss. Das kann unter dem Gesichtspunkt von SUPs von Bedeutung sein.

Typische Folgen einer Alterung sind:

- Die **Versprödung** ist das Hauptproblem und kann als Folge eines temperaturbedingten Alterungsprozesses angesehen werden. Sie macht für Versagen und **Rissbildung bei schockartiger Belastung** besonders empfindlich. Zur Versprödung neigen „Nitrile“.
- **Festigkeitsabfall**
- **Werkstoffveränderung/Zersetzung**
- **Rissbildung** und Risswachstum. Eine besondere Form ist **innere Rissbildung** als Folge eindiffundierter Gase.
- **Blasenbildung**. Auch diese Schäden sind auf Gasdiffusion zurückzuführen.
- **Bleibende Verformung**, Kriechen. In diesem Zusammenhang steht die Abnahme der Rückfederung (engl. resilience).

- Kohlendioxid kann sich in manchen Elastomeren vollkommen lösen und diese mit einer **schwammartigen Struktur zum Schwellen** bringen.

Thermische Schädigung wird hier als Folge einer **Überhitzung** verstanden. Sie tritt ein, wenn die Temperatur überschritten wurde, bei der sich kurzzeitig das **Elastomer zersetzt**. Eine solche Situation liegt vor, wenn nach dem Abstellen der Gasturbine Öl- oder Luftkühlung fehlt. Das führt zu starkem Aufheizen durch die benachbarten Heißeile („Heat Soaking“, Bild 3.5-8).

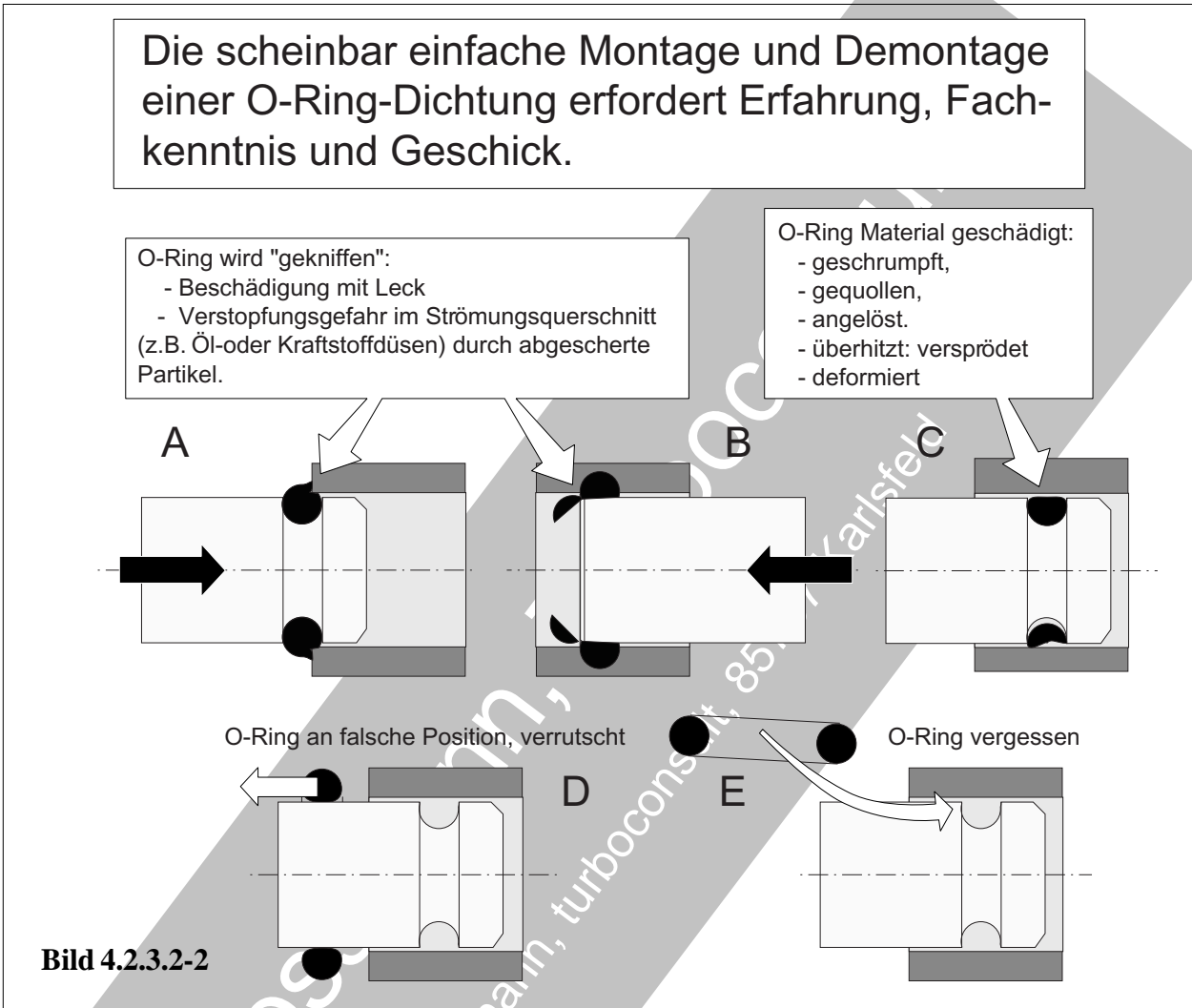
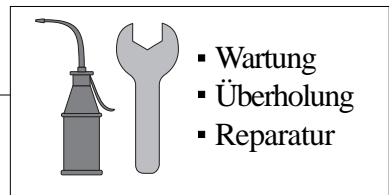
Kompressionsverformung ist eine **plastische (bleibende) Verformung** des O-Rings unter den **Druck-Anlagekräften**. Im Zusammenhang mit **Temperaturwechseln** und der dabei entstehenden **Volumenänderung** des Rings kann ein Leck entstehen. Besonders **Fluor-Elastomere** (Fluorkautschuk) neigen bei der typisch hohen Einsatztemperatur zur Kriechverformung.

Explosiver Druckabfall: In das O-Ring Elastomer **eindiffundiertes Medium**, besonders Gas, sammelt sich unter der Oberfläche in Fehlstellen wie Mikroporen. Bei einem plötzlichen Druckabfall expandiert das Gas oder es kommt zur **Dampfbildung**. Die Folge sind Schädigungen wie **Blasen, Risse und Löcher**.

Extrusion geht auf eine Überlastung des O-Rings durch die **Druckdifferenz am Dichtspalt** zurück.

Einbauschaden: Gibt es in unterschiedlicher Weise. Am häufigsten sind **Schnitte** und **abgescherte Bereiche**, die auf **Unachtsamkeit beim Zusammenschieben** der Dichtflächen entstehen.

Hierzu lassen sich auch sog. **Spiralschäden** zählen. Sie stehen im Zusammenhang mit einer **Verdrillung des O-Rings**. Diese entsteht bei drehendem Zusammenschieben.



Ausgasen und/oder Herauslösen von Bestandteilen zeigt sich im Schrumpfen auf Grund des Volumenverlusts. Bei hohen Temperaturen kann es zu einem chemischen Zersetzungsprozess kommen. Er lässt Anteile des Dichtungsmaterials flüssig oder gasförmig werden. Besonders thermoplastische Urethane sind für eine solche Schädigung empfindlich.

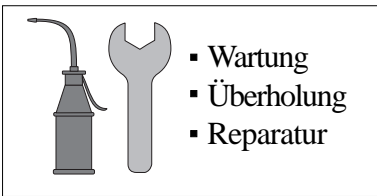
Dringt Wasserdampf oder überhitztes Wasser in die Poren die sich beim Ausgasen bilden, entsteht eine schwammartige Struktur. Ist der O-Ring nicht genügend abgestützt, muss mit einem schnellen Dichtungsschaden gerechnet werden.

Bild 4.2.3.2-2 (Lit. 24.2-4): Dem Laien erscheint die Montage eines O-Rings einfach und unproblematisch. Dies täuscht. Sowohl das Einbringen des O-Rings vor dem Fügen in eine Nut bzw. auf den Sitz erfordert Vorsicht und Geschick. Muss der Ring über Kanten der Nut, Absätze oder Gewinde (Bild 4.2.3.2-5) geschoben werden, kann er von einem Schneidvorgang beschädigt werden. Dies begünstigt die übliche elastische Aufweitung und entsprechend hohe Schnittkräfte.

Eine besonders kritische Montagephase ist das Zusammenschieben der Dichtflächen.

Wenn der O-Ring bereits in der Wellennut sitzt („A“), lässt er sich im heiklen Moment des Einschubens beobachten.

Sitzt der O-Ring in einer Nut der Bohrung („B“), ist er nicht beobachtbar. Ungeeignetes



Handling und/oder eine zu **scharfe Kante** kann den **O-Ring unbemerkt abscheren**. Um das zu erkennen, bedarf es **Erfahrung und Gefühl**. **Verrutschende O-Ringe** („D“) können ihre Dichtfunktion nicht mehr erfüllen. Dabei kann der O-Ring ganz oder teilweise **aus der Nut verschoben** sein. Er kann sogar auch bei der Montage so weit verrutschen, dass sein **Fehlen nicht bemerkt** wird.

Als ein ernstes, kaum zu erwartendes Problem hat sich das **Vergessen von O-Ringen** („E“) herausgestellt. Eine solche Situation wird bei einer Dichtung mit zwei O-Ringen wahrscheinlicher. Nicht selten ist eine mangelnde Berücksichtigung der **‘Human Factors’** mitursächlich.

Bild 4.2.3.2-3: Abweichungen von der fluchtenden, zentrischen Lage der Welle zum Dicht-ring können offenbar sehr unterschiedliche Auswirkungen haben.

- **Rundlaufabweichung/Schlag/umlaufende Biegung** bis in eine Größenordnung von Zehntel-Millimetern kann wider Erwarten die **Dichtwirkung verbessern**. Die Auswirkung eines sog. **‘Schlags’** der Dichtlippe unterscheidet sich vom **Versatz**. Ein **Schlag tritt nur bei Rotation auf**. Er beansprucht die Dichtlippe über den gesamten Umfang.

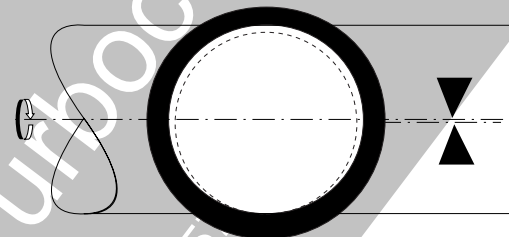
- **Radialer Versatz**, oft nur als **‘Versatz’** bezeichnet (mittlere Skizze), ist im Gegensatz zum Schlag auch im Stillstand vorhanden. Die Dichtlippe wird sowohl bei Stillstand als auch bei Rotation **örtlich am Umfang ausgelenkt**. Das kann hier zu Schädigungen durch **thermische Überlastung** und/oder plastischer Verformung (Kriechen) führen. ©

- **Schiefstellung der Welle** (untere Skizze): Im Bereich eines Winkelgrads scheint sich die Dichtwirkung nicht zu verschlechtern. Das gilt auch für **Schleifriefen**, die leicht von der **Umfangsrichtung** abweichen. Die **Axialbewegung der Welle** wird vom **Lagerspiel** ermöglicht und **unterstützt die Förderwirkung**. Sie erhöht damit die Dichtwirkung.

Maßprobleme der Wellengleitfläche als Leckursache

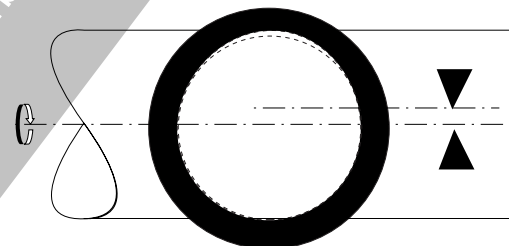
‘Schlag’

Ausgelenkte umlaufende Drehachse
Umlaufende elastische Dehnung am gesamten Dichtlippenumfang.



Versatz

Zur Drehachse versetzte oder nicht fluchtende Dichtringachse
Stehende elastische Dehnung eines Segments der Dichtlippe.



Schiefstellung

Zur Drehachse gekippte Gleitflächenachse

Stehende elastische Dehnung eines Segments der Dichtlippe.

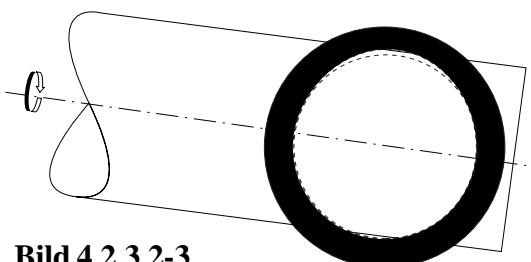


Bild 4.2.3.2-3

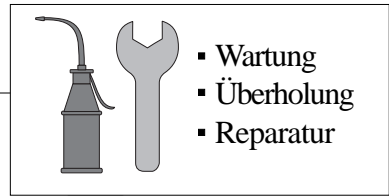


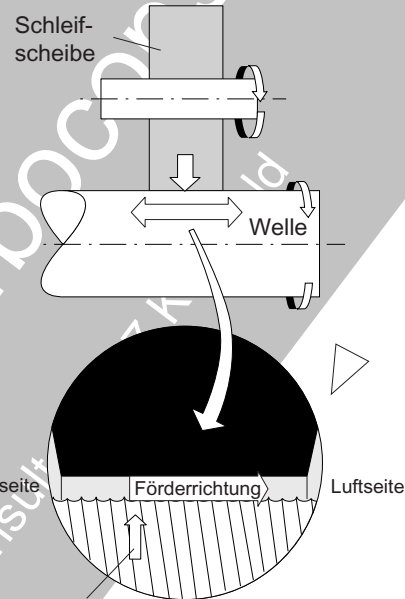
Bild 4.2.3.2-4: Die **Topografie der Wellenoberfläche** kann für die Dichtwirkung von erheblicher Bedeutung sein. Gewöhnlich handelt es sich um **Schleifflächen** nach dem **Einstichverfahren** (Skizze unten). Trotzdem ist immer mit schräg verlaufenden Bearbeitungsspuren zu rechnen. Die Drallwirkung dieser mikroskopischen Spuren wurde häufig überschätzt. Das änderte sich mit der Erkenntnis, dass die Förderwirkung durch die Struktur der Elastomerdichtfläche als eigentlicher Dichtmechanismus wirkt.

Man kann sich die, wenn auch nicht entscheidende, Förderwirkung des Dralls von Schleifriefen zu Nutze machen. Dazu stimmt man die **Richtung der Steigung** auf die Dreh- und Dichtrichtung ab (Skizze oben). In einem solchen Fall ist die Drallrichtung mit einem **Zeichen auf dem Bauteil** unmissverständlich anzugeben.

Die Bearbeitung der Gleitfläche auf der Welle ist von Bedeutung für die Funktion eines Wellendichtrings.

Problematisch!

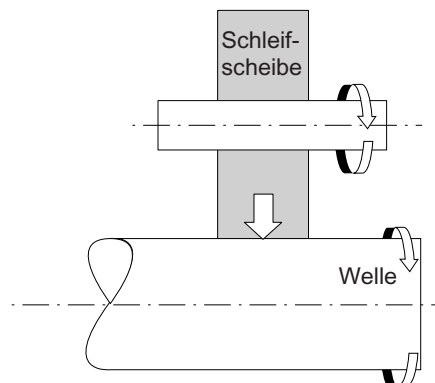
Axiale Relativbewegung zwischen Schleifscheibe und Welle erzeugt spiralförmige Bearbeitungsriefen.



Drehrichtung der Welle mit spiralförmigen Riefen. Bei ungünstiger Steigungsrichtung kommt es zum Leck durch falsche Förderrichtung

Spiralförmige Riefen der Welle wirken wie eine Förderschnecke. Zusätzlich verstärken sie den Verschleiß. Das liegt an ihrer axialen Bewegung gegenüber der Dichtlippe bei Rotation.

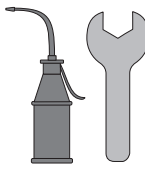
Sicherer



Bearbeitungsvorgang nur im Einstichmodus, um spiralförmige Bearbeitungsriefen zu vermeiden.

Bild 4.2.3.2-4

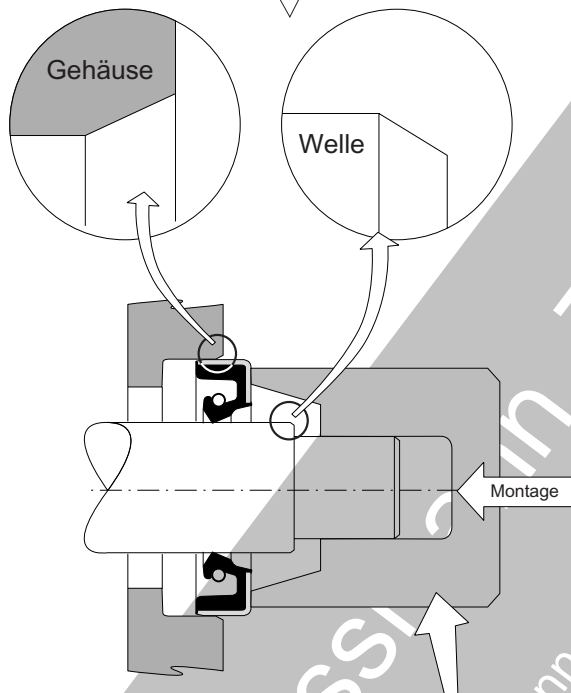
Axel Rossmann, Turboconsult
© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bei Lagerung, Montage und besonders dem Handling von Radialringen ist darauf zu achten, dass die empfindliche funktionsnotwendige Dichtlippe nicht beschädigt wird.

Kanten vorschriftsmäßig runden/schrägen, keine Grate zulässig.



Je nach Situation Anwendung des vorgeschriebenen Demontage- bzw. Montagewerkzeugs.

Gegebenenfalls schützende Hülse aufschieben

Lauffläche eines Wellendichtrings

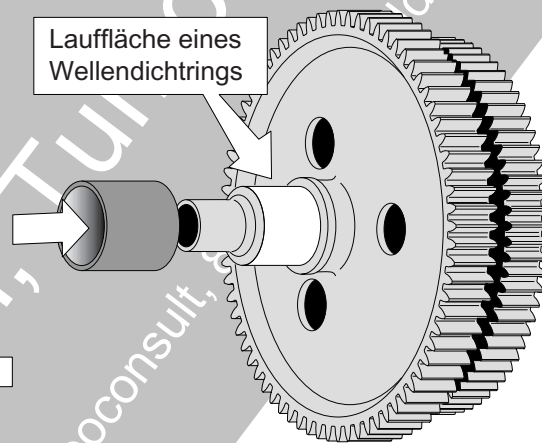
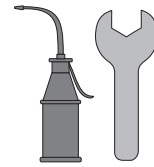


Bild 4.2.3.2-5

Bild 4.2.3.2-5: Die Montagemethode (Skizze unten rechts) hängt von der Einschubrichtung ab. Wichtig ist, ob die Dichtung **zuerst auf die Welle** und dann in das Gehäuse geschoben wird. Die andere Möglichkeit ist, die Dichtung **zuerst in das Gehäuse** und dann die Welle einzuführen. Der ersten Methode sollte, wenn möglich, der Vorzug gegeben werden. Die einzuführende Stirnseite der Welle sollte eine **Anfasung** (Detail oben) oder einen Radius aufweisen. Bei **reparierten Laufflächen** ist ganz besonders auf **Gratfreiheit und einen sanften Kantenübergang** zu achten. Das gilt auch für kleine Ausbrüche in der **Kante einer Chromschicht**. Zur Sicherheit kann eine **Büchse** mit geeigneter

Kante auf die Welle geschoben werden (Skizze rechts). Das ist besonders ratsam, wenn die **Welle Nuten** aufweist. Eine **leicht drehende Bewegung** kann das Einschieben erleichtern. Das symmetrische und schonende Einpressen und damit die Zentrierung der Dichtung im Gehäuse lässt sich mit einer **glockenförmigen Vorrichtung** gewährleisten (Skizze unten links). Dabei kann der **äußere Dichtungssitz** vorschriftsgemäß **geschmiert** werden. Auch die Eintrittskante der Aufnahmebohrung im Gehäuse sollte eine geeignete **Fase** aufweisen (Detail oben links). Ein **kontinuierlicher Einpressvorgang** kann ohne Überlastungen ablaufen. Er vermeidet die Hafreibung. Unter ungünstigen



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

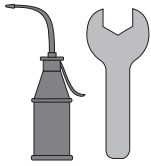
tigen Montagebedingungen kann es notwendig sein, die **Spannfeder** der Dichtung vorher zu entfernen und nach der Positionierung der Dichtung wieder aufzusetzen. Das empfiehlt sich, wenn die Dichtung **mit der Rückseite zuerst eingeschoben** werden muss.

Merksatz:

Beim **Einbau eines Radialdichtrings** ist darauf zu achten, dass entsprechend den Vorschriften die **Dichtflächen** (Dichtlippe, Wellenleitfläche) **behandelt werden. Gegebenenfalls ist für ausreichend Schmiermittel (Öl, Fett) zu sorgen.**

Axel Rossmann, turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 4.2.3.2-6: Diese Tabelle soll den Praktiker unterstützen. Sie kann nicht Angaben in Handbüchern und Vorschriften ersetzen. Das gilt besonders für **Abhilfen bei Dichtungsschäden**.

Das Problem zu erkennen (Merkmal) ist Voraussetzung für eine zielführende **Abhilfe**. Dazu ist der **Schadensmechanismus mit den spezifischen Ursachen zu identifizieren**.

Hinweise auf ein Problem der Wartung: Hier beginnt bereits die Schwierigkeit mit dem **Erkennen des Schadensmerkmals**. Nicht immer fällt es auf. Liegt es in räumlichem Abstand (Öltropfen, Ölspur) zum Leck, kann es manchmal nicht mit diesem in Zusammenhang gebracht werden.

Als Nächstes stellt sich die Frage, ob die Beobachtung noch im normalen Bereich liegt, oder bereits als ungewöhnlich anzusehen ist. Eine Entscheidung benötigt befriedigende Angaben in **Handbüchern, dazu Fachkunde und Erfahrung**. Beispielsweise ist zu entscheiden, ob es sich bei 'ausschwitzendem' Öl bereits um ein **Leck** handelt. Die Angaben im Handbuch bedürfen der Interpretation, wenn die Arbeitsunterlagen einen **Ermessensspielraum** geben. In diesem Fall ist ausreichend Fachkunde notwendig. Es gilt betroffene **Funktionen und mögliche Auswirkungen** bei Dichtungsversagen zu kennen.

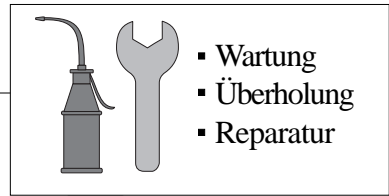
Für den Wart oder Prüfer feststellbare **äußere Merkmale** eines Schadens eines Radialdicht-rings sind:

- Bedenklich **hohe Leckrate**. Für diese Einstufung sollten ausreichend genaue Handbuchangaben vorliegen.

- Sichtbar **geschädigte Dichtung**: Rissbildung, mechanische Beschädigung.

- **Große Reibung**, die sich in einer **Schwergängigkeit der Welle** zeigt. Auch hier ist für die Bewertung Erfahrung notwendig.

Ist der Befund als Fehler erkannt bzw. eingeschätzt, muss aus den relevanten **Merkmalen** des Schadensbefunds auf die Ursache/n geschlossen werden.

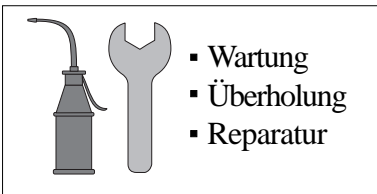


Ursachen und Abhilfen bei Problemen an Radialwellen-Dichtringen.

Merkmal	Ursache	Abhilfe
<p>Hohe Leckrate</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Andruckkraft der Dichtlippe zu gering - Druckabfall bzw. Öldruck zu hoch - Verkehrt eingebaute Dichtung - Dichtlippe mit falscher Profilierungsrichtung - Zu raue Gleitfläche - Spiralige Schleifriefen (ungünstig geschliffen) - Ungeeignetes Material der Dichtlippe - Überhitzung/ Versprödung, Rissbildung in der Dichtlippe wegen Trockenlauf - Beschädigte Dichtlippe, z.B. Montage - Verschlissene Dichtlippe - Bypassende Leckage, z.B. am Sitz des Dichtungsgehäuses. 	<p>Die Abhilfen richten sich nicht zuletzt nach dem Befund von Dichtring und Lauffläche</p> <p>Überprüfen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Position der Andruckfeder - Kraft der Andruckfeder zu klein - Dichtungsgröße - Außermittige Wellenbewegung - Formfehler der Gleitfläche <ul style="list-style-type: none"> - Austausch der Dichtung - Überprüfung der Einbaurichtung - Nacharbeit, Glättung der Wellengleitfläche - Ungeeigneter Gleitflächenwerkstoff der Welle. Z.B. bei Beschichtung im Rahmen einer Reparatur. - Prüfen ob vorgeschriebener Dichtring, z.B. Dichtlippenmaterial (Verwechslung, SUP?) - Überprüfung des Einbauvorgangs - Überprüfung auf Leckage benachbarter Dichtungen.
<p>Geschädigte Dichtung</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Ungewöhnlicher Verschleiß und/ oder Veränderung des Profils der Dichtlippe - Gealterte, verhärtete Dichtlippe - Rissbildung in der Dichtlippe 	<ul style="list-style-type: none"> - Überprüfung der Andruckkraft - Glätten der Wellengleitfläche - Überprüfung auf Exzentrizität - Überprüfen auf abrasive Partikel im Öl - Überprüfen auf Trockenlauf: z.B. beim ersten Hochfahren (fehlende Schmierung beim Anlauf) - Montagevorgang: Schmierung der Dichtlippe gewährleisten.
<p>Große Reibung</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Stick-Slip-Effekt - ungenügender Schmierfilm 	<p>Überprüfen:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Dichtungsmaße, Dichtungsmaterial (Verwechslung, SUP?) - Qualität der Wellengleitfläche - Andruckkraft zu groß? - Zeitweiser Trockenlauf? - Betriebstemperatur zu hoch?

Im Zweifelsfall gelten grundsätzlich die Bewertungen und Maßnahmen der anzuwendenden Vorschriften und Handbücher!

Bild 4.2.3.2-6



- **Wartung**
- **Überholung**
- **Reparatur**

Bild 4.2.3.2-7: Dieses Bild soll die vielen Schädigungseinflüsse auf eine **Gleitringdichtung** bewusst machen und so Hilfestellung geben.

Tritt an einer Gleitringdichtung ein Schaden oder Problem auf, kann das **Schadensbild** dem Fachmann wichtige **Hinweise auf ursächliche Einflüsse** geben. Für eine möglichst sichere Aussage sind die Befunde mehrerer Elemente zu kombinieren. Verschleißspuren an Berührungsflächen der axialen Nachstellung können mit Laufspur/Tragbild in Zusammenhang stehen (Bild 4.2.3.2-9).

Es folgt ein Überblick zur **Auswirkung typischer Einflüsse:**

Korrosion und andere **chemische Reaktionen:** Es ist zu berücksichtigen, dass Verschleißvorgänge **frische reaktive Metalloberflächen** schaffen, die unerwartet korrosionsanfällig sind.

Ölverunreinigungen (Bild 3.5-3 und Bild 3.5-5) oder **Alterungsprodukte** können dabei Dichtungselemente angreifen (Bild 4.2.3.2-1 Und Bild 4.2.3.2-8). Immer ist aber auch eine spezifische Empfindlichkeit des Materials notwendig. Das gilt beispielsweise für **Spannungsrisskorrosion** oder **Wasserstoffversprödung von Federn aus hochfesten Stählen**. Elementbildung tritt beim Kontakt unterschiedlicher Metalle in einem als Elektrolyt wirkenden Schmieröl auf. Dies entsteht durch ungeeignete Additive, Alterung oder Verunreinigungen. **Harte thermische Spritzschichten und Sinterschichten** auf der rotierenden Dichtfläche („2“) können durch Korrosion geschädigt werden. Bei Wolframcarbid (WC) in einer Co-Ni-Matrix wird die Matrix selektiv **aufgelöst**. So kommt es zum **Ausbrechen** der harten WC Partikel. Als Folge ist eine **hohe Verschleißrate** zu erwarten.

Elastomere der statischen Abdichtung („4“, z.B. O-Ringe) des Gleitrings können auf unterschiedliche Weise geschädigt werden (Bild 4.2.3.2-1). Wird die Axialbewegung des Gleitrings behindert, entsteht ein Leck.

Verschleiß kann in unterschiedlicher Art auftreten.

- **Schwingverschleiß** (engl. fretting) entsteht an Berührungsflächen der axialen Zustellung. Er kann sich mit Korrosionsvorgängen wechselseitig verstärken

Gleitverschleiß an den Dichtflächen hat eine Ursache im **Trockenlauf** nach Zusammenbruch des Schmierfilms.

Ein weiteres Problem sind **abrasive Partikel/ Ölverunreinigungen** oder

- ein ungeeignetes **Tribosystem** im Dichtspalt.
- **Erosion** auf Flächen die von einem intensiven Ölstrom mit **harten Verunreinigungen** beaufschlagt werden.

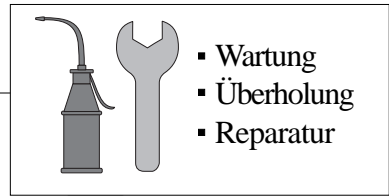
Kavitation (Bild 3.5-19) ist von den Strömungsbedingungen des Öls abhängig. Sie beeinflussen Druck, Temperatur und Geschwindigkeit. Auch Besonderheiten der Dichtflächen wie Planizität haben entscheidenden Einfluss. So kommt es zur Gas-/ Dampfblasenbildung im Dichtspalt mit Ausbrüchen und Abtrag auf den Gleitflächen.

Neuteilerstellung und Reparatur: In erster Linie sind die Dichtflächen von Gleitring und Welle von Abweichungen betroffen:

- **Planschlag/Verzug**,
- Welligkeit,
- Topografie/Rauigkeit,
- Ungenügende **Haftfestigkeit** einer Gleitschicht,
- Abweichungen des **Gleitringmaterials** (Kohle/Grafit): Porosität, unzureichende Bindung.
- Der Kassettentyp begünstigt die Möglichkeit der Anwendung nicht zugelassener Produkte.

Montage- und Handlingprobleme: Bereits eine geeignete Lagerung muss den unbeschädigten Zustand der Dichtung gewährleisten. Das gilt besonders für den empfindlichen Kohledichterring. Typische einbaurelevante Probleme sind

- **Fluchtung** der Gleitflächen,
- **Beschädigung** der Gleitringkanten,
- Beeinträchtigung der **axialen Nachstellung**,
- ungeeigneter axialer **Anpressdruck**,
- **Verunreinigungen** (Staub, abrasive Partikel).



Schadensbilder an Gleitringdichtungen die auf Ursachen hinweisen.

"1" Kohle-Gleitring

Bewertbares Schadensbild (Bild 4.2.3.2-8 und 4.2.3.2-10):

- Abplatzungen am Außendurchmesser
- Abplatzungen am Innendurchmesser
- Spiralriefen
- Chemischer Angriff
- Gleitflächenschäden
- Auftrag an der Gleitfläche
- Koksbildung
- Glänzende, aufstehende Bereiche, Risse
- Ungewöhnlicher Verschleiß
- Verschleißprofil (konvex, konkav)
- Unebenheit

"2" rotierende Dichtfläche (Welle)

Bewertbares Schadensbild (Bild 4.2.3.2-9):

- Chemischer Angriff
- Risse und Brüche
- örtliche Überhitzung
- Abplatzen einer Beschichtung
- Verschleißspur Breite
- Verteilung am Umfang
- Unebene Gleitfläche
- Verschleiß deformiert
- Ablagerungen, Schichten
- Ungewöhnlicher Verschleiß

"3" Andruckfeder

Bewertbares Schadensbild:

- Risse, Brüche
- Korrosion
- Zugesezt/Ablagerungen
- Verformt
- Ungenügende Vorspannung
- Verschleiß einer Anlagefläche
- Schaden an einem Metallbalg

"4" Dichtung des Gleitring zum Gehäuse

Bewertbares Schadensbild Elastomer/O-Ring (Bild 4.2.3.2-1):

- bleibend abgeflacht
- Schrumpfen, verhärtet, rissig
- mechanisch beschädigt
- gequollen

Kolbenring:

- Verschleiß
- Ablagerung, Verkokung
- Blockieren, schwergängig
- Chemischer/korrosiver Angriff

"5" Verdrehsicherung

Bewertbares Schadensbild:

- Risse, Bruch
- Verschleiß /Fretting
- Lockerung
- Lösen der 'Nasen'

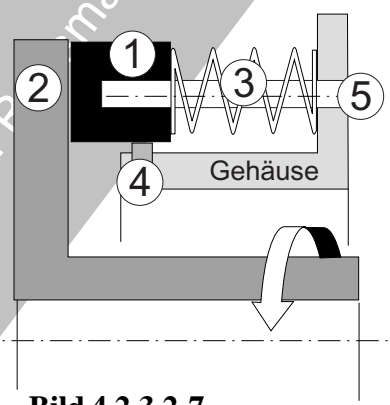
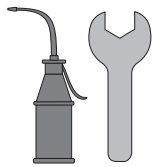


Bild 4.2.3.2-7

Betriebsbedingte mechanische Belastungen: Treten Schäden an Gleitringdichtungen auf, handelt es sich wahrscheinlich um einen Folgeschaden. Dabei ist zu überprüfen, ob ungewöhnliche mechanische/physikalische **Betriebsbedingungen** vorlagen:

- **Heftige Vibrationen** (Unwuchten; Luftschwingungen, Gasschwingungen in der Brennkammer, Bild 3.2.2-5).
- **Große axiale und radiale Bewegungen der Wellen** (Lagerspiel, Verdichterpumpen, Bild 3.1.1-6, Wärmedehnungen), Labyrinth-schäden.



- **Wartung**
- **Überholung**
- **Reparatur**

- **Hohe Drücke/Druckdifferenzen.**
- **Ölfeuer,**
- **Druckstöße** (Verdichterpumpen , Bild 3.1.1-6).

Bild 4.2.3.2-8: In diesem Bild wird versucht, **Details der Schadensbilder von Lauf ringspu ren** mit typischen Merkmalen schematisch dar-zustellen.

„A“ **Ungleichmäßige Laufspur**, mögliche Ur-sachen:

- **Verzug des Laufrings** durch zu hohe Füge-/Haltekräfte.
- **Verzug** als Folge fertigungsbedingter Eigen-spannungen.
- **Ungenügende/unebene Auflage** der abstüt-zenden Gleitringrückseite.
- **Fluchtfehler** einer segmentierten Dichtung .
- **Einbaufehler.**
- **Qualitätsmängel.**

„B“ **Riefige Laufspur**, „C“ **Erosion**, mögli-che Ursachen:

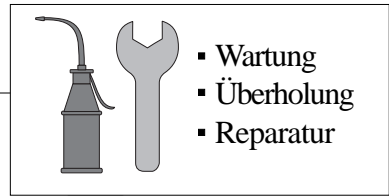
- **Verschmutzung** beim Einbau
- **Abheben** der Gleitflächen durch **Vibrationen**,
kurzzeitiger trockener **Kontakt** (flashing) ,
temperaturbedingter Verzug,
zu hoher Druck im Dichtspalt.
- **Schmiermittelmangel** auf der Laufspur.

„D“ **Koksbildung**, mögliche Ursachen:

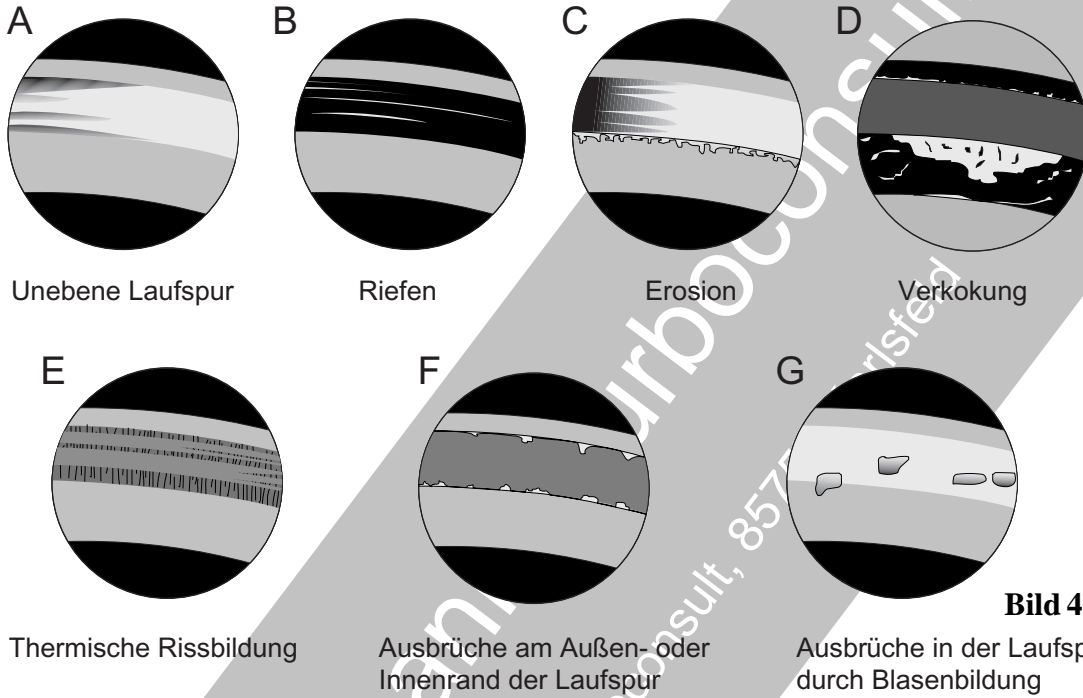
- Zu hohe **Betriebsbeanspruchung** (Tempera-tur, Druck, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Verunreinigtes, gealtertes Öl** ,
- unzureichende **Wärmeabfuhr**,
- **Verdampfung des Öls** im Dichtspalt,
- **Ungenügende Überwachung** der Betriebs-daten.

„E“ **Thermische Rissbildung**, mögliche Ur-sachen:

- Zu hohe **Betriebsbeanspruchung** (Tempera-tur, Druck, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Schmiermittelmangel** auf der Laufspur,
Trockenlauf,
- **Ungenügende Überwachung** der **Betriebs-daten.**



Typische Schädigungen der Gleitfläche des Laufrings (harte Seite).



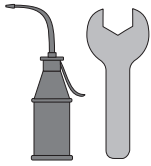
„F“ **Ausbrüche an den Rändern der Laufspur**, mögliche Ursachen:

- **Abheben** der Gleitflächen,
- **Betrieb im Verdampfungsbereich**,
- **Vibrationen**,
- **Kavitation**,
- **Fertigung/Qualität**,
- **Ungenügende Einbaubedingungen**,
- **zu hohe Betriebsbelastung** (Druck, Temperatur, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Schmiermittelmangel** auf der Laufspur.

„G“ **Ausbrüche in der Laufspur, Blasenbildung (Blistering)**. Mögliche Ursachen:

- **Ungeeignetes Material/Tribosystem**,
- **Zu hohe Betriebsbelastung** (Druck, Temperatur, Umfangsgeschwindigkeit),
- **Kurzzeitiger Trockenlauf (flashing)**.

Anmerkung: Blistering bei Kohledichtringen wird in Bild 4.2.3.2-10 behandelt. Es tritt im Kontakt mit Öl auf.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 4.2.3.2-9: Die **Laufflächen einer Gleitringdichtung** können wichtige **Hinweise auf Probleme und Schadensursachen** geben. Die Bilder zeigen typische schematisierte Befunde für das Tribosystem Kohlegleitring-Stahlauflauf-ring.

Typische **Merkmale im Tragbild** sind (siehe auch Bild 4.2.3.2-8):

rotierende Gleitfläche

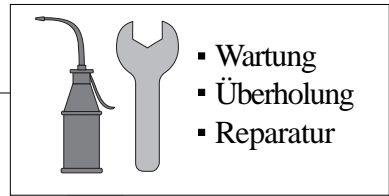
- Intensität, Vorhandensein, Fehlen (d),
- Breite (c,b),
- radialer Versatz (f,g),
- nur Teile einer Laufspur vorhanden (f),
- Unterbrechungen und deren Verteilung (e).

Laufbahnschäden der rotierenden Gleitfläche:

- Tiefgehender Verschleiß (k),
- größere Ausbrüche einer Hartbeschichtung (i),
- Ausbröckeln einer Hartbeschichtung (h),
- Rissbildung (l).

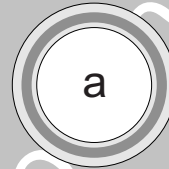
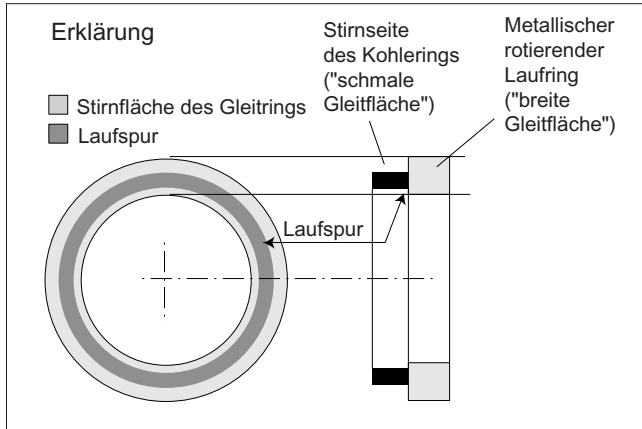
Statische Gleitfläche (Kohlering)

- Ausbrüche an den Kanten (m),
- Grübchen auf der Lauffläche (n),
- Blasenbildung auf der Lauffläche (n).



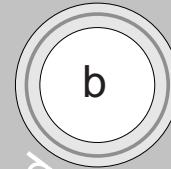
Besonderheiten und Schäden an Gleitringdichtungen mit ursächlichen Einflüssen.

Die Tragbilder der Gleitflächen und Befunde an den Gleitpartnern können neben Problemen der Dichtung auch auf solche wie Wellenauslenkung, Fluchtfehler oder Verschmutzung hinweisen. Grundsätzlich gelten jedoch Angaben und Bewertungen in den zuständigen Handbüchern.



a

Erwünschtes Tragbild: Auf beiden Gleitflächen gleich. Konzentrisch zum inneren und äußeren Durchmesser

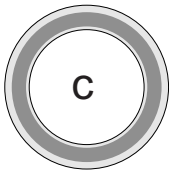


b

Schmales Tragbild: Schmäler als die schmale Gleitfläche.

Ursachen: unzureichender Schmierfilm

Einflüsse:
Weist auf eine Deformation des Kohlerings hin.

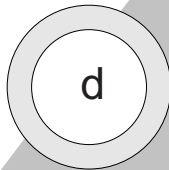


c

Breites Tragbild: Breiter als die schmale Gleitfläche.

Ursachen:
Spaltöffnung führte zu dickem Ölfilm.

Einflüsse:
- Nicht fluchtende Wellen.
- Aufgestülpter Laufring
- große Wellenbewegung, z.B. durch Schwingungen.
- Stecken des Kohlerings (wird nicht nachgeführt)

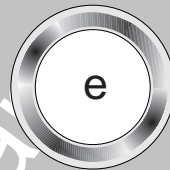


d

Kein Tragbild:

Ursachen:
Gleitflächen haben keine Relativbewegung

Einflüsse:
- Durchrutschen des Lauftrings
- Montageproblem
- Berührung anderer Flächen



e

Breites Tragbild: Unterbrochenes Tragbild

Ursachen:
Unterbrochene Berührung der Gleitflächen

Einflüsse:
- Unebene Gleitflächen
- Verzug der statischen Gleitfläche z.B. Maßprobleme oder Montage (Verspannen)



f

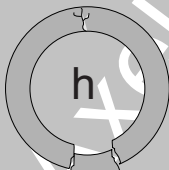
Ausgeprägt unebenes Tragbild läuft an zwei Punkten aus der breiten Gleitfläche.

Ursache: In beiden Fällen Fluchtungsfehler der Welle



g

Außermittiges Tragbild innerhalb der breiten Gleitfläche.

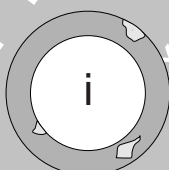


h

Gerissene/ausgebrochene harte Gleitschicht auf der breiten Seite:

Ursachen:
- Thermoschock infolge kurzzeitiger Aufheizung
- Schlagbeanspruchung
- Verspannung

Einflüsse:
- Montage
- Trockenlauf

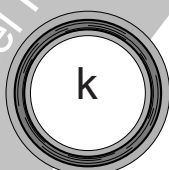


i

Abbröckelnde harte Gleitschicht auf der breiten Seite:

Ursachen:
- Schichtqualität
- Korrosiver Angriff der Haftfläche

Einflüsse:
- Hohe Gleittemperatur
- Trockenlauf

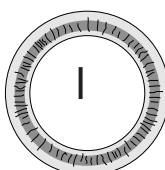


k

Tiefgehender Verschleiß

Ursachen:
- Harte Partikel stecken im Kohlering und verschleifen den Lauftring.
- Verunreinigungen im Öl (z.B. Strahlmittel, Staub Labyrinthtrieb, Späne)

Einflüsse:
- Überholung
- Montage
- Schäden an anderen Komponenten im Ölsystem

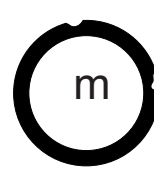


l

Heißrisse in der Gleitschicht auf der breiten Seite:

Ursachen:
Schnelle Aufheizung und/oder Abkühlung
- ungenügende Wärmeabfuhr
- Korrosiver Angriff der Haftfläche

Einflüsse:
- Hohe Gleittemperatur
- Trockenlauf
- Dampf Bildung

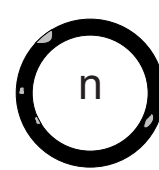


m

Ausbrüche auf der Kohleringseite

Ursachen:
Abheben der Gleitflächen und Rückfedern, ausgelöst bei plötzlicher Dampf Bildung / Kavitation im Gleitspalt

Einflüsse:
- zu hohe Betriebstemperatur
- Wasser und/oder gelöste Gase (Luft) im Öl



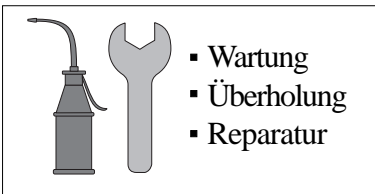
n

Am Kohlering Grübchen, Blasenbild und Korrosion

Ursachen:
Ungeeignetes Material (Verwechslung? Boguspart?); Porosität, Binder

Einflüsse:
- Öländerung
- Ungeeignete Lagerung
- Ungeeignete Reinigung
- Hohe Betriebstemperatur

Bild 4.2.3.2-9



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Bild 3.2.3.2-10: Blasenbildung (engl. **carbon blistering**) an Kohledichtringen zur **Ölabdichtung** ist offenbar die wichtigste Ursache für Leckagen.

Das Schadensbild sind **glänzende Bereiche**. Sie zeigen manchmal kleine radiale Risse und/oder Grübchen an den aufgebrochenen Blasen (Detail unten rechts). Die Blasenbildung in der Lauffläche stört die für die Dichtwirkung benötigte Ebenheit der Gleitfläche. Man unterscheidet drei Ausprägungen:

Typ I: **glänzender Fleck**.

Typ II: glänzender Fleck von dem **radiale Mikrorisse** ausgehen.

Typ III: Grübchenförmiger **Ausbruch** mit radialen Mikrorissen.

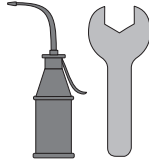
Entstehungsmechanismus der Blasenbildung (mittlerer Rahmen): Dieser Schaden entsteht bereits bei **wenigen schädigenden Zyklen**. Es handelt sich um einen **selbstverstärkenden zyklischen Schädigungsmechanismus**. In der Anfangsphase (Typ I) erzeugt ein **Poliereffekt** die **glänzende Oberfläche**. Der hydrodynamische **Ölfilm** dringt zu den **oberflächennahen Poren im Kohleleitring** („1“ und „2“). Bei einem schnellen **Temperaturanstieg** auf Grund hoher Öltemperatur oder Reibungswärme dehnt sich das Öl in den Poren aus („3“). Kann das Öl nicht schnell genug entweichen, wird eine kleine Zone **unter der Gleitfläche aufgesprengt** (Detail oben). Dabei wird der betroffene Oberflächenbereich (‘Deckel’) geringfügig angehoben. Schon im Bereich von zehn schädigenden Temperaturwechseln ist mit Blasenbildung zu rechnen. Damit scheinen die **Temperaturwechsel** entscheidend zu sein. Im Bereich der Blase verstärkt sich Flächenpressung und Reibungswärme. So entstehen Wärmespannungen und mechanische Biegespannungen im „Blasendeckel“. Weitere Belastungszyklen erzeugen Risse (Typ II), bis die Reibungskräfte den Blasendeckel abheben (Typ III).

Die Blasenbildung steigt

-deutlich mit dem abzudichtenden **Öldruck**, der den Druck in den Poren bestimmt,

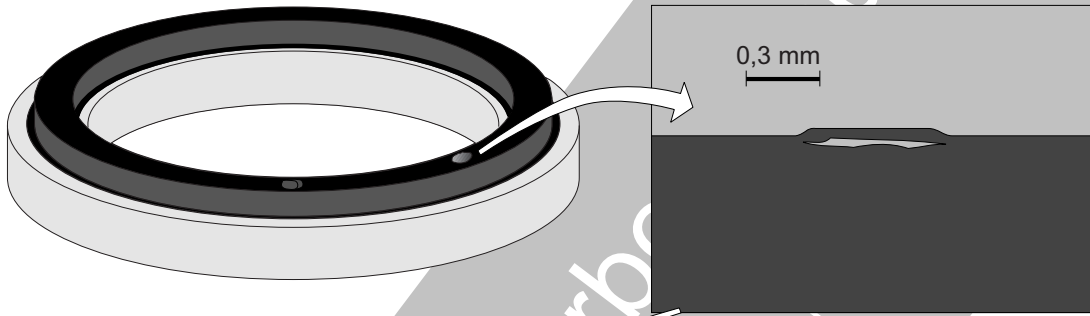
- merklich mit der **Ölviskosität**. Sie beeinflusst die Druckentlastung in den Poren,
- weniger ausgeprägt mit der Gleitgeschwindigkeit.

Dieses Verhalten ist für alle drei Parameter (Zyklen, Öldruck und Ölviskosität) **materialabhängig**. Beispielsweise ist die schädigende Blasenbildung am Gleitring bei einer **keramischen Gegenfläche** allgemein schwächer als bei einer Stahlfläche.

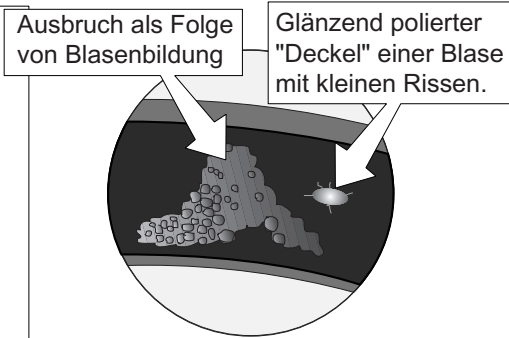
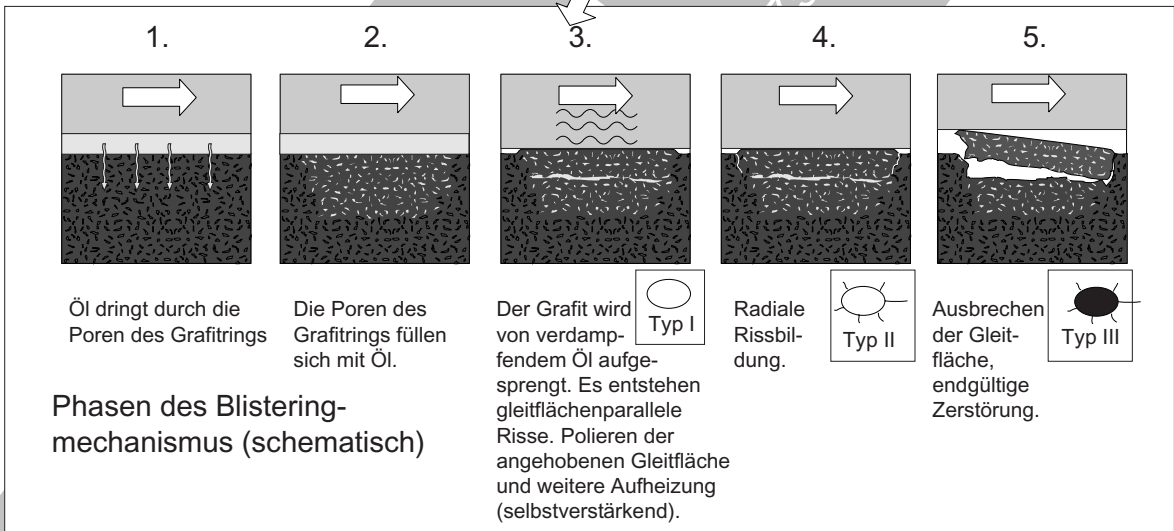


- **Wartung**
- **Überholung**
- **Reparatur**

Blasenbildung an Grafit- Gleitringdichtungen ("Seal Carbon Blistering")

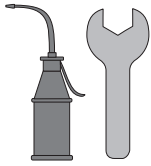


Blasenbildung im Querschliff einer Gleitfläche aus Grafit.



Blasenbildung auf der Lauffläche eines Kohledichtrings

Bild 3.2.3.2-10



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Literatur zu Kapitel 4.2

4.2-1 G.W.Scheper, A.J.Mayoral, E.J.Hipp, GE Co., „Maintaining gas turbine compressors for high efficiency“, Power Engineering/August 1978.

4.2-2 B.Porter, Shell UK, „Maintenance of Aero-Derived Industrial Gas Turbines“, ASME Paper 81-GT-192, (1981).

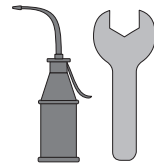
4.2-3 J.W.Sawyer, „Sawyer’s Turbomachinery Maintenance Handbook I“, Turbomachinery International Publications USA, (1980).

4.2-4 A. Rossmann, „Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken“, Band 5, Kapitel 23.4.1, 2008.

4.2-5 „State of the Art Performance Monitoring Systems for Gas Turbines, Process Compressors & CHP Systems - Optimised Washing“, Fa. Gas Path Analysis Ltd., www.gpal.co.uk, 2008.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlfeld



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.3 Überholung und Reparatur im “Shop”.



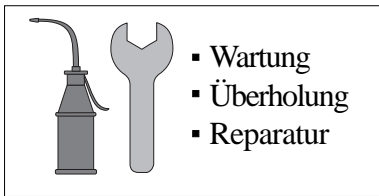
Überholung und Reparatur sind Vertrauenssache! Welcher Autobesitzer ist sich dessen nicht bewusst. Früher konnte man, je nach Geschick und Fachkenntnis, einiges selbst machen. Eine vorhergehende Inaugenscheinnahme war möglich, da alles noch weitgehend offen lag. So ließen sich die zu erwartenden Kosten vom Nutzer einschätzen. Heute, im Zeitalter der „totalen Elektronik“ und gekapselter Motoren, ist es damit weitgehend vorbei. Da kann einen das Gefühl des Ausgeliefertseins schon überkommen. Den Kostenvoranschlag der Werkstatt können wir, was die Notwendigkeit von Aktivitäten anbetrifft, kaum nachprüfen. Also steigt die Verunsicherung. Der Fatalismus des Schicksalsschlags tritt ein. Im Zweifelsfall werden wir wohl den Empfehlungen der Werkstatt zustimmen müssen.

Warum soll dieser Trend dem Betreiber einer Gasturbine erspart bleiben? Im Gegenteil, es geht um noch mehr Geld, Hochtechnologie und höchstbeanspruchte Bauteile. Einen Vorteil hat jedoch der **fachkundige Betreiber**. Boroskopinspektionen geben vorab Bewertungsmöglichkeiten. Später im Reparaturshop kann der Betreiber sich die Bauteile, die zur Bewertung und zum Austausch anstehen, ansehen. So lassen sich die Empfehlungen des OEM einigermaßen nachvollziehen. Auch die Einschätzung der Versicherung kann hilfreich sein. Bei der Entscheidung über Reparatur oder Neuteileinsatz kann der fachkundige Betreiber sein Risiko sicherer einschätzen und seine Entscheidungen besser verantworten. Das sollte dem gegenseitigen Vertrauen der Partner, Betreiber und Shop, förderlich sein.

Die Entscheidung über Austausch oder Reparatur der Bauteile hängt in hohem Maß vom **Betriebsprofil der Gasturbine** ab (Lit 4.3-1, Bild 2.2-4 und Bild 2.2-5). Ein Spitzenlastbetrieb hat andere Prioritäten als eine Grundlastmaschine oder eine Maschine bei der in erster Linie die Wärmeproduktion für Heizzwecke bzw. Prozesstechnik im Vordergrund steht. Dabei sind auch die Folgen eines vorzeitigen Ausfalls zu betrachten, was den **akzeptablen Reparaturaufwand** beeinflusst.

Wie schon in Kapitel 0 deutlich gemacht, ist **Überholung und Reparatur nicht zuletzt Vertrauenssache**.

In diesem Sinn ist der Reparaturshop **“ein Ort unseres Vertrauens“**. Um ein solches Vertrauen zu erwerben, sind auch technische Voraussetzungen zu erfüllen (Lit. 4.3-2). Es sollte natürlich möglichst viel



Erfahrung mit unserem Gasturbinentyp vorliegen. Die benötigten **Austauschteile** müssen am Lager vorhanden oder rechtzeitig beschaffbar sein. Der "Shop" muss aber auch über die erforderlichen, vom OEM zugelassenen, **Reparaturtechnologien** bei sich oder bei kompetenten bzw. (vom OEM) 'bestätigten' Zulieferern verfügen. Erfahrenes **Fachpersonal** ist unerlässlich, mit denen die in unserer Gasturbine befindlichen Technologien, insbesondere die „neuen“, optimal behandelt werden können. Hierzu gehören:

- Schweiß- und Löttechniken.
- Thermische Spritzverfahren.
- Bohrverfahren wie elektrochemische und auf Laser basierende.
- Reinigungsverfahren.
- zerstörungsfreie Prüfverfahren.

Alle Arbeiten sollten erprobt, vom OEM festgeschrieben und zugelassen sein. Sie sind nachvollziehbar in **spezifikationsgerechten Arbeitsplänen** und **Befundberichten** zu dokumentieren. Zuerst stellt sich die Frage, **welche Bauteile überhaupt getauscht werden müssen?** Lohnt es sich, Bauteile zu reparieren oder ist es sinnvoller, diese bis zur nächsten Überholung weiter zu betreiben, auch wenn dann die Reparaturgrenzen überschritten werden und ein Neuteileinbau zwingend wird?

Welches potenzielle Risiko besteht bei wiederverwendeten Teilen oder Reparaturteilen? Ein Beispiel sind Heißeilschrauben.

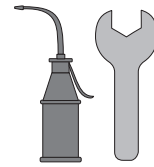
Der Betreiber hat einerseits Interesse am Einbau neuer oder in ihrem Betriebsverhalten neuwertiger Ersatzteile. Andererseits muss er auf die Kosten achten und nicht notwendige vermeiden (Bild 4.3-1). So kann es sich herausstellen, dass die Lebensdauer der Neuteile wegen einer Lebensdauerbeschränkung anderer Komponenten gar nicht voll genutzt werden kann.

Zu beantworten sind Fragen wie:

- Ist fachkundiges, geschultes Personal vorhanden?
- Neuteil oder Reparatur?
- Art der Reparaturtechnologie?
- Sind betreiberspezifische technologische und/oder konstruktive Verbesserungen möglich?
- Alternative Bezugsquellen für Bauteile und Leistungen?
- Sichere Lebensdauer der Tauschteile?

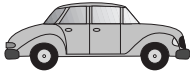
Hier ist zum einen die **Beratung durch den OEM** und die **Versicherung** wichtig. Wenn diese keine deckungsgleiche Interessenlage haben, kann eine fachkundige **unabhängige Beratung** hilfreich sein.

Die Entscheidung wird umso sicherer, je mehr **Informationen zum Betrieb** und den **Schädigungsmechanismen der auszutauschenden Bauteile** vorliegen. Dabei ist es besonders hilfreich, wenn die **geschädigten Bauteile einer Schadensanalyse** zur Verfügung stehen. Sie gehören zunächst dem Betreiber, im Versicherungsfall gegebenenfalls der Versicherung und sind auf Wunsch diesen zu übergeben. So wie das von einer Autowerkstatt ebenfalls verlangt werden kann.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.3.1 Reparaturfreundlichkeit der Gasturbine im “Shop”.



Wenn selbst die Fachwerkstatt vor dem Problem kapitulieren muss, ist das für den Automobilbesitzer zum Verzweifeln. Früher kam so etwas selten vor. Doch heute kann man schon einmal total ratloses Werkstattpersonal vor elektronischen Displays beobachten oder sehen wie sie genervt Leitungen und Stecker kontrollieren. Auch der Tausch einzelner billiger Komponentenbestandteile ist offenbar vorbei. Eine versagende Uhr am elektronischen Multifunktions-Armaturenbrett schlägt leicht mit Kosten zu Buche, für die man eine gute vollautomatische Waschmaschine erhält. Verbeulte Stoßstangen mit integrierten Scheinwerfern rauben Wochenlöhne. Elektronikausfälle führen direkt zum Abschleppdienst...nichts geht mehr: Bei etwas Pech verbringt der Wagen Tage im Reparaturshop. Alternativen in Form preiswerter Bauteile aus anderen, durchaus akzeptablen Quellen, werden immer seltener.

Wieviel wichtiger ist es bei einer Gasturbine, dass Reparaturen schnell und preiswert durchgeführt werden können. Extrem teure Bauteile wie die Beschaukelung der Hochdruckturbine sollten möglichst weitgehend zu einem akzeptablen Preis reparierbar sein. So sind unserer Gasturbine ein preiswerter Betrieb und akzeptable Folgekosten vom Konstrukteur „in die Wiege gelegt“.

Die **Reparaturfreundlichkeit** einer Maschine steht natürlich in engem Zusammenhang, ob sie sich als Ganzes oder in Modulen zu einer externen Reparatur transportieren lässt. Dies gilt in erster Linie für Triebwerksderivate mit ihrem, im Vergleich zu Maschinen schwerer Bauweisen niedrigeren Gewicht. Um den Weiterbetrieb zu gewährleisten, setzt man einen zumindest vorübergehenden Ersatz durch eine Tauschmaschine voraus. Man erwartet also vom verantwortlichen Shop, dass er eine solche Maschine bereitstellen kann. Eine Reparatur im Shop unterliegt anderen **Forderungen** als die Reparatur derselben Maschine vor Ort.

Zunächst ist zu klären, ob sich eine Reparatur lohnt oder ein Neuteil zu beschaffen ist (Bild 4.3.1-1). Dabei sind wichtige Kriterien:

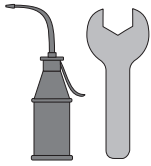
- Wie oft können an einem Bauteil bestimmte **Reparaturen wiederholt** werden?
- Können Bauteile **bei der Demontage nahezu unvermeidlich beschädigt** werden und ist dann eine aufwendige Nacharbeit erforderlich?

Besonders betroffen sind Bauteile wie **Schrauben** oder **Rotorscheiben**. Festsitzende Schrauben können beim Lösen überlastet und kaum kontrollierbar geschädigt werden. In Scheiben sind Passbohrungen, Zentrierflächen und Schaufelaufnahmen hoch LCF-beanspruchung. Sie nehmen bereits kleine Beschädigungen übel.

Eine weitere wichtige Frage ist, ob die Gasturbine **Technologien** enthält, die Reparaturen nur unter großem Aufwand ermöglichen oder diese sogar ganz ausschließen. Dazu gehören Beschichtungen, deren Entfernung mit einer Schwächung des Bauteils einhergeht (z.B. Ätzangriff, Wandstärkenschwächung).

Es ist auch denkbar, dass **Werkstoffe** zum Einsatz kamen, die sich bei einer besonders die Lebensdauer verlängernden Reparatur unzulässig verändern. So ist wegen Rekristallisationsgefahr eine eventuell notwendige Wärmebehandlung von **Einkristallschaufeln** bei den erforderlichen hohen Temperaturen problematisch. Auch die hohe Prozesstemperatur beim Löten kann das Mikro- und/oder Makrogefüge bedenklich verschlechtern. Solche Probleme können ein Verfahren ausschließen.

Unter diesem Aspekt ist besonders der Einsatz sogenannter “neuer Technologien” (Bild 5-1) zu prüfen.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

Ersatz oder Reparatur? Das ist hier die Frage.

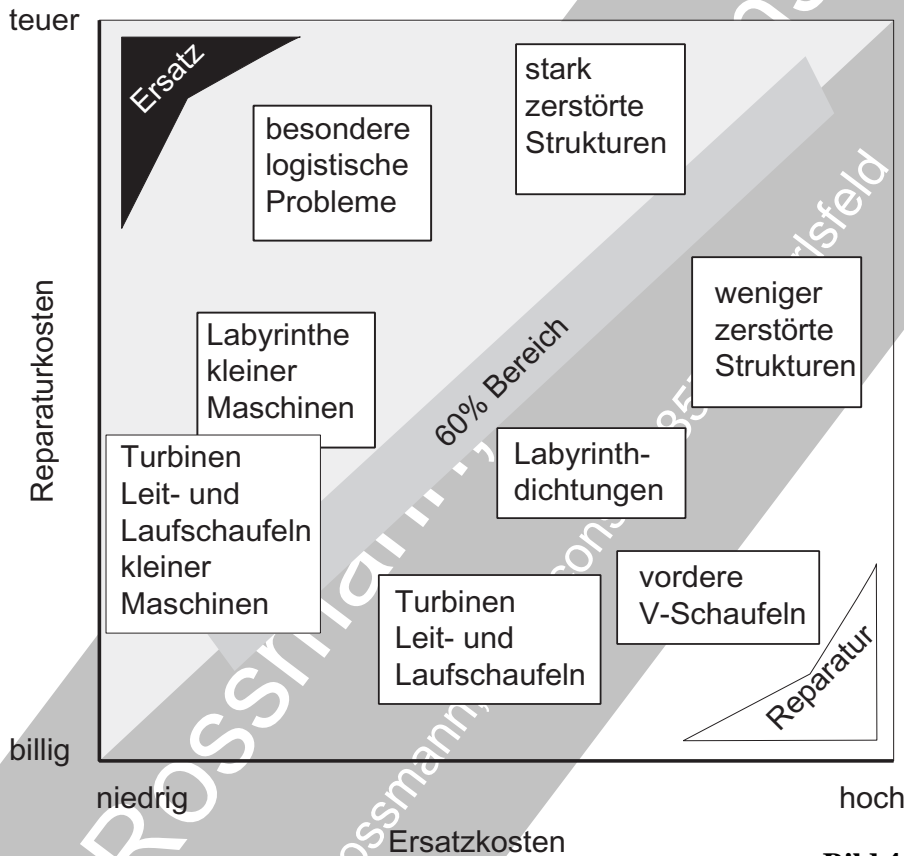
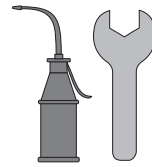


Bild 4.3.1-1

Bild 4.3.1-1: Was ist günstiger, der **Ersatz eines Bauteils** oder eine **Reparatur**? Diese Frage stellt sich vor allem dem Betreiber. Die Antwort ist nicht nur von den direkten Kosten abhängig. Auch Kosten im Zusammenhang mit Problemen der **Verfügbarkeit** bzw. **Logistik** spielen eine Rolle. Es gibt jedoch typische Komponenten wie Turbinenschaufeln und Labyrinth an Scheiben, bei denen sich eine Reparatur wegen dem hohen Bauteilpreis meist lohnt. Voraussetzung ist, dass die Schädigung noch nicht zu weit fortgeschritten ist (Bild 4.1-2). Im Luftfahrtbereich kennt man eine **60% Entscheidungslinie** (Lit. 4.3-1). Reparaturen lohnen sich nur, wenn sie unter 60% der Neuteilkosten lie-

gen. Voraussetzung für eine Reparatur ist dann, dass das Bauteil **keine für den Betreiber inakzeptable zeitliche und technische Betriebseinschränkungen gegenüber dem Neuteil** hat. Reparaturkosten sind auch von der Entwicklung und dem Betriebstauglichkeitsnachweis einer Reparatur beeinflusst. Die **Entwicklungskosten für Reparaturen**, insbesondere von Heißeilen lohnen sich für den Reparaturbetrieb nur bei ausreichendem **Wertschöpfungsvolumen**. Ist diese Voraussetzung nicht gegeben, werden Reparaturmaßnahmen am Markt nicht angeboten.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.3.2. Die Problematik “billiger“ Ersatzteile.



Der Autobesitz bringt uns die folgende Szene plastisch vor Augen: Der Auspuff gibt den Geist auf, teurer Ersatz ist fällig. Da gibt es doch erstaunlich billige Ersatzteile, die nicht vom Originalhersteller stammen! Doch leider kann unserer Aufmerksamkeit entgangen sein, dass hier nur scheinbar dem Originalteil ebenbürtiges vorliegt. Mitunter bemerkt man bereits beim Einbau nicht exakte Maße, die bei der Montage Gewalt verlangen. Dann ist Skepsis angebracht - leider etwas spät. Man hat sich die zusätzliche Mühe des erschwerten Einbaus gemacht und muss nicht selten nach (gegenüber dem Originalteil) extrem kurzer Betriebszeit den Ausfall beklagen.

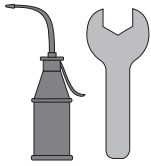
Auch für Industriegasturbinen gibt es einen Markt billiger Ersatzteile aus unterschiedlichen Quellen. Es kann sich um reparierte Teile oder um Neuteile, die nicht direkt vom OEM stammen, handeln. Auch hier ist Vorsicht geboten, denn billig ist nicht unbedingt preiswert und es gilt; Vertrauen ist gut, Kontrolle durch einen Fachmann unseres Vertrauens ist besser .“

Warum sollten Industriegasturbinen von qualitativ **unzureichenden Ersatzteilen fragwürdiger Herkunft** (Suspect Unapproved Parts = SUPs) und/oder Qualität verschont bleiben? Geht es doch um vergleichsweise hohe Kosten. Selbst der Bereich der besonders gut überwachten Flugtriebwerke hat seit langem mit dieser Problematik zu kämpfen. Auch daraus lässt sich lernen:

Nahezu alle Teile einer Gasturbine können aus undurchsichtigen Quellen bezogen werden. Erfahrungsgemäß sind besonders Maschinenelemente wie Schrauben, Rohrschellen, Leitungsverbindungen und Lager betroffen.

Es gibt sehr unterschiedliche Gründe für die Existenz nicht vom OEM zugelassener Teile:

- Nicht vorschriftsmäßig gefertigt.
- Nicht vorschriftsmäßig repariert.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

- Entsprechen nicht dem zugelassenen Typ und
- nicht den allgemeinen Vorschriften und Normen.

Die **Herkunft** suspekter Teile (engl. suspect unapproved parts = SUPs) kann sehr unterschiedlich sein:

- Ohne vom OEM zugelassene Verfahren gefertigt bzw. repariert.
- Ausschuss der nicht verschrottet wurde.
- Militärische Quellen (nicht mehr benötigte Teile, engl. „Surplus“). Solche Teile können Besonderheiten aufweisen, die das Betriebsverhalten unerwartet beeinflussen.
- Nachgearbeitet, lebensdauerbegrenzt.
- Gefälschte mit schlechteren Eigenschaften.
- Teile „ausgeschlachteter“ Maschinen mit nicht erkannten Schädigungen.

Solche Teile können durchaus betriebstauglich sein. Kommt es trotzdem zu einem Schaden ist jedoch anzunehmen, dass der **OEM eine Verantwortung ablehnt**. Möglicherweise ist auch die **Versicherungsleistung** betroffen.

Äußere Merkmale (Bild 4.3.2-1) suspekter Teile sind u.a.:

- Fehlerhafte, unleserliche oder ganz fehlende Kennzeichnungen.
- Vom Originalteil abweichendes Verfahren oder Stelle einer Signierung.
- Vom Originalteil abweichende bzw. ungewöhnliche Oberfläche (Rauigkeit, Glanz, Verfärbung, Bearbeitungsriefen usw.).

Die sicherste Methode, derartige Probleme zu vermeiden, sind immer noch Originalteile mit der Garantie des OEM.

Merksatz:

Reparaturteile aus nicht zurückverfolgbarer Quelle oder mit ungewöhnlichem Erscheinungsbild sollten nur dann beschafft werden, wenn zuvor anhand typischer Probeteile festgestellt wurde, dass sie den Herstellervorschriften entsprechen!

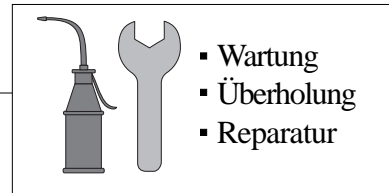


Bild 4.3.2-1 (Lit. 4.2-4): Es gibt **teilespezifische potenzielle Merkmale für den Verdacht auf ein SUP**. Natürlich sind bei weitem nicht alle Besonderheiten der Beweis für ein SUP. Ob der Verdacht berechtigt ist, dürfte sich erst bei einer eingehenderen Untersuchung zeigen. Grundsätzlich gilt:

Ungewöhnliches ist suspekt!

Geometrische Besonderheiten: Hier handelt es sich nicht um Abweichungen außerhalb von Zeichnungstoleranzen und Spezifikationen. Selbst innerhalb dieser können **Toleranzen**, die anders als bisher üblich an der oberen oder unteren Grenze liegen, auffallen. So können sich die Fügekräfte von **Zentrierungen** merklich vom Gewohnten unterscheiden. Das verbessert die Erkennbarkeit, kann aber auch Schäden durch **Fressen beim Fügen** auslösen. Auffällige **Radiengeometrien** und **scharfkantige Ecken** sind in der Lage, unerkannt örtliche Belastungen mit einer **Beschädigung** zu erhöhen (Kerbwirkung). Das kann die Schwingfestigkeit gefährlich absenken. Treten solche Schäden auf, kann dies ein Hinweis auf ein SUP sein.

Handelt es sich um **durchströmte Öffnungen**, sind **scharfe Kanten und Grate** durchaus in der Lage, das Betriebsverhalten (z.B. **Brennkammern** und Regler) unzulässig zu beeinflussen.

Bearbeitungsbesonderheiten: Neben den bereits angesprochenen **Graten** und **schlecht verrundeten Kanten** gibt es weitere Merkmale.

Dazu gehört eine **unübliche Orientierung der Bearbeitungsriefen**. Gewöhnlich wird der OEM darauf achten, dass diese nicht quer zur kritischen Beanspruchung verlaufen. Wird davon abgewichen, ist dies als ein Zeichen zu werten, die Herkunft des Teils genauer anzusehen.

Rauigkeiten, selbst innerhalb der Spezifikation, können sich in der **Topografie** (Struktur)

durchaus merklich unterscheiden. Ein Merkmal kann eine **matte oder reflektierende/glänzende Oberfläche** sein. Das ist nicht nur eine Äußerlichkeit. Es kann Merkmal eines **veränderten Herstellungsprozesses** und einer deutlichen **Festigkeitsbeeinflussung** sein.

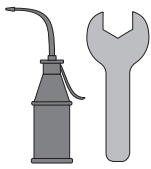
Eine matte Oberfläche kann z.B. von einem abrasiven Strahlvorgang herrühren der etwas, z.B. eine **Nacharbeit**, **überdecken** sollte. Matte Oberflächen entstehen auch durch **Ätzbehandlungen**. Sind diese nicht vorgesehen, besteht die Gefahr, dass ein unzulässiger Ätzangriff vorliegt, der die Schwingfestigkeit unzulässig absenkt.

Kugelstrahlflächen sind gewöhnlich erforderlich, um örtlich die notwendige **Schwingfestigkeit zu gewährleisten**. Fehlen typische Anzeichen einer Kugelstrahlbehandlung, handelt es sich um eine gefährliche Abweichung. Beispielsweise sind die Füße vieler Turbinenrotorschaukeln kugelgestrahlt. Die **Begrenzung** oder das **Strahlbild** der kugelgestrahlten Fläche lässt sich visuell einschätzen. Stimmt dies nicht mit den Originalteilen überein, ist dies äußerst bedenklich. Dazu gehört, wenn die (spröde) **Diffusionsschicht für den Oxidationsschutz überstrahlt** ist. Hier wäre eine Überprüfung auf SUP-Verdacht angesagt.

Verfärbungen sind ein wichtiges Merkmal für Ungewöhnliches. Hierzu gehören Verteilung, Intensität und Farbtöne von **Anlauffarben**. Sie müssen nicht selbst das Betriebsverhalten beeinflussen, können aber ein **Hinweis auf Abweichungen** in der Fertigung ein.

Anzeichen von Rost können in Zusammenhang mit einer **ungeeigneten Verpackung** stehen, die ihrerseits Argwohn hervorruft.

Nacharbeitsspuren an Neu- und Reparaturteilen, wenn ungewöhnlich, sollten die Aufmerksamkeit auf sich lenken. Sie kann sich an örtlich verändertem Aussehen der Oberfläche (Bearbeitungsriefen, Polierflächen, flache Ein-



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

senkungen) zeigen. Es besteht immer der Verdacht, dass hier eine **Schädigung vorlag, die nicht vorschriftsgemäß entfernt wurde**. Besonders bedenklich ist es, wenn diese Spuren sich auf Neuteilen in besonders hoch belasteten, die Lebensdauer bestimmenden Zonen befinden. Zumindest müssen solche Merkmale mit den einschlägigen Vorschriften (Zeichnung, Handbücher usw.) in Übereinstimmung stehen.

Schweißungen und Lötungen: Besonderheiten im **Aussehen** sind bemerkenswert. Eine sehr **raue Lötung** kann auf nicht genügende Aufschmelzung durch abweichende Lötparameter oder Loteigenschaften hinweisen. Auffällig breite Nähte sind ebenfalls suspekt. Das gilt auch für ungewöhnlich **schlecht aussehende Schweißnähte**, die möglicherweise mit nicht ausreichend fachkundigem Schweißpersonal in Zusammenhang stehen.

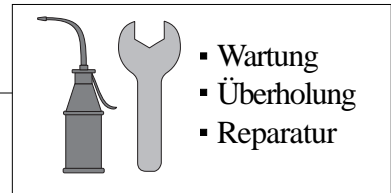
Beschichtungen können ein wichtiger Indikator sein. Abweichungen in Farbe und Rauigkeit fallen zuerst auf. Aber auch auf ungewöhnliche **Fehler und Abplatzungen** ist zu achten. Sie können ein Hinweis auf Haftfestigkeitsmängel und damit auf **Verfahrensabweichungen** sein. Möglicherweise im Zusammenhang mit einem nicht zugelassenen Hersteller. Doch auch zugelassene Hersteller sind nicht über jeden Verdacht erhaben. So wurde vor längerer Zeit ein Fall bekannt, bei dem statt einer (Diffusions-?) Beschichtung Turbinenschaufeln lediglich lackiert wurden.

Montageverhalten: Darunter sollen Auffälligkeiten und Probleme beim **Zusammenschieben der Teile** verstanden werden. Enge Toleranzen, selbst im vorgeschriebenen Toleranzfeld, können die Montagekräfte merklich erhöhen und so dem Monteur auffallen, wenn er diesen Effekt bisher nicht derart ausgeprägt erlebte. Auch das Gleit- bzw. Reibverhalten auf Grund einer veränderten Bearbeitungsstruktur kann solche Effekte hervorrufen.

Magnetische Eigenschaften werden wohl eher zufällig auffallen. Möglicherweise bleiben magnetische Werkzeuge oder Kleinteile an einem Bauteil, das eigentlich aus einer unmagnetischen Ni-Legierung oder Ti-Legierung bestehen sollte, hängen. Umgekehrt kann ein bekannterweise magnetisches Teil diese Eigenschaft nicht wie erwartet ausgeprägt zeigen. Solche Effekte sind Indizien für eine **Werkstoffabweichung** und damit für ein unzulässiges Bauteil.

Kennzeichnungen als „Personalausweis“ eines Bauteils dürfen keine verdächtigen Abweichungen aufweisen. Auf Zusätze, die auf **Nacharbeiten oder geänderte Versionen** schließen lassen, ist zu achten. Auch das Verfahren mit dem die Kennzeichnung angebracht wurde, kann Hinweise geben. Wurde die Kennzeichnung **an einer ungewöhnlichen Stelle** angebracht, sollte das alarmieren.

Verpackungen sind zwar nur ein indirektes Indiz für die Zulässigkeit des enthaltenen Bauteils. Trotzdem sind Abweichungen vom Üblichen zumindest einer Nachfrage wert. Handelt es sich um Neuteile, ist die **Unversehrtheit der Originalverpackung** wichtig. Ungewöhnliche Dinge wie auffälliges Schutzöl (z.B. Geruch, Farbe, Konsistenz) sollten ebenfalls die Aufmerksamkeit erregen.



Äußerlich erkennbare Merkmale für den Verdacht auf ein SUP.

Geometrische Besonderheiten: Gewindeprofil, Gewindeauslauf, Schraubenkopf, Radien

Bearbeitungsbesonderheiten:

- Grate, schlecht verrundete Kanten,
- ungewöhnliche Bearbeitungsspuren (Aussehen, Verlauf)
- Rauigkeiten: Matt, glänzend, Art (Zerspanen, Strahlen, Ätzen)
- systematische Toleranzverschiebungen

Kugelstrahlflächen: Aussehen, Übergänge

Verfärbungen:

- Ungewöhnliche Farben, Intensität, Verteilung/Bauteilzonen, Flecken
- Anzeichen für Korrosion

Nacharbeitsspuren an Neuteilen oder Reparaturteilen in unzulässigen Bereichen

Schweißung, Lötung: Aussehen, Breite

Beschichtungen

- ungewöhnliches Aussehen: Farbe, Rauigkeit, Kantenübergänge
- Fehler (z.B. Ausplatzungen)

Montageverhalten:

- Verformung: Plastische Verdrehung, plastische Dehnung
- Gleit-/Reibverhalten, ungewöhnliche Fügekräfte

Magnetische Eigenschaften

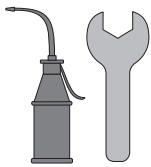
Kennzeichnungen

- Unvollständig, fehlend
- falsch,
- nicht plausible Kennzeichnungen

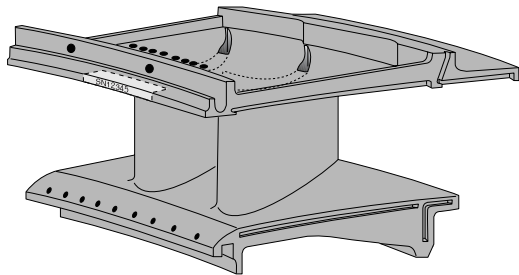
Verpackungen:

- andere Art
- kein Originalzustand (Öffnungsmerkmale)
- Beschädigungsspuren
- Ungewöhnliche oder unvollständige Beschriftung/Kennzeichnung
- Korrosionsschutz: Vorhanden Ja/nein, Geruch, Konsistenz

Bild 4.3.2-1

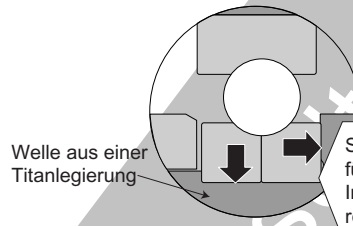


- Wartung
- Überholung
- Reparatur



Beispiel 4.3-1: Sowohl die für den Betrieb vom Hersteller zugelassenen **Schadensgrenzen** (Rissbildung, Deformation) als auch der zulässige Umfang von Reparaturen sind für **Turbinenleitschaufeln** wegen ihrer spezifischen Betriebsbeanspruchungen höher als für Rotorscheaufeln.

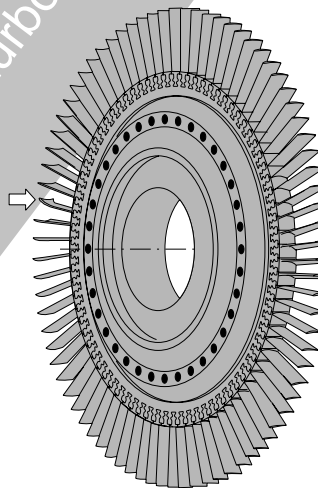
So gibt es geradezu "Virtuosen" unter Reparaturshops, die im Rahmen der OEM-Vorschriften Reparaturlötungen vornehmen. Natürlich ist von einer solchen Schaufel, auch wenn sie vom OEM zugelassen ist und ein weiteres Überholintervall übersteht, nicht dieselbe Festigkeit wie von einer Neuschaufel zu erwarten. Auch weitere Reparaturzyklen sind entweder nicht mehr zulässig oder stark eingeschränkt. Die verwendeten Hochtemperatlote haben zwar einen ausreichend hohen Schmelzpunkt (Diffusion der schmelzpunkt erniedrigenden Zusätze beim Lötprozess), aber **Kriechfestigkeit und plastisches Verformungsvermögen** sind geringer als von Neuteilen. So ist **Thermoermüdung** schneller und ausgeprägter zu erwarten. Die Lötungen sind also eher als eine Abdichtung und Auffüllung zu verstehen, als eine Wiederherstellung der Neuteilfestigkeit. In diesem Zusammenhang ist besondere Vorsicht bei Billigangeboten von Reparaturteilen geboten, deren genaue Herkunft nicht sicher nachvollziehbar ist. In einem Fall wurden reparierte Turbinenleitschaufeln auf dem internationalen Markt günstig angeboten. Die **Untersuchung einiger Muster** zeigte jedoch, dass, leicht überspitzt formuliert, nur die Seriennummer nicht aus Lot bestand. Damit entsprachen die Schaufeln wohl auch nicht den Herstellerspezifikationen und wurden nicht beschafft.



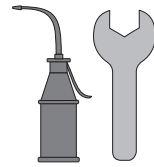
Welle aus einer Titanlegierung

Starker Frettingverschleiß führt zur Lockerung des Innenrings und umfangreichen Folgeschäden.

Beispiel 4.3-2: Nach längerer Laufzeit erlitt eine Gasturbine im Pipelinebetrieb einen Lagerschaden im vorderen Verdichter mit umfangreichen Folgeschäden. Die Untersuchung ergab, dass der **Lagersitz der Verdichterschwelle aus Titan** nicht, wie notwendig und in der Triebwerksversion bereits seit einiger Zeit eingeführt, mit einer **Verschleißschutzschicht** (Wolframcarbid = WC) versehen war. Diese fehlende Schutzschicht ermöglichte extremen Frettingverschleiß. So konnte sich der innere Lagerring lockern. Der Ring rotierte auf der Welle und diese wurde so überhitzt, dass ein Wellenbruch eintrat.



Beispiel 4.3-3: Eine Gasturbine auf einer Ölbohrplattform fiel relativ kurze Zeit nach der Überholung in einem Shop durch **Bruch einer Rotorscheaufel** in der Hochdruckturbinen aus. Die eingehenden Untersuchungen ergaben, dass offenbar die Schadensschaufel von einer mechanischen Einwirkung im Stillstand heftig überlastet wurde. Der Fußbereich wurde plastisch verformt, was im montierten Zustand nicht erkennbar war. Er riss dabei an. Diese Schädigung konnte nur bei der vorhergehenden **Überholung** entstanden sein. Eine plausible Erklärung war, dass der **Rotor bei den Montagearbeiten am Schaufelkranz im "Shop" unbemerkt anstieß**.



- Wartung
- Überholung
- Reparatur

4.3.3 Der Betreiber ist nicht immer Schuld! Schadenbegünstigende Einflüsse aus Fertigung und Montage.



Als Autobesitzer haben wir bei einem Motorschaden gewöhnlich zunächst insgeheim ein **schlechtes Gewissen**. War der Ölwechsel nicht bereits längst fällig? War der Kühlwasserstand bedenklich niedrig? War der Tausch des Zahnriemens nicht längst fällig?

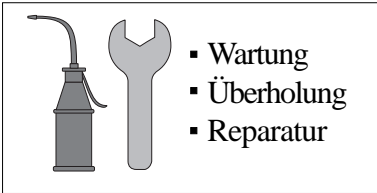
So sind wir nicht selten allzu bereit, vorschnell den Vorwurf eines eigenen Fehlverhaltens zu akzeptieren. Bei genauerem Hinsehen stellt sich dann unter Umständen heraus, dass die eigentliche Schadensursache ganz woanders zu suchen ist, z.B. bei einem fehlerhaften Bauteil oder der Montage. Typisch für solche Situationen ist, dass der Schaden erst nach Laufzeiten eintritt, wenn der Bezug zum Neuteil nicht mehr nahe liegt.

Für den Betreiber einer Gasturbine ist es wichtig, typische **schadensauslösende Einflüsse** zu erkennen, die von ihm **nicht zu verantworten** sind. Dies sind insbesondere Probleme aus Fertigung und Montage. Um solche Einflüsse zu identifizieren und nachzuweisen, benötigt man Fachkunde zu der man Vertrauen haben kann. Man findet sie fallspezifisch und der Interessenlage entsprechend bei

- OEM,
- Versicherung,
- unabhängiger Sachverständiger,
- eigene Spezialisten.

Wichtig ist, dass eine **nachvollziehbare und ausreichend dokumentierte Problemanalyse** vorgenommen wird.

Ermüdungsbrüche gehen immer von einer **örtlichen Schwächung** wie Riefe, Kerbe, Pore oder einer Werkstoffschädigung aus. Eine **Schwachstelle** (Ungänze) **liegt innerhalb der Spezifikationsgrenzen** und ist nicht als **schadensursächlicher Fehler** zu betrachten. Liegen die **Merkmale außerhalb der Spezifikation/Zeichnung** die den Stand der Technik berücksichtigt, spricht man von einem (schadensursächlichen) **Fehler**. Handelt es sich um eine Schwachstelle, ist gewöhnlich die **Betriebsbeanspruchung als Hauptursache** anzusehen. Damit steht der Betreiber im "Verdacht". Liegt jedoch die Schwachstelle **außerhalb des Vorschriftenbereichs oder wurde eine falsche Vorschrift angewandt, so ist der Schaden eher vom OEM und/oder dem Lieferanten der Bauteile zu vertreten**. Schwachstellen sind z. B. werkstofftypische Poren in Gussteilen wie Turbinenschaufeln. Dagegen sind z.B. Schleifrisse im Schaufelfuß wahrscheinlich Fehler.



Schäden an Heiteilen durch Kriechen oder Thermoermüdung sind nicht **immer vom Betreiber zu verantworten**. Der Schluss auf Übertemperaturen wegen einer Fehlbedienung sollte kritisch betrachtet werden. Verstopfungen und Reaktionen in den Kühlluftbohrungen durch Eingiemassen, Beschichtungshilfsstoffe oder reaktive Strahlmittel sind nur mit einer genauen Untersuchung nachzuweisen. Sie sind **fertigungsbedingt** und liegen natürlich außerhalb des Verantwortungsbereichs des Betreibers.

Außergewöhnliche Rissbildung durch Thermoermüdung in den Blättern von Turbinenschaufeln kann im Zusammenhang mit zu dicken Diffusionsschutzschichten stehen.

Verstöße gegen den **Stand der Technik**, d.h. nicht Berücksichtigung eines Schadensmechanismus, der dem Fachmann bekannt sein müsste, sind möglicherweise weniger selten als angenommen. Eine Sonderstellung nehmen dabei Gasturbinen ein, die von Flugtriebwerken abgeleitet sind (Derivate). Einerseits profitieren sie von der aufwändigen Entwicklung und der Serienerfahrung. Andererseits erfordern erfahrungsgemäß im Triebwerk erkannte Schwachstellen sofortige Abhilfe. In Derivaten wird das möglicherweise erst mit einer Zeitverzögerung nachgeholt. Dies liegt wohl an den Prioritäten. Organisatorische Trennungen zwischen den Sparten Triebwerke und Industriegasturbinen begünstigen derartige Probleme.

Ein **Montageprozess** kann ebenfalls Ursache für Schäden sein. So können falsche Schmiermittel zum Schraubenbruch führen. **Unvorsichtige Behandlung** lässt Riefen, Kerben oder Deformationen entstehen und damit das Risiko eines späteren Bauteilbruchs (Beispiel 4.3-3). In der Maschine zurückgelassene **Fremdkörper** und **Verunreinigungen** können Verdichter- oder Lagerschäden auslösen.

Mit diesen Beispielen sind natürlich die Möglichkeiten der nicht vom Betreiber zu verantwortenden Schadensursachen keineswegs erschöpft. Im Falle eines Verdachts sollte der Betreiber eine neutrale Überprüfung ins Auge zu fassen.

Literatur zu Kapitel 4.3

4.3-1 J.F.Rudy, Beitrag zur Asian Aircraft Engineering and Maintenance, 1986.
Conference Proceedings Seite 128.

4.3-2 P.H. Wulff, „Optimierung der Unterhaltskosten von Gasturbinen“, aus „Gasturbinen in Praxis und Entwicklung“, VDI-Gesellschaft Energietechnik, VDI-Berichte 1721, ISBN 3-18-091721-0, Seite 157 bis 168.

Kapitel 5

Trends der Gasturbinentechnik, Risiken und Chancen.



Sollen wir die Ersten sein, die sich ein Auto mit dieser **neuen Technologie** zulegen? Wie oft standen wir schon vor dieser Gewissensfrage! Denken wir nur an die frühe Zeit der Abgaskatalysatoren. Zwar liegt uns die Umwelt am Herzen, und einen lukrativen Steuervorteil gibt es auch. Aber wird der Spritverbrauch erträglich bleiben? Sind die hohen Kosten wirklich gerechtfertigt? Wie sieht's mit der Lebensdauer aus? Und was ist mit durchgebrannten Katalysatoren? War da nicht etwas mit einem brennenden Auto? Was ist, wenn ich ausnahmsweise den falschen Kraftstoff tanke? Ist dann eine extrem kostspielige Reparatur fällig? Wenn nun der TÜV bei der nächsten Inspektion am Katalysator einen Mangel findet? Fragen über Fragen im Zusammenhang mit der Einführung einer neuen Technologie.

Dies sind auch Fragen die den Betreiber bei Beschaffung oder Nachrüstung einer Gasturbine bewegen. Er will in der Lage sein, sich selbst ein Bild aus den verschiedenen Informationen zu machen. Denn der Verdacht ist nicht abwegig, dass die Interessenlagen der unterschiedlichen Quellen sich nicht unbedingt mit der eigenen decken. Im Vordergrund steht die nachweislich gute Erfahrung unter aussagefähigen Betriebsbedingungen. Keiner will Versuchskaninchen sein. Und wenn, dann nur mit ausreichenden Garantien und Vorteilen, die ein eventuelles Risiko ausgleichen. Denn es gilt auch hier: Einen entscheidenden Vorteil bekommt man nur, wenn man auch ein gewisses Risiko akzeptiert.

Für den Betreiber ist es von großer Bedeutung, über neue **Trends der Gasturbinentechnik**, deren **Vorteile und Schwächen** Bescheid zu wissen. Dies soll ihm bei seinen **Investitionsentscheidungen** mehr Sicherheit geben und helfen, unnötige Risiken zu vermeiden.

Ganz allgemein lässt sich sagen, dass die neuen Technologien in Gasturbinen meist auf die Flugtriebwerkstechnik zurückgehen. Vorreiter ist traditionell der militärische Bereich. Solche Technologien sind im Rahmen der militärischen Serieneinführung an einer Vielzahl von Maschinen und in umfangreichen Versuchsläufen erprobt worden. Die Weiterentwicklung, insbesondere zu längeren Laufzeiten, erfolgt im zivilen Einsatz.

Der Umfang dieser Erprobungen und Nachweise geht gewöhnlich weit über das hinaus, was bei der typischen kleinen Zahl und den begrenzteren Entwicklungsbudgets spezieller Industriegasturbinen („schwere Bauweise“) möglich ist. Diesem Vorteil der Derivate steht der Nachteil vergleichsweise kürzerer Lebensdauern gegenüber. Selbst Laufzeiten ziviler Triebwerke von ca. 20 000 Betriebsstunden zwischen großen Überholungen entsprechen immer noch nicht den Erwartungen der Industrieanwendung.

Betrieb und Wartung von Fluggasturbinen unterscheiden sich deutlich von der typischen Industrieanwendung. In diesem Zusammenhang sei auf die Low-NOx-Problematik (Bild 3.2.2-5) verwiesen: In Industriegasturbinen kommen Verfahren wie Wasser- oder Dampfeinspritzung zur Anwendung (Bild 3.2.2-

3) oder **Dry-Low-NOx-Technologien** mit Sonderkonstruktionen, die wegen ihres Volumens und Gewichts nicht in Flugtriebwerken angewendet werden können. Die Konversion von Flugturbinen und Flugturbinentechnologie zum industriespezifischen Einsatz ist somit einerseits vorteilhaft, andererseits aber auch nicht unproblematisch. Für den Betreiber ist es von großer Bedeutung, welche **Erfahrungen** vorliegen, die Rückschlüsse auf das Verhalten unter individuell besonderen Betriebsbedingungen zulassen. Ein gesundes Maß an **Skepsis ist angebracht** und sollte bei der Beschaffung in die Vereinbarungen einfließen.

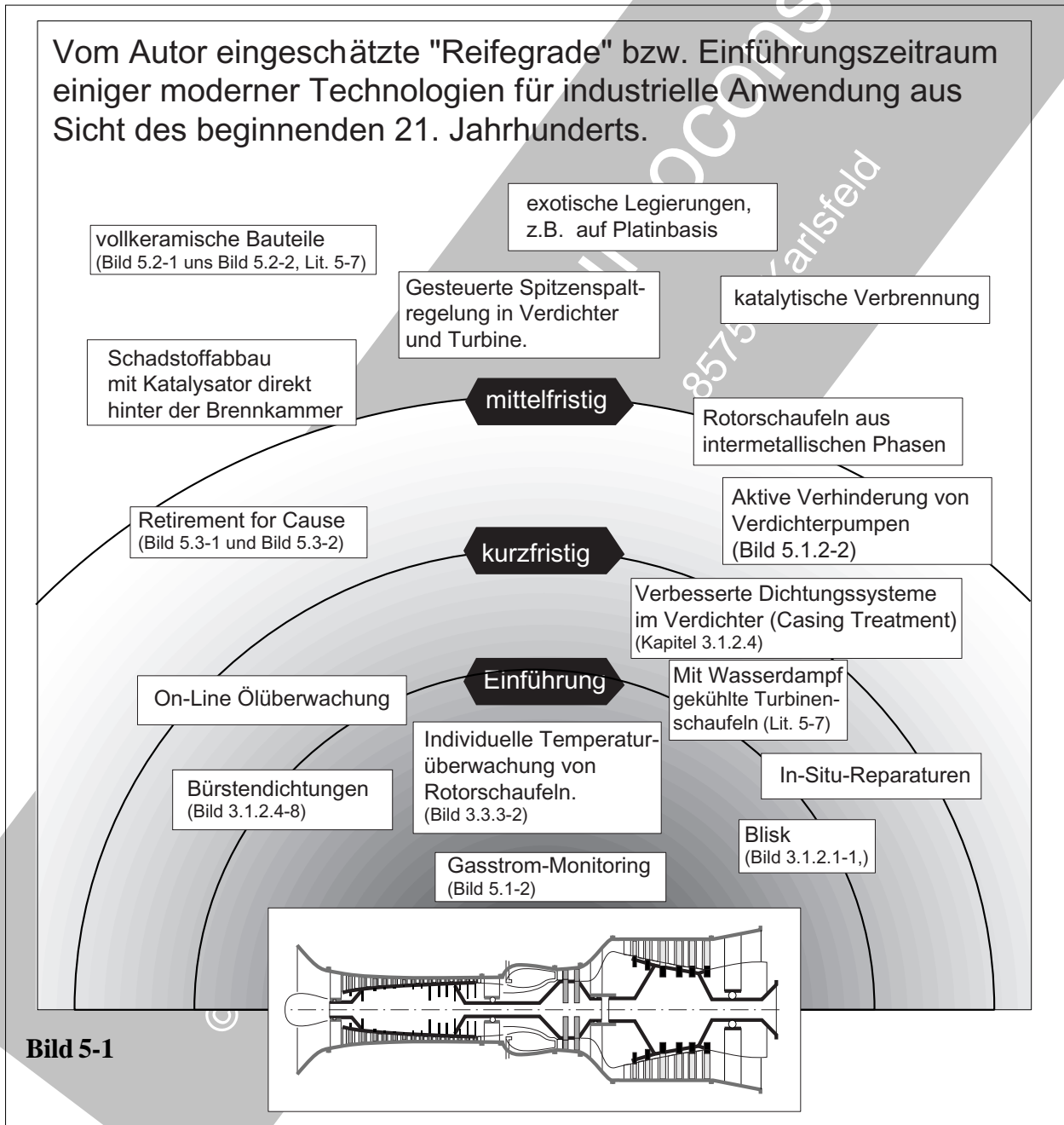


Bild 5-1: Welche **Technologien** sind für **Industriegasturbinen** zu erwarten? Zu dieser Frage soll aus Sicht des Autors Stellung genommen werden. Die folgenden Zeitbegriffe beziehen sich auf ca. 2005.

Einführung: Die Serienanwendung hat bereits begonnen.

Kurzfristig: Innerhalb der nächsten 5 Jahre in Serienanwendung.

Mittelfristig: Innerhalb von ca. 10 Jahren

5.1 Technische Überwachung von Gasturbinen.



Wenn wir unser Auto mit dem früherer Tage vergleichen, hat die elektronische Überwachung der technischen Funktionen eine zentrale Bedeutung. Egal ob es das Schließen der Sitzgurte, der Zustand der Bremsen oder der Füllstand in der Scheibenwaschanlage ist. Alles wird bereits beim Start des Wagens überprüft und Abweichungen vom Soll angezeigt. Das gilt auch während des Fahrens. Natürlich können die vielen Anzeigen verunsichern, insbesondere weil immer auch der Verdacht einer Fehlfunktion der Sonden und Elektronik besteht. Dies ist erfahrungsgemäß nicht ganz unberechtigt.

Nicht nur, dass wir in den Anzeigen alles im Blick haben, im Hintergrund werden die Daten bzw. Ereignisse zusätzlich gespeichert. Später lassen sie sich in einer Werkstatt mit geeigneten Programmen vom Fachpersonal auslesen. Wir sind also von Elektronik umsorgt, aber auch abhängig geworden. Wo zu Zeiten mechanischer Signalübertragung eine Fehlfunktion der Anzeigegeräte nicht den gesamten Wagen lahmlegte, besteht heute bereits bei einem einzelnen Fehlimpuls die Gefahr, dass der gesamte Wagen stillgelegt ist und abgeschleppt werden muss. Wir erleben also die alte Lebensweisheit: Wo viel Licht, ist auch Schatten. Entscheidend ist damit die Zuverlässigkeit und Ausfallsicherheit des Überwachungssystems.

Ähnliche Maximen gelten für den Betreiber einer Gasturbine. Ausfallsicherheit, fachkundige Auswertung und Bewertung der Messdaten sind für die Güte einer Überwachung während des Betriebs, dem Monitoring, von großer Bedeutung.

Die **technische Überwachung einer Gasturbine mit Hilfe von Sonden** kann auf sehr unterschiedliche Weise erfolgen. Die kontinuierliche Überwachung (engl. condition monitoring, Kapitel 5.1.1) löst die Stichproben in regelmäßigen Zeitabständen ab. Folgende **Überwachungsverfahren** sind typisch:

- Kontrolle des **Ölsystems** auf Späne und Verunreinigungen (Magnetchipdetektor, Bild 3.5-5), Druck, Temperatur.
- **Schwingungsüberwachung**, insbesondere auf Unwuchten, Anstreifvorgänge und Lagerprobleme (Bild 5.1.2-1).
- Partikel im **Abgas** als Folge von bedenklichen Anstreifvorgängen und Bauteilversagen.
- **Analyse der Daten des Gasstroms** durch die gesamte Maschine (Gas Path Analysis, Bild 5.1-2)
- **Bauteiltemperatur der Hochdruckturbinenbeschaufelung** (Pyrometer, Bild 3.3.3-1 und Bild 3.3.3-2).
- Abgegebene **Leistung** bzw. Drehmoment der Welle.
- **Drehzahlüberwachung** der Rotorwellen.

5.1.1 Kontinuierliche technische Überwachung- „Condition Monitoring“.

Die **kontinuierliche Überwachung** (Monitoring) des Zustands einer (Bild 5.1-3) Gasturbinenanlage die aus einer oder mehrerer Maschinen (Bild 5.1-2) besteht, kann heute als Stand der Technik betrachtet werden. Solche Systeme wurden anfangs in Flugtriebwerken angewendet (Bild 5.1-1) und dürften dann über deren Derivate zum stationären Einsatz gekommen sein.

Zunächst ging es um die **rechtzeitige Identifikation von Schäden** (Bild 5.1-1). Sie waren also bereits eingetreten und ihre Folgen bedingten die beobachtete Veränderung. Typisch sind Lagerschäden die sich mit Vibrationen anzeigen, die von Beschleunigungssensoren am Gehäuse aufgenommen werden.

Früher wurden in erster Linie **Trends** einzelner Messungen in relativ langen Zeitabständen überwacht. Heute ermöglicht der Einsatz von Computern die Auswertung einer Vielzahl von Daten unterschiedlicher Sensoren. Damit sind weitaus mehr Erkenntnisse möglich. Es handelt sich um Wirkungsgradänderungen einzelner Komponenten, besonders von Verdichtern und Turbinen. Dabei können für eine Aussage Messwerte aus mehreren Quellen in die Algorithmen einfließen. So besteht auch die Möglichkeit, dass **Sensorfehler** und Abweichungen im Monitorsystem über logische Betrachtungen (**Plausibilität**) des Computerprogramms erkannt und berücksichtigt werden.

Das computergestützte Monitoring einer Gasturbine bietet dem Betreiber mehrere Vorteile (Lit 5.1-7):

- Mit dem Monitoring der **Wirkungsgrade** einzelner Komponenten und der gesamten Maschine/Anlage lassen sich frühzeitig Probleme erkennen. Damit wird es möglich, Maschinenausfälle und kostspielige **Schäden zu vermeiden** sowie die **Logistik zu optimieren**.
- Besonders mit einer Überwachung des Verdichters lassen sich **Kraftstoffverbrauch** und damit **Emissionen** möglichst niedrig halten. Hier ist der **Wirkungsgradabfall über der Betriebszeit** (engl. deterioration) kennzeichnend.

Computergestützte Monitoringsysteme sind heute in der Lage, unterschiedlichste Aussagen zu machen:

- Erkennen von Abweichungen in der **Kraftstoffqualität** (Bild 2.6-5)
- Ein **softwarebasierter Simulator** (siehe auch Combined Heat and Power Systems = CHP, Bild 5.1-4) der Anlage ermöglicht es dem Betreiber das Betriebsverhalten und den Wirkungsgrad seiner Maschine besser zu beurteilen.
- Optimierung der **Waschzyklen** unter dem Gesichtspunkt der Kostenminimierung (Bild 4.2-1.1, Bild 4.2-1.2 und Bild 5.1-6).
- **Überwachung der Verbrennung/Brennkammer** um Instabilitäten (Bild 3.2.2-5) und bedenkliche Abweichungen vor dem Eintritt eines Schadens zu warnen.
- **Lebensdauerüberwachung** bzw. **Restlebensdauerbestimmung** kriechbeanspruchter Heißeile (Bild 2.3-3 und Bild 2.3-4).
- **Individuelle Überwachung von Turbinenrotorschaukeln** zur Schadensminimierung (Bild 3.3.3-2).
- **Planung von Wartungs- und Überholungsaktivitäten** (Intervalle, Umfang, betroffene Komponenten).
- **Minimierung der Emissionen** (Bild 3.2.3-10 und 3.2.3-11).
- **Optimierung** der Gesamtanlage (Bild 2.1-3.2, Bild 2.1-3.3, Bild 5.1-3 und Bild 5.1-7).

Trendanalysen wichtiger Maschinendaten weisen auf bestimmte Probleme hin.

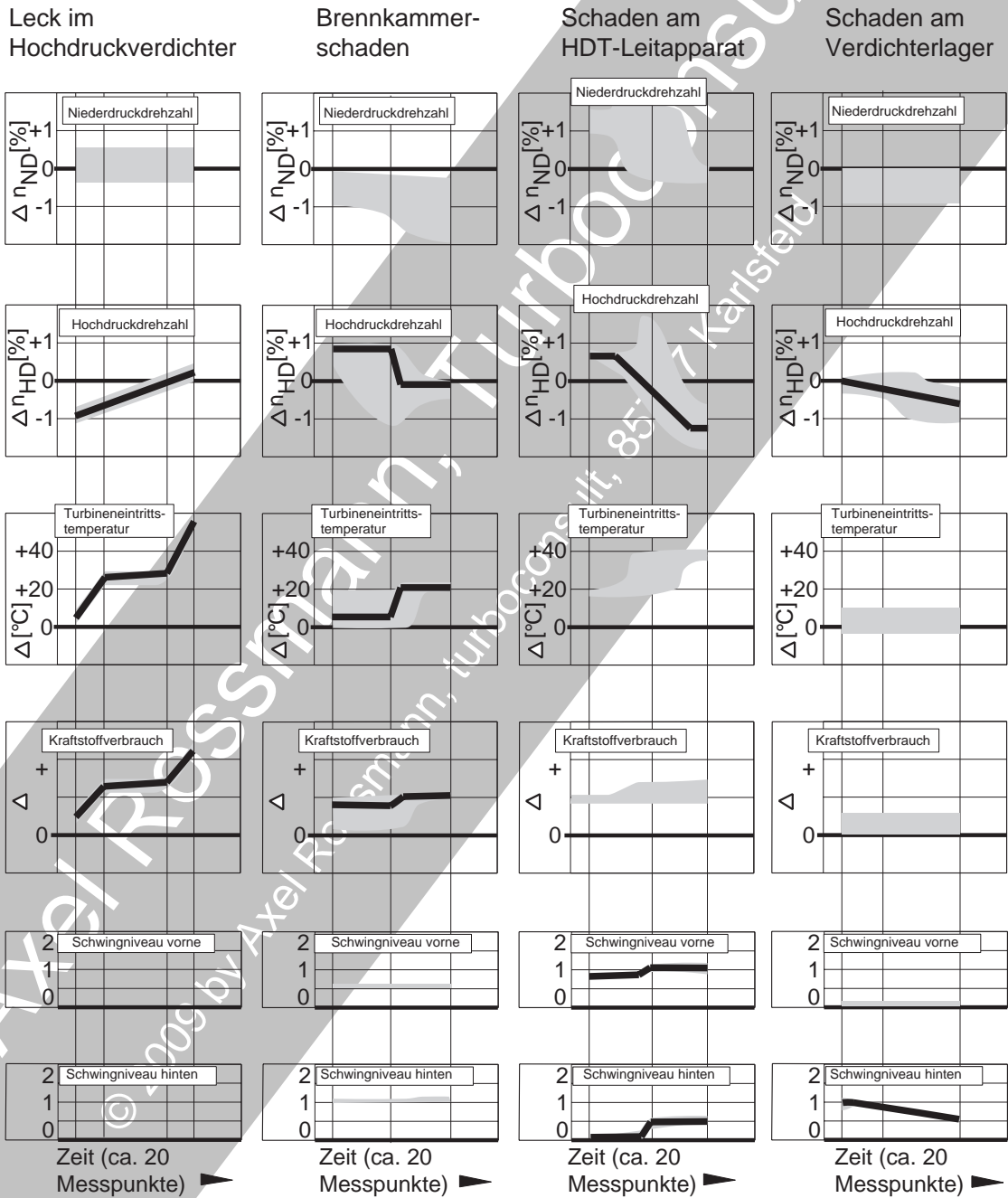


Bild 5.1-1

Bild 5.1-1 (Lit. 5.1-8): *‘Kontinuierliche’ Maschinenüberwachung* dürfte in großem Stil zunächst in Flugtriebwerken eingeführt wor-

den sein. In diesem frühen Beispiel handelte es sich um vergleichsweise wenige Daten über eine längere Betriebszeit. Die positiven Erfahrun-

gen mit dieser Technik ließen sich zumindest für die **Derivate** solcher Maschinen schnell auch in der stationären Anwendung nutzen. Dieses Bild enthält typische Beispiele einer Zweiwellenmaschine (JT-8D, Lit 5.1-1, ähnliche Auswertungen anderer Triebwerkstypen sind in Lit 5.1-4 enthalten).

In der Darstellung sind die Betriebsparameter vertikal angeordnet. Die Betriebszeit befindet sich auf der Abszisse.

Wenn sich bestimmte Parameter der Maschine während der Betriebszeit verändern, lässt dies auf mögliche Schadenbereiche und Schadenarten rückschließen.

Leck im Hochdruckverdichter: Beispiele sind Schäden an **Luftentnahmeleitungen und Abblasventilen**. Im stationären Betrieb führt ein solches Leck zur Abnahme des Verdichterenddrucks. Zur Aufrechterhaltung der Leistung muss mehr Kraftstoff zugeführt werden, um die Turbineneintrittstemperatur und damit die Turbinenleistung zu erhöhen. Dies bedingt, dass die **Drehzahl des Verdichters** ansteigt und den erforderlichen Enddruck wieder aufbaut.

Ein Verdichterleck hat einen ähnlichen Effekt wie eine Verschlechterung des Verdichtereffizienzgrads (Bild 3.1.1-2). Alle die beschriebenen Einflüsse führen zu einer merklichen Änderung der überwachten Parameter.

Brennkammerschaden (Ausbrüche der **Brennkammerwandungen** Bild 3.2.3-1, Schäden an den **Einspritzdüsen**): Diese Schäden sind sehr schwer aus den Überwachungsparametern zu identifizieren. Oft sind es Folgeschäden in der Turbine die eine Erkennung ermöglichen. Es sind also die typischen Parameteränderungen die auch bei Turbinenschäden zu erwarten sind: **Abfall der Drehzahlen und Anstieg der Turbineneintrittstemperatur**. Der Temperaturanstieg ist eine Folge erhöhter Kraftstoffzugabe, um die erforderliche Leistung zu gewährleisten.

Schaden am HDT-Leitapparat: (siehe Beispiele in Bild 3.3-9). Ist ein größerer Anteil der Beschaukelung betroffen, fällt die HDT-Drehzahl signifikant ab. Turbineneintrittstemperatur und Kraftstoffverbrauch steigen ähnlich wie bei den BK-Schäden an. Bemerkenswert ist die deutliche Erhöhung der **Schwingungsmesswerte**, die in der Literatur nicht erklärt wird. Denkbar ist jedoch eine Schwingungsanregung durch Strömungsungleichmäßigkeiten am Umfang im Turbinenbereich.

Schaden am Lager des HDV: Die Hochdruckdrehzahl geht zwar erwartungsgemäß zurück, gänzlich unerwartet ist jedoch ein deutlicher Abfall des **Schwingniveaus** im hinteren Maschinenbereich. Dies zeigt eindrucksvoll, wie **viel Expertise zur richtigen Bewertung der Überwachungsparameter notwendig ist**.

Bild 5.1-2 (Lit. 5.1-7): Ein solcher **on line, real time Softwaresimulator** entspricht dem derzeitigen Stand der Technik. Es handelt sich um ein **computergestütztes System**. Messwerte werden über Algorithmen vor Ort oder in einer zentralen Überwachung ausgewertet und bewertet. Die Ergebnisse lassen sich über Netzwerke **weiterleiten und dokumentieren**. Es geht in erster Linie um

- den aktuellen **Wirkungsgrad** der Maschine.
- Beeinflussung der **Heißeillebensdauer** (Kriechen, Bild 2.3-3 und Bild 2.3-4).
- Einfluss auf (Abgas) **Emissionen**.
- **Ansaug- und Abgasverluste**.
- **Kostenminimierung** (Austausch, Reparatur, Überholung, Wartung).
- Logistik sowie Planung von Wartung (z.B. Verdichterwaschen) und Überholung.
- Schadenverhütung.

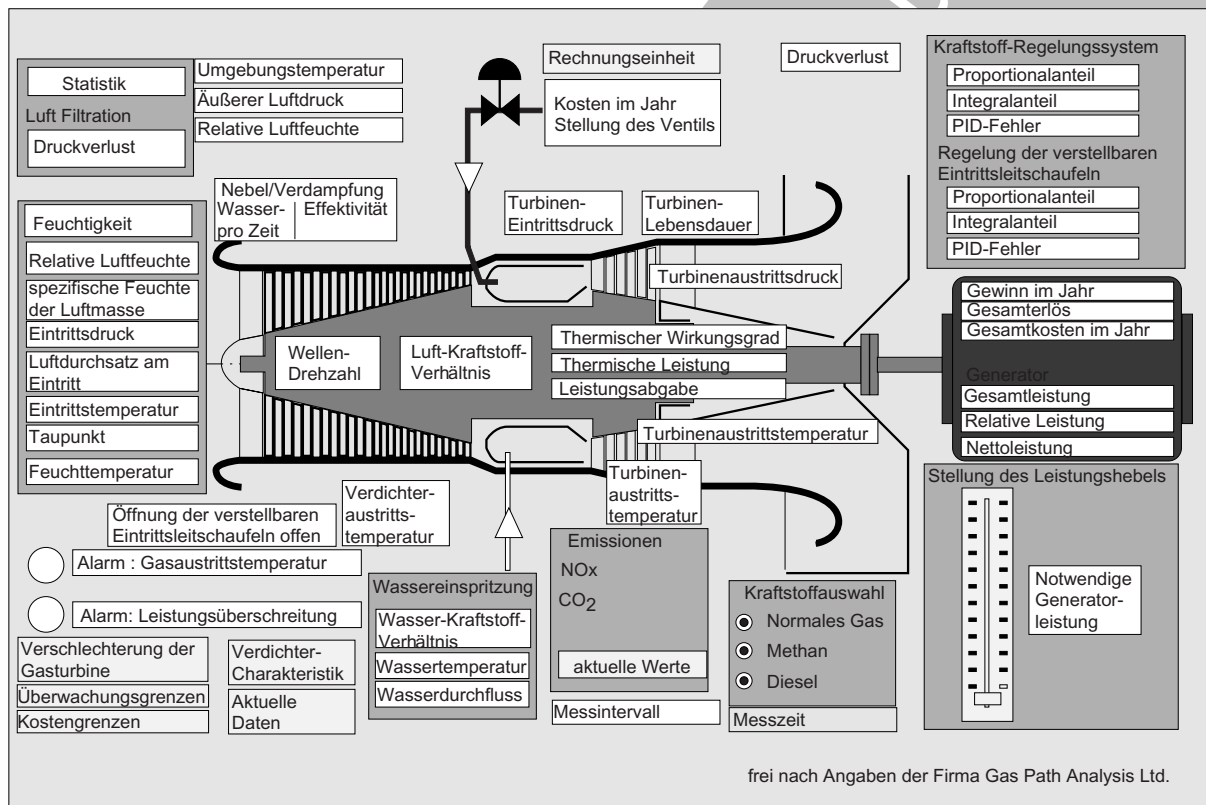
Bildschirmdarstellung des Simulators einer
Einwellengasturbine.

Bild 5.1-2

Mit dem **Computersmodell der Maschine** (Simulator) lassen sich auch typische Effekte und deren Auswirkungen abschätzen:

- **Umgebungseinflüsse** wie Temperatur, Druck und Feuchtigkeit.
 - **Wirkungsgradverschlechterung** (deterioration).
 - Maßnahmen zur **Leistungssteigerung** wie Eintrittskühler, Wassereinspritzung und Optimierungen der Anlage.
 - **Regelungssystem:** Drehzahlen, Leistungsgrenzen.
 - **Trends** die auf Veränderungen, insbesondere Schäden, hinweisen.
 - **Kraftstoffänderungen/-wechsel.**
- Darüber hinaus lässt sich die **Reaktion der Anlage** auf Betriebsdaten untersuchen, die in

Hardwaretests ein zu hohes Schadensrisiko bedeuten. Hierzu gehören Heißteilüberhitzungen durch extreme Gastemperaturen.

Dieses Bild entspricht weitgehend der Bildschirmdarstellung eines sog. **Gasturbinensimulators**. Eigene Felder sind den gemessenen Parametern und daraus ermittelten Betriebsdaten wie Wirkungsgraden, Kosten, Fehlfunktionen, Emissionen sowie Alarmen zugeordnet. In der tatsächlichen Ausführung enthalten die Anzeigen Daten und Zahlen mit Dimensionsangaben. Auf diese wurde hier wegen der Übersichtlichkeit verzichtet. Zusätzlich lassen sich in vielen Fällen noch weitere Bildschirmdarstellungen mit Detailangaben aufrufen.

Schema der Überwachung einer Kombianlage zur Strom und Dampferzeugung

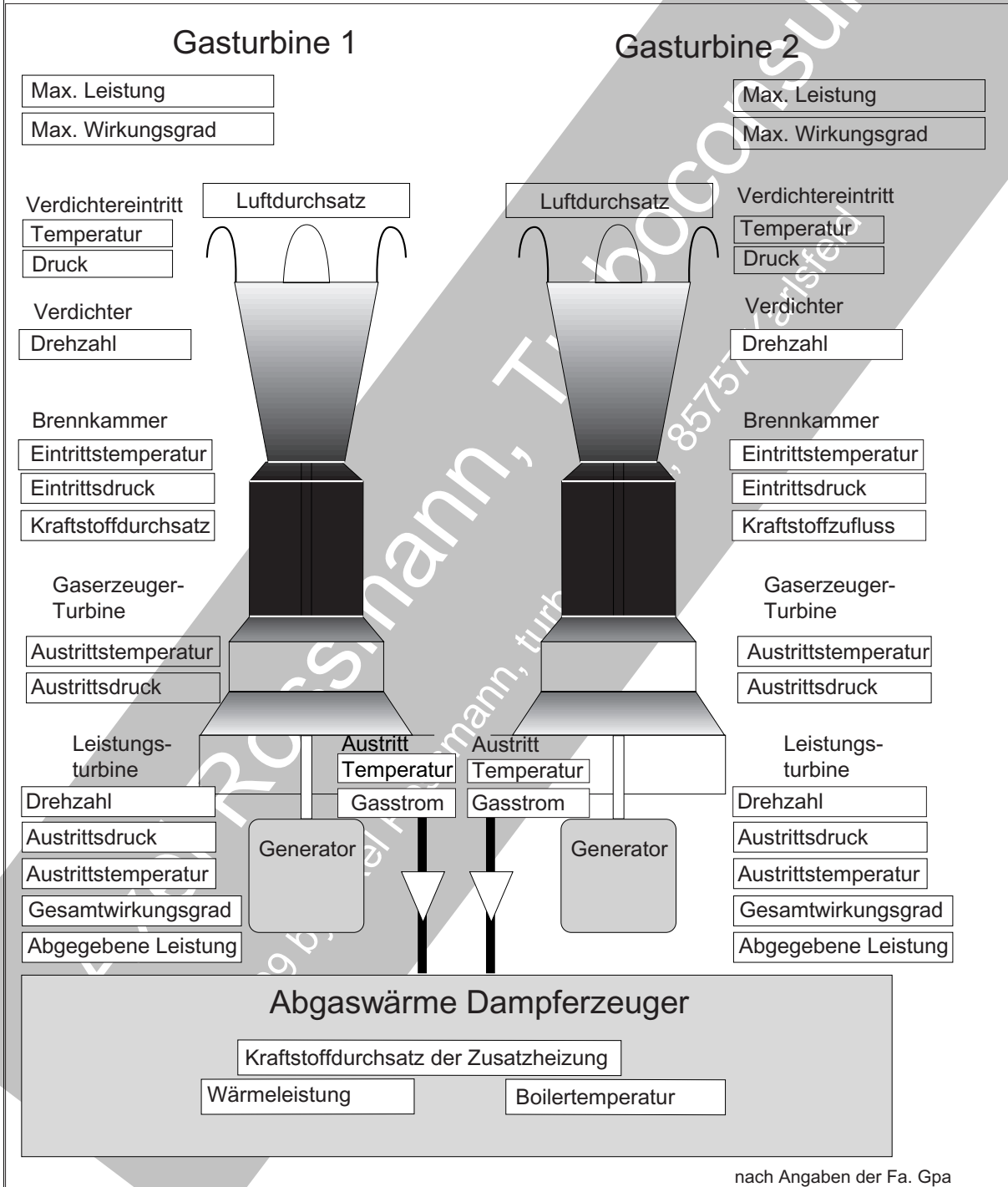


Bild 5.1-3

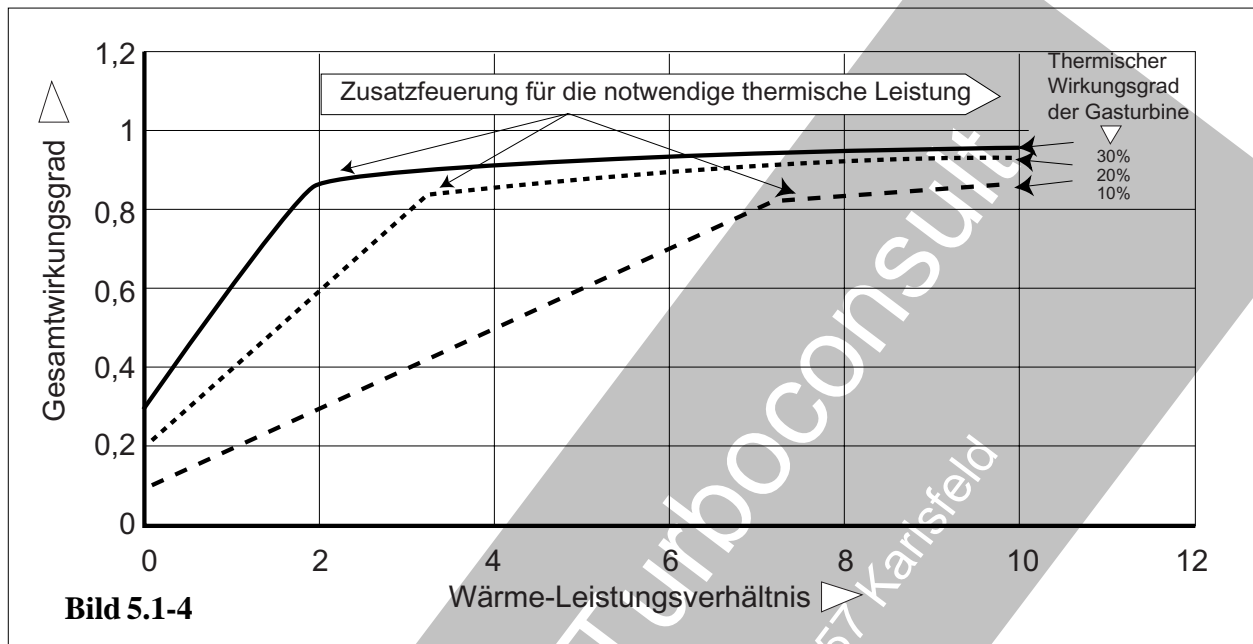


Bild 5.1-4

Bild 5.1-3 und Bild 5.1-4 (Lit. 5.1-7): Software-simulatoren lassen sich auch für kombinierte Anlagen wie Kraft-Wärmekopplung (Bild 2.1-3.2, Combined Heat and Power Systems = CHP-Systeme, Cogeneration Systems) anwenden. Die Wärmenutzung steigert den Wirkungsgrad enorm. Das reduziert auch die Emissionen. Für einen maximalen Effekt sind die Anlagenkomponenten bzw. ihr Betrieb entsprechend anzupassen. Das gilt für Änderungen von Einflüssen wie Umgebung, Kraftstoff, Leistung/Wärmemenge. Dargestellt ist eine Anlage mit zwei Gasturbinen, deren Abgaswärme in einem einzigen Dampferzeuger genutzt wird.

Gasstromanalyse als Mittel für die Identifikation von Problemen und rechtzeitigen gezielten Abhilfen.

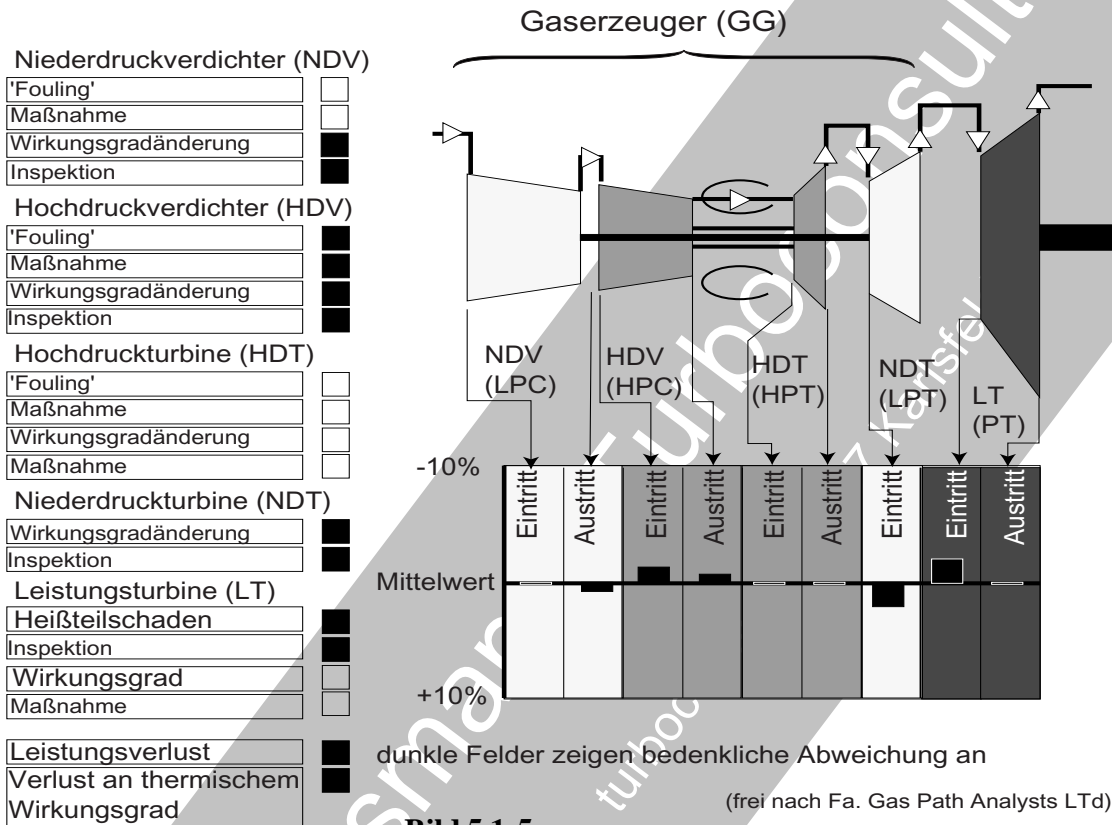


Bild 5.1-5 (Lit. 5.1-7): Eine wichtige Rolle spielt das Zusammenwirken der Komponenten (engl. matching). Treten Schäden auf, verändern diese die Charakteristiken der Komponenten und so die Messwerte. Daraus ermittelt die Gasstromanalyse Kennwerte der Abweichungen (engl. fault indices).

Mit Hilfe der Gasstromanalyse lassen sich auch Fehler von Sensoren (Bild 3.6.2-1) der Datenermittlung (engl. instrument error) erkennen. Dazu werden vom Computerprogramm logische Betrachtungen genutzt (Plausibilität). Ein Beispiel sind bessere Werte eines Verdichters (Wirkungsgrad, Luftdurchsatz) als Auslegung bzw. Neuzustand.

Die Gasstromanalyse eines Zweiwellentriebwerks erfordert folgende typische Messwerte bzw. Parameter (Skizze rechts):

- **Verdichter**

Eintrittstemperatur

Eintrittsdruck

Austrittsdruck

Austrittstemperatur

- **Gaserzeuger** (engl. Gas Generator = GG):

Austrittstemperatur (EGT/TGT)

Austrittsdruck

Drehzahl

- **Leistungsturbine** (LT, Power Turbine = PT)

Austrittstemperatur

Austrittsdruck

Drehzahl

- **Kraftstoff**

Durchfluss

Unterer Heizwert (Lower Caloric Value of the Fuel = LCV).

Mit diesen Daten lässt sich das Betriebsverhalten der Maschine kontinuierlich überwachen (Bild 5.1-2) und daraus lassen sich wichtige Schlüsse ziehen (Bild 5.1-6 und Bild 5.1-7).

Trend des Verhaltens eines Niederdruckverdichters einer Dreiwellenmaschine.

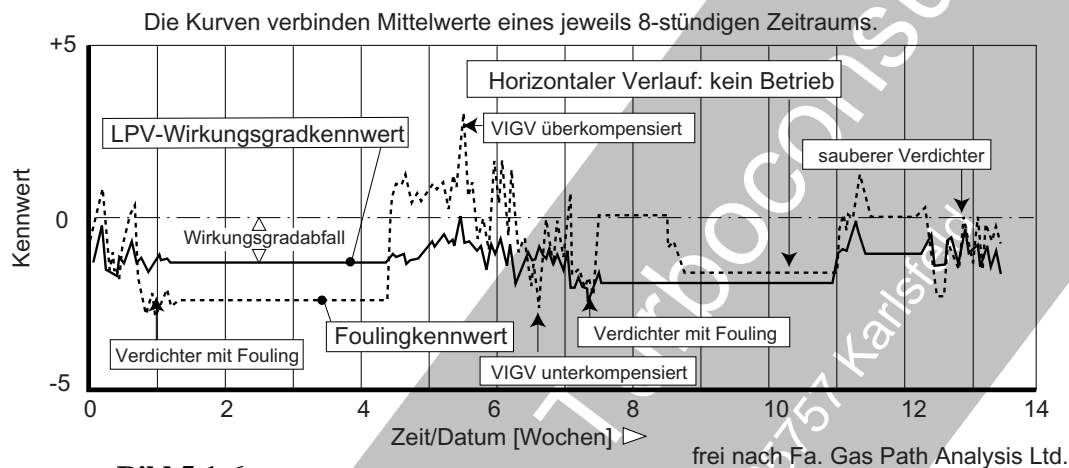


Bild 5.1-6

Bild 5.1-6 (Lit. 5.1-7): Dieses Diagramm zeigt den Trend einer Verdichterverschmutzung (engl. fouling) über mehrere Wochen als den Wirkungsgradabfall (engl. deterioration) gegenüber einem sauberen Zustand. Damit lässt sich der optimale Zeitpunkt für ein Waschen des Verdichters festlegen (Bild 4.2-1.2).

Charakteristik des Niederdruckverdichters einer Dreiwellenmaschine mit Merkmalen eines durch Fouling beeinflussten Betriebspunkts.

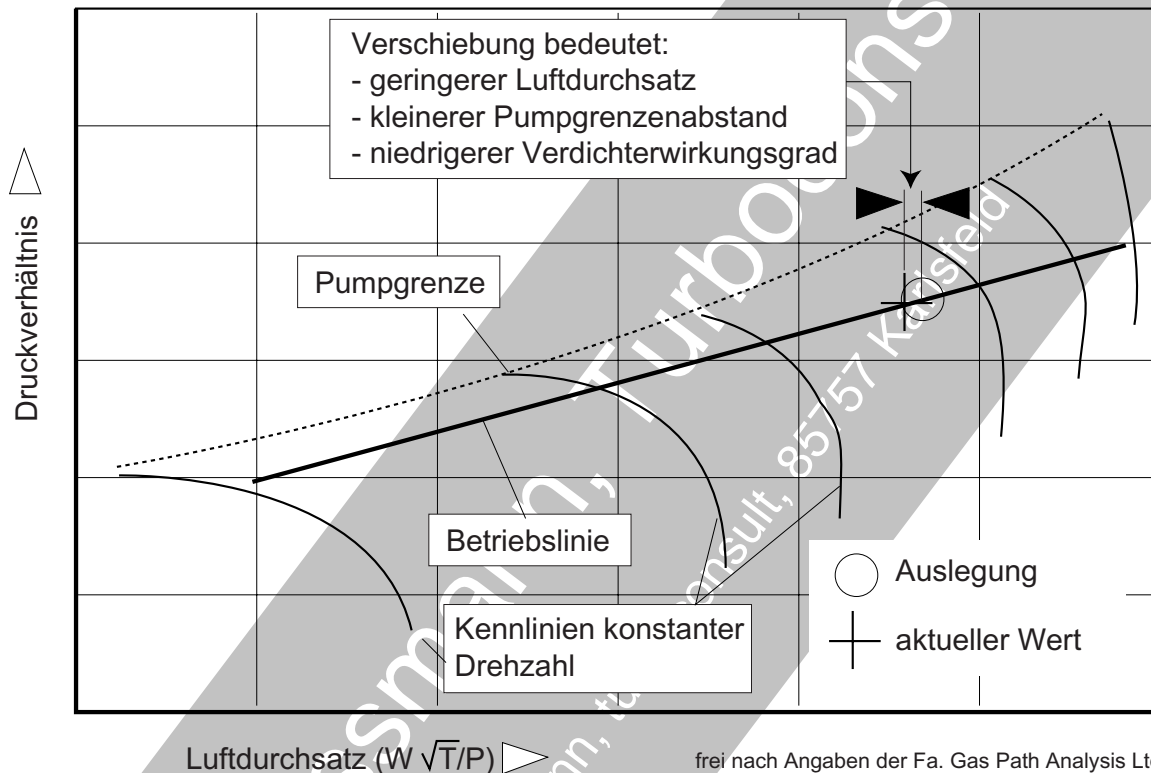


Bild 5.1-7

Bild 5.1-7 (Lit. 5.1-7): Mit Hilfe der **Gasstromanalyse** lassen sich **Verdichterkennfelder** (Bild 3.1.1-1 und Bild 3.1.1-2) mit der Lage des **aktuellen Betriebspunkts** erstellen. Bewertet wird dessen Abweichung von der Auslegung, die so selbst innerhalb eines Prozents erkennbar sind. Daraus lässt sich auf den **Zustand des Verdichters** und eventuelle Maßnahmen schließen:

- **Wartung wie Waschen** des Verdichters (Bild 4.2-1.1 und 4.2-1.2),
- **Überholung**, z. B. zum Zweck der Spaltminimierung (Bild 3.1.2.4-1) oder wegen abgelaufener Heißeillebensdauer (Bild 2.2-5 und Bild 2.3-3).
- **Logistik** z.B. Teilebeschaffung/-bereitstellung.

5.1.2 Sensoren und Verfahren zur Fernüberwachung

Heute werden Gasturbinen mit einer Vielzahl von Sonden und Aufnehmern kontinuierlich überwacht (**Condition Monitoring**, Bild 5.1-1, Lit 5.1-1, Lit 5.1-2, Lit 5.1-3, Lit.5.1-6, Lit 3.3-14), um Schäden und Fehlfunktionen bereits im Entstehungsstadium zu erkennen.

In der Serienanwendung, in der praktischen Erprobung und in der Laborphase befindet sich eine Vielzahl interessanter Überwachungstechniken wichtiger Bauteile:

- Ein typisches Beispiel ist die **Lagerüberwachung mit Schwingungsaufnehmern**.
- Die pyrometrische Überwachung der **Temperaturen von Turbinenrotorschaukeln**. Dabei wird gewöhnlich eine integrale Temperaturmessung über den Umfang an den vorbeilaufenden Schaufeln vorgenommen. Sehr viel weitreichendere Aussagen sind mit einem **“getakteten“ Pyrometer** (Lit 5.1-7 und 3.3-14) möglich. Es ermittelt die **Temperatur der Einzelschaufel** mit Temperaturunterschieden bis zu 30°C der Schaufeln untereinander. Das entspricht einer Lebensdauerabweichung um den Faktor vier (Bild 2.3-2). Mit einem derartigen Verfahren ließen sich also besonders kriechgefährdete Schaufeln identifizieren. Das ermöglicht eine Frühdiagnose mit rechtzeitigem Tausch.
- Noch in der Entwicklungs- und Erprobungsphase befindet sich offenbar die **Überwachung von Rotoren auf Rissbildung** in einzelnen Komponenten (Bild 5.1.2-1). Dafür scheint neben der Auswertung unwuchtbedingter Vibrationen eher die berührungslose Messung und Analyse von **Torsionsschwingungen** der Rotorwelle erfolgversprechend.
- **Überwachung des Gasstroms auf mitgeführte Partikel** und deren Analyse (**Engine Debris Monitoring**, Lit. 5-4): Sensoren, die auf die elektrostatische Aufladung reagieren, werden im Hauptstrom angebracht. Steigt die Partikelbelastung, z.B. durch einen Anstreifvorgang, erhöht sich erfahrungsgemäß auch die elektrostatische Aufladung. So besteht die Möglichkeit, den Zeitraum der Partikelentstehung zu erkennen. Daraus sind Rückschlüsse auf betroffene Komponenten (z.B. Schaufeln oder Labyrinth) und die Schadensursache möglich.
- Die kontinuierliche Überwachung, Messung und **Regelung der Radialspalte** zwischen Schaufelspitzen und Gehäuse bei allen Betriebszuständen ist ein alter Wunschtraum. Er geht deutlich über die im Einsatz befindliche „Active Clearance Control“ hinaus. Bei dieser werden lediglich nach fest vorgegebenen Werten je nach Betriebszustand Gehäuse erwärmt oder gekühlt. Das Problem ist eine unter Gasturbinenbedingungen ausreichend robuste, langzeitaugliche, genaue Sonde. Denkbar ist ein in einer Glasfaseroptik geführter Laserstrahl, der von der Schaufelspitze reflektiert wird. Eine solche echte Spaltregelung könnte auch erosionsbedingte Spaltvergrößerungen oder als Folge ungewöhnlicher Rotorauslenkungen ausgleichen.
- **Überwachung von Schaufelschwingungen** im Betrieb. Dafür gibt es mehrere Ansätze:
Die **Laser Doppler Anemometrie** ermöglicht es, **Schwingungen von Schaufelblättern** auch am Rotor zu messen und zu überwachen. Damit besteht die Möglichkeit, zumindest eine zeitlich begrenzte Überwachung problematischer Bauteile durchzuführen. Bis dies jedoch in die Praxis gelangt, dürfte noch einige Zeit vergehen.

Mit der **akustischen Doppler-Methode** lässt sich der Schall von schwingenden Schaufeln aufnehmen und analysieren. Die notwendigen Sensoren befinden sich in Strömungsrichtung hinter der zu untersuchenden Stufe außerhalb des Gehäuses. Mit diesem Verfahren kann man sowohl **gefährliche Resonanz-**

schwingungen der Beschau felung erkennen als auch bereits angerissene Schaufelblätter an ihrer veränderten Frequenz. Hier befinden wir uns noch im Laborstadium.

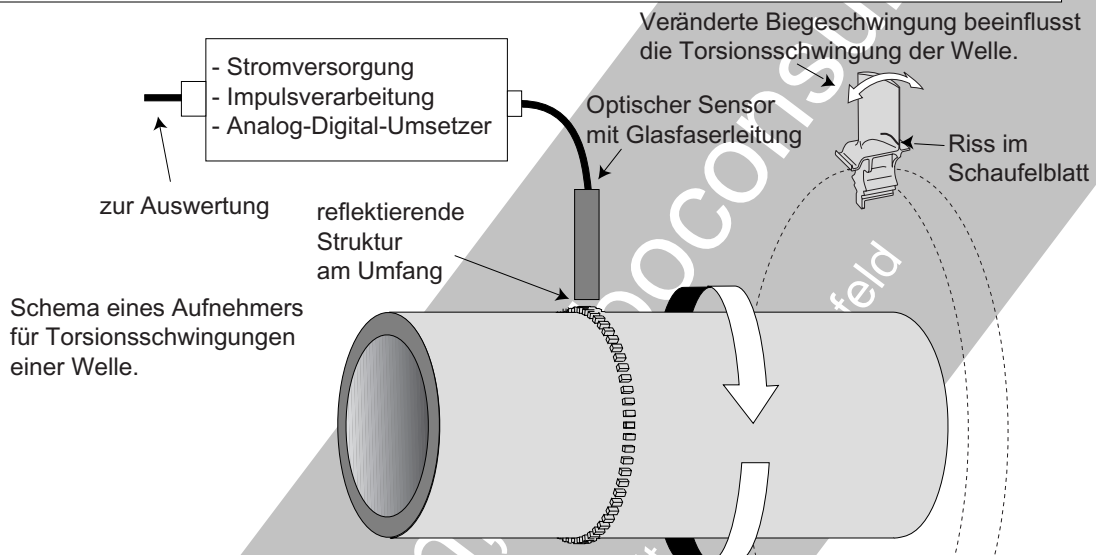
- In letzter Zeit bemüht man sich im Triebwerkbau verstärkt um Methoden zur sicheren **Früherkennung von gefährlichen Strömungsinstabilitäten** (z.B. Verdichterpumpen, Bild 51.2-2 und Lit. 5.1-9) und Druckschwingungen (z.B. von der Brennkammer). Gelingt dies, so ist die Voraussetzung für eine geregelte Vermeidung solcher Zustände gegeben. Ein erfolgversprechender Ansatz zur Vermeidung von Strömungsabrissen im Verdichter befindet sich im Versuchsstadium und hat als Schwerpunkt die Messung und Analyse von Druckschwingungen.

Bild 5.1.2-1 (Lit. 5.1-9): Seit langem wird versucht, **Risse in der Phase des stabilen Fortschritts** in rotierenden Systemen berührungslos festzustellen.

Zunächst verfolgte man den Ansatz von Vibrationsmessungen an Lageraußenringen und/oder Gehäusen. Damit sollten ungewöhnliche, von kleinen Unwuchten ausgelöste Schwingungen erkannt werden. **Erfolgversprechender** scheint die Registrierung der Veränderung der **Torsionsschwingung einer Welle** als Folge einer **Rissbildung in der Beschau felung**. Man nutzt den Effekt, dass solche Risse (Thermoermüdung, Schaufelschwingung, Zeitstand) bevorzugt in axialer Richtung verlaufen. Je näher der Riss zur Schaufelwurzel liegt, umso mehr beeinflusst er deren Biegeschwingung. Dies wirkt sich merklich auf die Frequenz der **Torsionsschwingung der Welle** im Betrieb aus. Der Funktionsnachweis wurde beim OEM in Prüfstandsversuchen am Hochdruckrotor eines größeren Fantriebwerks erbracht. Damit stellt sich die Frage, ob ein solches Verfahren auch für die sehr steifen und massiven Wellen eines schweren Gasturbinentyps geeignet ist. Dazu wird an einer geeigneten Stelle am gesamten Umfang der Welle eine gleichmäßig unterbrochene Reflexionsfläche (hier 60 'Zähne') angebracht. Beleuchtet über ein Glasfaserbündel, werden die Reflexions-Lichtimpulse an eine Auswertungseinheit weitergeleitet (Skizze oben). Für den Funktionsnachweis wurden drei Schaufeln an einer **Hochdruckturbinenscheibe** geeignet präpariert. Danach bei zwei Drehzahlen die Torsionsfrequenzverläufe ge-

messen und ausgewertet (Diagramm unten). An Hand der **charakteristischen Amplitudenpeaks und zugehöriger Frequenzen** ließen sich die individuellen Schaufeln mit einer **Frequenzverschiebung** erkennen. Wann dieses Verfahren, soweit die Entwicklung erfolgreich ist, zum Einsatz kommt, ist derzeit nicht abzusehen.

Die frühzeitige Detektion angerissener Rotorscheaufeln durch eine kontinuierliche Schwingungsüberwachung der Welle scheint nicht aussichtslos.



frei nach Angaben von K.Meynard, M.Trethewey, R.Gill und B.Resor

Erkennbarkeit angerissener Rotorscheaufeln im Frequenzspektrum von Torsionsschwingungen der Hochdruckturbinenwelle eines zivilen Fantriebwerks.

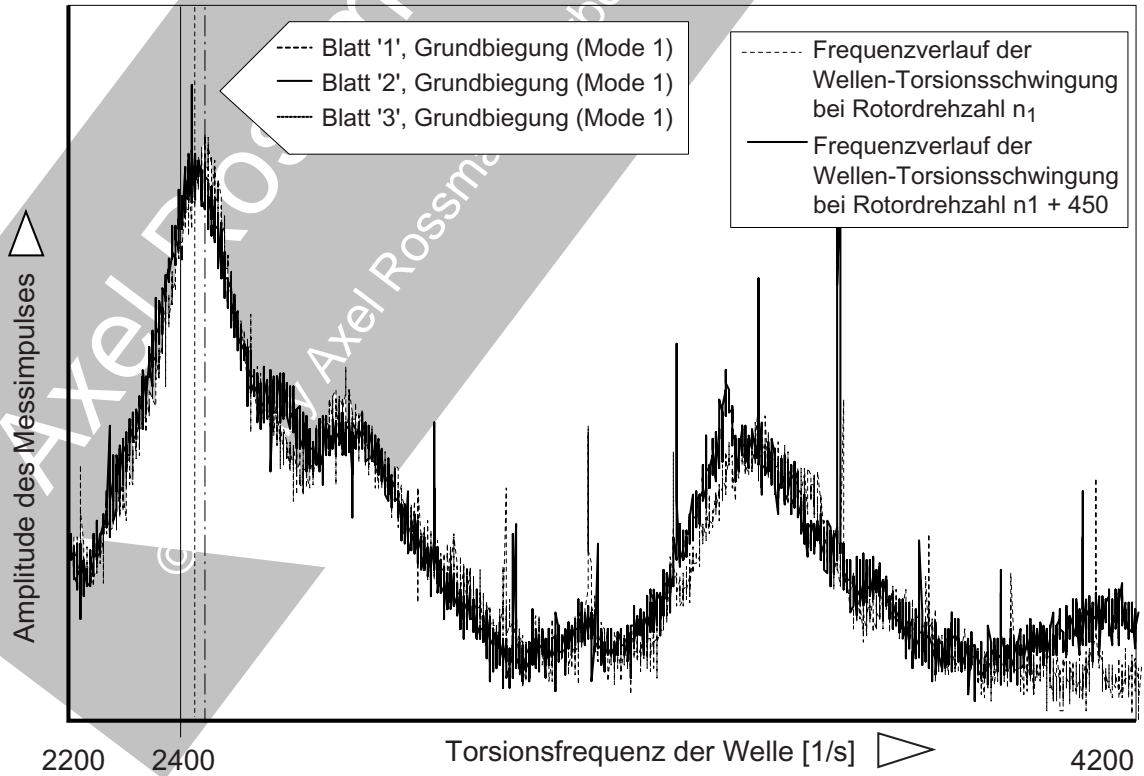


Bild 5.1.2-1

Vorbeugende und akute Maßnahmen zur Verhinderung von Verdichterpumpen.

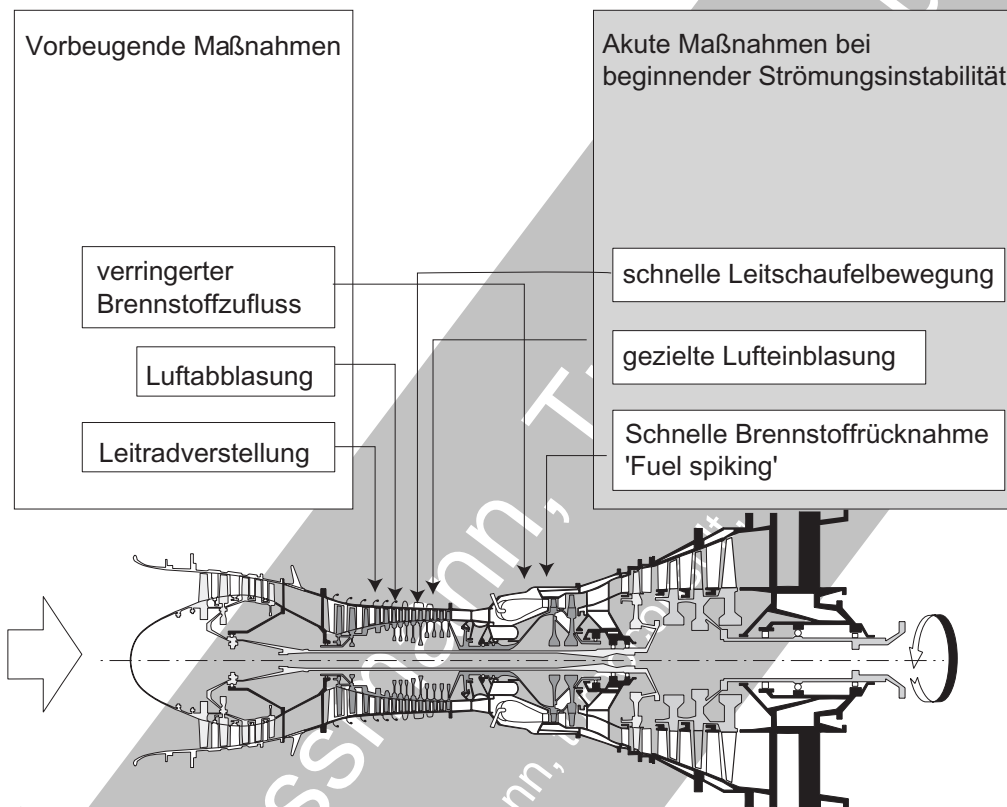


Bild 5.1.2-2

Bild 5.1.2-1 (Lit. 5.1-10): Strömungsinstabilitäten, insbesondere Verdichterpumpen können in Gasturbinen für die Stromerzeugung eine wichtige Rolle spielen und müssen vermieden werden. Das gilt besonders, wenn Gasturbinen eine ausreichende **Frequenzgenauigkeit/-konstanz** im Netz gewährleisten müssen. Bei unzulässigem Frequenzabfall im Netz muss die Gasturbine **innerhalb von Sekunden eine erhöhte Leistung (Reserveleistung) bei konstanter Drehzahl** abgeben. Diese Leistungssteigerung erfordert mehr Kraftstoff in der Brennkammer. Das führt zu einem Anstieg des Brennkammerdrucks bzw. des Verdichterdruks. Die **Betriebslinie nähert sich dabei der Pumpgrenze** (Bild 3.1.1-2). So steigt das Risiko des Verdichterpumpens mit umfangreichen Folgeschäden (Bild 3.1.1-6).

Es gibt mehrere **Strategien um Verdichterpumpen zu verhindern:**

Vorbeugende Maßnahmen: Einen Betrieb, bei dem nicht an die Grenzen der Maschine gegangen wird. Das kann bedeuten, dass Wirkungsgrad der Maschine versenkt bzw. erhöhter Kraftstoffverbrauch akzeptiert wird. Frühzeitige Maßnahmen erfolgen in sicherem Abstand zur Pumpgrenze. Dies kann eine anspruchsvolle Aufgabe sein, wenn die Komponenteneffizienzgrade im Betrieb empfindlich abfallen (Deterioration). Dazu gehört das sog. **Fouling** des Verdichters (Bild 4.2-1.1) und erhöhte Spaltverluste an Schaufelspitzen und Labyrinth. (Bild 3.1.1-2).

Akute Maßnahmen sind erforderlich, wenn es bereits zu Vorstufen des Verdichterpumpens kommt. Diese treten messtechnisch erfassbar nur Sekundenbruchteile (einige Millisekunden) vor Erreichen der Pumpgrenze auf. Es handelt sich in erster Linie um den sog. '**Rotating Stall**', eine Strömungsablösung an einzelnen Schaufeln oder Schaufelgruppen (Bild 3.1.1-5). Dabei entstehen charakteristische hochfrequente Druckschwingungen in der betroffenen Verdichterstufe. Sie können mit schnellen Drucksensoren an der Gehäusewand über den Schaufelspitzen erkannt werden.

Neben Rotating Stall hat man einen weiteren Auslösemechanismus eines Pumpvorgangs erkannt. Es handelt sich um sog. **Modalwellen**, periodische Veränderungen der axialen Strömungsgeschwindigkeit. Sie laufen wie der Rotating Stall langsamer als die Rotordrehzahl im Ringraum um. Beide Effekte, Rotating Stall und Modalwellen sind offenbar nicht zu trennen.

Neben einem solchen, anspruchsvollen Messsystem ist es wichtig, die aufgenommenen Impulse sicher zu analysieren. Dabei ist erforderlich, die stabilitätsverbessernden Maßnahmen in der extrem kurzen verbleibenden Zeit (einige Millisekunden) auszulösen.

Zu solchen Maßnahmen gehören:

Schnelle Leitschaufelbewegungen: Sie sind sehr kurzfristig und unterscheiden sich so von einer vorbeugenden Verstellung.

Impulsartige Änderungen der Kraftstoffzufuhr (engl. fuel spiking, fuel blipping): Eine kurzfristige Rücknahme des Kraftstoffs kann den Brennkammerdruck entsprechend absenken. Hier ist jedoch die Trägheit des mechanischen Zumessungssystems (Regelung, Einspritzung, Ventile) ein Problem.

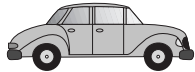
Lufteinblasung: Sie erfolgt an der von Rotating Stall betroffenen Verdichterstufe mit Hilfe diskreter Luftstrahlen. Diese müssen möglicherweise mit der umlaufenden Strö-

mungsablösung synchronisiert werden. Dazu sind sehr schnelle Druckaufnehmer, computer-gestützte Auswertung und Steuerung der Lufteinblasung notwendig.

Literatur zu Kapitel 5.1

- 5.1-1** R.Burkel, J.Murphy, "Infrared Imaging Systems Automate Aircraft Engine Inspection at General Electric", IE, April 1989, Seite 28-32.
- 5.1-2** C.B.Meher-Himji, „Detect, troubleshoot gasturbine blade failures“, Zeitschrift Power, December 1995, Seite 35-38
- 5.1-3** R.Swanekamp, „Maintain top performance from gas-turbine-based systems“, Zeitschrift Power, February 1996, Seite 13-22.
- 5.1-4** P.Smith, „Gas path analysis“, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, Volume 68,Number 2 (1996), Seite 3.-9.
- 5.1-5** M.P.Boyce, C.B. Mehr -Homji, B. Wooldridge, „Condition Monitoring of Aero derivative Gasturbines“, ASME Paper 89-GT-36.
- 5.1-6** N.Bolt, „Kosteneffiziente Forschungsergebnisse für Gasturbinenbetreiber“, VGB Kraftwerkstechnik 76 (1996), Heft 6, Seite 471-475.
- 5.1-7** Fa. Gas Path Analysis Limited (GPAL) „State of the Art Performance Monitoring Systems for Gas Turbines, Process Compressors & CHP Systems“, www.gpal.co.uk, Mai 2008.
- 5.1-8** I.E.Traeger, „Aircraft Gas Turbine Engine Technology“, second Edition, Glencoe/Macmillan/McGraw-Hill, ISBN 0-07-065158-2, 1979, Seite 343 - 351.
- 5.1-9** K.Maynard, M.Trethewey, R.Gill, B.Resor, „ Gas Turbine Blade and Disk Crack Detection Using Torsional Vibration Monitoring: A Feasibility Study“, SCS Contract Number C-98-001172, 1998, Seite 1-7.(4647)
- 5.1-10** H.-G. Uhlmann, „Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten mittels Wavelet-Transformationsregeln“, Dissertation 2003, Seite 16-14.

5.2 Technologie der Komponenten moderner Gasturbinen.



Die hochglanzlackierten Stoßstangen sind in die Karosserie integriert. Vielleicht kommt das, dank guter Aerodynamik, dem Kraftstoffverbrauch zugute? Kein das Auge störender schwarzer Gummiwulst. Das ist Eleganz! Aber bietet eine solche Konstruktion auch dem Betreiber handfeste Vorteile? Eine kleine „Tuchföhlung“ mit Verkehrspartnern führt zu ärgerlichen Beschädigungen. Ein gutes Äußeres schreit nach einer Lackierung oder gleich einem Tausch. Das muss mit hohen Kosten erkaufte werden.

Auch der Trend zur scheinbar unbegrenzten Steigerung der Motorleistung ist beeindruckend. Sogar der Kraftstoffverbrauch könnte sinken, wenn die nun angebotene Leistung von uns nicht voll genutzt wird. Natürlich beeinflusst das dann auch die Beanspruchung und die Lebensdauer anderer Komponenten, z.B. der Reifen.

Auch eine Gasturbine unterliegt dem Zwang der Weiterentwicklung. Dabei soll, ähnlich dem Auto, neben Trends die der Gesetzgeber vorgibt (z.B. Emission), auch der Kraftstoffverbrauch sinken. Natürlich besteht oft der Wunsch gleichzeitig die Leistung zu steigern. Dies führt zu steigender Beanspruchung der Komponenten und steht deren Robustheit eher entgegen. Wie verhalten sich z.B. 3-D-Profile moderner Verdichterschaufeln mit dünnen Kanten und hoher Oberflächengüte über lange Betriebszeiten wenn Erosion und Fouling eine Rolle spielen? Wie empfindlich sind die eine hohe Lebensdauer der Heißeile ermöglichenden Wärmedämmschichten gegen Erosion durch Koks aus der Brennkammer und gegen Erosion durch Luftverunreinigungen? Fragen, die Anliegen des Autofahrers verblässen lassen.

Moderne Industriegasturbinen weisen bereits die **typischen Technologien der neuen Fluggasturbinengeneration** auf. In diesem Kapitel sollen in erster Linie die Trends in den Bereichen Gestaltung, Werkstoff- und Herstellungstechnologien sowie Lebensdauerabschätzung und Überwachungstechniken behandelt werden.

Verdichterschaufeln die am Überschallbereich arbeiten haben sehr scharfe Kanten. Damit nimmt ihre FOD-Empfindlichkeit zu. Stetig steigende Stufendruckverhältnisse und Stufenbelastungen verkleinern die zulässigen Spielräume für betriebsbedingte **Veränderungen an den Schaufeln**. Eine Rauigkeitszunahme oder Änderung der Kantengeometrie eines Blattprofils durch **Erosion** kann immer weniger toleriert werden. Die hohen Verdichterenddrücke erfordern kleine **Spitzenspalte** bei kleineren Schaufeln. Wegen der dünneren Grenzschicht reagiert das Betriebsverhalten immer empfindlicher auf Rauigkeiten (Bild 3.1.1-2). Um aus Kostengründen die Zahl der Schaufeln und Scheiben zu reduzieren, wird die **Stufenzahl vermin-**

dert. Dies führt zu Schaufeln mit **großer Sehnenlänge**, sog. „Wide Chord Schaufeln“ mit einer Empfindlichkeit für **Eckenschwingungen** (engl. Iyra mode, Bild 3.1.2.1-8). Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten setzen **hohe Rotordrehzahlen** voraus. Dies mit den, im Vergleich zu älteren Verdichtern, deutlich schwereren Schaufeln führt zu großen Fliehkräften, die in besonderem Maß den Schaufelfuß und die Scheibe belasten. Das lässt **Probleme für den Langzeiteinsatz** erwarten.

Um das Rotorgewicht zu reduzieren, geht man auf sogenannte **Blisks** (Bild 3.1.1.5-1) über. Hier sind die Schaufeln integral mit der Scheibe verbunden. Die Schaufeln werden also nicht mehr einzeln an den Füßen in Scheibennuten gehalten. Die fehlende Kerbwirkung ermöglicht einen leichteren Kranz (Bild 3.1.2.1-2). Dies führt zu einem leichteren Rotor mit entsprechend kleinem Materialeinsatz. Verbesserungen der Fertigungstechnik lassen in Zukunft auch beim Neuteil einen Kostenvorteil erwarten. Ob die Frage der **Einzel-schaufelreparatur und der Logistik** bei Blisks befriedigend gelöst ist, muss sich noch im praktischen Betrieb an Schweißreparaturen (Lineares Reibschweißen, EB-Schweißen) in Flugtriebwerken zeigen.

Die Forderungen nach **engen Spitzenspalten** verlangen Maßnahmen mit dem Ziel, die **Dehnung von Rotor und Gehäuse** im Betrieb **aufeinander abzustimmen**. Man erreicht dieses Ziel mit einer geregelten **Kühlung oder Aufheizung der Gehäuse** mit Verdichterluft („Active Clearance Control“). Auch Maßnahmen wie das Anbringen von Massen (Erwärmungsträgheit) am Gehäuse oder örtlicher Wärmeisolation in Form von Beschichtungen sind anwendbar. Sie müssen nicht selten auch ein ausreichendes Einlaufverhalten (Bild 3.1.2.4-1) für die Rotorschaukelspitzen aufweisen. Das erfordert Kompromisse. **Schichtausbrüche und Erosionsschäden** werden zu typischen Problemen. Sie wirken sich auf Lebensdauer und Kraftstoffverbrauch der Maschine aus.

Nimmt man den hervorragenden Wirkungsgrad einer Gasturbine, insbesondere des Verdichters, als gegeben, stellt sich das Problem, diesen über die Betriebszeit zu erhalten. Das heißt die **Deterioration** ist zu minimieren. So werden Dichtungen zur zentralen Herausforderung. Um die unvermeidliche Problematik der bleibenden Spaltvergrößerung bei Labyrinthdichtungen besser in den Griff zu bekommen, bieten sich **Bürstendichtungen** (Bild 3.1.2.4-8) an. Sie nutzen das Prinzip der Abdichtungen von Pendeltüren. Solche Bürstendichtungen haben auch nach einer Spaltüberbrückung Vorteile beim Versagensmechanismus (selbstverstärkende Aufheizung) und einem verminderten Ausrieb. Bisher sammelt man Langzeiterfahrungen, um die Vorteile in stationär betriebenen Maschinen zu zeigen.

Über die Problematik mit Brennkammern nach dem Dry-Low-NOx Prinzip oder solchen mit **Wassereinspritzung bzw. Dampfeinblasung** wird in Kapitel 3.2.2 berichtet. Diese Brennkammern müssen ihre mechanische und funktionelle Tauglichkeit beweisen. In diesem Zusammenhang sei nochmals darauf hingewiesen, dass kostspielige Entscheidungen ausreichende **Nachweise und Zusagen vom OEM** erfordern. Moderne Brennkammern sind mitunter in **Schindelbauweise** ausgeführt (Bild 3.2.1-4). Die Schindelstruktur ist dem Brennraum zugewandt und an einem tragenden Mantel befestigt. So wirkt auf die einzelnen Schindeln keine unzulässige Verformungsbehinderung. Die geringe Thermoermüdungsbelastung einer solchen Konstruktion ist erfahrungsgemäß ein Vorteil gegenüber der konventionellen „einschaligen“ Bauweise. Es fragt sich jedoch, wie die prinzipbedingt stärkeren Schwingungen der Dry-Low-NOx- Brennkammern (Bild 3.2.2-5) auf die Dauer beherrscht werden können und es nicht zu Ermüdungsbrüchen der Schindelaufhängungen kommt.

Eine Technologie, die sich noch in der Entwicklungsphase befindet, ist die **katalytische Verbrennung**. Ob sie die praktische Einsatzreife erlangen wird, lässt sich derzeit noch nicht sagen. Von Erdgas ist zumindest eine Schädigung des Katalysators durch Verunreinigungen eher unwahrscheinlich.

Folge des Trends eines höheren thermischen Wirkungsgrads sind **ansteigende Turbinen-eintrittstemperaturen**. Diese Gastemperaturen liegen nicht selten deutlich über dem Erweichungspunkt des Werkstoffs der Beschauelung. So werden auch konstruktive Anstrengungen für eine effektive Kühlung größer. Mit möglichst wenig Kühlluft soll ein ausreichender Temperaturabfall im Heißeil erreicht werden. Ausgeklügelte, oft sehr **filigrane Kühlluftstrukturen** (Bild 3.3-3 und Bild 3.3-6), die leider gegen Betriebseinflüsse wie **FOD, Heißgaskorrosion oder Verstopfung** (Bild 3.3-12) empfindlich sind, werden notwendig. Je größer die Temperaturgradienten, umso wahrscheinlicher sind Probleme mit **Thermoeermüdung**. Die geringere Wärmedehnung der gekühlten Innenquerschnitte bedeutet hohe Zugbeanspruchungen (Bild 3.3-17). Probleme einer Verstopfung der Kühlluftkanäle durch Oxide und Staub treten immer mehr in den Vordergrund.

Sind **Wärmedämmschichten auf den Schaufelblättern** von Lauf- und Leitschaufeln der Turbine **Bestandteil der Auslegung**, ist dies sehr viel kritischer zu bewerten als wenn sie lediglich zusätzlicher Sicherheit dienen.

Die relativ dünnen Wandungen gekühlter Turbinenschaufeln werden von den **spröden Schutzschichten** mit relativ niedriger Festigkeit geschwächt. Die Auslegung berücksichtigt das zwar, wenn es sich aber im Betrieb zeigt, dass besondere Einflüsse andere Schichten (z.B. Oxidationsschutz anstatt Sulfidationsschutz) erforderlich machen, kann es mit der Lebensdauer problematisch werden.

Die immer höheren Drehzahlen und Temperaturen können bei den Rotoren, insbesondere bei einigen sehr hoch belasteten Komponenten, zu einer **Lebensdauerbegrenzung** führen. Das beeinflusst Überholintervalle und Kosten merklich. Die ausschlaggebende Beanspruchung ist dabei die **zyklische Dehnung** der Scheiben bei Drehzahl- und Laständerungen (LCF, Bild 3.1.2.1-0). Es ist also für den Betreiber von besonderem Interesse zu wissen, welche Bauteile solche Lebensdauerbegrenzungen aufweisen. Nicht immer ist daher die „Höchstleistungsmaschine“ die kostengünstigste Wahl.

5.2.1 Trends bei Werkstoff und Herstellung.



Neue Technologien versprechen Verbesserungen und sollen die Sicherheit erhöhen. Nur, halten sie dieses Versprechen?

Sie sind zwar unerschämte teuer, geben aber absolute Funktionsicherheit bei schwerster Beanspruchung, die neuen Bremsscheiben aus faserverstärkter Keramik.

Höchstdruck-Einspritzpumpen können den Kraftstoffverbrauch sehr attraktiv verringern. Nur was ist mit dem Verschleiß, wenn sich mit einem Wasserstrahl bereits feste Werkstoffe zerschneiden lassen?

Scheinwerfer die um die Kurve leuchten und uns helfen, nachts Unfälle zu vermeiden. Rechtfertigen sie einen neuen teureren Wagen?

Reifen die nicht platt werden können, wie steht's aber mit Fahrkomfort und Lebensdauer?

Der Sensor für den Reifendruck, eine prima Sache. Wird er im Spritzwasser unter Verschmutzung und Korrosion leiden? Ist da nicht ein frühzeitiges Versagen vorprogrammiert? Sind nicht bereits an den üblichen Überwachungssensoren schon genug Ausfälle aufgetreten?

Die Gasturbine stellt den Betreiber vor vergleichbare Fragen. Die befriedigende Antwort wäre von einer, für den jeweiligen Einsatz aussagekräftigen, Betriebserfahrung zu erwarten. Aber, ist den Angaben und heiligen Schwüren des OEM zu trauen? Wie heißt die schöne schwäbische Maxime: "...man soll nie etwas zuerst machen..." Leider lässt sich so nicht höchstmöglich von den Vorteilen einer neuen Entwicklung profitieren.

Der Nachweis positiver **betriebsrelevanter Erfahrung** entscheidet über die **Akzeptanz einer neuen Technologie**. Dazu gehören für stationäre Gasturbinen die folgenden Beispiele.

Um die Kühlluftmenge zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades der Maschine zu reduzieren, haben sich **keramische Isolationsschichten** (Wärmedämmschichten) bewährt. Sie werden an der Heißgasseite aufgebracht (siehe Bild 3.2.3-4). Neue Maschinen verwenden solche Schichten nicht nur auf statischen Bauteilen wie Brennkammerwandungen und den Leitschaufeldeckbändern. Inzwischen findet man sie auch auf den **Blättern der Laufschaufeln von Hochdruckturbinen**. Werden solche Schichten durch Fremdkörper oder Erosion geschädigt (Bild 3.2.3-8) oder kommt es wegen Unteroxidation zum Abplatzen, führt das verständlicherweise zu einem **vorzeitigen Bauteilausfall**.

Heißeile werden aus immer **warmfesteren Werkstoffen** hergestellt. Neue Legierungen und/oder besondere Gefügestrukturen sind der Schlüssel zur Warmfestigkeit. Diese Eigenschaften werden mit speziellen Herstellungsverfahren erzielt. Hierzu gehören sogenannte **gerichtet erstarrte Strukturen**, deren versagensempfindliche Korngrenzen parallel zur Hauptbelastung ausgerichtet sind. Einen weiteren Entwicklungsschritt stellen die korngrenzenfreien **Einkristalle** dar (Bild 3.3-4). Leider entstehen im Betrieb in einer Turbinenschaufel auch hohe zyklische Beanspruchungen quer zur Fliehkraft und damit auch quer zu den gerichteten Korngrenzen (Bild 3.3-17). Bauteile mit gerichtet erstarrter Struktur, die unter

größeren Wärmespannungen quer zu den Korngrenzen stehen, neigen zu einem holzartigen Schadensbild. Die Korngrenzen spalten sich regelrecht auf. Technische Einkristalle sind nicht mit Einkristallen aus der Chipproduktion zu verwechseln. Sie können durchaus innere Strukturfehler und Inhomogenitäten aufweisen, wie sie für ein Werkstoffkorn typisch sind. Das einkristalline Bauteil hat lediglich keine Korngrenzen. Solche Einkristalle bestehen aus besonders geeigneten Werkstoffvarianten. Diese zeichnen sich durch besonders hohe Kriechfestigkeit, gute Oxidationsbeständigkeit und gutes Thermoermüdungsverhalten aus. Nachteile gegenüber Schaufeln aus konventionellen Werkstoffen könnten der hohe Preis und eine eingeschränkte Reparaturreignung bei Regeneration und Wärmebehandlungen sein.

Zu den hochwärmfesten Werkstoffen gehören auch monolithische **Keramiken, die heute bereits in Kacheln von Brennkammerwänden** zum Einsatz kommen (Bild 3.2.1-4 und Bild 5.2-2, Lit. 5.2-4).

Im Folgenden werden Beispiele für Technologien beschrieben, deren Einsatz noch aussteht.

In der Entwicklung stehen noch "exotischere" Werkstoffe. Hierzu gehören **dispersionsgehärtete Materialien**. Deren plastische Verformung unter Belastung (Kriechen) wird von fein verteilten keramischen Partikeln behindert. Sowohl die Verarbeitung als auch die Bearbeitung dieser schwer zerspanbaren Werkstoffe bereitet besondere Probleme. Von einer ausgeprägten Sprödigkeit im Vergleich zu konventionellen Werkstoffen kann ausgegangen werden.

Die Werkstofffamilie der **intermetallischen Phasen** ruft in den letzten Jahren verstärktes Interesse hervor. Solche metallischen Werkstoffe haben ähnlich einer chemischen Verbindung eine feste Zusammensetzung der Legierungselemente. Für die technisch interessanten Verbindungen NiAl und TiAl bedeutet dies beispielsweise, dass jeweils zur Hälfte Nickelatome und Aluminiumatome bzw. Titanatome und Aluminiumatome beteiligt sind. In der Technik sind sie bisher meist als unerwünschte Begleiterscheinungen, wie z.B. die versprödende Sigma-Phase in hochlegierten Stählen nach langen Betriebszeiten, in Erscheinung getreten. Nun hat man ihre dennoch vorhandenen praktisch nutzbaren Eigenschaften, etwa eine hohe spezifische Warmfestigkeit, erkannt. Problematisch ist die ausgeprägte legierungsabhängige Sprödigkeit bis zu Temperaturen von einigen 100 °C. Die Erfahrung muss erst zeigen, inwieweit die technische Anwendbarkeit dadurch begrenzt ist.

Abschließend sei noch auf den Einsatz **monolithischer (kompakter) Keramikwerkstoffe** und faserverstärkter Keramiken in der **Turbinenbeschaukelung** hingewiesen. Es handelt sich in erster Linie um Si_3N_4 und SiC. Gerade für Industriegasturbinen werden Vorteile durch Einsparung von Kühlluft, durch hohen Erosionswiderstand und gute chemische Beständigkeit erwartet. Problematisch ist die sprichwörtliche Sprödigkeit. Überlastung oder Schockbeanspruchung führt deshalb zum katastrophalen Versagen (Lit 5-1, Bild 5.2-1). Vorbehalte gegenüber dem Einsatz solcher Werkstoffe können nur mit Hilfe ausreichender Erfahrung in der Entwicklungsphase abgebaut werden. In diesem Licht sind die Anstrengungen in Japan zu sehen, um diese Technologie einzuführen (Lit. 5-2). Dort werden Turbinenleitschaufeln aus Keramik für eine größere Industriegasturbine entwickelt. Arbeiten an monolithischen (einstückigen und homogenen) keramischen Leit- und Laufschaufeln sind auch aus den USA bekannt. Weitere Bauteile die in der Entwicklung stehen sind Brennkammerauskleidungen und Schindeln (Bild 3.2.1-4) sowie Gasführungen und Hitzeschilder aus faserverstärkter und/oder monolithischer Keramik. **Faserverstärkte Keramiken** haben den Vorteil einer (pseudo-) Duktilität. Ein Anriss führt nicht zu schnellem Rissfortschritt und spontanem Versagen. Zur Demonstration lässt sich ohne Schaden ein Nagel durch einen solchen Werkstoff treiben. Der Nachteil solcher Werkstoffe ist die niedrige Festigkeit und die Oxidationsschädigung. Zwar gibt es wirksame Oberflächenschichten, bei einer Beschädigung erfolgt aber von hier die innere Oxidation. Langzeiteinsätze mit Temperaturen deutlich über 800 °C, wie sie Industriegasturbinen verlangen, sind derzeit zumindest problematisch.

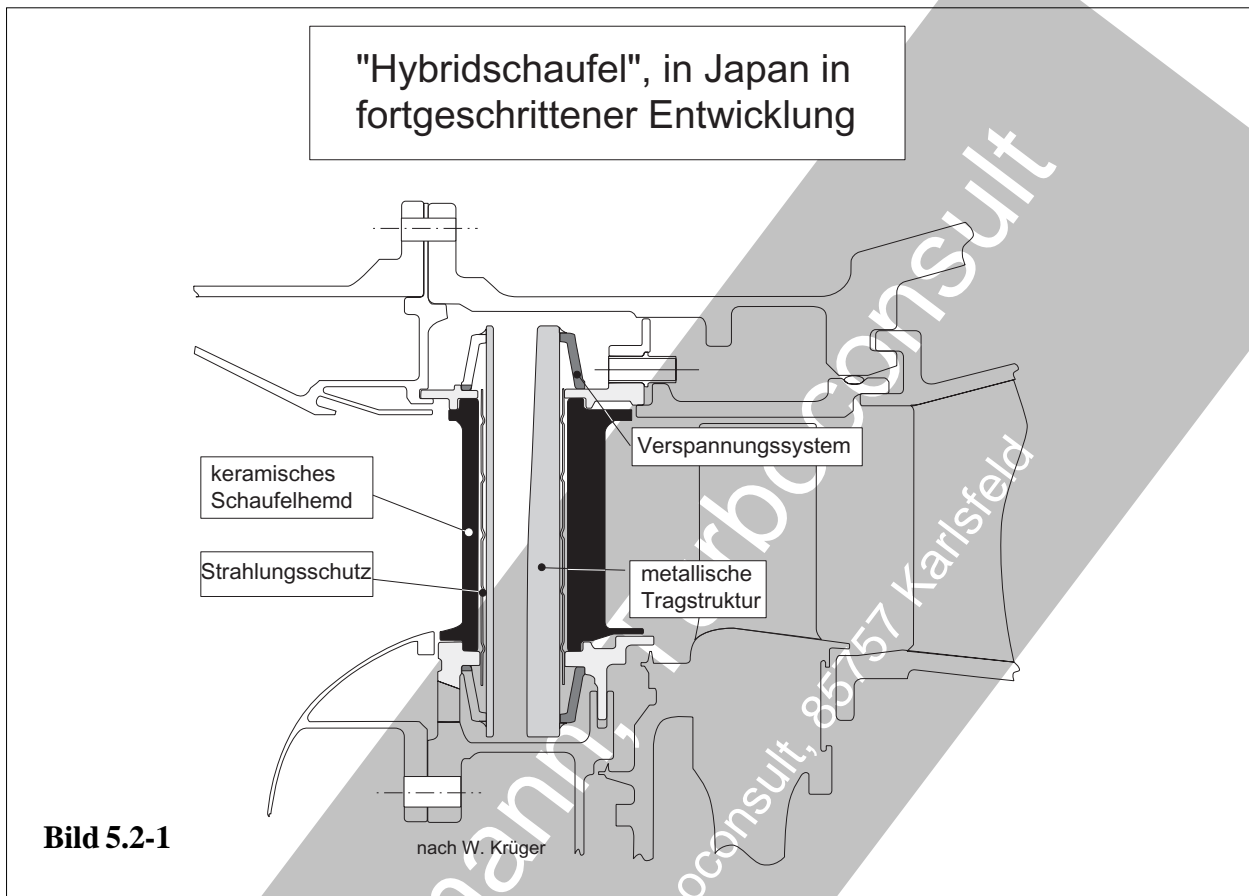


Bild 5.2-1

Bild 5.2-1: Der Einsatz sogenannter **monolithischer Keramik** wird bei **Hochdruckturbinenleitschaufeln** seit Jahren in betriebsnahen Versuchen erprobt. Es handelt sich um homogene keramische Werkstoffe wie gesintertes **Silizumnitrid** oder **Siliziumkarbid**. Ein Vorteil dieser Werkstoffe gegenüber Metalllegierungen ist die für Gasturbinenteile ausreichende Warmfestigkeit bei relativ hohen Materialtemperaturen. **Betriebstemperaturen von ca. 1400 °C** über lange Laufzeiten, wie sie für die Anwendung in Industriegasturbinen typisch sind, erscheinen realisierbar. Die hohe **Oxidationsbeständigkeit** und die Beständigkeit gegen einige aggressive Gasverunreinigungen versucht man ebenfalls gezielt zu nutzen. Die HDT-Leitschaufeln als statische Bauteile sind besonders hohen Gastemperaturen ausgesetzt (Bild 3.2.3-2 und Bild 3.3-9). Sie benötigen deshalb in der metallischen Ausführung extrem viel Kühlluft.

Erste Entwicklungen für den Einsatz geeigneter Schaufeln in Keramikbauweise in größte-

ren Gasturbinen fanden in Deutschland durch W. Krüger et.al. statt. Heute bemüht man sich in Japan intensiv um die Anwendung in einer 20 MW Industriegasturbine (Lit 5-2). Ein serienmäßiger Betriebseinsatz scheint jedoch nicht unmittelbar bevorzuzustehen. Der Aufbau dieser Turbinenleitschaufeln erfolgt nach dem **Hybridprinzip**. Im Gegensatz zu vollkeramischen Bauteilen in Maschinen kleiner Leistung (z.B. PKW-Turbinen), wurde eine **Kombination gekühlter Metallteile (C) mit keramischen Komponenten** gewählt. Die Metallstruktur nimmt die Betriebsbeanspruchungen (Gasbiegelasten) und Wärmedehnungsunterschiede des keramischen Schaufelhemds (A) auf. Sie gleicht die Wärmedehnungen aus und leitet die Kräfte in die Gehäusestruktur. Zwischen gekühltem Metallkern (C) und dem Schaufelhemd (A) kann ein Strahlungsschutz (B) angeordnet sein.

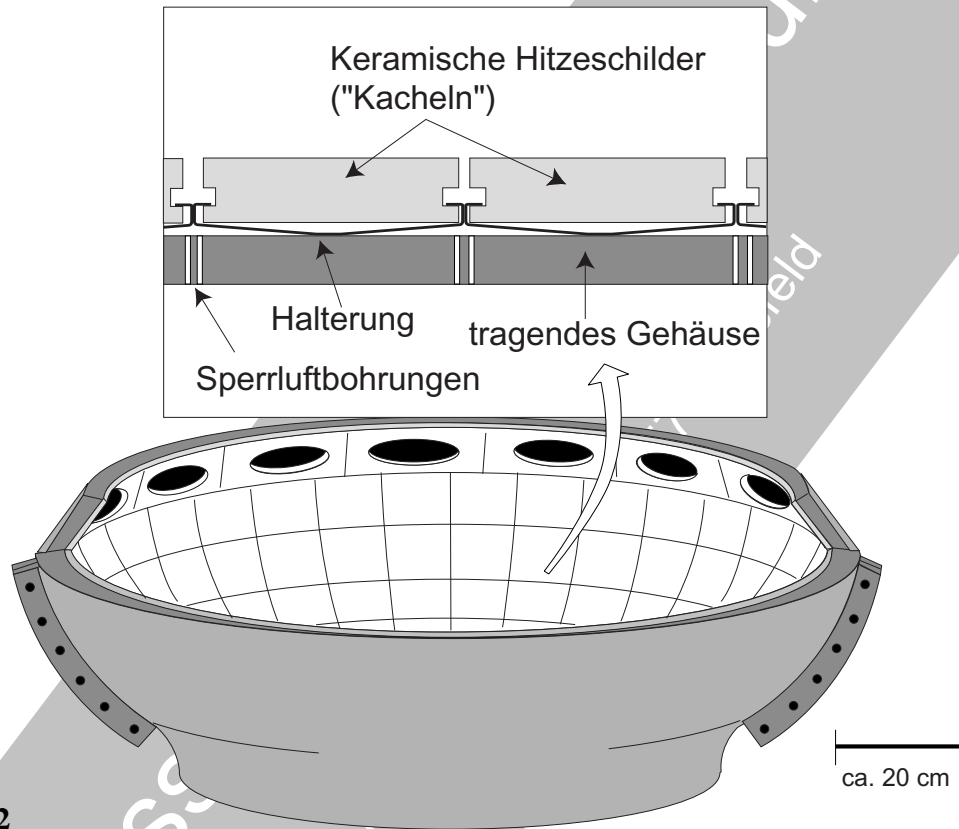
Ringbrennkammer mit vollkeramischen Hitzeschildern
einer Gasturbine schwerer Bauweise

Bild 5.2-2

Bild 5.2-2 (Lit 5-4): Die hohe Leistungsdichte bzw. Wärmebelastung moderner Brennkammern von Gasturbinen schwerer Bauart machen hochwarmfeste Werkstoffe notwendig, wenn ein erhöhter Kühlluftverbrauch vermieden werden soll. Das Bild zeigt ein **'offenes Brennkammerkonzept'**, bei dem die Kühlluft/Sperrluft durch die tragende metallische Brennkammerwand und zwischen den **Hitzeschildern (Kacheln)** austritt (Detail oben).

Die Kacheln bestehen aus Aluminium- und Siliziumoxid und sind mit Federelementen an der tragenden Metallwand befestigt (Bild 3.2.1-4). So können sich Wärmedehnungen ausgleichen. Die Betriebstemperaturen der Kacheloberflächen erreichen 1500°C .

Derartige Brennkammern befinden sich offenbar bereits im Einsatz.

Literatur zu Kapitel 5.2

- 5.2-1** A.Rossmann, „Schadenuntersuchung und Schadenverhütung an Bauteilen der Ingenieurkeramik“, Expert Verlag, Schadenskunde im Maschinenbau, AE Kontakt & Studium Band 308, Seite 76-96.
- 5.2-2** N.Bolt, „Kosteneffiziente Forschungsergebnisse für Gasturbinenbetreiber“, VGB Kraftwerkstechnik 76 (1996), Heft 6, Seite 471-475.
- 5.2-3** T.Hansen, R.Smock, „Gas turbines aim at world power market dominance“, Zeitschrift „Power Engineering International“, <http://pe.articles.clickability.com>, 12.08.2008, Seite 1-9.
- 5.2-4** J.Hellat, A.Eroglu, W.Krebs, „Technische Verbrennungssysteme“, Kapitel in C.Lechner, J.Seume, „Stationäre Gasturbinen“, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 3-540-42831-3, 2003, Seite 466-480. Literatur zu Kapitel 5.2

Axel Rossmann,

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85374 Karlsruhe

5.3 Ermittlung der Lebensdauer von Bauteilen



Alt ist es schon, unser Auto. Wird der Auspuff - das teure Teil - bald versagen, oder hält es noch bis zum nächsten „TÜV“? Der Zahnriemen und die Schläuche schauen alle noch wie neu aus. Warum also die teure, nach dem Wartungshandbuch fällige, Austauschaktion?

Oder die bei einer Reparatur ausgetauschten Baueile, die uns die Werkstatt vorlegt. Die sehen ja noch so unverbraucht aus. Waren sie wirklich am Ende? Wer hat sich nicht schon ähnliche Fragen gestellt? In allen diesen Fällen fehlt eine sichere Aussage zum Zustand der Bauteile bzw. der Restlebensdauer.

Bei einer Maschine werden solche Fragen nach einer Wiederverwendbarkeit umso dringender gestellt, deren Kosten um ein Vielfaches höher liegen als die eines Autos. Dazu einige Antworten, die zwar die Probleme bisher auch nicht lösten, jedoch Bemühungen und Ansätze für eine befriedigende Lösung aufzeigen.

Überholungs- und Reparaturkosten könnten nennenswert gesenkt werden, wenn es gelänge, **vor Ort, möglichst im eingebauten Zustand, den Bauteilzustand ausreichend zuverlässig zu ermitteln**. Eine so gewonnene, ausreichend sichere Aussage über die **noch zu erwartende Lebensdauer** wäre der Schlüssel. Es ließen sich so Überholintervalle optimieren, Ersatzteilkosten sparen, das Ersatzteillager verkleinern, Reparaturarbeiten eingrenzen und nicht zuletzt das Vertrauensverhältnis zwischen Hersteller bzw. Reparaturshop und Betreiber weiter verbessern. Grundsätzlich ist eine Voraussetzung für die erfolgreiche, d.h. praktisch einsetzbare Abschätzung der Restlebensdauer, dass die Schädigung ausreichend langsam bzw. kontrollierbar fortschreitet (Bild 5.3-1). Ein Beispiel ist die Kriechporenbildung (Bild 3.3-13). Das wird bei einer beschleunigten Schädigung, z.B. einem Risswachstum in einer Rotorscheibe (Bild 5.3-1), besonders problematisch.

Die Frage nach dem **Heißteilstand**, insbesondere der **Hochdruckturbinenschaufeln**, steht wegen deren hoher Belastung und begrenzter Lebensdauer im Vordergrund. Zur Beurteilung des Zustands der Turbinenschaufeln sind, neben den **maßlichen Veränderungen** durch Verschleiß und Kriechverformung, folgende (potenzielle) Schädigungen relevant:

- Rissbildung außen (Bild 3.3-10 und Bild 3.3-12) und innen (Bild 3.3-14 und Bild 3.3-15).
- Verformungen (Bild 3.3-8).
- Gefügeveränderungen.
- Kriechschädigungen (Bild 3.3-13).

- Oxidation und Heißgaskorrosion (Bild 3.3-9 und Bild 3.3-10).
- Verstopfung der Kühlluftführung (Bild 3.3-10 und Bild 3.3-12).
- Schädigung von Schutzschichten (Bild 3.2.3-1 und Bild 3.2.3-7).

Heute gibt es zur Abschätzung der Restlebensdauer zwar eine Vielzahl neuer sowie entscheidend verbesserter konventioneller Verfahren im Labormaßstab. Dies reicht jedoch nicht für eine Anwendung unter den typischen Überholungsbedingungen einer Gasturbine vor Ort aus. Solche Verfahren sind:

- **Thermografie**, hat sich für Aussagen über **Struktur und Haftung von Auflageschichten** (z.B. Thermobarrieren/Wärmedämmschichten) bereits im Serieneinsatz bewährt.

- **Räumliche Vermessung** komplexer Geometrien mit einem Laser. Damit rückt die Möglichkeit näher, **lebensdauerbestimmende Kriechverformungen** an der Beschauelung oder die Beeinträchtigungen der **Schaufelkühlung** (z.B. Zusetzen, innere Oxidation) festzustellen.

- **Mikrofokusröntgen** ist inzwischen ein Standardverfahren der Neuteil-Qualitätssicherung. Ihre Funktion könnte als ein Röntgen-Vergrößerungsglas beschrieben werden. Für die Anwendung vor Ort, um innere Risse in der Beschauelung festzustellen, sind jedoch leicht transportable Geräte erforderlich, die eine sofortige Bildauswertung ermöglichen.

- **Luftdurchsatzmessungen** an Einzelschaufeln könnten ebenfalls wichtige Hinweise auf die Kühlstruktur und damit auf die thermische Schaufelbelastung geben. Eine verlässliche Anwendung vor Ort würde aber zumindest einige Entwicklungsarbeit erfordern.

- Besonders wichtig wären zuverlässige Verfahren, die eine Aussage über den **Zustand von Schichten**, insbesondere von Oxidationsschutzschichten und Wärmedämmschichten, erlauben. Inwieweit hier angepasste Wirbelstrom- und Ultraschallverfahren eine Chance bieten, wäre zu prüfen. Mit Sicherheit ist die Entwicklung der Prüftechnologien eine interdisziplinäre Aufgabe, in die der Hersteller, der Betreiber und fachkundige Institute einzubeziehen sind.

Axel Rossmann

© 2009 by Axel Rossmann

5.3.1 Lebensdauerabschätzung aus Betriebsdaten.



Der „große Bruder“ in Form der Elektronik überwacht auch das Auto. Er registriert verschlissene Bremsen, einen langsam schlapp machenden Reifen, einen unwilligen Katalysator und schleichende Abweichungen im Verhalten des Motors. Das erhöht die Sicherheit. Wir können nun vor dem endgültigen Ausfall, der ja immer zum ungünstigsten Augenblick eintritt, einen Austausch oder eine Reparatur vornehmen lassen. Aber es entsteht auch das Gefühl des Ausgeliefertseins. Fragen kriechen in uns hoch. Will die Werkstatt vielleicht ein betriebsfähiges Bauteil zum Zwecke der Gewinnmaximierung austauschen? Muss der Austausch der gesamten teuren Anlage erfolgen oder wäre nicht mit einem kleinen Handgriff eine Reparatur möglich? Soll man dem Tausch gegen eine neue, verbesserte Version zustimmen oder ist dann mit einem anderen Versagensmodus zu rechnen, der den versprochenen Vorteil zunichte macht? Hier ist Vertrauen zur Werkstatt die Grundlage des Erfolgs und der Zufriedenheit beider Partner.

Betreiber einer Gasturbine und OEM bzw. betreuender Überholshop befinden sich in ähnlicher Lage. Deshalb heißt es gerade hier: „...drum prüfe wer sich ewig bindet...“. Auch ein Wechsel dieser Vertrauensgemeinschaft kann später eine schmerzliche Zäsur sein.

Selbstverständlich werden Bauteile einer Gasturbine - entsprechend ihren normalerweise zu erwartenden Betriebsanforderungen - so ausgelegt, dass sie **möglichst lange Laufzeiten** ausreichend sicher erreichen. Dieses **“Lifing“** umfasst als wichtige Schritte die möglichst genaue Bestimmung der zu erwartenden Betriebsbeanspruchungen und deren Berücksichtigung in der **Auslegung** zur Freigabe der sicheren Lebensdauer. Das gelingt umso genauer, je mehr Erfahrungen (Messungen) bei vergleichbaren Maschinen und Betriebsbedingungen vorliegen.

Wird aus den Betriebsdaten (z.B. zeitlicher Verlauf von Drehzahlen und Temperaturen, Lastwechsel, Bild 5.1-3), die an einer Maschine kontinuierlich **gemessen** wurden, die verbrauchte Lebensdauer und damit auch die Restlebensdauer jedes individuell lebensdauerbegrenzten Bauteils abgeschätzt, spricht man von **“Life Monitoring“** (Kapitel 5.1). Voraussetzung ist die ausreichend genaue Kenntnis der einzelnen Bauteilbelastungen und der zugehörigen Algorithmen sowie eine kontinuierliche Erfassung der notwendigen Betriebsdaten, um daraus den Lebensdauerverbrauch zu berechnen. Bei **“Eichung“** der Berechnungen am tatsächlichen Lebensdauerverbrauch ist eine Nachuntersuchung gelaufener Teile möglich (**“Sampling“**). So werden z.B. im Flugtriebwerksbau gelaufene Rotorteile (Scheiben, Spacer) der Maschine entnommen und mit gezielten Belastungen (zyklische Schleuderversuche) die **Restlebensdauer** ermittelt. Diese wird dann mit den Berechnungen verglichen. Man erhofft sich so genauere Angaben über die Auswirkung unerwarteter Schwachstellen und Schädigungen auf die Lebensdauer der Bauteile.

Inzwischen lassen viele Betreiber auch von Industriegasturbinen (schwere Bauweise und Derivate) das Life Monitoring und Life Management bereits über Funk **“Online“ zentral** durchführen. Ein entsprechender Service wird heute vom OEM oder unabhängigen Institutionen angeboten (Lit.5.3-1).

Lifing und Life Monitoring sind Voraussetzungen für ein erfolgreiches **“Life Management“**. Darunter versteht man die **individuelle Lebensdauerüberwachung der Bauteile**, die Ermittlung ihres momentanen Zustandes und die **Festlegung der Tauschintervalle**. Das Auswechseln von Bauteilen mit abgelaufener Lebensdauer läuft unter dem Begriff **“On Condition“** (Lit 5.3-2). Natürlich ist ein solches Vorgehen nur praktikabel, wenn es mit **sinnvollen Überholintervallen** einhergeht und der Aufwand angemessen bleibt.

Bauteile wie Rotorscheiben sind entsprechend der notwendigen niedrigen Ausfallwahrscheinlichkeit in der weitaus überwiegenden Zahl fehlerfrei und würden noch mehrere Überholintervalle ermöglichen. Deshalb denkt man seit langem darüber nach, wie solche Teile bei akzeptabler Sicherheit **wiederverwendbar** sind. Das wäre dann möglich, wenn z.B. mit genügender Sicherheit **technische Anrisse** (Bild 5.3-1) zerstörungsfrei gefunden werden (Bild 5.3-3) und sich danach eine ausreichend lange (bruchmechanisch abgeschätzte) potenzielle **Risswachstumsphase** nutzen lässt. Voraussetzung ist also das hinreichend **zuverlässige und empfindliche Prüfverfahren**. Ein solches ist zur Zeit für die praktische Nutzung nicht vorhanden. Es hängt also von der Weiterentwicklung der Prüfverfahren ab, wann dieses für den Betreiber äußerst kostensparende Prinzip (**“Retirement for Cause“**, Bild 5.3-2) zur praktischen Anwendung kommen kann.

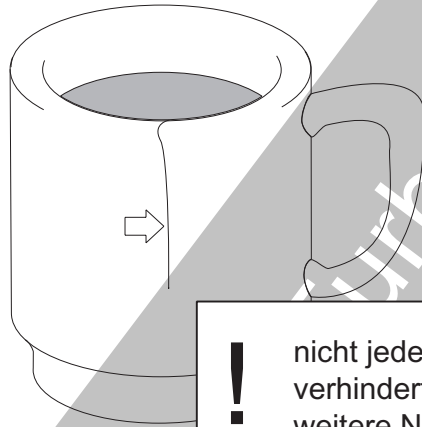
Bild 5.3-1: Der Trend zu immer höheren Leistungen und Wirkungsgraden zieht nicht selten auch eine **Steigerung der Bauteilbelastungen** nach sich. Im konservativen Ansatz der Lebensdauerfestlegung bei **zyklisch belasteten** Bauteilen wie Rotorscheiben, geht man von der Zeit bis zum Beginn der **Ermüdungsrissbildung** aus. Als Kriterium dient der **technische Anriss**. Es handelt sich um einen Oberflächenriss mit 0,8 mm Länge. Je höher die Beanspruchung, umso kleiner muss die Schädigung oder Schwachstelle im Inneren oder an der Oberfläche sein, von der aus ein Ermüdungsriss wachsen kann. Besonders hoch belastete Bauteile moderner Maschinen (z.B. Rotorscheiben) lassen an einer ausreichend großen Schwachstelle bereits vom ersten Belastungszyklus ein Risswachstum im Mikrobereich erwarten. Dies kann dazu führen, dass die nutzbare zyklische Lebensdauer bis zur Nachweisgrenze des Risses relativ kurz ist.

Es gibt weder Werkstoff noch Bauteil, bei dem man sicher sein kann, dass es keine Fehler im Bereich der Nachweisgrenze der Prüfverfahren aufweist (Bild 5.3-3). Deshalb muss man zur

Sicherheit davon ausgehen, dass tatsächlich ein **anrissfähiger Fehler** in einer hochbeanspruchten Zone vorhanden ist. Die sichere Lebensdauer wird bruchmechanisch auf einen hypothetischen Rissfortschritt bezogen. Sie wird so festgelegt, dass noch genügend Sicherheit bis zu einer Risslänge die zum Versagen (spontaner Bruch, instabiles Risswachstum) des Bauteils führt, besteht. Man spricht von der **kritischen Risslänge**.

Ein Ansatz für die Auslegung der Lebensdauer eines Bauteils verlängert hypothetisch die zulässige Lebensdauer um den Risswachstumsanteil bis zum technischen Anriss. Selbst dann sollte man immer noch ausreichend von einem spontanen Versagen entfernt sein. Eine solche Vorgehensweise wurde aber bisher nur bei **Risikoabschätzungen im Rahmen von Schadenfällen** bzw. akuten Problemen bekannt. Sie hilft auch bei Entscheidungen zu bereits verbauten Teilen. Wenn es sich beispielsweise um Sonderaktionen wie Teiletausch mit einer sofortigen Demontage der Maschine oder die Festlegung von Inspektionsintervallen handelt.

Wir wissen aus eigener Erfahrung:
Ein Teil mit Rissen kann noch lange
gute Dienste leisten.



! nicht jeder Riss
verhindert die
weitere Nutzung

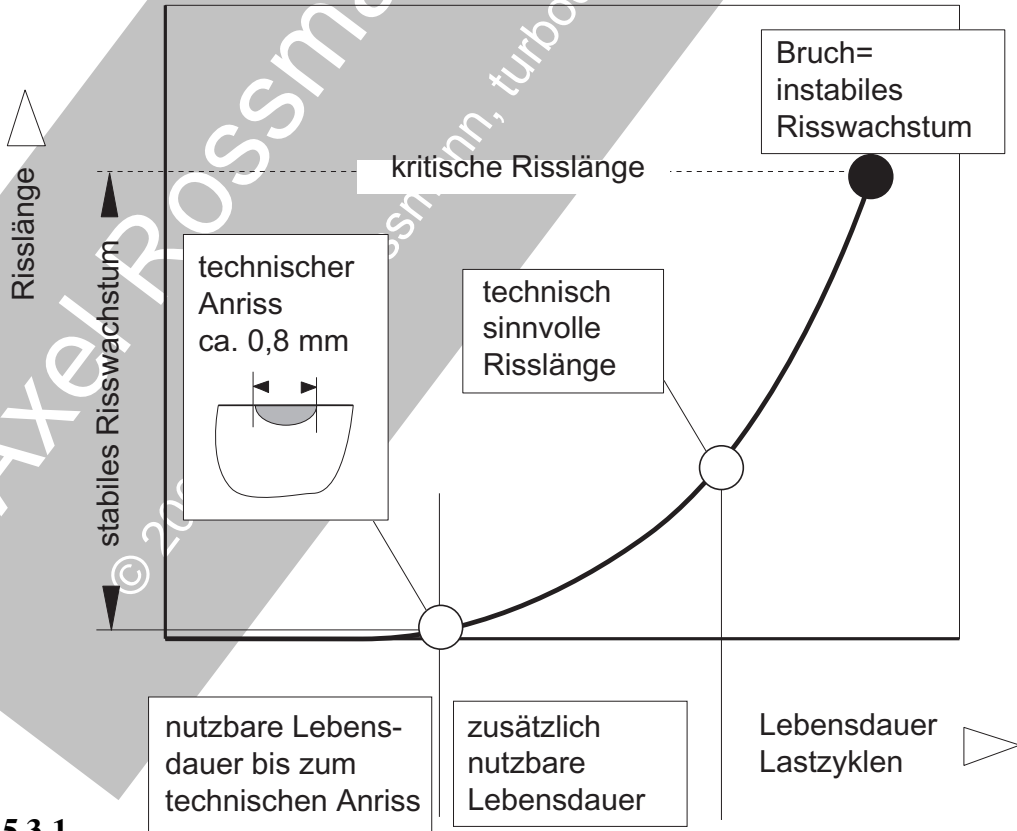


Bild 5.3-1

Bild 5.3-2: Das **“Retirement for Cause“** Konzept bedeutet, dass Bauteile erst wenn es ihr Zustand als Folge einer Schädigung notwendig macht, ersetzt werden (Lit 3.3-4). So will man insbesondere das **Lebensdauerpotenzial** des individuellen, durch zyklische Ermüdung lebensdauerbegrenzten Bauteils nutzen und **Ersatzteilkosten minimieren** (Lit 3.3-3). Kommerziell besonders interessant sind Rotor-komponenten wie Scheiben von Spitzenlast-maschinen die viele Zyklen ansammeln. Aufgrund der statistischen Sicherheit kann es erforderlich werden, einen Großteil der Scheiben auszutauschen (siehe Diagramm unten links). Die überwiegende Zahl hat aber noch längst nicht (Diagramm oben) eine bedenkliche Schädigung bzw. ihre potenziell nutzbare Ermüdungslebensdauer um die MTBF (**Mean Time Between Failure**, Lit 0-4) erreicht. Voraussetzung für das Retirement for Cause Konzept ist eine **ausreichend sichere, im praktischen Einsatz geeignete, zerstörungsfreie Prüfung (ZfP) der Bauteile**. Die heute serienmäßig verfügbaren Verfahren wie Ultraschall-Röntgen- und Wirbelstromprüfung sind offenbar **noch nicht ausreichend sicher** (Diagramm unten rechts). Das verlockende Konzept konnte sich deshalb nicht durchsetzen.

Axel Rossmann, Turbinentechnik

© 2009 by Axel Rossmann, turbinentechnik.de

Schön wär's, wenn es realisierbar wäre:
das "Retirement for Cause" Konzept

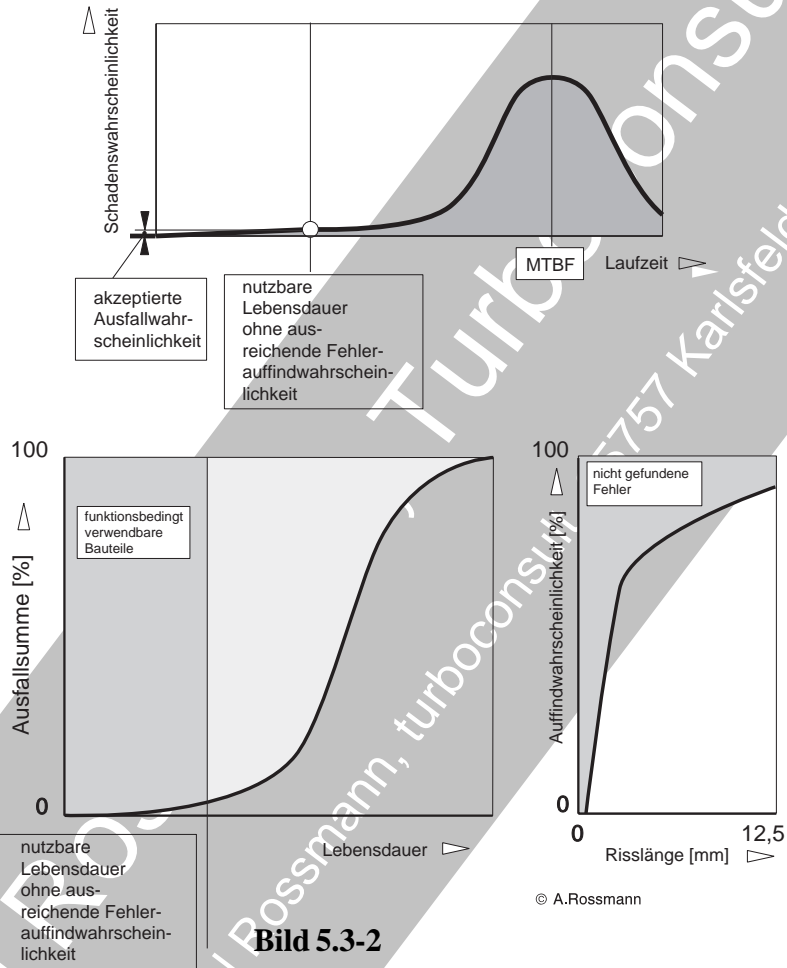
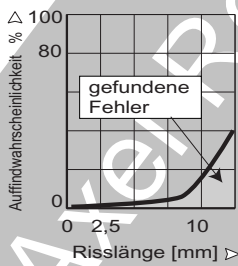
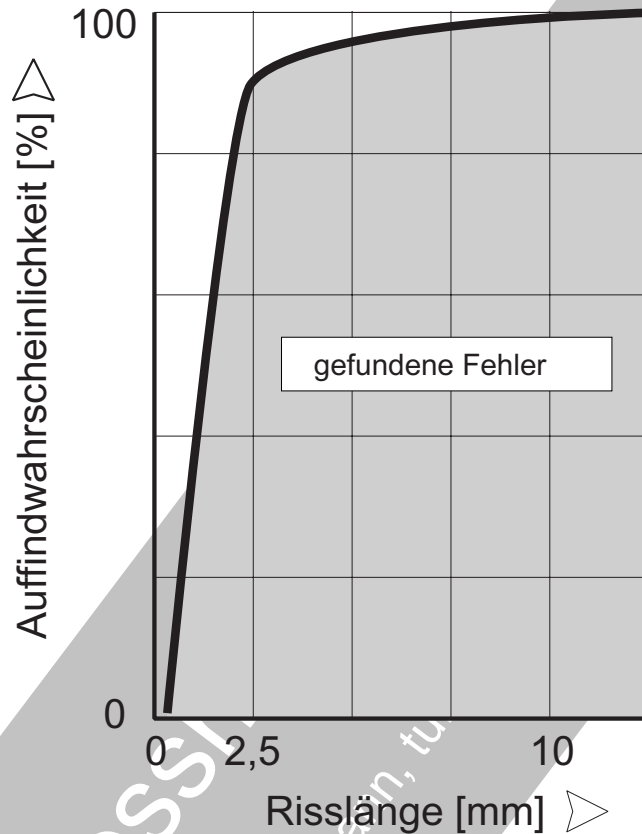
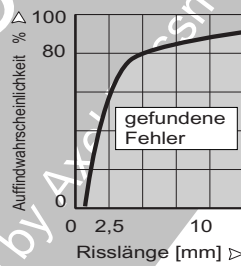


Bild 5.3-2

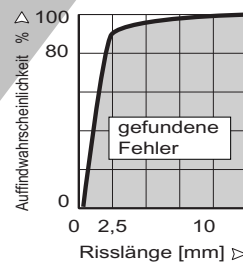
Eine einzelne zerstörungsfreie Prüfung
ist keine Garantie für Fehlerfreiheit!



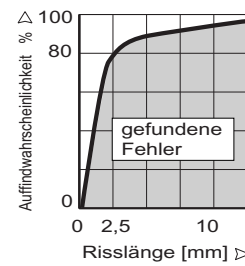
Röntgen



Eindringprüfung



Ultraschall



Wirbelstrom

Bild 5.3-3

(Prüfungen an Bauteilen mit spanend bearbeiteten Oberflächen)

Bild 5.3-3 (Lit. 5.3-3 und Lit. 5.3-4): Die Diagramme zeigen Trends der **Auffindwahrscheinlichkeit** (engl. **POD = Probability of Detection**) von Oberflächenanrissen. Sie lassen eine erste Einordnung der Zuverlässigkeit der häufigsten zerstörungsfreien Prüfmethode (ZfP)

im Serieneinsatz zu. Es handelt sich um Versuchsergebnisse an Proben aus Aluminium mit kleinen künstlichen Schwinganrissen. Generell gilt, dass sich die Rissgröße bzw. Risslänge und Risstiefe verfahrensspezifisch unterschiedlich auswirken. Eine POD von 100% ist

offenbar nur in besonders günstigen Fällen zu erwarten. Das heißt, dass für hochbelastete Bauteile **gefährliche Fehler im Millimeterbereich mit einer zerstörungsfreien Prüfung nicht absolut sicher auszuschließen sind** (Diagramm oben). Nur von einer Kombination mehrerer Maßnahmen wie unterschiedlichen ZfP, sind die geforderten hohen Sicherheiten zu erwarten.

Am „unzuverlässigsten“, was die POD kleiner Oberflächenrisse anbetrifft, hat sich im vorliegenden Fall die **Röntgenprüfung** erwiesen (Diagramm unten links). Die beste POD zeigte bei kleinen Oberflächenrisse die **Ultraschallprüfung**.

Weil die dargestellten Literaturangaben bereits älter sind, ist davon auszugehen, dass Ultraschall- und **Wirbelstromprüfungen** mittlerweile Verbesserungen der Technik und der Auswertung erfahren haben. Besonders der Einsatz von Computern für die Auswertung dürfte die POD in einigen Fällen (Ultraschallprüfung, Wirbelstromprüfung) deutlich erhöht haben.

Trotzdem ist **auch hier bei Teilen ohne Befund nicht von absoluter Fehlerfreiheit auszugehen**.

Literatur zu Kapitel 5.3

- 5.3-1** Land Instruments International, „Combustion Turbine Blade Temperature Analysis“, www.landinst.com, 21.Sept. 2006.
- 5.3-2** M.P.Boyce, C.B. Mehr-Homji, B. Wooldridge, „Condition Monitoring of Aero-derivative Gasturbines“, ASME Paper 89-GT-36.
- 5.3-3** R.E.Green Jr, „Non-Destructive Methods for the Early Detection of Fatigue Damage in Aircraft Components“, AGARD Lecture Series No. 103 „Non-Destructive Inspection Methods for Propulsion, System and Components“, 23-24 April 1979, London, UK, und 26-27 April Milan, Italy, Seite 6.1-6.31.
- 5.3-4** W.D.Rummel, P.H.Todd Jr.,R.A.Rathke, W.L.Castner , „The Detection of Fatigue Cracks by Nondestructive Test Methods“, Zeitschrift „Materials Evaluation“., 1974, No. 32, Seite 205-212.

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85737 Karlsruhe

Sachregister

Dieses Sachregister ist ungewöhnlich umfangreich. Es soll dem interessierten Leser als Nachschlagemöglichkeit dienen um den Inhalt des Buchs optimal zu nutzen.

A

Abblasventil

Fehlfunktion 2.2-4
Schäden 5.1-6

Abblätterungen

Lackpartikel 3.7.1-2

Abbohren

von Rissen 0-6
5.1-3

Abdichtung

Flansche 4.2.2-2
Getriebe, Probleme 3.7.2-2

Abdecken

V-Einlaßs bei Montage 3.1.2.2-6

Abdruck

Fremdkörper 3.1.2.2-14
Identifikation 3.1.2.2-7

Abrasives Strahlen

Beladungseffekt 3.2.3-9

Abgas

Behandlung 3.2.2-2
Bereich 3.7.1-1
Druckanstieg 3.7.1-14
Emissionen 1-6, 2.1-7
Filter 3.7.1-3
Fouling 3.7.1-14
Funkenflug 0-2
Kanal/ Führung 3.7.1-2, 3.7.1-3,
3.7.1-4, 3.7.1-5
Einbauten 3.7.1-2, 3.7.1-3
Gasschwingungen 3.7.1-4
Heiße Strahlen 3.7.1-4
Konstruktive Gestaltung
3.7.1-4
Schwingrissbildung 3.7.1-4
Schwitzwasserbildung 3.7.1-4
Wandausbrüche 3.7.1-4
Lärm 3.7.1-4
Rezirkulation 3.1.2.2-2
Rückführung für Enteisung
3.1.2.2-2
Schalldämpfer 3.7.1-3, 3.7.1-5
Temperatur 3.4-2
Überwachung 2.6-9, 5.1-3
Wärmetauscher 3.7.1-3, 3.7.1-5

Abhilfe-/maßnahmen

bei Schäden 0-6
bei Vereisung 3.7.1-13
gegen Überhitzung 3.3.2-1

Abhitzekeessel

Ablagerung/en

3.1.2.1-3
Magnetstopfen 3.5.1-3, 4.1-13
Ölfilter 3.5.1-8
im Gasstrom der Periferie 3.7.1-14
in der Turbine bei Wasser-
einspritzung 3.2.3-2
in Kraftstoffdüsen 2.6-9
Verdichter 4.2.1-2
Schaufeln 1-9

Ablassen von Öl

Ablösung

der Diffusionsschicht 3.3.1-16
Einlaufschicht 3.1.2.4-11

Abnahme

Bedeutung 2.5-6

Abnahmelauf

0-3, 1-5
Betriebsprogramm 1-9
Inspektion 1-6

Abpraller

Thermisches Spritzen 3.1.2.4-
16, 3.2.3-9

Abrasive Medien

Verdichterreinigen 4.2.1-4

Abrieb

Einlaufbelag 3.1.2.4-10

Abschalten

der Maschine 2.4-1

Abschätzung

Restlebensdauer 3.3.2-9

Abschirmung (elektrisch)

Versagen der 3.6.2-4

Absetzzeit

Kraftstoff 2.6-10

Abstandsmessung

Sonden für Spaltmessung 2.5-11

Abstellen

Gasturbine 3.3.1-14
Scheibenbelastung 3.3.1-5
Spalt 3.1.2.4-8
Zeit 3.1.2.4-9

Abstrahlungsenergie

Kraftstoff 4.1-2

Abstützungseffekt

Schaufeldeckbänder 3.4-3

Abtrieb

Schwingungen durch 2.5-18

Abtriebsdrehzahl

Abweichungen

Feststellung mit Sonden 3.6.2-2
vom Normalbetrieb 4.1-8

Abzehrung

von Schichten 3.3.1-17

Achsschub

3.1.2.4-12, 3.5.1-1
Ausgleich, ungenügend,
Strömungsabriss 3.1.1-17
Labyrinthdichtung 3.5.1-1

Aerodynamische Belastung

3.1.1-15

Aerosole

im Erdgas 2.6-2

Ährenfeld Schwingungen

3.4-7

Air spray nozzle

3.2.2-10

Akustik

Benachbarte Maschinen 3.7.1-4

Akustische Doppler Methode

5.1-13

Al-Legierung

Schwingfestigkeit 3.6.1-1

Alitierung der Honigwaben

3.4-5

Alkalische Spülung

Gegen Koks im Ölsystem 3.5.1-13

Alterung

Anstreifbelag 3.1.2.4-14
Einlaufbelag 3.1.2.4-11
Einlaufbeläge 3.1.2.3-8, 3.1.2.4-
10

Elastomere 4.2.3-10

Alterungsprodukte

Schädigung von Gleitring-
dichtungen 4.2.3-18

Alumel

3.6.2-6

Amine im Brenngas

2.6-4

Amplitude

Bewertung einer Schwingung
2.5-7

Analyse

- Späne 3.5.1-3
- Analysen**
Maschinenfunktion 3.6.2-2
- Analyseverfahren**
für Öl 3.5.1-9
- Anbaugeräte** 3.6.1-10
Getriebe
 Betriebsschäden 3.6.1-4
 Schäden 3.6.1-3
Schwingungen durch 2.5-17
- Anfahren**
Stöße auf die Kupplung 3.6.1-15
Zeit 3.1.2.4-9
- Anfressungen**
Schrauben 4.2.34
- Anlagenaufbauten**
Korrosion 3.1.2.2-3
- Anlaufläche**
Bürstendichtung 3.1.2.4-6
- Anordnung**
Boroskopöffnungen 1-11
- Anriss**
'Technischer' 5.3-4
- Ansaugbereich**
Gegenstände 3.1.2.2-10
Stäube 3.1.2.2-4
Vereisung 3.7.1-11
- Ansaugen**
Dämpfe 3.1.2.2-4
Düngemittel 3.1.2.2-10
Flüssigkeiten 3.1.2.2-4
Fremdkörper 3.1.2.2-10
Gase 3.1.2.2-4
Lösungsmittel 3.1.2.2-3
Medien 3.1.2.2-9
Sprühmittel 3.1.2.2-9
- Ansaugfilter** 3.7.1-5
Systeme 3.7.1-2
Vereisung 3.7.1-13
- Ansaugkanal** 3.7.1-2
Leckage 3.7.1-2
- Ansaugkräfte** 3.1.2.2-11
- Ansaugkühler** 3.7.1-3
- Ansaugluft**
Filter 3.1.2.2-2
Kühler 3.7.1-1
- Ansaugraum** 3.7.1-5
Vereisung 3.7.1-13
- Ansaugschacht** 3.1.1-12
Verschmutzung 3.3.2-1
- Ansaugschalldämpfer** 3.7.1-5
- Ansaugströmung**
Drall 3.1.2.2-10
- Ansaugungsgefahr**
Gegenstände im Ansaugbereich
- 3.1.2.2-10
- Ansaugwiderstand**
Filter 3.1.2.2-17
- Anschmelzung**
Heißteil 3.3.2-1
Rohrleitung 3.6.1-7
Schichten 3.3.1-17
- Anstellwinkel**
Schaufel 3.1.1-15
- Anstreifbelag/-schicht**
Alterung 3.1.2.4-14
Ausbrüche 3.1.2.4-16
in der Hochdruckturbinen 3.3.1-3
Keramische 3.1.2.3-2
Thermische Spritzschichten
 3.2.3-8
- Anstreifen**
Auslösen von Schwingbrüchen
 2.5-5
Blattspitzen 2.5-6
Blockieren des Rotors (Rotor-
 klemmen) 2.2-6
Labyrinth/-dichtungen 2.5-6,
 3.1.2.4-5
 Rissbildung 3.1.2.1-10
Schädigung von Schaufelspitzen
 3.1.2.4-11
- Anstreifsystem**
Stator/Rotor 3.1.2.4-4
Rotorschaukel/Gehäuse 3.1.2.4-3
- Anstreifverhalten**
Betriebseinfluss auf das 3.1.2.4-
 11
- Anstreifvorgang**
bei Strömungsabriß 3.1.1-6
beim Start 2.2-2
Dichtungen 2.5-1
- Anstrengung**
an Kontaktfläche 3.1.2.1-14
Schaufelfuß 3.1.2.1-3
- Anweisungen** des OEM 0-3
- Anwendungstemperatur**
Werkstoffe 2.3-4
- Anzugsmoment**
Dehnverhalten 4.2.3-1
Schraube 4.2.31, 4.2.3-2
Schrauben 3.1.2.2-5
- Anzugsvorgang**
Schraube 4.2.3-2
- API** (American Petroleum Institute)
2.5-8
- Arbeitslinie**
Verdichter 3.1.1-9
- Arbeitspläne**
Überholung 4.3-2
- Arbeitsraum**
für Wartung 4.1-3
- Arbeitsturbinen** 2.1-6, 2.1-16. *Siehe auch* Niederdruckturbinen
- As run condition** 4.1-12
- Alterung**
Einlaufbelag 3.1.2.4-11
- Aufbiegen**
von Deckbändern 3.4-6
- Aufblähung**
Schaufelblatt in Turbinen 3.3.2-2
- Aufdampfen** (PVD, Wärmedämm-
schicht) 3.2.3-10, 3.3.1-3
- Auffindwahrscheinlichkeit** 5.3-8
Röntgenprüfung 5.3-9
Ultraschallprüfung 5.3-9
Wirbelstromprüfungen 5.3-9
- Aufknöpfen**
Lochreihe Brennkammer 3.2.3-1
- Auflageflächen**
von Schaufelfüßen 3.1.2.1-3
- Auflageschichten**
Haftung ermitteln 5.3-2
- Aufrauhung**
Verdichterschaukel 3.1.2.2-
 1, 3.1.2.3-3
- Aufschweißen/Auftragschweißen**
Labyrinthdichtung 3.4-5
Schaufeldeckband 3.4-8
- Auftwisten**
von Deckbändern 3.4-6
- Ausbeulung**
Gehäuse 4.1-20
Thermische 3.3.2-6
- Ausbildung**
Personal, Schwingungsmessung
 2.5-8
- Ausblenden**
mechanischer Beschädigungen
 0-6
von Kerben 3.1.2.2-14
- Ausbrenngrad.** *Siehe*
Verbrennungswirkungsgrad
- Ausbrüche**
Anstreifbelag 3.1.2.4-16
- Ausfallwahrscheinlichkeit** 0-
 3, 4.1-19
- Ausknicken**
von Turbinenleitschaufeln 3.3.2-
 2, 3.3.2-4
- Auslegung**
einer Scheibe 3.1.2.1-5
Mit absichernden Technologien

5.2-3
 Lebensdauer 4.1-4
Ausschufelung (frei werden von Rotorschaukeln) 3.3.1-10
Außengeräte/Anbauten/Anbaugeräte
 Austauschbarkeit 1-11
Äußere Merkmale
 Schaden 4.1-19
Austausch
 Baugruppen 4.2.1-6
 Bauteile 4.1-7
 Hochdruckturbine 3.3.1-5
Austauschbarkeit
 Außengeräte/Anbauten 1-11
Austreten von
 Luft, Gas oder Hilfsstoffen 0-2
 Medien 4.1-8, 4.1-19
Austrittsschalldämpfer 3.7.1-1, 3.7.1-4
Ausblenden, Kerben 3.1.2.2-14
Auswahl
 Beschaffung einer Gasturbine 1-3, 4.1-10
Kriterien 1-2
bei Neubeschaffung 0-8
 Filtersystem 3.7.1-8
Auswertung
 von Bruchflächen 0-6
Axialflansch. *Siehe* Gehäuse mit Längsteilung
Axiallager
 Gleitlager 3.5.2-12
Axialspalt 3.1.2.4-7
 Turbinenleitschaufeln 3.3.1-7
Axialverdichter 2.1-2
 Fremdkörperverhalten 3.1.2.2-6
 Vor- und Nachteile 2.1-12

B

Badewannenkurve 0-3, 0-8, 4.1-1, 4.1-8, 4.1-10, 4.1-18
 Schadenshäufigkeit 0-15
Bauarten
 Turbinen 2.1-2
 Verdichter 2.1-2
Baugruppen
 Austausch 4.2.1-6
 eines Gasturbinenpackages 2.1-5
Baumwollhandschuhe
 Wälzlagerhandlung 3.5.2-2
Bauteil
 Austausch 4.1-7
Weiterverwendung 4.1-7

Ersatz 4.3-4
 Kombinationen
Betriebsverhalten 3.1.1-10
 Lebensdauer, Einflüsse 4.1-2
 Zustand 4.1-4
Ermitteln 5.3-1
Bearbeitungsriefen
 Wälzlagerlaufbahn 3.5.2-4
Befestigung
 Orte/Punkte, Rohrleitung 2.5-14
 Schellen, Probleme 4.1-19
 von Leitungen, geeignete Stelle 3.6.2-5
 von Sonden, Probleme 3.6.2-5
Befund
 Deutung 4.1-14
Begriffssicherheit
 Fachgespräch 3.1.1-1
Beispiel
 für Betriebsblindheit 0-15
Beladungseffekt
 Abrasives Strahlen 3.2.3-9
Belag
 Ausbruch, Gehäuseschwingung 4.1-17
 Verdichterschaufel 4.2.1-4
Belastung
 Brennkammer 2.6-7
 Gleitringdichtung 4.2.3-19
 Hauptlager 2.5-2
 Zyklen 4.1-2
Einfluss auf Lebensdauer 4.1-2
Belüftung
 des Rotors 3.1.2.4-3, 3.1.2.4-12
Benachbarte Maschinen
 Akustik 3.7.1-4
Beratung
 durch Fachmann 1-4
Beschädigung
 Betätigungskabel, Rückmeldekabel 3.6.2-4
 im Verdichter 3.1.2.1-1
 Leitungen 3.6.2-4
 Rohrleitung 3.6.1-8
 Stecker, mechanisch 3.6.2-4
Beschaffung
 Gasturbine, Auswahlüberlegungen 1-1, 4.1-10
 Kriterien 1-8
Kundendienst 1-3
Reparierbarkeit 1-13
 Referenzadressen 1-3
 von Maschinen 0-4
Beschauflung

Reinigen 0-6
Beschichtung
 Korrosionsfördernd 3.1.2.3-4
 Sulfidationsschutz 3.1.2.2-10
Beschleunigung
 Gasturbine 3.1.1-12
 zu schnell 2.2-4
Beschleunigungsaufnehmer/-geber/-sensoren/-sonden *Siehe* Schwingungsgeber 1-6, 2.5-12, 3.6.2-1
 an Getrieben 3.7.2-2
Betätigungskabel
 Beschädigung 3.6.2-4
Betrieb/s
 Anweisungen 1-3
 Bedingungen 3.1.1-2
betreiberspezifisch 1-3
Ölbohrplattformen 3.7.1-8
 Belastung, Schraubenbrüche 4.2.3-4
 Dokumentation 4.1-8
 Einfluss
auf Anstreifverhalten einer Schicht 3.1.2.4-11
auf Thermolemente 3.6.2-6
Schädigung von Steckern 3.6.2-4
 intensiver Geruch 0-2
 Kosten, Einfluss der Hochdruckturbine 3.3.1-2
 Parameter, Lebensdauerbestimmende 4.1-4
 Rauchentwicklung 0-2
 Schädigung am Lebensdauerende 4.1-19
 Spalhaltung 3.1.2.4-9
 Überwachung 0-5
Betriebsblindheit
 Beispiel 0-15
Betriebseigenschaften
 Nachweis 1-5
Betriebseinschränkungen 0-6
Betriebsfeld
 Axialverdichter 2.1-12
Betriebsprofil
 Einfluss auf Überholung 4.3-1
Betriebsprogramm
 Abnahmelauf 1-9
Betriebspunkt 5.1-12
 aktueller aus Gasstromanalyse 5.1-12
Betriebsverhalten
 Baugruppen 3.1.1-2
 Bauteilkombinationen 3.1.1-10

- Bürstendichtung 3.1.2.4-17
 Gasturbine 0-2
 Geräusche 0-2
 in der Startphase 2.2-4
 Veränderung mit der Laufzeit 2.5-1
 Vibrationen 0-2
 Zeitabhängigkeit 1-4
- Betriebszeitabhängigkeit**
 bei Heißeilschäden 0-16
- Betriebszustand**
 Auftreten einer Schwingung 2.5-7
- Betriebszustände**
 ungewöhnliche 2.5-10
- Beulen**
 Brennkammer 3.2.3-3
- Bewährte Bauteile** 3.4-15
- Blade passing frequency** 3.1.2.4-10, 4.1-17
- Blasenbildung**
 durch Korrosion 3.6.1-12
 Gleitring 4.2.3-24
 Entstehungsmechanismus 4.2.3-24
 in Belägen 3.1.2.4-11
 O-Ringe 4.2.3-10
- Blattraugigkeit**
 Verdichter 3.1.2.1-1
- Blattspitzen**
 Anstreifen 2.5-6
- Blecheinsätze**
 zur Kühlluftführung in Turbinenschaufeln 3.3.1-15
- Blickrichtung**
 Positionsangaben am Triebwerk 3.1.1-3
- Blickwinkel**
 Boroskop 4.1-14
- Blisk** 5.2-2. *Siehe auch* Integrales Laufrad; Integrales Turbinenrad 3.1.2.1-8, 3.1.2.1-10
- Bodenvortex** 3.1.2.2-5
- Bogenzahnkupplung** 3.6.1-13
- Boroskop**
 Arten 4.1-15
Flexibler Typ 4.1-15
 Befund 4.1-16
Fehlinterpretation 3.3.2-6
Fremdkörperereinschlag 4.1-16
Heißgaskorrosion 4.1-16
Kokspartikel Einschlag 4.1-16
Risikoeinschätzung 4.1-15
Riss in Schaufelblatt 4.1-17
- Schädigungsverlauf* 4.1-15
Schwarze Linie auf Schaufelblatt 4.1-17
starke Oxidation 4.1-16
Thermoermüdungsriß 4.1-16
Turbinenschaufel 4.1-16
äußeres Deckband 4.1-16
Verbrannte' Eintrittskante 4.1-16
verbrannte
Turbinenschaufelspitze 4.1-16
Verdichterschaufel 4.1-17
Fremdkörperereinschlag 4.1-18
- Blickwinkel 4.1-14
 Geschultes Personal 4.1-14
 Öffnungen
Anordnung im Strömungskanal 4.1-14
günstige Anordnung 1-11
 Starrer Typ 4.1-15
- Boroskopinspektion** 0-6, 4.1-5, 4.1-6, 4.1-14
 Brennkammer 2.6-9, 3.2.3-3
 Personal 4.1-14
 Verdichter 3.1.2.2-14
- Brenngas**
 Leitung, flüssige Rückstände 2.6-4
 Lieferant Wechsel 2.6-4
 Taupunkt 2.6-4
 Verbrennungsinstabilitäten 2.6-4
 Vorheizung 2.6-4
- Brenngeschwindigkeit**
 Einfluss auf Flammrückschlag 3.2.1-10
- Brennkammer** 2.1-6, 3.2.1-1
 Anforderungen 3.2.1-4
 Aufknöpfen einer Lochreihe 3.2.3-1
 Auslösen von Verdichterpumpen 3.2.2-10
 Austritt, Temperaturverteilung 3.2.2-1
 Auswirkung von Schäden auf die Turbine 3.2.3-3
 Belastung durch Wärmeabstrahlung 3.2.1-1
 Betrieb mit Luftüberschuss 3.2.2-3
 Betriebsverhalten 3.2.2-1
 Beulen 3.2.3-3
 Boroskopinspektion 2.6-9, 3.2.3-3
 Brennzonen 3.2.1-4
 cold spot 3.2.2-10
- Dampfeinblasung 3.2.2-6
 DLE 3.2.2-5
 Dom 3.2.1-4
 Druckschwingungen 3.2.1-7
 Druckverlust 3.1.1-12, 3.2.1-4
 Einfluss der Wärmestrahlung 2.6-7
 Einspritzung von Wasser, Dampf 3.2.2-1, 3.2.2-6
 Emailbeschichtung 3.2.3-2
 Emission
bei Teillast 3.2.2-2
bei Vollast 3.2.2-2
 Emissionsverhalten 3.2.2-2
 Entstehungsbereich von Stickoxiden 3.2.2-1
 Ermüdungsschäden 3.2.3-2
 Entwicklung 3.2.2-1
 Erosion durch Wassereinspritzung 3.2.3-2
 Flamme
Instabilität 3.2.1-7, 3.2.3-2
Temperatur 3.2.1-7, 3.2.2-5
 Gasschwingungen 3.2.1-1, 3.2.2-9, 3.2.2-10
 Gehäuse 3.2.1-3, 3.2.1-4
 Geräuschentwicklung 3.2.2-9
 Grundformen 3.2.1-3
 Heiße Strahlen/Heißgasstrahlen 3.2.3-1, 3.2.3-3
 Hochfrequenten Schwingungen 3.2.3-4
 Hot spot 3.2.2-10
 Innenwandtemperatur 3.2.2-5
 Inspizierbarkeit 3.2.1-6
 Instabile Verbrennung 2.6-3.1.2.4-1
Erregungsmechanismus 3.2.2-10
 Keramischen Beschichtungen 3.2.2-5, 3.2.3-1
 Koks 3.2.3-4
Bildung 3.2.1-1
 Komponenten 3.2.1-4
 Konstruktion 3.2.1-3
 Kopf 4.2.1-6
 Lebensdauer 3.2.1-4
 Mantel 3.2.1-4
 Mischzone 3.2.1-4
 Oxidation 3.2.3-3
 Zonen
Primärzone 3.2.1-4, 3.2.2-2
Reaktionszone 3.2.1-4
 Probleme 3.2.3-1
Reibverschleiß 3.2.3-2

- Risiken bei Veränderungen 3.2.2-1
 Ruß
Bildung 3.2.1-7
Flamme, Einfluss auf Lebensdauer 2.3-1
 Schaden 3.2.3-1, 3.2.3-3, 5.1-6
 Schadstoffemissionen 3.2.1-4
 Schichtabplatzer 3.2.3-3
 Schindelbauweise 3.2.1-3, 3.2.1-8, 5.2-2
Verschraubung der Schindeln 3.2.1-8
 Schwingung/-en 2.5-15, 3.2.1-10, 3.2.2-7, 3.2.3-2, 3.2.3-3
Kraftstoffdüsen 3.2.2-10
Kraftstoff-Tröpfchen 3.2.2-10
Lufttemperatur 3.2.2-10
 Schwingverschleiß 3.2.2-10
 Starteigenschaft 3.2.1-4
 Temperatur
Profil am Austritt 3.2.1-4
Spitze beim Zünden 2.2-2
Verteilung am Austritt 3.2.3-6
 Thermische Belastung 2.6-7
 Thermoermüdung 3.2.3-1, 3.2.3-3
 Trockenes Prinzip 3.2.2-5
 Turbineneinfluss auf Schäden 3.2.3-1
 Überhitzungsverdacht 3.3.2-1
 Überholung 3.2.1-4
 Überwachung 3.2.3-15
 Verbrennungen (des Materials) 3.2.3-3
 Verbrennung
Prinzip 3.2.2-1
Vorgang 3.2.2-9
Zone 3.2.2-1
 Verhalten bei Dampfeinblasung 3.2.2-7
 Verlöschen 2.6-11
 Verschleiß 3.2.3-3
an Steckverbindungen 3.2.3-3
 Verstopfung von Kühlluftbohrungen 3.2.3-1
 Verweilzeit der Gase 3.2.2-2, 3.2.2-5
 Verzug 3.2.3-1, 3.2.3-3
 Vibrationen 3.2.2-10
 Vorkammer 3.2.1-9
 Vormischung 3.2.2-5
Prinzip 3.2.2-1, 3.2.2-2
 Wände, Funktionen 3.2.1-3
 Wärmedämmschicht 3.2.1-8
 Wartung 3.2.1-4
 Wassereinspritzung 3.2.2-6, 3.2.2-7, 3.2.3-2
 Zonen 3.2.1-4
Brennzone, 3.2.1-4
 Zugänglichkeit 1-11, 2.1-14
 Zündeigenschaft 3.2.1-4
- Brinelling** 3.5.2-10
Bruch
 einer Luftentnahmeleitung 0-15
 von Luftentnahmeleitungen 5.1-6
Bruchflächen
 Auswertung 0-6
Brumm
 Verbrennungsschwingung 2.5-15
Brünieren
 Rissbildung 3.6.1-15
 Schäden an Zahnrädern 3.6.1-4
Bürstendichtung 11.2.2.3-6, 3.1.2.4-16
 Anlauffläche 3.1.2.4-6
 Betriebsverhalten 3.1.2.4-17
 Montage 3.1.2.4-6
 Probleme 3.1.2.4-6
 Schaden 3.1.2.4-17
durch Verwirbelte Anströmung 3.1.2.4-17
Haare, Ausbrechen 3.1.2.4, 2.3-6
 Vorteile 3.1.2.4-6
Butterflies
 Wälzbahnschaden 3.5.2-4
Buzz. *Siehe* Verbrennungsschwingung: Brumm
Bypass
 Filter 3.1.1-12
 Klappe, Vereisung 3.7.1-13
 Probleme 3.7.1-2
 Ventil 3.7.1-2
Gasaustritt 3.7.1-1
Luft Eintritt 3.7.1-1
- C**
Campbell-Diagramm 3.1.2.1-2
Carbon blistering. *Siehe* Blasenbildung: O-Ringe
Carbon Impact 3.3.2-1, *siehe* Kokseinschlag
Casing treatment 3.1.2.4-5
Chemische Zersetzung
 O-Ringe 4.2.3-10
Chemischer Angriff
 Gleitlager 2.5-17
Cheng Cycle 2.1-10
Chromel (Thermoelementwerkstoff) 3.6.2-6
Chromstähle
 Korrosion 3.1.2.3-4
Clean inspection 4.1-12
CO
 Bildung 3.2.1-7
 Emission 3.2.3-17
Coating Crack 4.1-14
Cogeneration Systems. *Siehe* Combined Heat and Power Systems = CHP-Systeme
Cold spot 3.2.2-10
Cold Stall. *Siehe* Rotierende Ablösung
Combined Heat and Power Systems = CHP-Systeme 5.1-9
Compressor Fouling 3.1.2.2-1, 3.7.1-3. *Siehe auch* Verschmutzung: Verdichterbeschaukelung
Computergestützte Monitoringsysteme 5.1-4
Computermodell der Maschine 5.1-7
Condition Monitoring 5.1-13
Containment 2.5-14, 3.3.1-5
 Verhalten von Schrauben 4.2.3.4
Coverplate 3.3.1-5, 3.3.1-11. *Siehe auch* Zusatzverdichter: für Kühlluft
Cr
 im Öl 3.5.1-9
Creep voids. *Siehe* Kriechporen
- D**
Dampf
 Einblasung 0-8, 0-9, 2.1-10, 3.2.2-7, 3.2.3-2
Brennkammer 3.2.2-6
Inneren Vereisung 0-10
Thermoermüdung 0-10
Dämpfe
 angesaugte 3.1.2.2-4
Dampferzeuger 3.7.1-1
Dämpfungsmatten 3.7.1-4
Dauerbetrieb 2.1-3
Dauerbruch 3.1.2.1-6
Dauerfestigkeit 3.1.2.1-6
Deckband
 an Schaufeln

- Turbine* 3.3.1-9, 3.4-6
Verdichterleit 3.1.2.4-7
- Aufbiegen 3.4-6
 Auftwisten 3.4-6
 Gestaltung 3.4-8
- Deep Stall.** *Siehe* Tiefer Strömungsabriss
- Definitionen**
 Fremdkörper 3.1.2.2-4
- Deformation**
 Schaufelblatt 3.3.2-4
 Schaufelkante 3.1.2.3-3
- Dehnbälge**
 Schäden 4.1-19
- Dehnungsmessstreifen** (DMS) 2.5-11
 Messung 3.1.2.1-12
- Dehnungsverhalten**
 Gehäuse 3.1.2.4-2
 von Schrauben beim Anziehen 4.2.31
- Demontage**
 Aufwand für Inspektion 4.1-6
 der Maschine 4.1-9
- Derated** 1-10, 2.3-4
- Derivat** 2.5-5. *Siehe auch* Flugturbinenderivat
 Gehäuse 2.1-4
 Modulbauweise 2.1-17
 Nachteile 2.1-4
 Starteigenschaften 2.1-3
 Vorteil 2.1-4
- Deterioration** 1-8, 3.2.3-16. *Siehe auch* Wirkungsgradabfall
- Deutung**
 Befund 4.1-14
- Diagnose**
 Schwingung 2.5-8
- Dichtfläche**
 Gleitringdichtung 4.2.3-18
- Dichtmittel** 4.1-3, 4.2.2-2
 Paste, Filterverstopfung 4.2.2-2
- Dichtspalte**
 Schaufelspitzen 2.2-4
- Dichtung/-en** 3.1.2.4-1
 Abrieb 1-8
 Anstreifvorgänge beim Einfahren 2.5-1
 Bürsten 3.1.2.4-16
 Einfluss
 auf Betriebsverhalten 2.5-4
 auf Heißeilkühlung 2.5-4
 auf Hauptlagerbelastung 4.1-8
 auf Lagerkräfte 2.5-2
 auf Verdichterpumpen 2.5-4, 2.2-4
 im Ölsystem 3.6.1-1
 Kräfte auf Hauptlager 4.1-8
 Labyrinth 3.1.2.4-14
 Probleme 3.1.2.4-1
 Schadensauslösende Effekte 2.5-4
 Spalte
 Labyrinth 2.2-4
 Vergrößerung 2.5-6
 Systeme
 Langzeitverhalten 3.4-15
 Statische 4.2.3-8
 Verschlechterung 0-10
 Werkstoff
 Quellen 4.2.3-8
 Temperaturbeständigkeit 4.2.3-8
 Verhärten 4.2.3-8
 Verspröden 4.2.3-8
- Dichtungsmittel/-masse** 3.5.1-3
 Anwendungsort 4.2.2-2
 im Öl 3.5.1-3
 Reste als Filterrückstand 3.5.1-8
- Dieselöl**
 Zündzeitverzug 3.2.1-12
- Diffusion**
 Silber 3.4-12
 von Aluminium, Oxidationsschutz 3.3.1-16
- Diffusionsschicht** 3.3.1-16, 3.3.1-18, 3.4-5
 Ablösung 3.3.1-16
 Aufrollen 3.3.2-1, 3.3.2-3
 Hinweise für Temperaturbestimmung 3.3.2-2
 Sprödigkeit 3.3.1-3, 3.4-5
- Diffusor** 3.2.1-4
- Dilution zone.** *Siehe* Mischzone: Brennkammer
- Dirty inspection** 4.1-12
- Dispersionsgehärtete Werkstoffe** 5.2-5
- DLN 2.6-2.** *Siehe auch* Dry Low NOx Verfahren
- DOD** 3.1.2.2-4
- Dokumentation** 0-4, 0-5
 Magnetstopfenbefund 3.5.1-12
 Ölbefund 3.5.1-12
 Wartung 4.1-3
- Doppler Methode** 5.1-13
- Drain.** *Siehe* Ablassen von Öl
- Drainage**
 bei Fehlstart 2.2-2, 2.2-6
 beim Waschen 4.2.1-4
 Überdrehzahl nach ungenügender 2.2-6
 Waschmittel 4.2.1-2
- Drall** 3.1.2.2-10
 Ansaugströmung 3.1.2.2-10
 Strömung 3.2.1-11
- Drehzahl**
 Abfall 5.1-6
 Bereiche, unerwünschte 2.2-2
 Einfluss, Gleitlager 3.5.2-14
 Geber 3.6.2-1
 Kennlinien des Verdichters 3.1.1-8
 Messung 3.6.2-5
 Überwachung 5.1-3
 Verlauf 2.2-1
 beim Start 2.2-3
- Druck**
 Anstieg am Gasaustritt 3.7.1-14
 Messsonden 3.6.2-1, 3.6.2-5
- Druckrost.** *Siehe* Fretting
- Druckschwingungen**
 in Brennkammer 3.2.1-7, 3.2.2-9
 über Schaufelspitzen 3.1.2.4-3
- Druckverlust** in Brennkammer 3.1.1-12, 3.2.1-4
- Dry Low Emissions** 3.2.2-5
- Dry Low NOx** (-Verfahren, =DLN) 2.3-1, 2.6-2, 3.2.2-1, 3.2.2-3
 Brennkammern 2.5-16
 Prinzip 5.2-2
 Technologien 5.1-2
- Düngemittel**
 Ansaugen 3.1.2.2-10
 Auslösen von Sulfidation 4.2.2.3
- Durchflussmessung** 3.6.2-5
 Geräte 3.6.2-1
 Prüfung auf Ölkoks in Leitung 3.5.1-14
- Durchgehen**
 der Maschine 2.2-6
- Durchsatz** 3.1.1-9
- Dynamische Ermüdung**
 Gleitlager 2.5-17
- E**
- Echtes Brinelling** 3.5.2-10
 bei Wälzlagern 3.5.2-9
- Eckenausbrüche /-risse**
 Schaufelspitze 3.1.2.1-3
- Eckenschwingungen** (siehe auch 'Lyra Mode') 5.2-2
- Eckenträger** (Zahnrad) 3.7.2-4

- Edelrost.** *Siehe* Fretting
- Effusionskühlung** 3.3.1-15
- EGT** 3.2.3-15
- EHD**
Lager 3.5.1-6
- Eigenspannungen**
Rohrleitung 3.6.1-9
- Einbau** (-vorgang)
Schaden, O-Ring 4.2.3-10
von Rohrleitungen 4.1-19
- Einbauten**
Beeinflussung der Strömung 3.7.1-5
- Einbauvolumen**
Filter 3.1.2.2-17
- Einblasung** von Dampf 2.1-10
Probleme 3.2.2-7
- Einfahren**
einer Maschine/Gasturbine 2.5-1, 3.1.2.4-10
Einfluss auf Wirkungsgrad 2.5-1
- Einflüsse**
Wasser und Wasserdampf auf Wärmedämmschichten 3.2.2-7
Schadenursächliche 0-5
- Einhaltung**
von Vorschriften 0-3
- Einkristall** 5.2-4
Schaufel
in Niederdruckturbine 3.4-2
Reparatur 4.3-3
Werkstoff 3.3.1-3
- Einlauf**
Blattspitzen 2.5-6
Labyrinthdichtungen 2.5-6
Verdichter
Strömungsstörungen 1-8
Temperatur 1-8
Vereisung 3.1.2.2-6
- Einlaufbelag/-schicht** 3.1.1-17, 3.1.2.4-3
Abrieb 3.1.2.4-10
Ablösen 3.1.2.4-4
Alterung 3.1.2.3-8, 3.1.2.4-10, 3.1.2.4-11
Ausbruch 3.1.1-17, 3.1.2.2-5, 3.1.2.4-10
Einschlagschaden 3.1.2.4-10
Erosion 3.1.2.3-3, 3.1.2.4-10
durch Abrieb 3.1.2.3-8
Fertigungsmängel 3.1.2.4-10
Gealterter 4.2.1-6
Gummiartig 3.1.2.4-4
Haftfestigkeit 3.1.2.4-10
Korrosion 3.1.2.3-4, 3.1.2.4-4
- Materialaufschmierung 3.1.2.4-10
Quellen 3.1.2.4-4
Temperatureinfluss 3.1.2.4-4
Thermische Spritzschichten 3.2.3-8
- Einlaufströmung**
Verwirbelung 3.1.1-12
- Einlauftrichter** ('Bell Mouth') 3.1.1-12
Vereisung 3.7.1-13
- Einlaufverhalten**
Labyrinth 3.1.2.4-14
- Einschlag**
Kerbe durch Fremdkörper 3.1.2.2-13
Schaden an Einlaufbelag 11.2.2.3-10
- Einschlüsse**
Thermische Spritzschicht 3.2.3-9
- Einspritzdüse**
Schaden 5.1-6
Schwingbruch 3.6.1-3
Verzug 3.2.3-1
- Einspritzsystem**
Fehlfunktion 2.2-6
- Einspritzung**
von Wasser 3.2.2-7
Probleme 3.2.2-7
Wasser, Dampf 3.2.2-1, 3.2.2-2, 3.2.2-7
- Einspritzwasser**
Verschmutzung 3.2.2-7
- Eintrittsleitschaufeln**
Vereisung 3.7.1-13
- Eintrittsschalldämpfer** 3.7.1-1
Vereisung 3.7.1-13
- Einweichvorgang** (Verdichterwaschen) 4.2.1-4
- Einwellenmaschinen** 2.1-2
- Eiseintritt** in Verdichter (siehe auch Eisschlag) 3.7.1-12
- Eisen**
im Öl 3.5.1-9
- Eisschlag**, 3.1.2.2-6
- Elastische Bälge**
Probleme 4.1-19
- Elastomere**
Alterung 4.2.3-10
Dichtung, Versagen 3.6.1-8
- Elektrische**
Kabel 3.6.2-3
Sensoren 3.6.2-5
- Elektroerosion**
Gleitlager 2.5-17
- Electron beam** (= EB). *Siehe* Elektronenstrahlbearbeitung:
- Elektronenstrahlbearbeitung**
Schmelztropfen 3.3.2-1
- Elektronischer Regler** 4.1-5
- Elementbildung** 3.5.2-2, 3.6.1-12
Korrosion 3.1.2.3-4
- Emission/-en**
Abgase 1-6
Kohlenmonoxid (CO) 3.2.3-17
Messung 3.2.3-16
Minimierung 3.2.2-2, 3.2.3-16
Parametrische Modelle 3.2.3-16
Überwachung 5.1-4
Überschreitungen 2.6-11
Verhalten bei Änderung eines Bauteils 3.3.3-6, 3.6.2-8
Brennkammer 3.2.2-2
- Empfindlichkeit**
für Fremdkörper 3.1.2.2-5
- Empfohlenes Vorgehen** für Abschalten der Gasturbine 2.4-1
- Energie**
Flussdiagramm des Gasturbinenprozesses 2.1-7
- Enteisung**
mit Abgasrückführung 3.1.2.2-2
- Entfettungsflüssigkeiten** 4.2.2-1
- Entflammbarkeitsdiagramm**
Öl 3.5.1-11
- Entlackung** 3.6.1-10
Verfahren, Schädigung durch 3.6.1-1
- Entlastung eines Bauteils**
durch Rissbildung 3.3.2-13
- Entscheidungsbaum** 4.1-13
bei Magnetstopfenbefund 4.1-13
für Ölbefund 3.5.1-12
- Entschichtung** 3.6.1-10
- Entsorgung von Schadstoffen** 3.1.2.2-2
- Entstaubungsbohrung**
Verstopfen 3.3.2-8
Zusetzen 3.1.2.2-3
- Entwicklungskosten**
für Reparaturverfahren 4.3-4
- Erdgas**
Aerosole, Einfluss auf Lebensdauer 2.6-2
Einfluss auf Überholaufwand 2.3-1
Zündzeitverzug 3.2.1-11
- Ermüdung**
Wälzlager 2.5-17, 3.5.2-4
Anzeichen, Laufbahn 3.5.2-4

Ermüdungsgrübchen/-pitts/-pittings

Wälzlager 2.5-17

Ermüdungsriß

in Deckbändern von Turbinenschaufeln 3.4-8

in Getrieben 3.7.2-2

in Verdichterschaufeln 4.1-18

Boroskopbefund 4.1-17

Ermüdungsschaden

Brennkammer 3.2.3-2

Turbinenschaufel 0-9

Verdichterschaufel 0-9

Erosion 2.5-5, 3.1.2.1-3, 3.1.2.3-8

Ansaugluft, Einfluss 3.1.2.3-8

Einlaufbelag 3.1.2.3-3, 3.1.2.4-10

Gleitlager 3.5.2-12

Gleitringdichtungen 4.2.3-18

Kraftstoffdüse 3.2.3-4

Pyrometerlinse 3.3.3-6, 3.6.2-8

Radialverdichter 2.1-11

Schaufelkante 3.1.2.3-8

Turbine 3.2.2-1

Verdichter 3.1.2.3-1, 3.1.2.3-3, 3.1.2.3-8

Beschauelung 1-9, 3.1.1-19, 3.1.2.3-8

Wärmedämmschicht 3.2.2-7, 3.2.3-13

Wassereinspritzung in Brennkammer 3.2.3-2

Ersatz

Bauteil 4.3-4

Reinigungsmittel 4.2.1-4

Ersatzteile

fehlende 0-6

Fragwürdiger Herkunft 4.3-5

Merkmale 4.3-6

Kosten

für die Turbine minimieren

3.3.3-5, 5.3-6

Probleme 4.3-5

Ertragsminderung (ökonomische)

der Anlage 4.2.1-5

Ester Öl 3.5.1-11

Extrusion

O-Ring 4.2.3-10

F

Fachauskunft 4.1-10

Fachberater 4.2.1-2

Fachmann als Berater 1-4

Fachbegriffe

Schäden Heißeile 3.3.2-5

Fachkenntnis 3.1.1-1

Fachliteratur 4.1-1

Fail save 3.3.1-9

Faktensammlung

bei Schäden/Problemen 0-4

False brinelling. *Siehe* Fretting

Farben

Schädigung durch 4.2.24

Faserverstärkte Keramik 5.2-5

Fatigue

Werkstoffermüdung 3.1.2.1-6

Fehlende Ersatzteile 0-6

Fehler

Definition 4.3-11

Feststellung mit Sonden 3.6.2-2

Nachweisgrenze 5.3-4

von Sensoren

Erkennen 5.1-10

Fehlfunktion

Kraftstoff

Düsen 3.2.3-15

Einspritzung 2.2-6

Sonden 3.6.2-1

Fehlinterpretation

Boroskopbefund 3.3.2-6

Fehlstart

Kraftstoffdrainage 2.2-2, 2.2-6

Ursache für Überhitzung 2.2-6

Feinguss

Teile 3.3.1-3

Verfahren 3.3.1-13

Feinstaub 3.1.2.2-2, 3.1.2.2-17

Fensterbildung an Turbinenschaufeln 3.4-10

Ferndiagnose 4.1-14

Ferromagnetisches Partikel

im Öl 3.5.1-10

Fertigung

Mängel

Einlaufschicht 3.1.2.4-10

Labyrinthpanzerung 3.1.2.4-16

Problem, Labyrinthpanzerung

3.1.2.4-6

Schaden 4.3-11

Toleranzen, Turbine 3.1.1-10

Festbacken

von Schrauben 2.6-3

Festsitzen

Bauteile 0-6

der Schaufelfüße von Turbinenschaufeln 3.4-6

Rotoren 3.1.2.4-8

Schraube 4.2.3-2

von Verschraubungen 4.2.2-2

Feuchtigkeit

Angesaugte Luft 1-8

Auswirkung auf Filter 3.1.2.2-17

Einfluss auf Thermoelement

3.6.2-7

im Verdichter 3.1.2.3-7

Feuerlöschgase 3.1.2.2-4

Filter 1-7, 3.1.2.2-17

Abgas 3.7.1-3

Ablagerung 3.5.1-3, 3.5.1-8

Rückschlüsse auf Luft-

verunreinigungen 3.7.1-2

Anreicherung von Schadstoffen

3.1.2.2-2

Ansaugluft 3.1.2.2-2, 3.7.1-2

Systeme 3.7.1-2

Ansaugwiderstand 3.1.2.2-17

Auswahl 3.1.2.2-1

Auswirkung von Feuchtigkeit

3.1.2.2-17

Blockage 3.7.1-2

Bypass 3.1.1-12

Einbauvolumen 3.1.2.2-17

Feinstäube 3.1.2.2-17

Fehlender 3.1.2.3-3

Flüssigkeitsnebel 3.1.2.2-17

Gegen Flammrückschlag 2.6-4

Kontrolle 3.5.1-3

Langzeitwirkung 3.7.1-8

LebensdauerEinfluss der

Maschenweite auf Wälzlager

3.5.1-6

Leckage 3.1.2.2-17

Lufteinlass 3.7.1-1

Luftverschmutzung 3.1.2.2-2

Matten 3.1.2.2-17

Ursache für Heißeil-

verstopfung 3.7.1-2

Öl 3.5.1-3

Prinzip, Ansaugluftfilter 3.1.2.2-

17

Rückstände 3.7.1-2

Dichtungspastenreste 3.5.1-8

Kokspartikel 3.5.1-8

Labyrinthpanzerung 3.5.1-8

Metallgrate 3.5.1-8

Metallspan 3.5.1-8

Strahlmittel 3.5.1-8

Untersuchung 3.1.2.2-9

Selbstreinigend 3.7.1-8

Sicherstellen bei Wälzlager-

schaden 3.5.2-9

- Systeme 3.7.1-8
Auswahl 3.7.1-8
Hochwirksame 3.7.1-8
Selbstreinigendes 3.7.1-7
- Tiefenwirkung 3.7.1-8
 Trägheitsprinzip 3.1.2.2-17, 3.7.1-2
- Vereisungsgefahr 3.7.1-3
 Verstoffung 3.7.1-7, 3.7.1-8
Dichtpaste 4.2.2-2
- Widerstand 3.7.1-2
 Wirkungsgrad 3.1.2.2-1, 3.1.2.2-17
- Fixed Interval Maintenance** 4.1-4
- Flame out.** *Siehe* Verlöschen: der Brennkammer
- Flamme**
 Austritt am Verdichter 3.1.1-6
 Flackern 3.2.1-7
 Instabilität 3.2.3-2, 3.2.3-3
 Rückschlag 0-10, 2.6-2, 2.6-4, 3.2.1-10
Einfluss der Brenngeschwindigkeit 3.2.1-10
Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit 3.2.1-10
Einfluss der Wandgrenzschicht 3.2.1-11
Filter als Abhilfe 2.6-4
- Stabilität 3.2.2-5
an der Gaseinblasung 3.2.1-11
- Temperatur in Brennkammer 3.2.1-7, 3.2.2-5
- Wärmeabstrahlung 4.1-2
- Flansch/-verbindungen**
 Abdichtung 4.2.2-22
 Befestigung für Geräte 3.6.1-1 im Öl 3.5.1-1, 3.5.1-2
 Probleme 4.1-19
Risse durch Silber 3.4-12
 Versatz 2.2-6
- Flutteranregungen** 0-9
- Fluchtung**
 Fehler bei Kupplung 3.6.1-15
 Probleme bei Wellendichtring 4.2.3-12
- Flugtriebwerk**
 Technologie 5.1-2
 Vergleich mit Industriegasturbine 2.1-16
- Flugturbinenderivate** 1-10, 2.1-2, 2.1-3
- Fluor-Elastomere** (Fluorkautschuk) 4.2.3-10
- Flushing method.** *Siehe* Alkalische Spülung: gegen Koks im Ölsystem
- Flüssigkeiten**
 Angesaugte 3.1.2.2-4
 Nebel 3.1.2.2-17
- Foreign Object Damage = FOD.** *Siehe* Fremdkörperschaden 3.1.2.2-4
 Gitter gegen 3.7.1-10
- Förderwirkung**
 Wellendichtring 4.2.3-12
- Fouling** *Siehe auch* Ablagerungen, Verschmutzung
 Abgasbereich 3.7.1-14
 im Kraftstoffsystem 2.6-8
 Rate 3.7.1-14
 Verdichterbeschaukelung 2.6-4, 3.1.2.2-16, 3.7.1-8
- Fremdkörper/partikel** 3.1.2.1-3
 Abdrücke 3.1.2.2-14
 als Primärschaden 3.1.2.2-7
 Ansaugen 3.1.2.2-10
 Arten 4.1-19
 aus der Herstellung 3.1.2.2-5
 Definitionen 3.1.2.2-4
 durch Montage 3.1.2.2-12
 Einschlag 4.1-16
Boroskopbefund 4.1-16
Kerbe 3.1.2.2-13
Verdichterschaukel 4.1-18
Turbinenschaukel 3.3.2-8
- Empfindlichkeit einer Gasturbine 3.1.2.2-5
 Gefahren durch 3.1.2.2-5
 Getriebeöl 3.7.2-1
 Herkunft 3.1.2.2-14
 Identifikation 3.1.2.2-7, 3.1.2.2-14
Mikroanalyse 3.1.2.2-7
- Reste in Schaufeln 3.1.2.2-14
 Schaden 2.5-5, 3.1.2.2-4, 3.1.2.2-13
Mechanismen 3.1.2.2-6
primär 3.1.2.2-5
Sicherungsdrahtenden 3.1.2.2-5
unbemerkt 3.1.2.2-6
Werkzeug 3.1.2.2-5
durch Eisentritt 3.7.1-12
Vermeiden 3.1.2.2-14
- Schrauben 3.1.2.2-7
 Schwingbruch 3.1.2.2-14
 Sicherungsdrähte 3.1.2.2-12
- Verhalten von
Axialverdichter 3.1.2.2-6
Radialverdichter 3.1.2.2-6
 Zusammensetzung 3.1.2.2-14
- Fremdmetalle**
 Diffusion in Schrauben 4.2.36
 Schmelze 'Einschießen' 4.2.36
- Frequenzgenauigkeit**
 Einfluss von Strömungsinstabilitäten 5.1-16
- Fressen** 3.5.2-14
 von Gleitflächen 2.6-3
 Riefen an Schrauben 4.2.34
- Fretting** *Siehe* Reibverschleiß; Schwingverschleiß
 Schädigung 3.1.2.1-10
 Verschleiß 3.1.2.1-10
- Frischöfilter** 3.5.1-5
 Lagerlebensdauer 3.5.1-5
 Leitung, Verstopfung bei Gleitlager 3.5.2-14
 Pumpe 3.5.1-5
 Zufuhr 3.5.1-5
- Früherkennung**
 Schaden 3.5.1-9
Lagerschaden 3.5.1-4
 Strömungsinstabilität 5.1-14
- Frühzündungen** 2.6-2
- Fuel blipping/Fuel spiking** 5.1-17. *Siehe auch* Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr
- Fügebereich/-stellen**
 Modul 4.2.1-8, 4.2.1-11
Probleme, Montage 4.2.1-6
- Fundamente**
 Gasturbine 1-3
- Funken**
 Schädigung einer Rohrleitung 3.6.1-7
- Funkenflug im Abgas** 0-2
- Fußplattform**
 Schaufel 3.1.2.1-8, 3.3.1-9
- Fußträger**
 Zahnrad 3.7.2-4
- G**
- Galling.** *Siehe* Fressen
- Galvanik** 3.1.2.2-4
 Schädigung durch Schichten 3.1.2.1-4
 Ablufteintritt in Gasturbine 3.4-4
- Garantielebensdauer** 4.1-4
- Gas/e**
 als Kraftstoff 2.3-1

- Qualität, Überwachung* 2.6-11
Rückstau 3.1.1-19
 Angesaugte 3.1.2.2-4
 Austritt 0-2
Bypassventile 3.7.1-1
Druckanstieg 3.7.1-14
Gas Path Analysis. *Siehe* Gaspfadanalyse, Gasstromanalyse
 Gasstromanalyse Maschinüberwachung: computergesteuert
Gas- und Dampfturbinenprozess. *Siehe* GuD
Gaserzeuger 2.1-6
 Überwachungsparameter 5.1-10
Gasführungen
 Rissbildung 0-6
 Brennkammer zur Turbine 2.1-13
Gasgeschwindigkeit
 Indikator für Strömungswiderstand 3.7.1-14
Gaspfadanalyse, siehe auch Gasstromanalyse
 computergestützt 2.3-6
Gasporen
 in Leichtmetallguss 3.6.1-10
Gasschwingungen
 Brennkammerprobleme 3.2.2-9
 im Abgaskanal 3.7.1-4
 in Brennkammer 3.2.2-10
Gasstromanalyse 3.2.3-16, 5.1-3
 Aktueller Betriebspunkt 5.1-12
 Verdichter
Kennfeld 5.1-12
Zustand 5.1-12
Gastemperaturen
 Anstieg als Symptom 4.2.1-3
Gasturbine
 Abstellen 3.3.1-14
 Auswahl 1-2, 1-3
 Bauarten 2.1-2
 Beanspruchung bei Industrieanwendung 0-17
 Beeinflussung durch angesaugte Medien 3.1.2.2-9
 Beschaffung 1-2
 Beschleunigung 3.1.1-9, 3.1.1-12
 Betriebsverhalten 3.1.1-10
 Durchgehen 2.2-6
 Einfahren 2.5-1, 3.1.2.4-10
 Fundamente 1-3
 Funktionsvergleich mit Kolbenmotor 3.2.1-2
 Lebensdauer 2.2-1
 Luftsystem 3.1.2.4-12
 Reparaturfreundlichkeit 4.3-3
 Schwachstellen 1-4
 Simulator 5.1-7
 Sondernutzungen 1-4
 Technik
Trends 5.1-1
Verständnis 3.1.1-1
 Umweltauflagen 1-4
 Vibrationen 3.1.2.2-11, 3.5.2-1
Gasturbinenanlagen
 Konzepte 3.7.2-2
 Package 2.1-5
Gebäude
 Anordnung gegen Rezirkulation 3.1.2.2-2
Gebrauchteile
 Schadensgrenzen 4.3-10
 Turbinenleitschaufeln 4.3-10
Gedrosselter Betrieb
 Durchsatz Turbine 3.1.1-9
Gefahren
 durch Fremdkörper 3.1.2.2-5
Gefrierender Regen 3.7.1-12
Gefüge(ver)änderungen
 Schaufeln in Niederdruckturbine 3.4-3
 Wärmedämmschicht 3.2.3-13
Gehäuse
 Ausbeulung 4.1-20
 Brennkammer 3.2.1-3
 Dehnungsverhalten 3.1.2.4-2
 Derivate 2.1-4
 Elastische Verformung 3.1.2.4-2
 Längsgeteilte 1-11, 3.1.2.4-2
 Probleme 4.1-20
 Riss/-bildung 2.5-13, 2.5-18, 4.1-21
Schwingriss 2.5-10
Verhalten bei 2.5-13, 2.5-18
 Rohrleitungen an 0-2
 Schwingung/-en 2.5-8, 3.1.2.4-3
Belagausbruch 4.1-17
 Schwingungswarnsystem 2.5-18
 Streben, Vereisung 3.7.1-13
 Strukturierte 3.1.2.4-5, 3.1.2.4-7
 Undichtigkeit 3.6.1-1
 Verfärbungen 0-2
 Verformung 2.5-6
Gekühlte Turbinenschaufeln 2.3-6
Generator 3.6.1-1
Geöffneter Zustand
 für Revision 4.1-7
Geräusche
 Brennkammer 3.2.2-9
 Hinweis auf Betriebsverhalten 0-2
Gerichtet erstarrter Werkstoff
 5.2-4, 3.3.1-3, 3.3.1-13
Geruch
 im Betrieb 0-2
Geschmolzene
 Schaufelzone 3.3.2-3
Gestaltung
 Deckband von Turbinenschaufeln 3.4-8
Getriebe 3.6.1-1, 3.7.2-1
 Abdichtungsprobleme 3.7.2-2
 Auswirkung von Stillstandszeiten 3.6.1-4
 Beschleunigungsaufnehmer 3.7.2-2
 Ermüdungsrissbildung 3.7.2-2
 Gehäuse
Korrosion 3.6.1-12
Undichtigkeiten 3.6.1-3
 Gleitlager 3.7.2-1
 Komponenten, Schleuderversuche 3.7.2-2
 Ölmangel 3.7.2-1
 Ölversorgung 3.7.2-1
 Überholung 3.6.1-4
 Verwirbelungsverluste 3.7.2-1
 Werksabnahme 3.7.2-6
 Wirkungsgrad 3.7.2-1
Gewaltbrüche
 Identifizieren 4.2.3-4
 von Schrauben 4.2.3-4
Gipsstaub (Sulfidationsgefahr) 3.7.1-3
Glasfaser
 Bruch 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Lichtleiter, Probleme 3.6.2-8
Gleitbeschichtung
 Schaufelfuß 3.1.2.1-3
Gleitende Dichtungen. *Siehe* Gleitringdichtungen
Gleitflächen
 Fressen 2.6-3
Gleitlack
 Schaufelfuß 3.1.2.1-3, 3.1.2.1-14
Gleitlager 3.5.2-11
 Anschmelzungen der Schicht 3.5.2-17
 Axiallager (siehe auch Segmentlager) 3.5.2-12
 Chemischer Angriff 2.5-17
 Drehzahleinfluss 3.5.2-14
Beanspruchung der Schicht 3.5.2-16

- Elektroerosion 2.5-17
 Erosion 3.5.2-12
 Flächen 4.2.2- 1
 Herstellungsfehler 2.5-17
 Hydrodynamischer Schmierfilmaufbau 3.5.2-11
 Hydrostatischer Schmierfilmaufbau 3.5.2-11
 in Getrieben 3.7.2-1
 Kavitation 2.5-17, 3.5.2-11, 3.5.2-12, 3.5.2-18
 Identifizieren 3.5.2-18
 Ursachen 3.5.2-18
 Korrosion 2.5-17, 3.5.2-12
 der Gleitschicht 3.5.2-15
 durch Öl 3.5.2-15
 Mechanischer Verschleiß 3.5.2-14
 Mehrphasige Gleitschichten 3.5.2-18
 Mischreibung 3.5.2-14
 Nachteile 3.5.2-11
 Notlaufeigenschaft 3.5.2-12, 3.5.2-14
 Pflastersteinausbrüche (siehe auch Schwingerermüdung) 3.5.2-16
 Plastische Verformung der Gleitschicht 3.5.2-14
 Radiallager 3.5.2-12
 Riefen 3.5.2-15
 Rotor 2.5-10
 Schäden 3.5.2-12
 Mechanismen 2.5-17
 Schwingerermüdung 3.5.2-12
 Risse in Schicht 3.5.2-16
 Segmentlager 3.5.2-12
 Stromdurchgang 3.5.2-12, 3.5.2-15, 3.5.2-17
 Tragfähigkeit 3.5.2-14
 Trockenlauf 3.5.2-14
 Überlastung 2.5-17, 3.5.2-14
 Verfärbung 3.5.2-15
 Verschleiß 2.5-17, 3.5.2-12
 Verschmutzung 2.5-17
 Verstopfung der Frischölleitung 3.5.2-14
 Vorteile 3.5.2-11
Gleitring/- dichtung
 Ausbrüche an den Rändern der Laufspur 4.2.3- 21
 Ausbrüche in der Laufspur 4.2.3- 21
 Belastungen 4.2.3- 19
 Blasenbildung 4.2.3- 24
 Entstehungsmechanismus 4.2.3- 24
 Dichtfläche 4.2.3- 18
 Erosion 4.2.3- 18
 Kavitation 4.2.3- 18
 Keramische Gegenfläche 4.2.3- 24
 Koksbildung 4.2.3- 20
 Korrosion 4.2.3- 8
 Laufbahn
 Schäden 4.2.3- 22
 Schichten, mehrphasige 3.5.2-18
 Ungleichmäßige Laufspur 4.2.3- 20
 Material, Abweichungen 4.2.3- 18
 Planschlag 4.2.3- 18
 Riefige Laufspur 4.2.3- 20
 Schaden, Schädigungen 4.2.3- 18
 Bilder der Lauffläche 4.2.3- 20, 4.2.3- 18
 durch Alterungsprodukte im Öl 4.2.3-18
 Laufspuren 4.2.3-20
 Ursachen 4.2.3-22
 Thermische Rissbildung 4.2.3-20
 Tragbild 4.2.3- 22
 Trockenlauf 4.2.3-18
 Verschleiß 4.2.3- 8
Gratbildung
 Labyrinthspitzen 3.1.2.4-15
Große Inspektion 4.1-7
Grundlast 1-10, 4.1-2
 Betrieb bei 0-11
 Maschinen 0-9
Grundwerkstofffestigkeit
 Beeinflussung durch Schichten 3.4-5
GUD (GuD) 2.1-9, 3.7.1-1
 Prozess 2.1-2, 2.1-8
Gusslegierungen für Turbinenschaufeln 3.3.1-12
Gutachter
 bei Schäden 0-4
H
Haftfestigkeit
 Einlaufschicht 3.1.2.4-10
 von Auflageschichten 5.3-2
 von Koksschichten 3.5.1-13
 Wärmedämmschichten. 3.2.3-1
Haftgrund
 Oxidation bei Wärmedämmschichten 3.2.3-9
 Schicht
 Langzeitoxidation 3.3.2-2
 Oxidation 3.2.3-14
 Wärmedämmschicht 3.2.3-13
Halogene
 Korrosion durch 3.1.2.3-2
Haltbarkeit
 Einfluss auf 2.2-1
Halterung
 Rohrleitung 3.6.1-7
Handbuch 0-3
 Angaben bei Reparaturen vor Ort 0-6
 Wartung 4.1-1
Handhabung (handling)
 des Kraftstoffs 2.6-10
 Fehler führt zu Labyrinthschaden 3.1.2.4-16
Handschweiß 3.5.2-2
Hang Up 3.1.1-6
Hängenbleiben, Gasturbine
 beim Start 2.2-4
Hartstoff
 Panzerungen von Labyrinth 3.1.2.4-16
 Partikel an der Spitze von Turbinenschaufel 3.3.2-6
 SiC, Abtrag durch Wasserdampf 3.2.2-8
Hauptinspektion 4.1-7
Hauptkomponenten
 einer Gasturbine 2.1-6
 Kennzeichnende Lage der 3.1.1-3
Hauptlager
 Belastung, Einfluss von Dichtungen 4.1-8
 Einfluss von Dichtungen 4.1-8
 Gleitlager 3.5.2-11
 Schaden 3.5.1-2, 3.5.2-1
HCF 3.1.2.1-6
Health. *Siehe* Bauteilszustand
Heat Soaking 2.4-1
Heavy Frame (Maschinen) *Siehe* Schwere Bauart 2.1-6, 2.1-14
 Schäden 0-10
Heiße Strähnen
 Abgaskanal 3.7.1-4
 Brennkammer 3.2.3-3
Heiße Zone
 an einem Bauteil 3.3.2-6
Heißgas
 Einbruch
 Ölfeuer 3.5.1-11

- zum Kranzbereich 3.3.2-7
 Korrosion durch 1-10, 2.2-10, 2.6-5, 3.3.1-16, 3.3.2-3, 3.4-4
Boroskopbefund 4.1-16
Honigwabendichtung 3.4-5
 Strähnen, Brennkammer 3.2.3-1
 Temperaturverteilung 3.3.2-7
- Heißeile**
 Fachbegriffe 3.3.2-5
 Inspektion 4.1-6
 Kühlung, Einfluss der Dichtungen 2.5-4
 Lebensdauer 2.5-1, 3.1.2.2-3, 3.3.3-5
Verdichtereinfluss 3.1.2.3-3
 Rückstände von Reinigung 3.3.2-1
 Schäden
Betriebszeitabhängigkeit 0-16
Erscheinungsformen 3.3.2-5
 Silbereinwirkung 2.6-3
 Verformung 2.5-6
 Versilberte Schrauben 4.2.3.1
 Verstopfung 3.1.2.3-8
durch Filtermatten 3.7.1-2
 Zustand 5.3-1
- Heizungszwecke** (Abgaswärme Nutzung) 2.1-7
- Heizwert** 2.6-10
- Hersteller** (Original Engine Manufacturer = OEM) 0-8
 Empfehlungen 2.1-1
 Verantwortung 0-8, 0-9
- Herstellung**
 Fehler, Gleitlager 2.5-17
 Fremdkörper aus 3.1.2.2-5
 Technologie 5.2-4
- HGK.** *Siehe* Heißgaskorrosion
- Hilfsmittel für Risikoeinschätzung** 4.1-21
- Hilfsstoffe** 4.2.2-1
 Austreten von 0-2
 Austritt/leck 1-6
- Hinweise**
 auf Maschinenzustand 4.1-8
- Hitzeschild**
 Keramische 5.2-5, 5.2-7
- Hochdruckteil einer Gasturbine** 2.1-6
- Hochdruckturbine** 3.3.1-1
 Austausch 3.3.1-5
 Betriebsverhalten 3.3.1-1
 Einfluss auf die Betriebskosten 3.3.1-2
- 3.3.1-2
 Komponenten 3.3.1-1
 Leitapparat/-schaufel 3.3.1-7, 3.3.1-15
Betriebsbeanspruchung 3.3.1-7
Kühlluftsystem 3.3.1-7
Panzerung mit Hartstoffpartikeln 3.2.2-8
Probleme 3.3.2-1
Schaden 5.1-6
Scheibe 3.3.1-4
Tauschbar 1-11
Temperaturverteilung 3.2.3-6
Überhitzung 3.3.2-1
Wärmedämmschicht auf Blättern 3.3.1-3
- Rotorschaufel 3.3.1-3
Schadenbilder 3.3.2-6
Spitze 3.3.1-3
Kühlluftführung 3.3.1-3
- Scheiben
Belastung 3.3.1-4
Lebensdauer 3.3.1-5
Probleme 3.3.1-4
- Hochdruckverdichter**
 Leck 5.1-6
- Hochfahren**
 der Gasturbine 2.2-4
- Hochfeste Schrauben**
 Probleme 4.2.3-6
- Hochfrequente Schwingungen**
 Brennkammer 3.2.3-4
 Verdichterschaufel 4.1-17
- Hochtemperaturkorrosion** 3.4-10
 durch Waschen 4.2.1-4
- Hohlschaufeln**
 Korrosion/Sulfidation in der Turbine 3.4-10
- Honeycombdichtungen/Honigwaben** (-dichtung). *Siehe* auch Wabendichtung, 3.3.1-3, 3.4-5, 3.4-14
 Alitierung 3.4-5
 Gefüllt 3.4-15
 Heißgaskorrosion 3.4-5
 Oxidation 3.4-5
 Schaden 3.4-15
- Hot gas corrosion** (siehe auch Heißgaskorrosion (HGK)) 3.4-4
- Hot spot** 3.2.2-10
- Hubschraubertriebwerk**
 Derivat 3.1.2.1-8
- Human Factors** 1-11, 3.6.1-7, 4.2.1-9, 4.2.3-12
- Hybridprinzip/Hybridschaufel**
 Metall-Keramikschaufel 3.3.1-15, 5.2-6
- Hydrauliköl**
 Rissbildung in Titan durch 3.6.1-7
- Schmierfilmaufbau** am Gleitlager
 Hydrodynamischer 3.5.2-11
 Hydrostatischer 3.5.2-11
- Hypothesen**
 bei Schäden/Problemen 0-4
 Verifizierung bei Schäden/Problemen 0-4
- I**
- Identifikation**
 Fremdkörper 3.1.2.2-7, 3.1.2.2-14
 von Schäden durch Überwachung 5.1-4
- Inbetriebnahme**
 Ölanalyse 3.5.2-2
 Schaden bei 4.1-18
- Individuelle Schaufeltemperatur**
 messen 3.3.3-1
- Industrieanwendung**
 Beanspruchung einer Gasturbine 0-17
- Industriatmosphäre** (Ansaugluft) 3.1.2.2-4
- Industriegasturbine**
 Vergleich mit Flugtriebwerk 2.1-16
- Infant Mortality** (in Badenwannenkurve) 0-3
- Infiltration**
 Porosität in Leichtmetall Sandguss 3.6.1-10
- Inkubationszeit**
 Sulfidation 3.4-10
- Innenwandtemperatur**
 Brennkammer 3.2.2-5
- Innere Vereisung**
 bei Dampfeinblasung 0-10
- Insektenraugigkeit** 3.1.2.2-2
- Inspection in as run condition** 4.1-12
- Inspektion** 4.1-1, 4.1-3, 4.1-6, 4.1-8
 Arbeiten 4.2.1-1
 Aufwand 4.1-6
Abhängig von Maschinenkonstruktion 4.1-6
 Befund, Interpretation 4.1-6
 bei Abnahmelauf 1-6
 Demontageaufwand 4.1-6

- der nichtzerlegten Maschine 4.1-12
 Intervalle 0-3
 Vorgehensweise 4.1-12
- Inspizierbarkeit**
 Brennkammer 3.2.1-6
- Instabile Verbrennung** 2.5-10, 2.5-16, 2.6-2, 3.2.1-1, 3.2.1-9, 4.1-2
- Instandhaltung**
 Einfluss des Kraftstofftyps 2.6-5
 Aufwand 2.6-5
- Instandsetzung** 4.1-7
- Integrale Leitapparate** 3.3.1-9
- Integrales Rad** 2.2-9, 3.3.1-9, 3.1.2.1-10, 3.3.2-14
 Turbinenrad,
Betriebsbeanspruchung
- Interdiffusion** (Schicht) 3.3.1-17
- Interlocking shroud** 3.4-8
- Intermetallischen Phasen** 5.2-5
- Interpretation**
 Inspektionsbefund 4.1-6
- Investitionsentscheidung**
 Neue Technologie 5.1-1
- ISO** (International Organization for Standardization) 2.5-8
- Isolation** (elektrische) durch Reibverschleiß 3.6.2-4
- Isolator**
 Schaden im Thermoelement 3.6.2-7
- K**
- Kabel** 3.6.2-1
 Beschädigung 3.6.2-4
 Bruch 3.6.2-4
 Elektrische 3.6.2-3
- Kacheln.** *Siehe* Hitzeschilder: keramische
- Käfigschlupf** 3.5.2-4
 Wälzlager 3.5.1-6
- Kalibrierung**
 Pyrometer 3.6.2-8
- Kalium**
 Einfluss auf Sulfidation 3.4-4
- Kaltstart** 2.2-1
- Kaltverschweißen.** *Siehe* Fressen
- Kanten**
 Korrosion 3.6.1-12
- Kardan**
 Gelenk, Erzeugen von Schwingungen 3.6.1-2
 Welle 3.6.1-13
- Einfluss auf Regler* 3.6.1-13
Torsionsschwingungen 3.6.1-13
- Katalysator** im Heißgas (katalytische Verbrennung) 5.2-3
- Kavitation**
 Durch Wasser im Öl 3.5.2-18
 Durch Wellenschwingungen 3.5.2-18
 Einfluss der Ölviskosität 3.5.2-18
 Gleitlager 2.5-17, 3.5.2-11, 3.5.2-12,
Identifizieren 3.5.2-18
Ursachen, 3.5.2-18
 Gleitringdichtungen 4.2.3-18
- Kennzeichnung** von Teilen 4.1-3, 4.2.2-4
 SUPs 4.3-8
- Keramik**
 Beschichtungen in Brennkammer 3.2.2-5
 Faserverstärkte 5.2-5
 Für Turbinenschaufeln 3.3.1-15
 Hitzeschild in Brennkammer 5.2-5, 5.2-7
 Monolithisch 3.3.1-15, 5.2-5, 5.2-6
 Schindeln in Brennkammer 3.2.1-8
 Turbinenleitschaufel 5.2-6
- Kerben**
 Ausblenden 3.1.2.2-14
 Schaden an Turbinenscheibe 0-10
- Kerosin**
 Zündzeitverzug 3.2.1-12
- Kerosin/Wassergemisch**
 als Reinigungsmittel 4.2.1-4
- Kippsegmentlager**
 Schaden infolge Stromdurchgang 3.5.2-17
- Kleingasturbinen** 3.1.2.1-8, 3.1.2.1-10, 3.3.2-14
- Klemmen/Festsitzen**
 des Rotors 2.2-6
 Regler 3.6.1-3
Reglerteile 3.6.1-3
- Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffs**
 Einfluss auf Rußbildung 2.6-7
- Koks**
 Bildung
Gleitringdichtung 4.2.3-20
in Brennkammer 3.2.1-1
Sprühkegel ablenken 3.2.3-4
 Einschläge (Carbon Impact) an
- Turbinenschaufeln 3.3.2-6, 4.1-16
Boroskopbefund 4.1-16
 in Brennkammer 3.2.3-4
 im Ölsystem
Entfernen mit alkalischer Spülung 3.5.1-13
 Partikel
als Filtrerrückstand 3.5.1-8
aus Brennkammer 3.3.2-1
in Schaufelkühlung 3.3.2-8
 Schichten, Haftfestigkeit 3.5.1-13
- Kompensator** (Dehnbalg) 3.7.1-4
- Komponenten** einer Gasturbine
 Brennkammer 2.1-6
 Turbine 2.1-6
 Verdichter 2.1-6
 Zusammenwirken 5.1-10
- Kompressionsverformung**
 O-Ringe 4.2.3-10
- Kondenswasser** (Kondensat) im Ansaugbereich
Bildung 2.6-2
Vereisung 3.7.1-13
 Wälzlagerschäden 3.5.2-2
- Konservierung**
 bei Stillstand 3.5.2-2
- Konstruktionsphilosophien** 2.1-14
- Konstruktionsprinzip**
 Reparaturfreundlichkeit 4.2.1-6
- ‘Kontinuierliche’ Maschinenüberwachung** 5.1-5
- Kontrolle**
 Kontrollarbeiten
während des Betriebs 4.1-8
während Stillstandzeiten 4.1-6
 des Öls 0-6
 Filter 3.5.1-3
 Magnetstopfen 3.5.1-10, 3.5.1-3
 Mahnen 4.1-4
- Konvektion** 4.1-2
 Kühlung 3.3.1-9, 3.3.1-11
- Kopfräger**
 Zahnrad 3.7.2-4
- Korngrenzen**
 Einfluss auf Kriechen 3.3.1-13
- Körperschall** 1-7
- Korrosion** 3.6.1-12
 an Kanten 3.6.1-12
 an versilberten Bauteilen 2.4-2
 Anlagenaufbauten 3.1.2.2-3
 Blasenbildung 3.6.1-12
 Chromstähle 3.1.2.3-4
 durch Beschichtung 3.1.2.3-4

- durch Schmiermittel 2.4-2
 durch Schwitzwasserbildung 2.4-2
 Einfluss auf Rissfortschritt 3.1.2.3-7
 Einlaufbelag /-schicht 3.1.2.3-4, 3.1.2.4-11
Elementbildung 3.1.2.3-4
 Folgen an Verdichterschaufeln 3.1.1-19
 Gefährdete Bauteile 3.1.2.2-3
 Gleitlager 2.5-17, 3.5.2-12, 3.5.2-15
 Gleitringdichtung 4.2.3-18
 Halogene als Medium 3.1.2.3-2
 im Kraftstoffsystem 4.1-2
 im Stillstand 3.1.2.3-4
 im Verdichter 3.1.2.3-1
 in der Niederdruckturbine 3.4-2
 infolge ungenügender Reinigungsbäder 3.6.1-12
 Lackierte Bauteile 3.1.2.2-3
 Lager 3.5.2-1, 3.5.2-2
 Lochfraß 2.4-2, 3.1.2.3-1
 Lot 3.1.2.3-4
 Magnesiumlegierung 3.6.1-2
 Meeresatmosphäre 3.6.1-2
 Narben auf Lagerlaufflächen 3.5.2-2
 Rissbildung 4.2.21
 Salzablagerungen 3.1.2.3-1
 Schutz vor 3.1.2.3-4
für Magnesiumteile 3.6.1-12
Stähle 3.1.2.3-2
 Spritzbelag 3.1.2.3-4
 Standortbezogen 3.4-6
 Stillstand 3.1.2.3-1, 3.1.2.4-4
 Titanlegierung 3.1.2.3-2
 unter beschädigter Lackschicht 3.6.1-12
 Verdichter 3.1.2.3-7
Scheibe 3.1.2.1-4
 Vermeidung 3.1.2.3-4
 von Lackbeschädigung ausgehend 3.6.1-2
 während des Betriebs 3.1.2.3-2
 Wälzlager durch 3.5.2-2
 Werkstoffe (empfindliche) 3.1.2.3-4
- Kraft-Wärme-Kopplung** 2.1-2, 2.1-8
Kräfte auf Hauptlager
 Einfluss von Dichtungen 4.1-8
Kraftstoff 3.2.1-1
 Absetzzeit 2.6-10
- Abstrahlungsenergie der Flamme 4.1-2
 Änderungen, Risiko der Selbstzündung 3.2.1-12
 Art, Einfluss auf Lebensdauer 4.1-2
 Auswirkungen 2.6-1
 Einfluss auf Lebensdauer 2.6-1
 Einfluss
auf Kosten 4.1-2
auf Überholintervalle 2.6-3, 2.6-6
 Handhabung 2.6-10
 Schadstoffemission 2.6-2
 Schwefel 2.6-3
 Schwefelwasserstoff Verunreinigung 2.6-8
 Sorte wechseln 2.6-2
 Spezifikation, Änderung 2.6-6
 Typ, Einfluss auf die Instandhaltung 2.6-5
 Überwachungsparameter 5.1-10
 Verbrauch
als Symptom 4.2.1-3
Einfluss des Verdichterszustands 3.1.2.2-1
der Dichtungen 2.5-4
Luftdurchsatz 3.1.2.2-163.1.2.2-16
Spezifischer 4.1-10
Überwachung 5.1-4
 Verbrennung 3.2.1-1
 Verunreinigungen, Einfluss auf Wartungsaufwand 4.1-2
 Wassergehalt 2.6-8
 Zusammensetzung, Einfluss auf die Verbrennung 2.6-2
- Kraftstoff-Sprühkegel**
 Ablenkung 3.2.3-4
Kraftstoff-Tröpfchen
 Einfluss auf Brennkammerschwingungen 3.2.2-10
Kraftstoff/Luftverhältnis 3.2.1-7
Kraftstoffdüse/Brenner
 Ablagerung 2.6-9
 Erosion 3.2.3-4
 verkoken 2.6-2
 Verzug der Aufhängung 3.2.3-4
 Brennkammerschwingung 3.2.2-10
 Fehlfunktion 3.2.3-15
 Kosten 2.1-7
 Qualität, Kontrolle 2.6-10
- Reinigung 2.6-9
 Verstopfung 3.2.3-4
Kraftstoffeinspritzung
 Folge einer Fehlfunktion 2.2-6
Kraftstofffilter
 Wechsel/Reinigung 2.6-9
Kraftstoffnebel 3.1.2.2-4
Kraftstoffreste
 Verbliebene 2.2-6
Kraftstoffsystem
 Fouling 2.6-8
 Geeignete Betätigung 2.6-9
 Korrosion 4.1-2
- Kranz**
 Bereich
Heißgaseinbruch 3.3.2-7
Überhitzung 3.3.2-7
 einer Scheibe 3.3.1-8
 Riss, Turbinenrad 2.4-1, 3.3.1-14, 3.3.2-13, 3.3.2-14
Kriechbeanspruchung (Zeitstandsbeanspruchung) 1-10
 Bereiche 2.3-3
 Brüche
an Turbinenschaufeln 0-10
Schrauben 4.2.34
Kriechdehnung/Kriechen 2.2-10, 2.3-1, 2.3-3
 Messung 3.3.2-10
 Einfluss von Korngrenzen 3.3.1-13
Kriechfestigkeit 3.3.1-12
Kriechkurve 2.3-3
Kriechlebensdauer 2.3-6
 Temperatureinfluss 2.3-4
Kriechschädigung 3.3.2-9
 Kriechporen 3.3.2-2, 3.3.2-9, 4.2.3-4
an Schrauben 4.2.34
- Kriterien**
 für die Beschaffung 1-8
Kritischen Risslänge (Gewaltbrucheintritt) 5.3-4
Kügelchen
 im Öl 3.5.1-10
Kügelchenproblem 3.1.2.4-11, 3.2.3-9
 Thermische Spritzbeläge 3.1.2.4-16
Kugelstrahlbehandlung/Kugelstrahlen 0-7, 3.1.2.1-3, 3.1.2.1-8
 Schaufelfuß 3.1.2.1-8
 Schwingfestigkeit 3.1.2.1-3
 Verfahren 3.1.2.1-14

Kühler

Ansaugluft 3.7.1-1
Wasser 3.7.1-3

Kühlluft

ungewollte erhöhte Menge 3.1.1-12

Kühlluftbohrung

Rissbildung innen 3.3.2-6, 3.3.2-10, 3.3.2-11

Kühlluftführung

Verstopfung 0-6, 2.5-5
durch Stäube 3.3.2-8

Kühlluftleckage 3.3.1-9, 3.3.2-8**Kühlluftschleier** 3.2.1-3, 3.3.1-5**Kühlluftstrom**

Stäube im 3.1.2.2-3

Kühlluftstrukturen 5.2-3**Kühlluftsystem**

Verstopfung 0-10

Kühlluftwärmetauscher

Vereisung 3.7.1-13

Kulanz

Versicherung 0-5

Kundendienst

Beschaffungskriterium 1-3

Kunststoffe, Einfluss von Lösungsmitteln 4.2.2-1**Kupfer**

im Öl 3.5.1-9

Kupplung

Anfahrstöße 3.6.1-15
Axialrisse am Zahngrund 3.6.1-16
Eignungsnachweis 3.6.1-15
Fluchtungsfehler 3.6.1-15
Ölumlaufschmierung 3.6.1-13
Rissbildung 3.6.1-15
Schmierstoffmangel 3.6.1-13
Schmierung mit Lecköl 3.6.1-15
Schwingrisse 3.6.1-16
Versagen 3.6.1-15
Verschleiß 3.6.1-13
Vibrationen 2.5-18

Kurzschluss 3.6.2-5

Thermoelement 3.6.2-7

Kurzzeitermüdung. Siehe LCF**L****Labyrinth/-dichtung** 2.5-2, 3.5.1-1
3.1.2.4-5

Achsschub 3.5.1-1

Aufgaben 3.1.2.4-5

Anstreifen 2.5-6, 3.1.2.4-5

Belastungsspezifische Schadensbilder 3.1.2.4-15

Dichtungsspalte 2.2-4

Einlaufverhalten 3.1.2.4-14

Funktion 3.1.2.4-12

Hartstoffpanzerungen 3.1.2.4-16

Leckage 3.1.1-11

Leckströmung 3.1.2.4-5

Modulbauweise 3.1.2.4-5

Montage 4.2.1-6, 4.2.1-11

Oxidationsschäden 3.1.2.4-16

Panzerung 3.1.2.4-5

als Filterrückstand 3.5.1-8

Fertigungsmängel 3.1.2.4-6, 3.1.2.4-16

Reparatur 3.4-5

Aufschweißen 3.4-5

Ring, Versagen 3.1.2.4-14

Risse/-bildung 2.5-5, 3.3.2-14

Schaden 4.2.1-10

durch Handhabungsfehler 3.1.2.4-16

Mechanismus 3.1.2.4-5, 3.1.2.4-14

Selbstverstärkender 4.2.1-10

Versagen 3.1.2.4-14

Schwingungen 2.5-16

Spitzen

Gratbildung 3.1.2.4-15

Reparatur 1-12

Verschleiß, Einfluß auf Lager 2.5-3

Lack/-schicht/Lackierung

Beschädigung, Korrosion als Folge 3.1.2.2-2, 3.1.2.2-3, 3.6.1-2, 3.6.1-12

Werkstoffe, Auswirkung 4.2.2-1

-nebel 3.1.2.2-4, 3.1.2.2-9

Partikel, Abblätterungen 3.7.1-2

Schaufel 4.2.1-2

Lageangaben

Positionen am Triebwerk 3.1.1-2

Lager (Wälzlager) 3.5.1-4

Aufhängung

Elastische 3.5.1-4

Gedämpfte 3.5.1-4

Beanspruchung/Belastung 2.5-2, 3.5.1-1

Einfluss von Druckdifferenzen 3.5.1-1

Tendenz 3.5.1-6

EHD 3.5.1-6

Fremdpartikelempfindlichkeit 3.5.1-6

Kammer 3.1.2.4-12, 3.5.1-5

Abdichtung 3.1.2.4-12

Korrosion 3.5.2-1, 3.5.2-2

im Stillstand 3.5.2-2

Kräfte

Dichtungszustand 2.5-2

Richtung 2.5-2

Laufbahn/Lauffläche, Identifikation eingedrückter Partikel 3.5.1-4

Korrosionsnarben 3.5.2-2

Lebensdauer, abhängig von Frischölfilter 3.5.1-5

Montageprobleme 3.5.2-1

Probleme bei Modultausch 4.2.1-12

Radialbelastung 3.5.1-1

Schaden 2.5-5

Auswertung 3.5.1-4

Ermittlung der Schadensursache 3.5.2-8

Früherkennung 3.5.1-4

Ölfeuer 3.5.1-11

Schweißarbeiten 3.5.2-1

Stromdurchgang 3.5.2-1

Trend 5.1-6

Sitz

aus Wolframcarbid 4.3-10

Problematik auf Titan 4.3-10

Streben, Schwingung 2.5-8

Transportschädigung 3.5.2-1

Temperatur 3.5.1-2

Überwachung, mit Schwingungsaufnehmern. 5.1-13

Vibrationen durch 2.5-17

Längendehnungsmessung

Turbinenschaufel 3.3.2-10

Längsgeteilte Gehäuse 1-11**Langzeit**

Einflüsse 2.3-2

Trend, Temperatur Turbinenschaufel 3.3.3-5

Versagen, Schadensrate 4.1-10

Lärm

Abgas 3.7.1-4

Emission, Standort 3.7.1-4

Laser

Doppler Anemometrie 5.1-13

Bearbeitung, Schmelztropfen 3.3.2-1

Lastverteilung

Hinweis durch Laufspur 3.5.2-4

Lauf- und Leitschaufeln.

Kontakt 3.1.1-17

Laufbahnschäden

- Gleitringdichtung 4.2.322
- Laufspur**
Hinweis auf Lastverteilung in Wälzlager 3.5.2-4
- LCF/-Beanspruchung/-Ermüdung** 3.1.2.1-6
Definition 3.1.2.1-6
Turbinenscheibe 3.3.1-4
Integrales Rad 3.1.2.1-10
- Lebensdauer** 4.1-4
Begrenzung
Grund für Reparatur 0-8
Rotorkomponente 5.3-6
von Teilen 0-3
Bestimmende
Betriebsparameter 4.1-4
Komponenten 1-4
Brennkammer 3.2.1-4
Einfluss
Aerosole im Erdgas 2.6-2
Belastungszyklen 4.1-2
Kraftstoff 2.6-1
Art 4.1-2
Oxidation 0-6
Scheiben 3.1.2.4-12
Startzahl 1-10, 4.1-2
Umgebung 4.1-2
Wartung 4.1-2
Ende, Betriebsschädigung 4.1-19
Gasturbine 2.2-1
Heißeile 3.3.3-5
Gekühlte 3.1.2.2-3
Turbinenscheibe 3.3.1-5
Komponenten 0-3
Rotoren 2.1-4
Stationärer Betrieb 2.3-5
Überwachung 0-4, 5.1-4
Verbrauch, Turbinenschaufeln 3.3.3-1
Wälzlager, Abhängigkeit von Maschenweite der Ölfilter 3.5.1-6
- Leck/Leckage/Austritt**
Auffindbarkeit bei Prüflauf 3.6.1-7
Erkennen bei Wartung 4.1-6
Hilfsstoffe 1-6
im Ansaugkanal 3.7.1-2
im Hochdruckverdichter 5.1-6
Öl
Schmierung einer Kupplung 3.6.1-15
Verdichterverschmutzung 3.1.2.2-2
Stellen in Rohrleitungen 3.6.1-6
- Strömung in Labyrinth 3.1.2.4-5
Verluste minimieren 3.1.2.4-1
Wellendichtring 4.2.3-16
- Leichtmetall/-guss**
Gasporen 3.6.1-10
Infiltration von Guss 3.6.1-10
Oxidhäute 3.6.1-3, 3.6.1-10
Porositätsfelder 3.6.1-3
Sandguss 3.6.1-10
Undichtigkeit von Sandguss 3.6.1-10
- Leistung**
Einfluss auf Lebensdauer 2.3-6
Entnahme (mechanisch), Verdichter 3.1.1-11
Messung 3.6.2-1
Steigerung 3.3.1-12
Überwachung 5.1-3
- Leistungsklasse**
Einfluss auf Schadenskosten 0-11
- Leistungsloch** 2.2-4, 2.5-4
- Leistungsturbine** (Arbeitsturbine), 2.1-3
Überwachungsparameter 3.1.1-9, 5.1-10
- Leitapparat/Leitschaufeln** 3.1.1-9
Schaden
Hochdruckturbine 5.1-6
Zonen 3.3.1-7
- Leitungen**
Beschädigung 3.6.2-4
Verlauf, Einfluss auf Wasseransammlung 2.6-9
- Lichtbogen**
Schädigung einer Rohrleitung 3.6.1-7
- Lichtleiter**
Bruch 3.3.3-6, 3.6.2-8
Enger Biegeradius 3.3.3-6, 3.6.2-8
zum Pyrometer 3.3.3-1
- Life Management** 5.3-4
- Life Monitoring** 5.3-3
- Lifing** 5.3-3
- Linsen** (Pyrometer)
Mattierung 3.6.2-4
- LME.** *Siehe* Lötrissigkeit
- Lochfraß/-korrosion** 2.4-2, 3.1.2.3-1
- Lock-in surge.** *Siehe* Pumpvorgang: nicht auflösbar
- Logistik**
Einfluss von Überwachungs-
- daten 5.1-4
Probleme 2.3-5
- Losbrechmoment** 4.1-12, 4.2.3-2
- Lösungsmittel** 4.2.2-1
Ansaugen 3.1.2.2-3
- Lot**
Korrosion 3.1.2.3-4
- Lötrissigkeit.** *Siehe* auch LME 4.2.3-6
- Low Cycle Fatigue** (=LCF)
Starts 2.2-3
- Low NOx** 3.2.1-1
Eigenschaften einer Gasturbine 2.1-13
- Lower heating value** (=LHV). *Siehe* Heizwert
- Luft**
Austreten von 0-2
Durchsatz
Kraftstoffverbrauch 3.1.2.2-16
Messung 5.3-2
Einblasung, Verhinderung des Verdichterpumpens 5.1-17
Einlass/Eintritt
Bypassventile 3.7.1-1
Filter 3.7.1-1
Schutzgitter 3.7.1-7
Wetterschutz 3.7.1-7
System 3.1.2.4-12
Entnahmeleitung, Bruch 0-15, 5.1-6
Feuchtigkeit 3.1.2.2-4
angesaugte Luft 1-8
Überschuss in Brennkammer 3.2.2-3
Verschmutzung/-verunreinigung *im Verdichter* 3.1.2.2-1
Rückschlüsse aus Filterablagerungen 3.7.1-2
scheinbar harmlos 3.1.2.2-9
typische 3.1.2.2-4
Ursachen 3.1.2.2-2
- Luftstrudel.** *Siehe* Bodenvortex
- Luftsystem** 3.7.1-7
- Luftvorwärmer**
Vereisung 3.7.1-7
- Lunker** (in Gusswerkstoff)
Öffnen bei Überholung 3.6.1-10
- Lyra mode.** *Siehe* Ecken-schwingungen und Eckenausbrüche /-risse: Schaufelspitze

M

Macpherson Kurve 3.5.1-6
Magnesiumlegierung/-teile
 Korrosion 3.6.1-2
Schutz 3.6.1-12
Magnetische Sensoren 3.6.2-5
Magnetoskopprüfung (auf Sulfidation) 3.4-8
Magnetstopfen 3.5.1-5, 3.5.1-10, 3.5.1-12
 Ablagerung 3.5.1-3, 4.1-13
 Ablagerungen 3.5.1-10
 Befund
Dokumentation 3.5.1-12
Entscheidungsbaum 4.1-13
 Kontrolle 3.5.1-3, 3.5.1-10
Maintenance Factor 2.2-10
Maschinen
 Beschaffung 2.4-2
 Geräusche abhören 4.1-8
 Konstruktion, Einfluss auf
 Inspektionsaufwand 4.1-6
 Parameter 5.1-6
 Überwachung 0-4
 Computergestützt 4.2.1-1, 4.2.1-5
 Versicherungen 0-8
 Zustand, Hinweise 4.1-8
Maßungenaugigkeiten
 Rohrleitung 3.6.1-8
Matching. *Siehe* Komponenten:
 Zusammenwirken
Materialaufschmierung
 Einlaufbelag 3.1.2.4-10
Mechanische Beschädigungen
 Ausblenden 0-6
Meeresatmosphäre 3.1.2.2-4
 Auslösen von Sulfidation 3.4-4
 Korrosion 3.1.2.3-1
 Korrosion durch 3.6.1-2
Mehrwellenmaschine 2.1-2
Membrane
 einer Rotorscheibe 3.1.2.1-8
Messing
 im Öl 3.5.1-9
Messung der Emissionen 3.2.3-16
Messwerte
 Plausibilität 5.1-4
 von Komponenten für Überwachung 5.1-10
 Übertragung 3.6.2-1
Metallgrate
 als Filterrückstand 3.5.1-8

Metallspan
 als Filterrückstand 3.5.1-8
Methan
 Zündzeitverzug 3.2.1-11
Mg-Legierung
 Schwingfestigkeit 3.6.1-1
Mikrobewegungen
 Schaufelauflage 3.1.2.1-14
Mikrofokusprüfung/-röntgen 5.3-2
 Rissprüfung 1-13
Mild Stall. *Siehe* Rotierende
 Ablösung
Mindest-Zeitabstand
 bei Neustart 2.2-2
Minizyklen 4.1-2
Mischreibung
 Gleitlager 3.5.2-14
 Wälzlager 3.5.1-6
Mischzone 3.2.1-4
 Brennkammer 3.2.1-4
Mittlere Temperatur
 von Turbinenrotorschaukeln
 3.3.3-1
Modalanalyse 3.1.2.1-12
Modul/
 Bauweise 1-11, 2.1-17, 3.1.2.4-5, 4.1-6, 4.2.1-6
 Derivat als Beispiel 2.1-17
 Fügestellen/-bereich 4.2.1-14, 2.1-8
 Montage
Labyrinth 4.2.1-6
Rollenlager 4.2.1-6
 Probleme 4.2.1-11
Labyrinth 3.1.2.4-5, 4.2.1-11
Montage 3.5.2-1
 Tausch/Wechsel 4.1-8, 4.2.1-10
 Trennstellen 4.2.1-11
Monitoring 4.1-8. *Siehe auch*
 Überwachung; Überwachung:
 der Maschine
 Computergestützt 2.3-5
 Verschmutzter Verdichter 3.2.3-16
Monolithische Keramik 3.3.1-15, 5.2-5, 5.2-6
Montage 3.1.2.2-12, 3.6.1-1
 Beschädigung
Turbinenschaufel 4.3-10
Zahnrad 3.6.1-2
 Bürstendichtung 11.2.2.3-6
 Fremdkörpergefahr 3.1.2.2-12
 Methode für Wellendichtring
 4.2.3-14
 O-Ring 4.2.3-11

Probleme 3.6.1-1, 4.2.1-9
bei schlechter Zugänglichkeit
 4.2.1-7
Lager 3.5.2-1
 Schaden 4.3-11
 von Wellendichtungen 3.6.1-2
 Vorrichtung, fehlende 4.2.1-8
Montagespalt 3.1.2.4-3
 Spitzenspiel 3.1.2.4-3
MoS₂-haltiger Schmierstoff
 Rissbildung in Ni-Legierungen
 4.2.3-2
Motivation
 Einfluss auf Wartung 4.1-2
 Personal 3.1.2.2-12
MTBF (Mean Time Between Failure) 5.3-6
Multi-axed Gefüge (Gusswerkstoff)
 3.3.1-13
Muttern 4.2.3.1
 Selbstsichernde 4.2.3-2
 Sulfidation 3.4-6
N
Nabe
 einer (Rotor-) Scheibe 3.1.2.1-8
 Beanspruchung/Belastung 2.2-9, 3.3.1-14
 Riss im Turbinenrad 3.3.2-13
Nacharbeit
 geschädigter Komponente 0-7
Nachgießen von Öl 3.5.1-14
Nachuntersuchung gelaufener Teile
 5.3-3
Nachweis
 Betriebseigenschaften 1-5
 Grenze, Fehlergröße 5.3-4
 Haltbarkeit von Komponenten
 3.1.2.2-3
 Reparierbarkeit 1-13
 Zahnkupplung 3.6.1-15
Nasskorrosion
 im Turbinenbereich 3.4-3
Natrium
 Auslösen von Sulfidation 3.4-4
NBC (National Building Code) 2.5-8
Nebel in Ansaugluft 3.7.1-12
NEMA (National Electrical Manufacturers Association)
 2.5-8
Neubeschaffung
 Auswahlkriterien 0-8

- Neue Technologie/-en** 0-8
 Investitionsentscheidung 5.1-1
- Neustart** 2.2-1, 2.2-6
 Mindest-Zeitabstand 2.2-2
 Zeitpunkt 1-6, 2.2-2
- Neuteile**
 Tausch gegen 0-3
- Neuzustand**
 Wirkungsgrad als Beurteilungsmaßstab 3.1.2.2-1
- Ni (Nickel)**
 im Öl 3.5.1-9
- Nickel-Grafit-Beläge/-Spritzschichten** 3.1.2.4-4
 Alterung 3.1.2.3-8
- Nickelbasislegierung** 3.3.1-3
- Niederdruckteil** einer Gasturbine 2.1-6
- Niederdruckturbine** 2.1-4, 3.4-1
 Abstützungseffekt durch Schaufeldeckbänder 3.4-3
 Einsatz von Einkristallwerkstoff 3.4-2
 Gefügeveränderungen 3.4-3
 Korrosion
durch Schwitzwasserbildung im Stillstand 3.4-6
Nasskorrosion 3.4-6
 Probleme 3.4-3
 Schadensmechanismen 3.4-2
 Schwingungen 3.4-3
 Sulfidation 3.4-3
Fensterbildung 3.4-10
- Nietverbindungen** 3.1.2.2-5
- Normalbetrieb**
 Abweichungen von 4.1-8
- Notabschaltungen** 2.4-1
- Notlaufeigenschaft**
 Gleitlager 3.5.2-12, 3.5.2-14
- NOx/- Bildung/-Entstehung** 3.2.1-7, 3.2.1-8, 3.2.1-9, 3.2.3-16
 Einfluss der Verbrennungstemperatur 3.2.1-8
- Nußschalen**
 Reinigung mit 4.2.1-2
- Nutzleistung** 3.4-1
 Einfluss des Verdichterzustands 3.1.2.2-1
- Nutzturbine** 2.1-4. *Siehe auch* Leistungsturbine
- O**
- O-Ring** 2.3-10, 4.2.3-8
 Blasenbildung 4.2.3-10
- Bleibende Verformung 4.2.3-10
 Chemische Zersetzung 4.2.3-10
 Einbauschaden 4.2.3-10
 Extrusion 4.2.3-10
 Kompressionsverformung 4.2.3-10
 Montage 4.2.3-11
 Rissbildung 4.2.3-10
 Schaden/Schädigung
Bild 4.2.3-10
durch Wasserdampf 4.2.3-11
Mechanismen 4.2.3-10
Thermische 4.2.3-10
Überhitzung 4.2.3-10
Ursachen 4.2.3-10
 Schrumpfen 4.2.3-11
 Spiralschäden 4.2.3-10
 Verdrillung 4.2.3-10
 Vergessener 4.2.3-12
 Verrutschende 4.2.3-12
 Versprödung 4.2.3-8, 4.2.3-10
- Oberflächenfilter** 3.7.1-8
- Oberflächenverbrennung** an Turbinenschaufel 3.3.2-3
- OEM** (=Original Engine Manufacturer), Hersteller 0-4, 2.1-1
 Information bei Schäden 0-6
- Öffnung der Maschine**
 Schadenserkenkung 0-15
- Oil Hiding** 3.6.1-4
- Oil smoke**. *Siehe* Ölrauch
- Öl** 3.5.1-1
 Abführung der Verlustleistung 3.7.2-1
 Ablassen 3.5.1-14
 Additivkonzentration 3.5.1-14
 Alterung, durch Oxidation 3.7.2-2
 Analyse 3.5.1-3, 3.5.2-2, 4.1-12
Trend 3.5.1-3
vor Inbetriebnahme 3.5.2-2
Verfahren 3.5.1-9
 Dokumentation des Stopfenbefunds 3.5.1-12
 Entscheidungsbaum für Befund 3.5.1-12
 Kavitation durch Wasser 3.5.2-18
 Kontrolle 0-6
 Korrosion in Gleitlagern 3.5.2-15
 Mangel im Getriebe 3.7.2-1
 Nachgießen 3.5.1-14
 Partikel 3.5.1-1
Chroml 3.5.1-9
Eisen 3.5.1-9
Ferromagnetische 3.5.1-10
im Getriebe 3.7.2-1
Kügelchen 3.5.1-10
Kupfer 3.5.1-9
Messing 3.5.1-9
Nickel 3.5.1-9
Strahlgut 3.5.1-10
 Probe 3.5.1-9
bei Wälzlagerschaden 3.5.2-9
Zeitpunkt der Entnahme 3.5.1-9
 Schwebestoffe 3.5.1-9
 Selbstzündung 3.5.1-2, 3.5.1-11
 Späne von Bearbeitung 3.5.1-10
 Temperatur 3.5.1-1
Einfluss auf Ölfeuer 3.5.1-11
 Titanpartikel 3.5.1-9
 Überwachung 3.5.1-3, 3.5.1-9
 Verkokung 3.5.1-2
 Versorgung, Getriebe 3.7.2-1
 Viskosität
Einfluss auf Kavitation 3.5.2-18
Einfluss auf Wälzlager 3.5.1-6
 Wechsel 3.5.1-3
- Öl/Luftgemisch**
 Zündbereich 3.5.1-11
- Ölabscheider** 3.5.1-5
- Ölaustritt** 3.5.1-2
 Gefahren 2.5-5
- Ölbohrplattformen**
 Betriebsbedingung 3.7.1-8
- Öldruck**
 Überwachung 3.5.1-14
- Ölfeuer** 2.5-5, 2.5-13, 2.5-14, 3.5.1-2
 Anzeichen 3.5.1-2
 Durch
Anstreichendes Labyrinth 3.5.1-11
Lagerschaden 3.5.1-11
Heißgaseinbruch 3.5.1-11
Öltemperatur 3.5.1-11
 Risiko 3.5.1-1, 3.5.1-2
 Schaden 3.5.1-2
- Ölfilter** 3.5.1-2
 Ablagerung 3.5.1-8
 Feinheit 3.5.1-6
 Untersuchungen 4.1-13
- Ölgedämpft**
 Wälzlager 2.5-10
- Ölkoks/-kohle** 3.5.1-2
 Rückschluss aus Durchflussmessung 3.5.1-14
- Ölkühler** 3.5.1-5, 3.7.2-1
 Vereisung 3.7.1-13

- Ölnebel 3.1.2.2-4
 Ölrauch 2.6-2, 2.6-4
 Ölreserve
 Verbrauch 3.5.1-2
 Ölsystem 3.5.1-1, 3.5.1-5, 3.6.1-1
 Dichtungselemente 3.6.1-1
 Überwachung 5.1-3
 Verkokung 2.4-1
 Öltank 3.5.1-5
 Ölumlaufschmierung
 Kupplung 3.6.1-13
 Ölwechsel 3.5.1-3
 On Condition (Maintenance) 4.1-4, 4.1-8
 OOD (Own Object Damage) 3.1.2.2-4
 Optische Kabel
 Feuchtigkeitsbedingte Spannungsrisskorrosion 3.6.2-4
 Schädigung durch Krümmung 3.6.2-4
 Optische Kontrolle (Boroskop) 4.1-14
 Optische Übertragungskabel 3.6.2-4
 Orangenschaleneffekt 3.1.2.4-16, 3.3.2-3, 3.3.2-6, 4.1-16. *Siehe auch* Oxidation
 OTD (Orbital Temperature Distribution = Temperaturverteilung am Umfang) 3.2.3-6
 Oxidation 0-7, 1-10, 2.2-10, 3.3.1-16
 Ausbrechen von Wabendichtungen 3.4-15
 Brennkammer 3.2.3-3
 Einfluss auf Lebensdauer 0-6
 Haftschiicht 3.2.3-14
 Honigwabendichtung 3.4-5
 Schaden
Labyrinth 3.1.2.4-16
Starke 4.1-16
Turbinenschaufel 4.1-16
 Schichtentstehung 3.3.2-1
Heißteil innen 3.3.2-8
 Schutzschicht
Einfluss auf Pyrometer 3.3.3-4
Riffelbildung 3.3.2-6
Thermische Spritzschichten 3.2.3-8
 Oxidhäute
 in Leichtmetallguss 3.6.1-3, 3.6.1-10
 Oxidnagel in Schutzschicht 3.3.1-16
- P**
- Package 2.1-2
 Peripherie 2.1-5
 Panzerung
 Labyrinth 3.1.2.4-5
 Schaufelspitze 3.1.2.1-8
 Parallelschäden 0-5
 Parallelwellengetriebe 3.7.2-2
 Parameter
 der Gasturbine 5.1-6
 für Wirkungsgradmonitoring 3.2.3-17
 Parametrische Modelle
 Emissionsminimierung 3.2.3-16
 Partikel
 im Öl (siehe Öl) 3.5.1-10
charakteristischen Merkmale 3.5.1-10
 Gleitlager 3.5.2-15
 Überwachung im Gasstrom 5.1-13
 Passflächenkorrosion. *Siehe* *Passungsrost*, *Fretting*
 Passsitze
 Versatz 2.2-6
 Passungen
 Korrosionsschutz 3.1.2.1-4
 Passungsrost. *Siehe* *Fretting*, *Passflächenkorrosion*
 Peppering 3.1.2.4-16
 Periferie einer Gasturbine 3.7.1-1
 Ablagerungen im Gasstrom 3.7.1-14
 Einfluss auf die Gasturbine 0-3
 Package 2.1-5
 Strömungswiderstand 3.7.1-14
 Personal 0-3
 Ausbildung 2.5-8
 Boroskopinspektion 4.1-14
 Fremdkörpervermeidung 3.1.2.2-12
 Motivation 3.1.2.2-12
 Schulungen 4.1-1
 Weiterbildung 4.1-1
 Pflastersteinausbrüche 2.5-17. *Siehe auch* Schwinger-müdung; Gleitlager
 Gleitlagerschaden 3.5.2-16
 Pflegearbeiten an Gasturbine 4.1-7
 Phasenumwandlung
 Wärmedämmschicht 3.2.3-14
 Fotografische Dokumentation 4.1-14
- Planetengetriebe 3.7.2-2
 Planschlag
 Gleitringdichtungen 4.2.3-18
 Plasmaspritzschicht 3.2.3-8
 Plattenfilter 3.7.1-8
 Plattenschwingungen 3.7.1-4
 Plausibilität
 Messwerte 5.1-4
 Plenum. *Siehe* Vorkammer: Brennkammer
 Polyesterharz
 gefüllter Einlaufbelag 3.1.2.4-11
 Polykristallines Gefüge 3.3.1-3
 Popniete (Blindniete) 3.1.2.2-5
 Poren/Porosität
 Bildung in Schichten (Kirkendalleffekt) 3.3.1-16
 Felder in Leichtmetallguss 3.6.1-3
 in Leichtmetallguss 3.6.1-10
 Korrosionseinfluss 3.1.2.3-2
 Öffnen bei Überholung 3.6.1-10
 Thermische Spritzschicht 3.2.3-9
 Positionsangaben am Triebwerk
 Blickrichtung 3.1.1-3
 Lageangaben 3.1.1-2
 Power turbine. *Siehe* Niederdruck-turbine, Leistungsturbine
 Prallkühlung 3.3.1-11
 Primärschaden
 Identifikation 3.1.2.4-10
 Primärzone 3.2.2-2
 Brennkammer 3.2.1-4
 Probability of Detection (POD). *Siehe* Auffind-wahrscheinlichkeit
 Probenentnahme
 Öl, Zeitpunkt 3.5.1-9
 Problemanalyse (systematische) 0-4, 4.3-11
 Probleme
 an Lagern bei Modultausch 4.2.1-12
 Befestigungsschellen 4.1-19
 Dampfleinblasung 2.1-10
 durch Gasschwingungen 3.2.2-9
 Elastischer Bälge (Kompensatoren) 4.1-19
 Faktensammlung 0-4
 Flanschverbindungen 4.1-19
 Frühzeitige Erkennung 4.1-19
 Gehäuse 4.1-20
 Hochfester Schrauben 4.2.36
 Logistische 2.3-5

Radialverdichter 2.1-11
 Rohrleitungen 4.1-19
 Spannschlösser 4.1-19
 Verschraubungen 4.1-19
Produktfehler 0-12
Profilveränderung
 an Schaufeln 2.5-5
Verdichterschaukel 3.1.2.2-1
Provisorien, Risiken 1-5
Proximity Probes' 2.5-11. *Siehe auch* Abstandsmessung:
 Sonden für Spaltmessung
Prozessenergie 2.1-7
Prüflauf
 Auffindbarkeit von Lecks 3.6.1-7
 Betriebsnähe 2.6-6
PtAl-Schichten (Oxidationsschutz) 3.4-5
Pumpen des Verdichters/Pumpvorgang 3.6.1-1
 Dichtungseinfluss 2.2-4
 nicht auflösbarer 3.1.1-7
 Verhinderung durch
 Lufteinblasung 5.1-17
Pumpgrenze
 Absenkung 3.1.1-11
 Diagramm 3.1.1-9
 Abstand 3.1.1-9
PVD (Physical Vapour Deposition) *Siehe* Aufdampfen
Pyrometer 3.3.3-1, 3.3.3-6, 5.1-13
 Mattierung (Erosion) der Linsen 3.6.2-4
 Einfluss einer Oxidationsschutzschicht auf Messfleck 3.3.3-4
 Erkennen einer Verstopfung der Kühlluftführungen 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Erosion der Frontlinse (Mattierung) 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Kalibrierung 3.6.2-8
 Lichtleiter 3.3.3-1
 Optimierung
der Verbrennung 3.3.3-4
des Wirkungsgrads 3.3.3-4
 Reinigungsluft für 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Stroboskopisches (synchronisiertes) 3.3.3-1, 3.3.3-2, 3.3.3-3
 Temperaturwarnung 3.3.3-4
 Verschmutzung 3.6.2-2
der Frontlinse 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Wartungsaufwand 3.3.3-6, 3.6.2-8

Q

Quellen
 von Dichtungen 4.2.3-8
Querschnittsverengung
 Verkoken von Ölleitungen 3.5.1-2
Quirlverlust, Siehe
 Verwirbelungsverlust 3.1.1-17

R

Radial-Wellendichtring (Radialdichtring, Simmering) 4.2.3-8
 Einlauf 4.2.38
 Undichtigkeit 3.6.1-2
Radialbelastung
 Lager 3.5.1-1
Radialbrennkammer 3.2.1-6
Radialdichtring. *Siehe* Wellendichtring
Radiallager
 Gleitlager 3.5.2-12
Radialspalt
 Regelung des 5.1-13
 Verdichter 3.1.1-11
Radialverdichter 2.1-2, 2.1-11, 3.1.2.1-8
 Fremdkörperverhalten 3.1.2.2-6
 Probleme 2.1-11
 Räder 3.1.2.1-10
Rastlinie (auf Bruchfläche) 2.5-13
Rauch 0-2
 Entstehung/-entwicklung 4.1-8
Rauigkeit
 Anstieg, Wärmedämmschicht durch Erosion 3.2.3-15
 von Schaufeln 2.5-5
 Verdichter 3.1.1-13, 3.1.2.3-8, 5.2-1
Reaktionszone
 Brennkammer 3.2.1-4
Redundante Systeme 2.5-11
Referenzadressen
 für Beschaffung 1-3
Referenzzyklus 3.3.1-5, 4.1-2
Regler/ Regelung 3.6.1-1
 Fehlerhaft 3.1.1-7
 Radialspalt 5.1-13
 Einfluss einer Kardanwelle auf den 3.6.1-13
 Klemmen 3.6.1-3
Reibbeiwert
 Schaufelfuß, Einfluss auf Belastung 3.1.2.1-3

Reibkorrosion/Reiboxidation/ Reibroß/ Reibverschleiß.
Siehe Fretting 0-7, 3.1.2.1-3.
 bei Wasser- und
 Dampfeinbringung 3.2.2-7
 Brennkammer 3.2.3-2
 Isolation durch 3.6.2-4
 Sprengwirkung 3.6.1-15
Reibungsdämpfung
 Schaufelfuß 3.4-6
Reinigen/Reinigung
 Bäder/-mittel 4.1-3, 4.2.21
Kerosin/Wassergemisch 4.2.1-4
Korrosion durch ungenügende 3.6.1-12
Lösung 4.2.1-2
 Einigung für Verdichter 3.1.2.2-3
 Kraftstoffdüsen/Brenner 2.6-9
 Nusschalen 4.2.1-2
 Reisschalen 4.2.1-2
 Rückstände in Heißeilen 3.3.2-1
 Schaufeln 0-6, 2.5-2
Verdichter 3.1.2.2-2, 3.1.2.3-4, 4.2.1-1
 Verfahren, Schädigung durch 3.6.1-1
Reisschalen
 Reinigung mit 4.2.1-2
Relativbewegungen
 Rotor 3.1.2.4-8
Reparatur 4.1-1, 4.3-4
 Aufwand 4.1-2
 Beschichtungen gegen Verschleiß 3.6.1-15
 Eignung
von Technologien 4.3-3
von Teilen 0-3
 Einkristallschaufeln 4.3-3
 Entscheidungslinie 4.3-4
 Entwicklungskosten 4.3-4
 Freundlichkeit 4.3-3
der Gasturbine 4.3-3
Konstruktionsprinzip 4.2.1-6
 im "Shop" 4.3-1
 Kosten 4.3-4
der Turbine minimieren 3.3.3-5
 Labyrinthdichtung 3.4-5
Spitzen 1-12
 Lebensdauerbegrenzung als Grund 0-8
 Schweißungen
Voraussetzungen 1-12

- Triebwerksderivate 4.3-3
 Verhalten der Werkstoffe 4.3-3
 vor Ort 0-6
 Handbuchangaben 0-6
 Zeitpunkt 4.1-10
- Reparaturintensive Bauteile** 3.3.2-3
- Reparaturshop**
 Qualität 4.1-10
- Reparierbarkeit**
 als Beschaffungskriterium 1-13
 Nachweis 1-13
 von Teilen 0-3
- Reparierte Teile**
 wann verwenden 0-3
- Resonanz** (Schwingung) 3.1.2.1-2,
 3.1.2.1-12
 der Beschauelung 5.1-13
 Durchfahren 3.1.2.2-14
 Ermitteln 3.1.2.1-12, 3.1.2.1-13
- Restlaufzeit**
 Turbinenbeschauelung 4.2.1-7
- Restlebensdauer /-bestimmung**
 4.1-3, 5.3-1, 4.1-4, 5.3-3
 Abschätzung 3.3.2-9
 bei Turbinenleitschaukeln
 3.1.2.2-10
 Kriechdehnung 3.3.2-10
 mit Überwachungsdaten 5.1-4
- Retirement for Cause** 5.3-4, 5.3-6
- Revision** 4.1-9, 4.1-10, 4.1-12
 Einfluss auf Schadenshäufigkeit
 4.1-19
 Intervall 4.1-9, 4.1-10
 Schadenrisiko 4.1-8
 Zyklus 4.1-10
- Rezirkulation**
 Abgase 3.1.2.2-2
 Anordnung von Gebäuden
 3.1.2.2-2
- Richtvorgänge**
 Rohrleitung 3.6.1-9
- Riefen**
 in Gleitlager 3.5.2-15
- Riffelbildung** 3.3.2-6
 bei Schichten 3.3.1-16
 Diffusionsschicht (Oxidations-
 schutzschicht) 3.3.2-6
- Ringbrennkammer** 2.1-13, 2.1-
 14, 3.2.1-3, 4.2.1-6
 schräg verlaufende 2.1-14
- Risiko, Risiken**
 Abschätzungen
 bei Schadensfällen 5.3-4
 Hilfsmittel vor Ort 4.1-21
 bei 'Verbesserungen' 3.6.1-3
- Riss /-bildung**
 Abbohren 0-6
 an Gehäusen 4.1-21
 an Labyrinthen 2.5-5
 an Schaufelspitzen 2.5-5
 Arten, bauteilspezifische 3.1.2.1-
 5
 Auffindwahrscheinlichkeit 5.3-8
 beim Anstreifen 3.1.2.1-10
 beim Brünieren 3.6.1-15
 Boroskopbefund 4.1-17
 Durch Hydrauliköl in Titan-
 legierungen 3.6.1-7
 Durch Korrosion 4.2.2-1
 Durch Verformungsbehinderung
 in kälteren Zonen 3.3.2-11
 Entlastung eines Bauteils 3.3.2-
 13
 Erkennen mit Schwingüber-
 wachung 5.1-14
 Fortschritt
 Korrosionseinfluss 3.1.2.3-7
 Stabiler 3.3.1-5, 5.1-14
 Thermoermüdung 3.3.2-13
 Geschwindigkeit,
 Verlangsamung 3.3.2-12
 Gasführungen 0-6
 Gehäuse 2.5-13, 2.5-18
 Einfluss auf Steifigkeit 2.5-13
 Getriebe (Zahnräder) 3.7.2-2
 in Ni-Legierungen durch MoS₂-
 haltigen Schmierstoff 4.2.32
 Länge, Kritische 5.3-4
 O-Ringe 4.2.310
 Prüfung
 auf Mikrorisse 1-13, 3.1.2.1-5
 Thermoelemente 3.6.2-7
 Thermoermüdung 3.3.2-13
 Turbinenschaukel
 Eintrittskante 3.3.2-2
 im Inneren um Kühlluft-
 bohrungen 3.3.2-2, 3.3.2-10,
 3.3.2-11
 Spitze 3.3.2-6
 Verdichterschaukel 4.1-17
 Rotorschaukel 3.1.2.1-10
 Vielkeilkupplung 3.1.2.1-10,
 3.6.1-15
 Wachstumsphase 5.3-4, 5.3-4
- Rohrbrennkammer** 2.1-13, 3.2.1-3,
 4.2.1-6
 schräg radial orientierte 2.1-13
 Temperaturverteilung 2.1-13
- Rohrleitung**
 Anschmelzungen 3.6.1-7
 Auswirkung von Beschädigun-
 gen 3.6.1-8
 Befestigungspunkte 2.5-14
 Einbau 4.1-19
 Halterung 3.6.1-7
 Maßungenaugigkeiten 3.6.1-8
 Probleme 4.1-19
 Richtvorgänge 3.6.1-9
 Schäden 3.6.1-6
 Schädigung durch Lichtbogen
 3.6.1-7
 Scheuerstellen 3.6.1-7
 Schwingerermüdung 3.6.1-6, 3.6.1-
 8
 Verschraubung 3.6.1-7, 3.6.1-8
 Verspannung 3.6.1-1, 3.6.1-8
 Zugänglichkeit 3.6.1-7
- Rohrschelle.** *Siehe* Halterung:
 Rohrleitung
- Rollenlager**
 Modulmontage 4.2.1-6
 Schaden bei Modultausch 4.2.1-
 12
- Rollfilter** 3.7.1-8
- Röntgenprüfung**
 POD (Probability of Detection)
 5.3-9
- Rost**
 Abblätterungen 3.7.1-2
 Verstopfung durch 3.3.2-1
- Rotary shaft seal.** *Siehe* Gleitende
 Dichtungen
- Rotating Stall** (Rotierende Strö-
 mungsablösung, rotierender
 Strömungsabriss) 3.1.1-
 5, 3.1.1-15, 3.1.1-16, 5.1-17.
- Rotor** 3.1.2.4-2
 Auslenkung 3.1.1-17
 Belüftung 3.1.2.4-3, 3.1.2.4-12
 Dehnung 3.1.2.4-2
 Festsitzen/Klemmen
 im Stillstand 2.2-6, 3.1.2.4-8
 Anstreifen wegen 2.2-6
 Vibrationen wegen 2.2-6
 Gleitlagerung 2.5-10
 Lebensdauer 2.1-4
 Begrenzung einer Komponen-
 te 5.3-6
 Relativbewegungen 11.2.2.3-8
 Schaukeln, vor Ort tauschen 1-11
 Scheibe 3.1.2.1-5
 Kranz 3.3.1-9
 Membrane 3.3.1-9
 Nabenbohrung 3.1.2.1-8

- Risse* 3.1.2.1-5
 Unwucht 2.5-12
 Verkeilung, Fixierung für Transport 3.5.2-10
 Wärmedehnung 11.2.2.3-9
 Wuchten 2.1-17
Rotor Bow (Rotorbow). Rotor
 Verformung, Verbiegung, Rotor
 Verkrümmung: im Stillstand 2.2-3, 2.2-6, 2.4-1, 2.5-10, 2.5-16, 3.1.2.4-2
Vibrationen wegen 2.2-6
Rotor/Gehäuse
 Kontakt 3.1.1-17
Rotorzwischenring (Spacer)
 3.1.2.4-4
RTD (Radial Temperature Distribution) Radiale Temperaturverteilung) 3.2.3-6
Rückfedern
 nach Verformung 3.6.1-9
Rückmeldekabel
 Beschädigung 3.6.2-4
Rückköl 3.5.1-5
 Filter 3.5.1-5
 Pumpe 3.5.1-5
Rückstände
 Filter 3.7.1-2
Rumble (niedrig frequente Gas-schwingung) 3.2.2-9
Rundlaufabweichung
 Wellendichtring 4.2.3-12
Ruß
 Bildung
Brennkammer 3.2.1-7
Kraftstoffeinfluss 2.6-7
Wärmestrahlung 2.6-1
 Partikel
Einfluss auf Pyrometermessung 3.3.3-6, 3.6.2-8
Rußende Flamme
 Einfluss auf Brennkammerlebensdauer 2.3-1
- S**
Salz
 Ablagerungen
im Verdichter 3.1.2.2-2
Korrosion 3.1.2.3-1
 Schmelzen, Auslösen von
 Sulfidation in Heißeilen 3.4-8
Sampling (Restlebensdauerbestimmung) 5.3-3
Sandguss
 Leichtmetall 3.6.1-10
SC.(Single Crystal) *Siehe* Einkristall: Werkstoff
Schaden / Schäden / Schädigung 0-4
 Abblasventile 5.1-6
 Abhängigkeit von Betriebszeit 0-16
 Abhilfe 0-6
 Ablauf 0-5
 Akkumulation 3.1.2.2-14
 Analyse 0-4
bei Überholung 4.3-2
 Anbaugesetze 3.6.1-3
 an Industriegasturbinen 0-8
Derivat 0-10
Heavy Frame Maschinen 0-10
Unterschiede Derivat, Triebwerk 0-17
 Auslösende Einflüsse
Betreiber Verantwortlichkeit 4.3-11
 äußere Merkmale 4.1-19
 Bedienungsfehler 0-12
 bei Inbetriebnahme 4.1-18
 Betriebsfehler 0-12
 Bilder
Gleitringdichtungen 4.2.3-18
Gleitringlauffläche 4.2.3-20
Hochdruckturbinenrotorschaukel 3.3.2-6
Labyrinth 3.1.2.4-15
Schrauben 4.2.3-6
Verzahnung von Zahnrädern 3.7.2-6
von Laufringspuren an Gleitringdichtungen 4.2.3-20
O-Ringe 4.2.3-10
 Brennkammer 3.2.3-1, 3.2.3-3
 Bürstendichtung 3.1.2.4-17
 Dehnbälge (Kompensatoren) 4.1-19
 durch Entlackungsverfahren 3.6.1-1
 durch Farben 4.2.2-4
 durch Reinigung 3.6.1-1
 durch Schmierstoff 4.2.2-2
 Einspritzdüse 5.1-6
 Entstehung 0-3
 Erkennung
bei Öffnung der Maschinen 0-15
Frühzeitige 0-4
Komponentenabhängig 0-8
 Erscheinungsformen 3.3.2-5
 Fertigung 4.3-11
 Feuer und Explosionen 0-10
 Fremdkörper 0-12, 0-17
 Früherkennung 3.5.1-9
 Getriebe 3.6.1-3
 Gleitlager 3.5.2-12
 Gleitringdichtung 4.2.3-18
 Grad der Schädigung 4.1-10
 Grenzen für Gebrauchtteile 4.3-10
 Gutachter 0-4
 Hauptlager 3.5.2-1
 Häufigkeit 4.1-19
Badewannenform 0-15
Einfluss einer Revision 4.1-19
 Heißeile
Fachbegriffe 3.3.2-5
 Hochdruckturbinen
Leitapparat 5.1-6
 Honigwabendichtung 3.4-15
 in der Garantiephase 0-15
 Klärung 3.1.2.1-12
 Kompensatoren 4.1-19
 Komponenten 0-12
 Kosten 0-8
Einfluss der Leistungsklasse 0-11
 Kriterien einer Schädigung 4.1-6
 Lager
Gleit- 3.5.2-12
Wälz- 3.5.1-4
Makroskopische Erscheinungsformen 3.5.2-6
 Lebensdauerergrenzen 0-17
 Leistungsklasse 0-11
 Mechanismus
Fremdkörper 3.1.2.2-6
Gleitlager 2.5-17
Labyrinth 3.1.2.4-5, 3.1.2.4-14
Niederdruckturbinen 3.4-2
O-Ringe 4.2.3-10
Wellendichtring (Simmerring) 4.2.3-16
 Merkmale, Einlaufbelag 3.1.2.4-10
 Montage 4.3-11
 Nutzen 0-5
 Ölfeuer 3.5.1-2
 Primärursachen 0-8
 Produktfehler 0-12
 Pumpvorgang (Verdichter) 0-9
 Rate 0-3, 4.1-10
 Risiko
Abschätzungen 5.3-4

- bei Revision* 4.1-8
in ersten Laufstunden 4.1-8
 Rohrleitungen 3.6.1-6
 Schellen 4.1-19
 Schleichend 0-10
 Schmierpaste als Ursache 4.2.2-3
 Schwachstellen 0-15
 Statistik 0-8, 0-11
 Transport
 Lager 3.5.2-1
 Trends 0-12
 Turbinenschaufel, Individuelle 3.3.3-4
 Ursache
 bei Lagerschaden 3.5.2-8
 Einflüsse 0-5
 Ermitteln bei Wälzlagern 3.5.2-8
 Fehler 4.3-11
 Definition 4.3-11
 Gleitringdichtung 4.2.3-22
 O-Ringe 4.2.3-10
 Untersuchung 0-4
 Bericht 0-4
 Verhalten, Badewannenkurve 4.1-18
 Verhütung 0-4, 0-6, 4.1-7
 Überwachung 0-16
 Vorbeugenden 0-4
 Wartung 0-6
 Verlauf entsprechend
 Boroskopbefund 4.1-15
 Vermeiden 0-5
 Versicherungen 0-4
 Wahrscheinlichkeit, Einfluss auf
 Überholintervalle 0-3
 Wälzlager 3.5.1-4
 Weiterbetrieb Wieder-
 inbetriebnahme 0-6
 Wellendichtringe 4.2.3-16
 Zahnräder 2.5-17, 3.6.1-2
 Zentrale Dokumentation 0-5
- Schadstoff**
 Ausstoß (Emission) 3.2.2-1
 Einfluss
 Brennkammer 3.2.1-4
 Kraftstoff 2.6-2
 Verbrennung (z.B. Lack)
 in der Gasturbine 3.4-4
- Schall**
 Dämpfer 1-7, 3.7.1-2
 Abgas 3.7.1-3
 Austritts- 3.7.1-1
 Eintritts- 3.7.1-1
 Schutzhaube 1-7
- Sensoren 1-6
Schaufel 3.1.1-15
 Anstellwinkel 3.1.1-15
 Blatt
 Bruch, Korrosion 3.1.1-19
 Kante (Verdichter)
 Deformation 3.1.2.3-3
 Erosionsbild 3.1.2.3-8
 Kühlung (Turbine), Schädigung durch Kokspartikel 3.3.2-8
 Lackiert (Verdichter) 4.2.1-2
 Deckband (Turbine) 3.3.1-9
 Auftragsschweißung 3.4-8
 Abstützungseffekt 3.4-3
 Rissbildung zum Blatt 3.3.2-4
 Eintrittskante, verbrannt 3.3.2-6
 Fuß (Verdichter) 3.3.1-9
 Auflageflächen 3.1.2.1-3
 Behandlung bei Überholung 3.1.2.1-15
 Gleitbeschichtung 3.1.2.1-3
 Gleitlack 3.1.2.1-3, 3.1.2.1-14
 Plattform 3.1.2.1-8, 3.3.1-9
 Reibbeiwert 3.1.2.1-3
 Reibungsdämpfung 3.4-6
 Schwingungserregung durch festsitzende 3.4-6
 Verbacken durch Staubablagerungen (Turbine) 3.4-4
 Profilveränderungen (Verdichter) 2.5-5
 Reinigen (Verdichter) 2.5-2
 Schaft 3.3.1-9
 Schwingungen 3.1.2.1-10, 3.3.2-14
 Bruch durch Anstreifen (Verdichter) 2.5-5
 durch Luftstrudel 3.1.2.2-11
 Überwachung 5.1-13
 Vermeiden durch Verspannen 3.3.1-3
 Segmente (Spitzendichtung), Turbine 3.3.1-7
 Spitze
 Dichtspalte 2.2-4
 Dichtungen (Turbine), Verschleiß 3.4-15
 Eckenausbrüche /-risse (Verdichter) 3.1.2.1-3
 mit Hartstoffpartikeln (Hochdruckturbine) 3.2.2-8
 Rissbildung 3.3.2-6
 Schäden an Turbinenrotor-
- schaufeln* 3.3.2-6
Rissbildung 2.5-5
Schädigung bei Anstreifen (Verdichter) 3.1.2.4-11
Überschleifen (Verdichter) 3.1.2.4-7
 Temperatur, Individuelle 3.3.3-1
- Scheibe**
 Auslegung 3.1.2.1-5
 Belastung 2.2-3, 3.3.1-4
 Abstellen 3.3.1-5
 der Nabe 3.3.1-14
 Start 3.3.1-4
 Kranz 3.3.1-8
 Lebensdauer 3.1.2.4-12
 Membrane 3.1.2.1-8, 3.3.1-8
 Nabe 3.1.2.1-8
 Schwingungen, Rissbildung 3.3.2-14
 Thermoermüdung 3.3.1-5
- Schellen**
 Schäden 4.1-19
- Scheuerstellen** 4.1-19
 Rohrleitung 3.6.1-7
- Schicht**
 Abplatzer, Brennkammer 3.2.3-3
 Abzehrung 3.3.1-17
 Anschmelzung 3.3.1-17
 Ausbruch, Einlaufbelag 3.1.2.4-10
 Beeinflussung der Grundwerkstofffestigkeit 3.4-5
 Gefügeveränderungen 3.3.1-17
 Lebensdauer, Kriterien 3.3.1-17
 Risse 3.3.1-16, 3.3.2-3
 Systeme gegen Heißgaskorrosion 3.4-4
 Überhitzungserkennung 3.3.1-17
 Zustand ermitteln 5.3-2
- Schieber** in Reglern 3.6.1-3
Schiefstellung der Welle, Einfluss auf Wellendichtring 4.2.3-12
Schindelbauweise (Schindelbrennkammer) 3.2.1-3, 3.2.1-8, 5.2-2
Schleierkühlung 3.3.1-9, 3.3.1-11, 3.3.1-15
Schleifflächen, Einfluss von Riefen Wellendichtring 4.2.3-13
Schleuderversuche
 Getriebekomponenten 3.7.2-2
Schlupf (Käfigschlupf, Skidding) der Wälzkörper 3.5.2-4
Schmelzen von Staub
 Beeinflussung einer Wärme-

- dämmschicht 3.2.3-13
- Schmelztropfen**
von Elektronenstrahlbearbeitung 3.3.2-1
von Laserbearbeitung 3.3.2-1
- Schmiedelegierungen** für Turbinenschaufeln 3.3.1-13
- Schmiermittel/-paste/-stoffe** 4.1-3, 4.2.2-1, 4.2.2-3
Auslösen eines Turbinenradbruchs 4.2.3-2
bei Verschleiß 0-6
Korrosion durch 2.4-2
Mangel 3.6.1-4,
Kahnkupplung 3.6.1-13
mit Grafitzusatz. 4.2.2-3
mit MoS₂ 4.2.2-3
Schäden durch 4.2.2-2, 4.2.2-3
- Schmiersystemprobleme**
Vereisung 3.7.1-13
- Schnee** im Ansaugbereich 3.7.1-8, 3.7.1-12
- Schnellstart** 2.2-3
- Schraube** 4.2.2-2, 4.2.3-2
Anfressungen 4.2.3-4
Anzugsmoment 4.2.3-1
Anzugsvorgang 4.2.3-2
Brüche, Betriebsbelastung 4.2.3-4
Eindiffusion von Fremdmetallen 4.2.3-6
Festbacken/Festsitzen 2.6-3, 4.2.2-2
Fremdkörper 3.1.2.2-7
Fressriefen 4.2.3-4
Festsitzen 4.2.3-1, 4.2.3-2
Gewaltbrüche 4.2.3-4
Gewinde, Beschichten 4.2.3-1
Kriechbrüche 4.2.3-4
Lösen 4.2.3-2
Mehrmalige Verwendung 4.2.3-1
Problem
Alarmzeichen für 4.2.3-2
Erkannt vom Monteur 4.2.1-8
Schadensbilder 4.2.3-6
Schwingbrüche 4.2.3-4
Sicherung 3.1.2.2-5
Spannungsrisskorrosion 4.2.3-6
Sprödbrüche 4.2.3-4
Sulfidation 3.4-6
Grübchen 4.2.3-4
Überholung 4.2.3-6
Verhalten im Containmentfall 4.2.3-4
Versilberte 2.6-3
- Versprödungen 4.2.3-6
Vorbehandlung 4.2.3-2
Wärmebehandlungsfehler 3.6.1-8
Wasserstoffversprödung 3.6.1-8, 4.2.3-6
Wiederverwendung 4.3-3
- Schraubenbohrungen**
Korrosionsschutz 3.1.2.1-4
- Schraubendreher**
als Stetoskop 4.1-21
Schraubenmeßgerät 4.2.3-2
- Schrumpfen**
O-Ring 4.2.3-11
- Schrumpflunker** 3.6.1-10
- Schulungen**
Personal 4.1-1
- Schutzgitter**
Lufttritt 3.7.1-7
- Schwachstellen** 4.3-11
Gasturbine 1-4
Werkstofftypische 3.3.1-13
- Schwabenschwanz**
Fuß 3.1.2.1-8
- Nuten**, Rissbildung 3.1.2.1-10
- Schwarze Linie** (auf Schaufelblatt)
Boroskopbefund 4.1-17
- Schwebestoffe** im Öl 3.5.1-9
- Schwefel**
im Kraftstoff 2.6-3
- Schwefelwasserstoff**
im Kraftstoff 2.6-8
- Schweißarbeiten**
Lagerschaden 3.5.2-1
- Schweißbarkeit**
Einfluss auf Reparatur 1-12
- Schweißen**
Warmrissbildung 1-12
- Schweißspritzer**
Schwinganriss durch 3.1.2.1-2
- Schweißung**, Thermoermüdung 4.1-21
- Schwere Bauart**
einer Gasturbine 2.1-2, 2.1-14
Nachteile 2.1-3
Vorteile 2.1-3
- Schwerölablagerungen** 2.6-10
- Schwingbruch/Schwingriss/Schwingerermüdung** 3.1.2.1-6
Abgaskanal 3.7.1-4
Ausgehen von Fremdkörper 3.1.2.2-14
Anstreifen von Schaufeln 2.5-5
Gehäuse 2.5-10
Gleitlager (Schicht) 3.5.2-12, 3.5.2-16
- Kupplung (Verzahnung) 3.6.1-16
Öl-Einspritzdüsen 3.6.1-3
Rohrleitungen 3.6.1-6, 3.6.1-8
Schrauben 4.2.3.4
Startphase 2.2-2
- Schwingfestigkeit**
Al-Legierung 3.6.1-1
Mg-Legierung 3.6.1-1
- Schwingpegel**
Bewertung 2.5-7
- Schwingung** 2.5-7
Anregung, Verdichter 3.1.1-12
Aufnehmer (Geber, Sensoren, Sonde) 3.5.1-4, 3.6.2-1, 3.6.2-5
Lagerüberwachung 5.1-13
Auslösen durch Kardangelenke 3.6.1-2
beim Hochfahren 2.2-4
Bewertung 2.5-7
Betriebszustand des Auftretens 2.5-7
Brennkammer 3.2.2-7, 3.2.3-2
Diagnose 2.5-8
durch Anbaugeräte 2.5-17
durch einen Abtrieb 2.5-18
durch Lager 2.5-17
durch Turbinenleitschaufeln 2.5-16
Erkennbarkeit 3.5.1-4
Erregung, festsitzende Schaufelfüße 3.4-6
Frequenzbewertung 2.5-7
Gehäuse 2.5-8, 3.1.2.4-3
Intensität, Bewertung 2.5-7
Lagerstreben 2.5-8
Messung 2.5-8
Messwerte, Anstieg 5.1-6
Niederdruckturbine 3.4-3
Sensoren (Aufnehmer) 2.5-16, 3.5.2-1
Sonden 2.5-8
Überwachung (Warnsystem) 2.5-10, 3.5.1-4, 5.1-3
Ursachen 2.5-15
Verdichterschaufeln 3.1.1-6
von Labyrinthen 2.5-16
Warnsystem („Überwachung“) Gehäuse 2.5-18
Wellenbruch als Folge 2.5-18
Zeitpunkt des Auftretens 2.5-7
- Schwingungsanalyse** 2.5-8, 3.1.2.1-12
experimentelle 3.1.2.1-12
- Schwingungsgeber** (Aufnehmer,

- Sensoren, Sonden) 1-6
 Signalauswertung 2.5-7
- Schwingungsrissskorrosion**
 3.1.2.3-7, 3.1.2.3-2
 im Verdichter 3.1.2.3-7
- Schwingverschleiß.** *Siehe* Fretting
 Brennkammer 3.2.2-10
 in Spulen/Wicklungen 3.6.2-5
- Schwitzwasser/-bildung** 2.4-1, 2.4-2, 3.1.2.2-4, 3.5.2-2
 an Lichtleitern 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Auflösung von Silber 3.4-12
Bildung von Silberchlorid 3.4-12
Reaktion mit Silber 3.4-4
 Einfluss von Luftaustausch 3.5.2-2
 im Abgaskanal 3.7.1-4
 in Steckern 3.6.2-4
 Korrosion in Niederdruckturbinen 3.4-6
 Verdichter 3.1.2.3-4
 Verhindern 3.1.2.3-4
- Segmentierung/Segmentierungsrisse** 3.2.2-7
 Wärmedämmschicht 3.2.3-11, 3.2.3-12
- Segmentlager** (Axialgleitlager) 3.5.2-12
- Seismic probes.** *Siehe* Schwingungsgeber, -aufnehmer, -sonden
- Seizure.** *Siehe* Fressen
- Selbstentzündung/Selbstzündung**
 Kraftstoff
in der Vormischzone/-strecke 0-10, 3.2.1-9, 3.2.1-11
Risiko bei Änderungen 3.2.1-12
 Öl 3.5.1-2, 3.5.1-11
- Selbsterregende Schwingungen** 3.1.2.1-2
- Selbstreinigende Filter** 3.7.1-7, 3.7.1-8
- Selbtsichernde Muttern** 4.2.3-2
- Sensor** (Aufnehmer, Sonde) 3.6.2-3, 3.6.2-4
 Elektrische 3.6.2-5
 Erkennen von deren Fehlern 5.1-10
 für Vibrationen 2.5-7
 Magnetische 3.6.2-5
 optische 3.6.2-4
 Transportstöße 3.5.2-2
- Servicefaktor** 2.2-10
- SFC** = Specific Fuel Consumption. *Siehe* Kraftstoffverbrauch 2.5-6
- Shingling** 3.4-6
- Sichere Lebensdauer** 5.3-4
- Sicherung**
 Schrauben 3.1.2.2-5
- Sicherungsdrähte**
 als Fremdkörper 3.1.2.2-5, 3.1.2.2-12
- Sigma-Phase** (im Werkstoff) 3.4-3
- Signalauswertung**
 Schwingungsgeber 2.5-7
- Sikagel** (Entfeuchtung) 3.5.2-2
- Silber**
 Auflösung durch Schwitzwasser 3.4-12
 Auslösen von Sulfidation 3.4-3, 3.4-12
 Einwirkung auf Heißeile 2.6-3
Diffusion in Heißeile 3.4-12
 Korrosion durch 3.4-6
 Rissbildung
in Flansch 3.4-12
in Titanlegierung 3.4-12
 Verschraubung 3.4-12
 Versprödung durch Diffusionsvorgänge 4.2.3-1
- Siliziumkarbid** (Keramik, Hartstoff) 5.2-6
- Siliziumnitrid** (Keramik) 5.2-6
- Silobrennkammer.** *Siehe* Radialbrennkammer
- Simmerring.** *Siehe* Gleitende Dichtungen, Gleitringdichtung
- Single Crystal** (= SC). *Siehe* Einkristall: Werkstoff
- Skidding.** *Siehe* Käfigschlupf, Wälzlager
- SMIE.** *Siehe* Fremdmetalle: Diffusion
- Softwaresimulator** 5.1-6, 5.1-9
- Sonden** 3.6.2-1, 3.6.2-4
 Fehlfunktionen 3.6.2-1
 Nutzungen in Gasturbine 1-4
 Probleme mit Befestigungen 3.6.2-5
 Schwingungen 2.5-8
 Temperaturen 3.6.2-5
 Überwachung 3.6.2-1
 Vibrationen 3.6.2-5
- Spacer.** *Siehe* Rotorzwischenring
- Spalt**
 Änderungen 2.5-5
Vergrößerung, Dichtungen 2.5-6
 Ausrieb 3.1.1-17
 beim Abstellen 3.1.2.4-8
 Einfluss auf Verdichter 3.1.2.4-1
 Kontrolle 4.1-12
 Messung, Sonden für Abstandsbestimmung 2.5-11
 Überbrückung 4.2.1-8
- Spalthaltung** 2.2-6, 3.1.2.4-1
 Betriebsspektrum 3.1.2.4-9
 Verdichter 3.1.1-14
- Spaltkorrosion** 3.6.1-12
- Späne im Öl**
 Analyse 3.5.1-3
 von Bearbeitung 3.5.1-10
- Spänekontrollen** 0-6
- Spannschlösser**
 Probleme 4.1-19
- Spannungsrissskorrosion** 4.2.3-18
 an Schrauben 4.2.3-6
 in Lichtleitern 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Optische Kabel 3.6.2-4
 4.2.2-1
- Sperrluft** 3.5.1-3
- Spezifikationsgrenzen** 4.3-11
- Spezifischer Kraftstoffverbrauch** (SFC) 4.1-10
- Spielkontrolle** (Verstellleitschaukeln. Betätigungskabel) 4.1-12
- Spiralschäden**
 O-Ring 4.2.3-10
- Spitzenlast/-betrieb** 0-11, 4.1-2
 Anwendung für 2.5-5
 Maschinen 1-10
- Spitzenpanzerungen** 3.1.2.1-8
- Spitzenspalt**
 Einfluss auf Wirkungsgrad 3.1.1-14
 konstruktive Gestaltung 3.1.2.4-7
- Spitzenspiel** 3.1.2.4-1
 Einstellung bei Montage 3.1.2.4-3
- Sprengwirkung**
 Reibverschleiß 3.6.1-15
- Spritzbelag/-schicht**
 Eigenschaften 3.2.3-8
 Korrosion 3.1.2.3-4
Unterkorrosion 3.1.2.4-4
- Spritzmittel** aus Landwirtschaft, Ansaugen 3.1.2.2-4
- Spritzpulver**
 Verunreinigungen des 3.2.3-9
- Sprödbrüche**
 Schrauben 4.2.34

- Spröde Phasen**
 Bildung
 im Betrieb 3.4-3
 im Werkstoff 3.3.1-16
- Sprödigkeit**
 von Diffusionsschichten 3.4-5
- Sprühkegel**
 Ablenkung 3.2.3-4
 durch Koksbildung 3.2.3-4
- Sprühmittel** aus Landwirtschaft,
 Ansaugen 3.1.2.2-9
- Spulen**
 Schwingverschleiß 3.6.2-5
- Sqaler Tip** 3.1.2.1-8
- SRK.** *Siehe*
 Schwingungsrißkorrosion
- Stabiler Rissfortschritt** 3.3.1-5, 5.1-14
- Stand der Technik** 4.3-12
- Standort**
 Begehung vor Bau der Anlage 1-3
 Lärmemission 3.7.1-4
- Standortbezogene Schäden**
 Korrosion 3.4-6
- Standvereisung** 3.7.1-10
- Stängelstruktur**
 Wärmedämmschicht 3.2.3-10
- Starke Oxidation**
 Boroskopbefund 4.1-16
- Start**
 Abbruch 2.2-1, 2.2-6
 Absenkung von Wärmespannungen 0-6
 Anstreibvorgänge 2.2-2
 Anzahl 2.2-5
 Betriebsverhalten beim 2.2-4
 Drehzahlverlauf 2.2-3
 einer Gasturbine 2.2-1
 Einfluss auf Thermoermüdung 2.2-5
 Geschwindigkeit 2.1-3
 Hängenbleiben 2.2-4
 Häufigkeit, Einfluss auf Lebensdauer 4.1-2
 Low Cycle Fatigue = LCF 2.2-3
 Temperaturverlauf 2.2-3
 Turbinenradbeanspruchung 2.2-9
 Scheibenbelastung 3.3.1-4
 Schäden 2.2-9
 Überhitzung 2.2-2
 Wiederholung 2.2-1
 Zahl 2.2-10
 Einfluss auf Lebensdauer 1-10
- Frequenz* 4.1-2
 Zeitlicher Spannungsverlauf 3.3.1-13
 Zeitpunkt 2.2-2
- Start-/Abstellzyklus** 3.3.1-13
- Starteigenschaft**
 Brennkammer 3.2.1-4
 Derivate 2.1-3
- Starter** (Anlasser) 3.6.1-1
- Startergenerator** 3.6.1-1
- Startphase**
 Schwingbrüche 2.2-2
 Wärmespannungen 2.2-3
- Stationärer Betrieb** 2.3-1, 2.3-6
 Lebensdauer 2.3-5
 Schadensmechanismus 2.3-1
- Statistik** 0-8
 Schadenskosten 0-11
 Sicherheit von Scheiben 5.3-6
- Staub** 3.1.2.2-3
 Ablagerung in der Turbine 3.4-6
 Verbacken von Schaufelfüßen 3.4-4
 Arten 3.1.2.2-4
 aus dem Ansaugbereich 3.1.2.2-4
 aus der Maschine 3.1.2.2-4
 Einfluss auf Wärmedämmschicht 3.2.3-13, 3.2.3-14
 im Kühlluftstrom 3.1.2.2-3
 im Kühlluftstrom 3.1.2.2-3
 Verstopfen Kühlluftführung 3.3.2-8
- Staubschmelzen** 3.1.2.2-3
 Heißeilschädigung 3.1.2.2-3
- Stecker** (elektrisch) 3.6.2-1, 3.6.2-3
 Beschädigung
 mechanisch 3.6.2-4
 Schädigung durch Betriebseinflüsse 3.6.2-4
 Schwitzwasser 3.6.2-4
- Steckverbindungen** (Führungen)
 Verschleiß an Brennkammer 3.2.3-3
- Steckverzahnung** (Vielkeilwelle) 3.6.1-3
- Steifigkeit eines Gehäuses**
 Einfluss von Rissbildung 2.5-13
- Stetoskop**
 Schraubendreher als 4.1-21
- Stickoxide**
 Entstehungsbereich in der Brennkammer 3.2.2-1
- STIG-Prozeß** 2.1-10
- Stillstand**
 Festsitzen (Klemmen) des Rotors 2.2-6
 Konservierung 3.5.2-2
 Korrosion 2.4-1, 3.1.2.3-1, 3.1.2.3-4, 3.1.2.4-4
 Wälzlager 3.5.2-2
 Rotorverformung 3.1.2.4-2
 Zeiten
 Abstimmung mit Wartung 4.1-6
 Auswirkung auf Getriebe 3.6.1-4
 Kontrollarbeiten 4.1-6
 Minimieren 3.3.3-5
- Stömungsabriss** (Verdichter) 0-9
- Strahlgut/-mittel**
 als Filterrückstand 3.5.1-8
 als Verunreinigungen 3.5.1-3
 im Öl 3.5.1-10
- Strahlung** (thermische) 4.1-2
- Stroboskopisches Pyrometer**
 (synchronisiertes Pyrometer) 3.3.3-3
- Stromdurchgang**
 Gleitlager 3.5.2-12, 3.5.2-15, 3.5.2-17
 Lagerschaden 3.5.2-1
 Schaden an Kippsegmentlager 3.5.2-17
- Strömung**
 Ablösung (rotating stall), Zelle 3.1.1-16
 Abriss (Verdichterpumpen) 2.2-4, 2.5-16, 3.1.1-5, 3.1.1-9
 Auswirkungen 3.1.1.-6, 3.1.1.-17
 Früherkennung 5.1-14
 Frequenzgenauigkeit 5.1-16
 Grundlagen 3.1.1-15
 Beeinflussung durch Einbauten 3.7.1-5
 Geschwindigkeit
 Einfluss auf Flammrückschlag 3.2.1-10
 Einfluss auf Vereisung 3.7.1-11
 Störungen vor Einlauf 1-8
 Widerstand
 am Turbinenaustritt 3.7.1-3
 Gasgeschwindigkeit als Indikator 3.7.1-14
 Periferie 3.7.1-14
- Strukturierte Gehäuse** (Casing Treatment) 3.1.2.4-7

- Stufendruckverhältnis** 2.1-12
- Sulfidation** 2.4-2, 2.6-5, 3.4-4, 3.4-10, 3.7.1-3
 an Muttern 3.4-6
 an Schrauben 3.4-6
 Ausgelöst
durch Meeresatmosphäre 3.4-4
durch MoS₂ haltige Schmiermittel 4.2.2-3
durch Salzschnmelzen 3.4-8
durch Silber 3.4-3, 3.4-12
 Einfluss von Kalium 3.4-4
 Fensterbildung 3.4-10
 Grübchen an Schrauben 4.2.3-4
 Hochtemperatur 3.4-4
 in Hohlräumen 3.4-8
im Blattinneren 3.4-10
 in Niederdruckturbine 3.4-3
 Inkubationszeit 3.4-10
 Kontakt mit versilberten Flächen 3.4-12
 Nachweis 3.4-8
 Niedertemperatur 3.4-4
 Reaktion von Schwitzwasser mit Silber 3.4-4
 Sauerstoffangebot zu gering 3.4-10
 Schadenmechanismus 3.4-8
 Schutz vor Beschichtung 3.1.2.2-10
 Typ I 3.4-4
 Typ II 3.4-4
 Verunreinigtes Einspritzwasser 3.2.2-7
- SUP** (Suspect Unapproved Parts) 4.2.3-10. *Siehe auch* Ersatzteile: fragwürdiger Herkunft
 Merkmale 4.3-7
Bearbeitungsbesonderheiten 4.3-7
Kennzeichnungen 4.3-8
Verfärbungen 4.3-7
- Surge.** *Siehe Verdichterpumpen*
- Swirling.** *Siehe Drall*
- Synchronisiertes Pyrometer** (stroboskopisches Pyrometer) 3.3.3-1
- T**
- Tangentialbrennkammer** 2.1-13, 3.2.1-3, 4.2.1-6
- Tanklastzug**
 Kraftstoffverschmutzung 2.6-10
- Tannenbaumverzahnung** 3.3.1-8, 3.3.1-9
- Taumelfehler**
 Zahnrad 3.7.2-4
- Taupunkt**
 des Brenngases 2.6-4
- Tausch**
 Geschädigter Komponenten 0-7
 Eines Verdichtermoduls, Probleme 4.2.1-8
 Gegen Neuteile 0-3
 Hochdruckturbinenleitschaufeln 1-11
 Intervalle 5.3-4
- TBC** (= Thermal Barrier Coating). *Siehe* Wärmedämmschicht
- Technische Einkristalle** 3.3.1-13, 5.2-5
- Technischer Anriss** 3.3.1-5, 5.3-4
- Technologie**
 Akzeptanz 5.2-4
 Einführung neuer 2.2-5
 Entwicklungsreife 5.1-2
 Reparatureignung 4.3-3
 Trend 5.2-1
- Teer**, Verschmutzung der Kraftstoffdüse 2.6-10
- Teillast**
 Emission der Brennkammer 3.2.2-2
- Temperatur**
 am Einlauf 1-8
 Einfluss auf Kriechlebensdauer 2.3-4
 Beständigkeit, Dichtungsmaterial 4.2.3-8
 Bestimmung mit Hilfe von Diffusionsschicht 3.3.2-2
 Einfluss auf Einlaufbeläge 3.1.2.4-4
 Erhöhung, Einfluss auf die Bauteillebensdauer 2.2-10
 Führung beim Thermischen Spritzen 3.2.3-11
 Gradient in Turbinenrad 2.2-9
 Langzeittrend bei Turbinenschaufel 3.3.3-5
 Messung
Geräte 3.6.2-1
Individuelle an Turbinenrotorschaukel 3.3.3-3
 Niveau, Einfluss auf Lebensdauer 2.3-1
 Profil am Brennkammeraustritt 3.2.1-4
- Sonden /Sensoren, Überhitzung 3.6.2-5
 Spitze der
beim Zünden der Brennkammer 2.2-2
örtliche im Gasstrom 3.3.1-7
 Steigerung, vorgesehene 2.2-2
Voraussetzungen 3.3.1-12
 Überwachung 5.1-3
 Vergleich mit OEM-Angaben 1-6
 Verlauf 2.2-1
beim Start 2.2-3
 Verteilung 3.2.3-1
am Austritt des Gaserzeugers 3.2.3-15
am Brennkammeraustritt 3.2.2-1, 3.2.3-6
im Heißgas 3.3.2-7
radiale 3.2.3-6
Rohrbrennkammer 2.1-13
über den Umfang 3.2.3-6
 Warnung, mit Pyrometer 3.3.3-4
 Zyklus 3.3.2-12
- TF.** *Siehe* Thermoermüdung
- Thermoelement** 3.6.2-2
- Thermal Barrier Coating** (=TBC). *Siehe* Wärmedämmschicht
- Thermische Konvektion**
 im Verdichter 2.2-2
- Thermische Rissbildung.** *Siehe* Thermoermüdung
 Gleitringdichtung 4.2.3-20
- Thermische Schädigung**
 O-Ringe 4.2.3-10
- Thermische Spritzschichten/-beläge** 3.1.2.4-3, 3.2.3-8, Anstreifschichten 3.2.3-8
 Eigenschaften 3.2.3-8
 Einlaufschichten 3.2.3-8
 Einschlüsse 3.2.3-9
 Kügelchenproblem 3.1.2.4-16
 Oxidationsschutz 3.2.3-8
 Poren 3.2.3-9
 Schichtfehler 3.2.3-8
- Thermische Überlastung**
 Wellendichtung 4.2.3-12
- Thermische Verformung**
 Heißeile 2.5-6
- Thermisches Spritzen**
 Abpraller 3.2.3-9
Auswirkung 3.1.2.4-16
Kügelchenproblem 3.2.3-9
 Temperaturführung 3.2.3-11

- Thermobarrieren** 3.2.3-10. *Siehe auch* Wärmedämmschicht
- Thermoelement** 3.6.2-1, 3.6.2-6
 Betriebseinflüsse 3.6.2-6
 Drahtbruch 3.6.2-7
 Feuchtigkeitseinfluss 3.6.2-7
 Fügestelle 3.6.2-7
 Isolatorproblem 3.6.2-7
 Riss/-bildung 3.6.2-7
Boroskopbefund 4.1-16
 Schaden am Isolator 3.6.2-7
 Schädigung des Schutzrohrs 3.6.2-7
 Zuverlässigkeit 3.6.2-6
- Thermoermüdung** 0-7, 1-10, 2.2-10, 2.3-5, 2.3-6, 2.4-1, 3.1.2.1-6, 3.3.2-2, 3.3.2-14
 bei Dampfeinblasung 0-10
 Brennkammer 3.2.3-1, 3.2.3-3
 Riss 3.3.2-13
Fortschritt 3.3.2-13
 Scheibe 3.3.1-5
 Start-/Abstellzyklus 3.3.1-14
 Starteinfluss 2.2-5
 Turbinenleitschaufeln 3.3.1-9
- Thermogeschirr** 3.6.2-2
- Thermografie** 5.3-2
- Thermoschock** 2.2-5
- Titan**
 im Öl 3.5.1-9
- Tiefe Temperatur**
 Klemmen von Reglern und Ventilen 3.6.1-3
- Tiefer Strömungsabriss** (Verdichter) 3.1.1-5, 3.1.1-16
- Tiefenwirkung**
 Filter 3.7.1-8
- Titan**
 Abrieb im Öl 3.5.1-4
 Feuer 0-10, 2.5-5
 Legierung
Frettingschädigung 3.1.2.1-14
Korrosion 3.1.2.3-2
Rissbildung durch Silber 3.4-12
 Problematik von Lagersitzen 4.3-10
- TMF** (Thermal Mechanical Fatigue)
Siehe Thermoermüdung
- Toleranzen**
 Verdichterschaufeln 3.1.1-13
- Top-up method.** *Siehe* Öl: Nachgießen
- Torsionsschwingung**
 durch Kardangelenk 3.6.1-2, 3.6.1-13
 Welle/Kardanwelle 5.1-14
- Tragbild**
 Gleitring 4.2.3-22
 Zahnräder 3.7.2-4, 3.7.2-6
- Tragfähigkeit**
 Gleitlager 3.5.2-14
- Trägheitsfilter** 3.1.2.2-17, 3.7.1-2, 3.7.1-8
- Transport**
 Bahn 3.5.2-1
 Container 3.5.2-2
 mit LKW 3.5.2-1, 3.5.2-10
 Schädigung, Lager 3.5.2-1
 Stöße, Sensor 3.5.2-2
 Verkeilung, Fixierung des Rotors 3.5.2-10
 Treibstoffverbrauch
 Verdichtereinfluss 3.1.2.3-3
- Trend**
 Analysen (Schadensentstehung) 0-4
 Erkennung einer Verdichterverschmutzung 5.1-11
 Gasturbinentechnik 5.1-1
 Mögliche Probleme aus Öl-lagerungen 4.1-13
 Monitoring 4.1-5
 Ölanalyse 3.5.1-3
 Überwachungsmesswerte 5.1-4
- Trennstellen**
 Modulbauweise 4.2.1-11
- Tribokorrosion.** *Siehe* Fretting
- Triebwerksderivate** 2.1-14
 Reparatur 4.3-3
- Trockenes Prinzip**
 Brennkammer 3.2.2-5
- Trockenlauf**
 Gleitlager 3.5.2-14
 Gleitringdichtung 4.2.3-18
- Trockenschmierschichten** 3.6.1-15
- Trockner** hinter Gasturbine **2.1-7**
- Trocknung**
 Verdichter gegen Korrosion 3.1.2.3-4
- Turbine** 2.1-6
 Auswirkung von Brennkammerschäden 3.2.3-3
 Bauarten 2.1-2
 Beschauelung, Restlaufzeit 4.2.1-7
 Eintrittstemperatur
Anstieg 5.1-6
Folgen des Pumpens 3.1.1-6
- Erosion 3.2.2-1
 Gedrosselter Durchsatz 3.1.1-9
 Gehäuse, Rissbildung 0-10
 Laufschaufel, austretendes Fremdmaterial 4.1-16
 Leitapparat 3.1.1-9
 Leitschaufel
Abschätzung der Restlebensdauer 3.1.2.2-10
Ausknicken 3.3.2-2
Axialspalte 3.3.1-7
Gebrauchtteile 4.3-10
Probleme 3.3.2-1
Thermoermüdung 3.3.1-9
Vibrationen durch 2.5-16
- Nasskorrosion 3.4-3
 Querschnitte 3.1.1-9
 Schaufelsegmente 3.3.1-7
 Ursachen für Überhitzung 3.3.2-1
 Veränderungen 3.1.1-11
 Leitschaufel
 Keramik 5.2-6
 Querschnitte 3.1.1-9
 Schadenbilder 3.3.2-3
 Thermoermüdungsriß 3.3.2-13
- Turbinenrad**
 Beanspruchung in der Startphase 2.2-9
 Bruch, ausgelöst von Schmierpaste 4.2.3-2
 Integrales 2.2-9, 3.3.2-14
 Kranzbelastung 2.2-9
 Kranzrisse 3.3.2-14
 Nabenriss 3.3.2-13
 Rotor
Einflüsse auf Temperatur 3.3.2-7
 Schaufel, Individuelle
 Temperaturmessung 3.3.3-3
 Konstruktive Gestaltung 3.3.1-9
 Schaufeln 2.5-16
Blatt, Rissbildung 3.3.2-6
Mittlere Temperatur 3.3.3-1
- Turbinenschaufel**
 Aufblähung des Blatts 3.3.2-2
 Beschädigung bei Montagearbeiten 4.3-10
 Boroskopbefund 4.1-16
 Deckband 3.3.1-9, 3.4-6
 Einflüsse auf die Temperatur 3.3.2-8
 Ermüdungsschaden 0-9
Risse in Deckbändern 3.4-8
 Festsitzen (Festbacken) des Fußes 3.4-6

- Scheinbar eingelötet* 3.4-4
 Fremdkörpereinschlag 3.3.2-8
 Gekühlte 2.3-6
 Gestaltung des Deckbands 3.4-8
 Hartstoffpartikel auf der Spitze 3.3.2-6
 Individuelle Schädigung 3.3.3-4
 Kühlluftverlust 0-10
 Längendehnungsmessung 3.3.2-10
 Langzeittrend der Temperatur 3.3.3-5
 Oxidationsschaden 4.1-16
 Kriechbrüche 0-10
 Lebensdauerverbrauch 3.3.3-1
 Rissbildung
an Eintrittskante 3.3.2-2
im Inneren 3.3.2-2
 Spitze verbrannt 4.1-16
 Spülung in Fertigung 3.3.2-8
 Temperaturverteilung 3.3.2-10
 Verbrennungen an der Spitze 3.3.2-6
- Turbinenscheibe**
 LCF-Beanspruchung 3.3.1-4
 Schaden
beim Start 2.2-9
durch Kerben 0-10
 Zonen 3.3.1-8
- Turbinensegmente** (Spitzen-
 dichtung) 3.3.1-3
- U**
- Überdrehzahl** 2.5-10
 nach ungenügender Drainage 2.2-6
 Verhalten 3.3.1-10
- Überhitzung**
 beim Start 2.2-2
 des Kranzbereichs 3.3.2-7
 Erkennung an Diffusionsschicht 3.3.1-17
 Hochdruckturbinenleitschaufeln 3.3.2-1
 nach Fehlstart 2.2-6
 O-Ringe 4.2.310
 Turbine, Ursachen 3.3.2-1
 Verdacht, Brennkammer 3.3.2-1
 Verdichterpumpen 2.2-4
 von Scheiben und Wellen 2.5-4
- Überholung** 4.1-1
 Arbeitspläne 4.3-2
 Aufwand 4.1-2
Erdgas 2.3-1
- Behandlung von Schaufelfüßen 3.1.2.1-15
 Betriebsbeurteilung 1-3
 Brennkammer 3.2.1-4
 Einfluss des Betriebsprofils 4.3-1
 Getriebe 3.6.1-4
 Handbuch 1-3
Angaben zu Zahnradern 3.7.2-6
Maßnahme bei Schaden 0-6
 Intervall 0-3, 3.1.2.1-4, 5.3-4
Kraftstoffeinfluss 2.6-3, 2.6-6
Verlängern 4.1-4
vom OEM festgelegt 4.1-4
 Schadensanalyse im Rahmen der 4.3-2
 Schrauben 4.2.36
 Versicherung 4.3-2
 Zahl begrenzen 3.6.1-4
- Überlastung**
 Gleitlager 2.5-17, 3.5.2-14
- Überprüfung** eingebauter Bauteile 4.1-8
- Überschleifen**
 von Schaufelspitzen 3.1.2.4-7
- Übertemperaturen**
 äußere Verfärbungen durch 0-2
- Überwachung** 0-4, 2.5-8
 Abgas 5.1-3
Temperatur 2.6-9
 Brennkammer 3.2.3-15
 Daten zur Restlebensdauerbestimmung 5.1-4
 Drehzahl 5.1-3
 Einer Gasturbine, Sonden 5.1-3
 Einfluss auf Logistik 5.1-4
 Einfluss auf Wartungsplanung 5.1-4
 Emissionen 5.1-4
Überschreitungen 2.6-11
 Festlegung von Waschzyklen 5.1-4
 Gasqualität 2.6-11
 Identifikation von Schäden 5.1-4
 Kraftstoffverbrauch 5.1-4
 Lebensdauer 5.1-4
 Leistung 5.1-3
 Maßnahmen 0-6
 Messwerte von Komponenten 5.1-10
 Öl 3.5.1-3, 3.5.1-9
Druck 3.5.1-14
System 5.1-3
 Parameter 5.1-10
- Rissbildung in Schaufel erkennen 5.1-14
 Schadenverhütung 0-16
 Schwingung 5.1-3
Schaufel 5.1-13
 Sonden 3.6.2-1
 Systeme 2.5-2, 3.6.2-1
 Temperatur 5.1-3
 Trends der Messwerte 5.1-4
 Verbrennung 5.1-4
 Wirkungsgrade 5.1-4
- Ultraschallprüfung** 5.3-6
 POD (Probability of Detection) 5.3-9
- Umgebung**
 Einfluss auf Lebensdauer 4.1-2
 Lufttemperatur und Vereisungsgefahr 3.7.1-11
 Verschmutzungen 1-8
 Temperaturen, Vereisungsgefahr 3.7.1-10
- Umlaufgetriebe.** *Siehe* Planetengetriebe
- Umweltanforderungen**
 Gasturbine 1-4
- Undichtigkeit**
 an Wellen 3.6.1-2
 Gehäuse 3.6.1-1
 Getriebegehäuse 3.6.1-3
 Leichtmetall Sandguss 3.6.1-10
 Radialdichtringe 3.6.1-2
- Ungänge.** *Siehe* Schwachstelle
- Unruhige Lauf** 3.3.1-5
- Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr** 3.1.1-7
- Unterkorrosion** 3.6.1-12
 Spritzschicht 3.1.2.4-4
- Untersuchung**
 Wälzlagerschäden 3.5.2-7
- Untersuchungsbericht**
 bei Schäden 0-4
- Unwucht** 3.5.2-1
 eines Rotors 2.4-1
 unbemerkte 3.5.2-1
- V**
- Vanadium**
 Auslösen von Sulfidation 3.4-4
- Vedichter**
 thermischen Dehnungen 3.1.1-11
- Ventile** 3.6.1-3
 Klemmen bei tiefer Temperatur 3.6.1-3
- Veränderung**

- Auswirkung an Brennkammer 3.2.3-1
- Verantwortlichkeit**
Schadensauslösende Einflüsse 4.3-11
- Verbesserungen**
Risiken 3.6.1-3
- Verbrannte** (stark oxidierte) 3.3.2-1
Schaufelzone 3.3.2-3
Eintrittskante,
Boroskopbefund 4.1-16
Brennkammer 3.2.3-3
Spitze von Turbinenschaufel 3.3.2-6
- Verbrauchsstoffe** 4.2.21
- Verbrauchte Lebensdauer** 5.3-3
- Verbrennung** (in Brennkammer)
3.2.1-1
Brenngas 2.6-4
Druckschwingung 3.2.3-2
Einfluss des Kraftstoffs 3.2.1-1
Brenngas 2.6-4
Verdampfung 3.2.2-10
Zusammensetzung 2.6-2
Gase, entstehende 3.1.2.2-4
Instabile 2.5-10, 2.5-16, 2.6-2, 3.2.1-1
Katalytische 5.2-3
Optimierung mit Pyrometer 3.3.3-4
Schwingung (Brumm) 2.5-15
Stabile 3.2.1-1, 3.2.1-7
Temperatur, Einfluss auf NOx 3.2.1-8
Überwachung 5.1-4
Vorgang in Brennkammer 3.2.2-9
Wirkungsgrad der 3.2.1-4
Zone in Brennkammer 3.2.2-1
- Verdampfer** 3.7.1-3
- Verdampfungskühler** 3.7.1-3
Ansaugluft 3.7.1-1
- Verdichter** 2.1-6, 3.1.1-5
Ablagerungen 4.2.1-2
Aerodynamische Belastung 3.1.1-15
Ansaugschacht 3.1.1-12
Arbeitslinie 3.1.1-9
Arten (Bauweisen) 2.1-2
Beschädigungen 3.1.2.1-1
Beschleunigung, Einfluss auf 3.1.1-9
Blattraugigkeit 3.1.2.1-1
Boroskopinspektion 3.1.2.2-14
Drehzahl, Gefahr beim Waschen 4.2.1-4
- Linien (Kennlinien)* 3.1.1-8
Drosselung 3.1.1-8
Einlauf/Eintritt
Gehäuse 3.6.1-10
Störungen 3.1.1-12
Trichter (Bellmouth) 3.1.1-12
Vereisung 3.7.1-10, 3.7.1-11
Enddichtung 2.5-2
Erosion im 3.1.2.3-1, 3.1.2.3-3, 3.1.2.3-8
Feuchtigkeit im Betrieb 3.1.2.3-7
Flammenaustritt 3.1.1-6
Geeignete Reinigung 3.1.2.2-3
Gesamtdruckverhältnis 3.1.1-8
Heißgaseintritt aus der Brennkammer 3.1.1-17
Kennfeld
aus Gasstromanalyse 5.1-12
Korrosion 3.1.2.3-1, 3.1.2.3-7
Labyrinth im 3.1.1-11
Lärm 3.7.1-7
Leck 5.1-6
Leistungsentnahme 3.1.1-11
Leitschaufel, Deckband 3.1.2.4-7
Massendurchsatz 3.1.1-8
Modul, Probleme beim Tausch 4.2.1-8
Pumpen (Strömungsabriss) 2.1-10, 3.1.1-5, 3.1.1-6
Abfangen 5.1-16
durch Brennkammer 3.2.2-10
durch Dampfblasung 2.1-10
Einfluss der Dichtungen 2.2-4, 2.5-4
Heißeilüberhitzung 3.1.1-7
Turbineneintrittstemperaturen 3.1.1-6
Überhitzung durch 2.2-4
Pumpgrenze 3.1.1-5
Reinigen /Reinigung 3.1.2.2-2,
abrasiver Medien 4.2.1-4
vorschriftsmäßig 4.2.1-43.1.2.3-4, 4.2.1-1
Schadenempfindlichkeit 3.1.2.2-6
Schaufel/n 3.1.2.1-2
Ablagerungen/Fouling 1-9
Aufheizung 3.1.1-17
Aufräumung 3.1.2.2-1, 3.1.2.3-3
Bautoleranz 3.1.1-12
Beläge 4.2.1-4
Beschädigte 3.1.1-13
Boroskopbefund 4.1-17
Ermüdungsrissbildung 4.1-17
Ermüdung 3.1.2.1-14
Riss 4.1-18
Schaden 0-9
Erosion 1-9, 3.1.2.3-8
Fremdkörperereinschlag
Boroskopbefund 4.1-18
Gebaute 3.1.2.3-4
Hochfrequente Schwingung 4.1-17
Profilveränderung 3.1.2.2-1
Rauigkeit 5.2-1
Schwabenschwanzfuß
Schwingung 3.1.1-6
Anregungen 3.1.2.1-2
selbsterregende (Flattern) 3.1.2.1-2
typische Probleme 3.1.2.1-2
Folgen von
Erosion 3.1.1-19
Korrosion 3.1.1-19
Rauigkeit 3.1.1-13, 3.1.2.3-8
Salzablagerungen 3.1.2.2-2
Toleranzen 3.1.1-13
Verschmutzung 3.1.2.2-1, 3.1.2.2-9
Scheibe 3.1.2.1-3
typische Schäden 3.1.2.1-3
Schwingungsanregung 3.1.1-12
Schwingungsrisskorrosion 3.1.2.3-7
Schwitzwasser im 3.1.2.3-4
Spalt 11.2.2.3-7
Einfluss 11.2.2.3-1
Haltung des 3.1.1-14
Stabiles Gebiet 3.1.1-9
Stall (Rotating Stall)
Strömung
Ablösungen 3.1.1-12
Abriß 3.1.1-9
Instabilitäten 3.1.1-5
Typische Probleme 3.1.1-5, 3.1.2.1-1
Überwachungsparameter 5.1-10
Ungleichförmige Zuströmung 3.1.1-11
Ungünstig gestaltete Einläufe 3.1.1-12
Verunreinigungen/Ver-
schmutzung 4.2.1-1
durch Lecköl 3.1.2.2-2
durch Salzablagerungen 3.1.2.2-2
Trenderkennung 5.1-11
Waschen 1-6, 2.4-2, 4.2.1-

- 1, 4.2.1-3
Wasserspülung 4.2.1-2
 Waschmittel 4.2.21
 Werkstoff, Korrosion 3.1.2.3-1
 Wirkungsgrad 3.1.1-14
Verschlechterung 3.1.2.2-16
 Zustand
Einfluss auf Kraftstoffverbrauch 3.1.2.2-1
Einfluss auf Nutzleistung 3.1.2.2-1
Rückschluss aus Gasstromanalyse 5.1-12
- Verdrillung**
 O-Ring 4.2.3-10
- Vereisung** 3.7.1-11, 3.7.1-12
 Ansaugfilter 3.7.1-13
 Abhilfen 3.7.1-13
 Ansaugbereich/-raum 3.7.1-11, 3.7.1-13
 Bedingungen 3.7.1-8, 3.7.1-11
 Bypassklappe 3.7.1-13
 durch Kondenswasser 3.7.1-13
 Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit 3.7.1-11
 Einlauf 3.1.2.2-6
Trichter 3.7.1-13
 Eintrittsleitschaufeln 3.7.1-13
 Eintrittsschalldämpfer 3.7.1-13
 Gefahr 3.7.1-3
Filter 3.7.1-3
Temperatur der Umgebungsluft 3.7.1-11
Umgebungstemperaturen 3.7.1-10
 Gehäusestreben 3.7.1-13
 Kühlluftwärmetauscher 3.7.1-13
 Luftvorwärmer 3.7.1-7
 Ölkühler 3.7.1-13
 Schmiersystemprobleme 3.7.1-13
 Verdichtereinlauf/-eintritt 3.7.1-10, 3.7.1-11
 Wetter 3.7.1-12
- Verfärbung**
 Gleitlager 3.5.2-15
 an Gehäusen und Rohrleitungen 0-2
 Hinweis auf SUP 4.3-7
 Ungewöhnliche 4.1-19
- Verformung**
 Bleibende, O-Ringe 4.2.3-10
 Gehäuse 2.5-6
 Heißeile 2.5-6
- Verformungsbehinderung**
 Rissbildung in kälteren Zonen 3.3.2-11
- Verfügbarkeit** 4.1-7
- Vergessen**
 O-Ringe 4.2.3-12
- Vergleich**
 Triebwerk, Derivat 0-8
- Verhärten**
 von Dichtungen 4.2.3-8
- Verhütung**
 von Schäden 0-4, 0-6
- Verifizierung**
 von Hypothesen 0-4
- Verkeilung des Rotors** für Transport 3.5.2-10
- Verkoken/Verkockung**
 einer Kraftstoffdüse 2.6-2
 im Ölsystem 2.4-1
 Problem 3.5.1-13
- Verlöschten**
 der Brennkammer 2.6-11
- Verlustleistung**
 Abführung durch Öl 3.7.2-1
- Vermessung**
 Räumliche 5.3-2
- Versagen**
 Kupplung 3.6.1-15
 Labyrinthring 3.1.2.4-14
- Versatz**
 Passsitze 2.2-6
- Verschlechterung**
 Dichtsysteme 0-10
- Verschleiß**
 Abhilfe durch Schmierung 0-6
 Befestigungen von Leitungen 3.6.2-5
 Bild, Schaufelfuß 3.1.2.1-15
 Brennkammer 3.2.3-3
 Deckband einer Turbinenschaufel 3.4-3
 Gleitlager 2.5-17, 3.5.2-12
Mechanischer 3.5.2-14
 Gleitringdichtung 4.2.3-18
 Kupplung 3.6.1-13
 Reparaturbeschichtungen 3.6.1-15
 Schäden 4.1-10
 Schaufelspitzendichtungen 3.4-15
 Schutz durch Thermische Spritzschichten 3.2.3-8
 Spuren, Aussagen 3.1.2.1-15
- Verschmutzung** 2.5-2
 Ansaugschacht 3.3.2-1
 Antrieb Pipelinepumpe 3.1.2.2-10
- Bauteile, Korrosion 2.4-2
 Gleitlager 2.5-17
 Pyrometer 3.6.2-2
 Pyrometer Frontlinse 3.3.3-6, 3.6.2-8
 Tanklastzüge 2.6-10
 Verdichter,
Monitoring 3.2.3-16
Beschaufelung 2.5-6, 3.1.2.2-1
 Umgebungseinfluss 1-8
- Verschraubung**
 Bohrungen, Rissbildung 3.1.2.1-10
 Brennkammerschindeln 3.2.1-8
 Probleme 4.1-19
 Rohrleitung 3.6.1-7, 3.6.1-8
 Silber (siehe auch versilberte) 3.4-12
Schädigung Heißeile 3.4-4
- Versicherung**
 bei Schäden 0-4
 bei Überholung 4.3-2
 Kulanz 0-5
- Versilberte**
 Schrauben 2.6-3
Schädigungen durch 3.4-12
 in Heißeilen 4.2.3-1
Schädigung 3.4-4
- Verspannung**
 Rohrleitung 3.6.1-8
 Rotorschaukeln (Turbine) 3.3.1-3
- Verspröden/Versprödung**
 durch Diffusionsvorgänge von Silber 4.2.31
 Schrauben 4.2.3-6
 von Dichtungen 4.2.38
O-Ringe 4.2.310
- Verstehen**
 von Vorschriften 0-3
- Verstellkräfte** 4.1-12
- Verstopfung**
 durch Rost 3.3.2-1
 Filter 3.7.1-8
 Heißeile 3.1.2.3-8, 3.3.2-1
 Kraftstoffdüsen 3.2.3-4
 Kühlluft
Bohrungen Brennkammer 3.2.3-1
Entdecken mit Pyrometer 3.3.3-6
Erkennen mit Pyrometer 3.6.2-8
System 0-10
Führungen 0-6, 2.5-5

Verunreinigungen

Einspritzwasser, Reaktion mit
Wärmedämmschicht 3.2.3-13
im Kraftstoff 4.1-2
in Spritzpulver 3.2.3-9
Öl, Korrosion in Gleitlager 3.5.2-15
Verdichter 4.2.1-1

Verweilzeit

Gase in Brennkammer 3.2.2-2
in Brennkammer 3.2.2-5

Verwirbelungsverluste

im Getriebe 3.7.2-1

Verzahnung

Auslösen von Schwingungen 3.6.1-2
Schäden, Einschätzung 3.7.2-6
Schwingungen durch Beschädigung 3.6.1-2

Verzug

Aufhängung Kraftstoffdüse 3.2.3-4

Brennkammer 3.2.3-3

Vibration magnitude 2.5-8

Vibrationen 1-7

Anzeichen 4.1-8
Beim Transport, Wälzlagerschaden 3.5.2-9
Brennkammer 3.2.2-10
durch Kupplung 2.5-18
durch Unwucht 2.2-3
Einschätzung mit Geldmünze 4.1-21
Gasturbine 2.5-15, 3.1.2.2-11, 3.5.2-1
im Betrieb 0-2
Rotorklemmen 2.2-6
Sonden /Sensoren/ Geber 2.5-7, 3.6.2-5

Vielkeilkupplung/Vielkeilverzahnung 3.6.1-15

Rissbildung 3.6.1-15

Vielkristalline Gefüge (Werkstoff) 3.3.1-13

Volllast

Brennkammer 3.2.2-2

Vorbereitung

Arbeiten vor Ort 4.1-6

Vorgehen

Empfohlenes bei Abschalten und Stillstand 2.4-1

Vorheizung

des Brenngases 2.6-4

Vorkammer

Brennkammer 3.2.1-9

Vormischung/Vormischer

Brennkammer 3.2.1-9, 3.2.2-5
Prinzip 3.2.2-1
Luftzufuhr 3.2.1-4
Selbstzündung 0-10, 3.2.1-9
in Strecke 3.2.1-9
Zone 3.2.1-11

Vorsatzläufer 3.1.2.1-8

Vorschrift/-en 2.1-1

Bereich 4.3-11
Einhaltung 0-3
Tragbilderbewertung an Zahnradern 3.7.2-6
Verstehen, umsetzen 0-3
vom Hersteller (OEM) 0-3

Vorspannung von Schrauben 4.2.3-1

W

Wabendichtung (Honeycomb)

Ausbrechen durch Oxidation 3.4-15

Wachsausschmelzverfahren (Feinguss) 3.3.1-13

Wälzlager/-ung 2.1-16

Echtes Brinelling 3.5.2-9
Einfluss der Ölviskosität 3.5.1-6
Ermüdungsgrübchen (Ermüdungspittings) 2.5-17
Fachbegriffe 3.5.2-6
Handling mit Baumwollhandschuhen 3.5.2-2
Käfigschlupf 3.5.1-6
Laufbahn

Bearbeitungsriefen 3.5.2-4

Eindrücke von Partikeln 3.5.2-4

Ermüdung 3.5.2-4

Anzeichen 3.5.2-4

Schaden, Butterflies 3.5.2-4

Lebensdauerbegrenzender

Abhängigkeit von Maschenweite der Ölfilter 3.5.1-6

Schaden 3.5.2-4

Ölgedämpft 2.5-10

Schaden 3.5.1-2, 3.6.1-4

Butterflies 3.5.2-4

Dokumentieren 3.5.2-9

Durch Kondenswasser 3.5.2-2

Durch Vibrationen beim Transport 3.5.2-9

Ölproben 3.5.2-9

Sicherstellen des Filters 3.5.2-9

Makroskopische Erscheinungsformen 3.5.2-6

Untersuchung 3.5.2-7

Ursache ermitteln 3.5.2-8

Versagen, Schadensbild kleiner Triebwerke 3.5.2-5

Wand

Ausbrüche im Abgaskanal 3.7.1-4

Grenzschicht, Einfluss auf Flammrückschlag 3.2.1-11

Wärme

Abstrahlung der Flamme 4.1-2

Flamme in Brennkammer 3.2.1-1

Wärmebehandlungsfehler

Schrauben 3.6.1-8

Wärmedämmschicht 3.2.2-1, 3.2.3-10, 3.2.3-10, 3.3.1-15, 3.3.2-2, 5.2-4

Änderung der Wärmeleitfähigkeit 3.2.3-13

Änderung der Wärmeleitfähigkeit 3.2.3-13

Aufheizung 3.2.3-14

Betriebseinfluss

auf Haftfestigkeit 3.2.3-1

Strukturänderung 3.2.3-14

Chemische Reaktion 3.2.3-13

Einfluss der Haftschrift 3.2.3-13

Einfluss einer Phasenumwandlung auf die Wärmeleitung 3.2.3-14

Einfluss von Wasser und Wasserdampf 3.2.2-7

Einwirkung von Staubschmelzen 3.2.3-13

Erosion 3.2.2-7, 3.2.3-13

Gefügeänderungen im Betrieb 3.2.3-13

in Brennkammer 3.2.1-8

Oxidation des Haftgrunds 3.2.3-9

Phasenumwandlung 3.2.3-14

Probleme 3.2.3-13

Reaktion

mit Kraftstoffrückständen 3.2.3-13

mit verunreinigtem Einspritzwasser 3.2.3-13

Schaufelblätter der Hochdruckturbinen 3.3.1-3

Segmentierung 3.2.3-11, 3.2.3-12

Sintereffekte 3.2.3-14

Stängelstruktur 3.2.3-10, 3.3.1-3

Staub

Ablagerungen 3.2.3-13

Belastung 3.2.3-14

Struktur 3.2.3-12

- Thermisch gespritzt 3.2.3-11
Wärmespannungen aus Fertigung 3.2.3-13
- Wärmedehnung**
Rotor 3.1.2.4-9
- Wärmeleitfähigkeit**
Äderung einer Wärmedämmschicht 3.2.3-13
Phasenumwandlung Wärmedämmschicht 3.2.3-14
- Wärmespannungen**
in Gussteilen 3.3.1-13
in Wärmedämmschicht 3.2.3-13
Startphase 2.2-3
Absenkung 0-6
Zyklische 3.3.2-12
- Wärmestrahlung**
Brennkammer 2.6-7
durch Rußbildung 2.6-1
- Wärmetauscher** 3.7.1-1
Abgas 3.7.1-3
- Wärmeübergang**
bei Wasserdampfeinblasung 3.2.2-7
- Warmrissbildung**
beim Schweißen 1-12
- Warmstart** 2.2-1
- Wartezeiten**
zum Wiederstart 2.2-6
- Wartung** 4.1-2, 4.1-8
Abstimmung mit Stillstandzeit 4.1-6
als Schadensverhütung 0-6
Aufwand 4.1-2
Einfluss von Verunreinigungen im Kraftstoff 4.1-2
Pyrometer 3.3.3-6, 3.6.2-8
Brennkammer 3.2.1-4
Dokumentation 4.1-3
Durchführung 0-3
Einfluss auf Lebensdauer 4.1-2
Einfluss der Motivation 4.1-2
Erforderlicher Arbeitsraum 4.1-3
Erkennen von Leckagen 4.1-6
Handbuch 4.1-1
Maßnahmen bei Schaden 0-6
Planung entsprechend
Überwachungsdaten 5.1-4
Voraussetzungen 4.1-2
Vorschriften 1-3
Werkzeug 4.1-3
- Wartungsfreundlichkeit** 1-11
- Waschen**
Drainage 4.2.1-4
Verdichter 2.4-2, 4.2.1-1, 4.2.1-3
- Beeinflusst von Wirkungsgradabfall* 5.1-11
Gefährliche Drehzahl 4.2.1-4
vor Abnahmelauf 1-6
Zeitintervall 4.2.1-3
Zyklen, Festlegung nach
Überwachungsdaten 5.1-4
- Waschlösung/-mittel** 3.1.2.2-4, 4.2.1-2, 4.2.2-1
Drainage 4.2.1-2
- Wasser** 3.7.1-3
Ansammlung, Einfluss des Leitungsverlaufs 2.6-9
Aufbereitung 3.2.3-2
im Kraftstoff 2.6-8
im Öl, Kavitation 3.5.2-18
Kühler 3.7.1-3
Spülung beim Verdichterwaschen 4.2.1-2
- Wasserdampf**
Abtrag von Hartstoffpartikeln (SiC) 3.2.2-8
Einblasung 2.1-7
für Einspritzung in Brennkammer 3.2.2-6
Schädigung von O-Ringen 4.2.3-11
- Wassereinspritzung**
Ablagerungen in Turbine 3.2.3-2
Brennkammer 3.2.2-6, 3.2.3-2
Sulfidation durch Verunreinigung 3.2.2-7
- Wasserstoff**
im Kraftstoff, Einfluss auf Rußbildung 2.6-7
Versprödung 4.2.3-18
Schrauben 3.6.1-8, 4.2.3-6
Zahnräder 3.6.1-4
- Weiterbetrieb**
bei Schaden 0-6
- Weiterbildung**
Personal 4.1-1
- Weiterverwendung**
von Bauteilen 4.1-7
- Welle**
Bruch durch Schwingungen 2.5-18
Torsionsschwingung 5.1-14
Undichtigkeit 3.6.1-2
- Wellendichtring** (Simmerring, Radialdichtringe) 3.6.1-4, 4.2.3-8, 4.2.3-14
Axialbewegung 4.2.3-12
Einfluss von Schleifriefen 4.2.3-12
- 12
Fluchtungsprobleme 4.2.3-12
Förderwirkung 4.2.3-12
Leck 4.2.3-16
Montage 3.6.1-2
Methode 4.2.3-14
Reparierte Lauffläche 4.2.3-14
Rundlaufabweichung 4.2.3-12
Schäden 4.2.3-16
Mechanismen 4.2.3-16
Schiefstellung der Welle 4.2.3-12
Schleiffläche 4.2.3-13
Thermische Überlastung 4.2.3-12
- Wellenkupplungen** 3.6.1-15
- Wellenschwingungen**
Auslösen von Kavitation 3.5.2-18
- Wellentrenner** (Bruch) 2.5-5
- Welligkeit**
Zahnflanke 3.7.2-4
- Werksabnahme**
Tragbild Getriebezahnäder 3.7.2-6
- Werkstoff** 3.1.2.3-4
Anwendungstemperatur 2.3-4
Ermüdung (Fatigue) 3.1.2.1-6
Korrosion 3.1.2.3-4
Empfindlich 3.1.2.3-4
Reparaturverhalten 4.3-3
Technologie 5.2-4
- Werkzeug**
Wartung 4.1-3
- Wetter**
Schutz am Lufteintritt 3.7.1-7
Vereisung 3.7.1-12
- White Etching Areas (= WEA)** 3.5.2-4
- Wicklungen** (elektrische Sensoren)
Schwingverschleiß 3.6.2-5
- Wide Chord Schaufeln** 5.2-2
- Wiederinbetriebnahme**
nach Schaden 0-6
- Wiederstart**
Zeitfenster 3.1.2.4-8
Zeitpunkt 1-6
- Wiederverwendbarkeit** 5.3-4
Schrauben 4.3-3
- Wirbelstromprüfung** 5.3-6
POD (Probability of Detection) 5.3-9
- Wirkungsgrad** 3.1.1-12
Abfall 1-4, 2.3-5, 2.5-4, 2.5-5, 5.1-11

Einfluss auf Waschen des Verdichters 5.1-11

Anheben 3.3.1-12

des Neuzustands 3.1.2.2-1

Einfluss des Spitzenspalts 3.1.1-14

Einfluss von Spalten im Verdichter 3.1.1-14

Filter 3.1.2.2-1

Optimierung mit Pyrometer 3.3.3-4

Überwachung 3.2.3-17, 5.1-4

Verschlechterung 3.1.1-5

Wöhlerdiagramm 3.1.2.1-6

Wolframcarbide ('WC')

Lagersitz 4.3-10

Wuchtband 3.1.2.1-8, 3.3.1-9

Wuchten

Rotorkomponenten 2.1-17

Y

YSZ. *Siehe* Yttrium stabilisiertes Zirkonoxid 3.2.3-14

Yttriumoxid 3.2.3-10

Z

Zahnrad

Bewertung nach Überholhandbüchern 3.7.2-6

Eckenträger 3.7.2-4

Fußträger 3.7.2-4

Kopfträger 3.7.2-4

Montagebeschädigung 3.6.1-2

Schaden 2.5-17, 3.6.1-2, 3.6.1-4

Bilder der Verzahnung 3.7.2-6

durch Brünieren 3.6.1-4

Tragbild 3.7.2-4

Taumelfehler 3.7.2-4

Vorschrift für Tragbildbewertung 3.7.2-6

Wasserstoffversprödung 3.6.1-4

Welligkeit der Flanke 3.7.2-4

Zahnradpumpe 3.6.1-3

Zeit

Abhängigkeit des Betriebsverhaltens 1-4

Intervall für Waschen 4.2.1-3

Zeitpunkt 4.1-10

Auftreten einer Schwingung 2.5-7

für eine Reparatur 4.1-10

Wiederstart 1-6

Zeitstand (-belastung)

Brüche 3.3.2-9

Schädigung, Abschätzung 3.3.2-9

Zelle

einer Strömungsablösung 3.1.1-16

Zentrierbunde

Versatz 2.2-3

Zerstörungsfreie Prüfung (=ZfP)

0-6, 5.3-6

Zufallseinflüsse (statistisch) 4.1-19

Zugänglichkeit

Brennkammer 1-11, 2.1-14

Montageprobleme 4.2.1-7

Rohrleitung 3.6.1-7

Zuganker (Rotor) 3.1.2.1-8

Zündung

Bereich, Öl/Luftgemisch 3.5.1-11

Eigenschaft, Brennkammer 3.2.1-4

Verzug 3.2.1-10

Dieselöl 3.2.1-12

Erdgas 3.2.1-11

Kerosin 3.2.1-12

Methan 3.2.1-11

Zeit 3.2.1-11

Zusatzverdichter (Coverplate)

für Kühlluft 3.3.1-11

Zusetzen

von Entstaubungsbohrungen 3.1.2.2-3

Zustand der Gasturbine

Ermittlung 4.1-6

Zuverlässigkeit

Einfluss auf 2.2-1

Thermoelemente 3.6.2-6

Zweiwellenmaschine 2.1-3

Zwischenring (Spacer)

Rotor 3.1.2.1-8, 3.1.2.4-7

Zwischenstufenlabyrinth 3.1.2.4-12

Zyklische

Lebensdauer der Heißeile 1-10

Wärmespannungen 3.3.2-12

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld

Axel Rossmann, Turboconsult

© 2009 by Axel Rossmann, turboconsult, 85757 Karlsfeld