

# **Entwicklung eines Verfahrens zur Lebensdauervorhersage für Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei Gasturbinen**

Von der Fakultät Energietechnik der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Stephan Issler aus Stuttgart

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. habil. E. Roos
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. U. Gampe
Tag der mündlichen Prüfung:	21. Dezember 2001

2002

Staatliche Materialprüfungsanstalt (MPA), Universität Stuttgart

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Staatlichen Materialprüfungsanstalt (MPA) sowie am Lehrstuhl für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt dem Direktor der MPA Stuttgart Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Eberhard Roos. Seine großzügige Förderung und Unterstützung bei der wissenschaftlichen Tätigkeit hat wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Uwe Gampe danke ich sehr herzlich für die Übernahme des Mitberichts sowie Herrn Professor Dr.-Ing. Eberhard Göde für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Bei meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen an der MPA Stuttgart möchte ich mich für die angenehme Zusammenarbeit und die zahlreichen interessanten Fachdiskussionen bedanken. Darüber hinaus danke ich den Studierenden, die mich im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten tatkräftig unterstützt haben, wobei ich die langjährigen wissenschaftlichen Hilfskräfte Herrn Dipl.-Ing. Markus Rauch, Herrn Mathias Bauer und Herrn Thorsten Schütt besonders hervorheben möchte.

Ein wesentlicher Teil der Untersuchungen wurde mit finanzieller Unterstützung durch das Bundesministerium für Wirtschaft (BMWi, Bonn) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e. V. (AiF, Köln, AiF-Nr. 10781) durchgeführt. Dem betreuenden Arbeitskreis „Thermische Werkstoffermüdung“ der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen unter der Leitung von Herrn Dipl.-Ing. Hans-Jörg Groschopp (GE Energy Products Essen) sowie den beteiligten Industriefirmen gebührt mein Dank für die große Unterstützung.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Eltern und meiner Freundin Kristina für die Unterstützung sowie das große Verständnis während der Fertigstellung der Arbeit bedanken.

Renningen, Dezember 2001

## Inhaltsverzeichnis

	<b>Wichtige Bezeichnungen</b> .....	<b>4</b>
	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>7</b>
	<b>Abstract</b> .....	<b>10</b>
<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>13</b>
1.1	Problemstellung .....	14
1.2	Zielsetzung der Arbeit .....	16
<b>2</b>	<b>Stand des Wissens</b> .....	<b>17</b>
2.1	Konzepte der Festigkeitsberechnung .....	17
2.2	Charakterisierung des Werkstoff- und Versagensverhaltens bei einachsigen Spannungszustand .....	23
2.3	Berechnungsansätze bei mehrachsigen Beanspruchungen .....	39
2.4	Viskoplastisches Werkstoffmodell von Chaboche/Nouailhas .....	43
<b>3</b>	<b>Schaufel-Scheibe-Verbindungen</b> .....	<b>49</b>
3.1	Geometrie .....	49
3.2	Werkstoffe .....	51
3.3	Modellbildung .....	52
3.4	FE-Rechnungen an Gasturbinen .....	56
<b>4</b>	<b>Experimente</b> .....	<b>58</b>
4.1	Basischarakterisierung IN 939 .....	58
4.2	Basischarakterisierung IN 718 .....	66
4.3	Modellkörper .....	72
<b>5</b>	<b>Nummerische Untersuchungen</b> .....	<b>90</b>
5.1	Entwicklung und Verifizierung der Werkstoffmodelle .....	90
5.2	Nachrechnung der Modellkörper .....	102
<b>6</b>	<b>Entwicklung eines Lebensdauernachweises</b> .....	<b>119</b>
6.1	Vorschlag für ein Berechnungskonzept .....	119
6.2	Überprüfung der Treffsicherheit .....	121
<b>7</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>131</b>
7.1	Literatur .....	131
7.2	Bilder und Tabellen .....	139

## Wichtige Bezeichnungen

### Abkürzungen

CC	conventionally casted, polykristallin
DS	directionally solidified, stengelkristallin
EDZ	ebener Dehnungszustand
ESZ	ebener Spannungszustand
FE	Finite Elemente
FS	Fatemi, Socie
GT	Gasturbine
HCF	High Cycle Fatigue
HT-DMS	kapazitiver Hochtemperatur-Dehnmessstreifen
HZ	Haltezeit
IN	Inconel
KBM	Kandil, Brown, Miller
LCF	Low Cycle Fatigue
LM	Larson, Miller
MB	Manson, Brown
MH	Manson, Haferd
MK	Modellkörper
REM	Rasterelektronenmikroskop
RT	Raumtemperatur
S	Socie
SC	single crystal, einkristallin
SD	Sherby, Dorn
SWT	Smith, Watson, Topper
vEDZ	verallgemeinerter ebener Dehnungszustand
ZfP	Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung

### Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A <sub>5</sub>	%	Bruchdehnung (kurzer Proportionalstab)
b	m/m	Exponent für Manson-Coffin-Gleichung

c	m/m	Exponent für Manson-Coffin-Gleichung
d	mm	Prüfdurchmesser
D	m/m	Gesamtschädigung
$D_{\sigma}$	m/m	Ermüdungsschädigung
$D_{\delta}$	m/m	Kriechschädigung
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	kN	Kraft
G	MPa	Schubmodul
$I_1$	MPa	1. Invariante des Spannungstensors
$I_2$	(MPa) <sup>2</sup>	2. Invariante des Spannungstensors
$I_3$	(MPa) <sup>3</sup>	3. Invariante des Spannungstensors
$I_1'$	MPa	1. Invariante des Spannungsdeviators
$I_2'$	(MPa) <sup>2</sup>	2. Invariante des Spannungsdeviators
$I_3'$	(MPa) <sup>3</sup>	3. Invariante des Spannungsdeviators
$J_1(\bar{\sigma})$	MPa	1. gleichwertige Invariante
$J_2(\bar{\sigma})$	MPa	2. gleichwertige Invariante
$J_3(\bar{\sigma})$	MPa	3. gleichwertige Invariante
$K'$	MPa	Parameter für Ramberg-Osgood-Gleichung
N	m/m	Lastwechselzahl
$n'$	m/m	Parameter für Ramberg-Osgood-Gleichung
P	MPa	Schädigungsparameter
q	m/m	Mehrachsigkeitsquotient nach Clausmeyer
R	MPa	Variable für isotrope Verfestigung
$R_m$	MPa	Zugfestigkeit
$R_p$	MPa	Dehngrenze
s	verschieden	Standardabweichung
t	z. B. h	Zeit
T	K	Temperatur
T	s	Zykluszeit
X	MPa	Variable für kinematische Verfestigung
$\bar{X}$	verschieden	arithmetischer Mittelwert
Z	%	Brucheinschnürung
$\alpha$	°	Anstellwinkel der Schaufel

$\varepsilon$	%	Dehnung
$\varepsilon_f'$	%	Parameter für Manson-Coffin-Gleichung
$\dot{\varepsilon}$	z. B. %/h	Dehngeschwindigkeit
$\gamma$	%	Schiebung
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\mu$	m/m	Querkontraktionszahl
$\mu_{GR}$	m/m	Reibungskoeffizient bei Gleitreibung
$\mu_{HR}$	m/m	Reibungskoeffizient bei Haftreibung
$\mu_R$	m/m	Reibungskoeffizient (Coulombsche Reibung)
$\sigma$	MPa	Normalspannung
$\sigma_f'$	MPa	Parameter für Manson-Coffin-Gleichung
$\tau$	MPa	Schubspannung

### Indices

a	Amplitude
A	Anriss
AG	Ausbau ohne Bruch
B	Bruch
bl	bleibend
el	elastisch
GR	Gleitreibung
HR	Haftreibung
hyd	hydrostatisch
m	Mittel
max	maximal
min	minimal
okt	Oktaeder
pl	plastisch
R	Reibung
v	Vergleich
v	Vorspannung
vis	viskoplastisch

Weitere Bezeichnungen werden im Text erläutert.

## Zusammenfassung

Rotoren von Gasturbinen unterliegen im Betrieb komplexen mechanischen und thermischen Beanspruchungen. Dabei steht bei der Lebensdauerberechnung von An- und Abfahrvorgängen die Verbindung zwischen Schaufel und Scheibe, kurz Schaufel-Scheibe-Verbindung, im Mittelpunkt des Interesses. Insbesondere in der Scheibe kommt es zu hohen Ermüdungs- bzw. Kriechermüdungsbeanspruchungen, die an den hochbelasteten Stellen zu elastisch-plastischen Wechselverformungen führen können. Für eine Lebensdauervorhersage sind die verfügbaren konventionellen Berechnungsansätze unbrauchbar, da die wesentlichen Einflüsse auf die Schädigung nur unzureichend oder gar nicht berücksichtigt werden.

Ein Ausweg bietet sich in der Entwicklung eines Berechnungsverfahrens auf der Basis von inelastischen FE-Analysen. Dabei werden komplexe Werkstoffmodelle benötigt, die das statische, zyklische und viskoplastische Werkstoffverhalten berücksichtigen. Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein derartiges fortschrittliches Berechnungskonzept zu entwickeln und durch LCF-Versuche an bauteilähnlichen Modellkörpern für Schaufel-Scheibe-Verbindungen zu verifizieren.

Als Werkstoffkombination wurden zwei für Gasturbinen typische konventionelle Nickel-Basis-Legierungen gewählt. Die Scheibe besteht aus der geschmiedeten Legierung IN 718, die häufig für Radscheiben von Gasturbinen eingesetzt wird. Die Schaufeln wurden aus der Feingusslegierung IN 939 hergestellt, die wie der vergleichbare Werkstoff IN 738 LC in den mittleren und hinteren Reihen von Gasturbinen Verwendung findet. Die isothermen Versuche wurden bei der für stationäre Gasturbinen im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung maßgeblichen Temperatur von 550 °C sowie stichprobenartig auch bei Raumtemperatur durchgeführt.

Ausgangspunkt der durchgeführten Untersuchungen bildeten FE-Analysen von Schaufel-Scheibe-Verbindungen von Gasturbinen. Auf Basis dieser Beanspruchungen wurden Modellkörper entwickelt, die im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung den geometrischen Abmessungen von realen Gasturbinen entsprechen. Dabei wurden formschlüssige tannenbaumförmige Profile für die Verbindung von Schaufel und Scheibe eingesetzt, wobei zusätzlich der Anstellwinkel der idealisierten Schaufeln variiert wurde.

Die Basischarakterisierung der Versuchswerkstoffe erfolgte jeweils durch Zugversuche und dehnungskontrollierte LCF-Versuche, wobei die Proben aus demselben Halbzeug wie die Modellkörper entnommen wurden. Zusätzlich wurden Zeitstanddaten aus der Literatur zur Beschreibung des Kriechverhaltens herangezogen. Für den Schaufelwerkstoff IN 939 konnte hierbei auf eine verfügbare Kriechgleichung

zurückgegriffen werden, während eine Beschreibung des Versagensverhaltens von IN 718 unter Zeitstandbeanspruchung im Rahmen dieser Arbeit unter Verwendung von Meisterkurven erarbeitet wurde.

Zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens wurde das viskoplastische Werkstoffmodell von Chaboche/Nouailhas eingesetzt. Hierbei wurden für jeden Werkstoff und jede Temperatur 15 Materialkonstanten angepasst und unter Verwendung von stochastischen Variationsrechnungen optimiert. Es konnte gezeigt werden, dass mit den ermittelten Parametern eine hervorragende Nachrechnung des einachsigen Werkstoffverhaltens erreicht werden konnte.

Unter der Verwendung von FE-Rechnungen wurde eine spezielle Versuchsvorrichtung zur Durchführung der LCF-Versuche konzipiert. Durch eine zusätzliche Vorspannkraft wurde die bestmögliche Übereinstimmung der Beanspruchungen von Modellkörper und Gasturbine erreicht, wobei als Bewertungskriterium neben der Lage der höchstbeanspruchten Stelle vor allem auch die auftretenden Spannungsgradienten sowie die Abbildung des Kontaktbereiches herangezogen wurden.

An den Modellkörpern wurden insgesamt 17 LCF-Versuche mit schwellender Schaufellast durchgeführt, wobei teilweise auch Haltezeiten bei Maximallast berücksichtigt wurden. Das Versagen trat bei den Modellkörpern generell in der Scheibe auf. Bei den LCF-Versuchen ohne Haltezeit trat dabei zyklisches Versagen auf, während bei den Experimenten mit Haltezeit mit Kriechermüdungsversagen zu rechnen ist. Dies wurde durch metallografische und fraktografische Untersuchungen bestätigt, in denen transkristallines bzw. interkristallines Risswachstum festgestellt wurde. Für die LCF-Versuche bei 550 °C wurden Anrisskennlinien in Abhängigkeit vom Anstellwinkel der Schaufeln angegeben, wobei zusätzlich auch der Einfluss der Haltezeit quantifiziert wurde. Es konnte festgestellt werden, dass mit zunehmendem Anstellwinkel eine geringfügige Verlängerung der Lebensdauer auftritt.

Die LCF-Versuche an den Modellkörpern wurden mit dem FE-Code ABAQUS nachgerechnet, wobei die entwickelten viskoplastischen Werkstoffmodelle berücksichtigt wurden. Es konnte gezeigt werden, dass die Höhe des Reibungskoeffizienten erheblichen Einfluss auf die Berechnungsergebnisse besitzt. Anhand der charakteristischen Hystereseschleifen konnten die Bereiche von Haft- bzw. Gleitreibung identifiziert werden, wobei sich eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation ergab. Im Rahmen der numerischen Analysen wurde auch ein Experiment mit Haltezeit simuliert, wobei während der ersten 20 Zyklen in Übereinstimmung mit dem Experiment nur geringe Kriechdehnungen während der Haltezeit festgestellt wurden.



Bei der Simulation der LCF-Versuche trat nach vergleichsweise wenigen Zyklen ein quasistabiler Beanspruchungszustand ein. Dieser stabilisierte Zyklus wurde zur Lebensdauervorhersage der Schaufel-Scheibe-Verbindung herangezogen. Dabei wurden zwei Konzepte vorgeschlagen, mit denen auf Basis eines Ermüdungs- bzw. Kriechermüdungsnachweises eine Lebensdauerbewertung von Schaufel-Scheibe-Verbindungen vorgenommen werden kann.

Durch Vergleich der rechnerischen Vorhersagen mit Experimenten wurden die Berechnungskonzepte auf ihre Tauglichkeit hin überprüft. Dabei konnte mit dem Schädigungsparameter von Smith, Watson und Topper auf der Basis der größten Hauptspannung sowie der größten Hauptdehnung eine gute Übereinstimmung von rechnerischen Vorhersage und Experiment erzielt werden. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass eine zutreffende Charakterisierung der Reibungsverhältnisse eine unabdingbare Voraussetzung für eine treffsichere Lebensdauervorhersage von Schaufel-Scheibe-Verbindungen darstellt.

Mit dem im Rahmen dieser Arbeit erarbeiteten und verifizierten Berechnungsverfahren ist es möglich, die Lebensdauer von Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei Gasturbinen zuverlässig zu berechnen.

## **Abstract**

Rotors of gas turbines are highly stressed in service due to complex mechanical and thermal loads. Life assessment with respect to start-up and shutdown procedures are focussed on the connection between the blade and the disc, usually termed blade-disc-connection. In particular the disc maybe damaged considerably due to fatigue and creep-fatigue loadings, which probably cause elastic-plastic cyclic deformations. For a detailed life prediction the available simple methods are not sufficient since important factors influencing the damage mechanism are not taken into consideration completely or are fully neglected.

A solution is offered by developing a life assessment method based on inelastic Finite Elements (FE) analyses. Complex constitutive laws are necessary to cover the static, cyclic and viscoplastic material behaviour. The objective of the present thesis is to develop such an advanced calculation method including the verification using low cycle fatigue (LCF) tests with component-like specimens representative of blade-disc-connections.

Two nickel-based alloys were selected, which are representative of materials used for gas turbines. For the disc the high strength wrought alloy Inconel 718 is used. The blades are made from the conventional cast alloy Inconel 939, which is similar to the very common cast alloy Inconel 738 LC. Both blade materials are used for the middle and last stages of the turbine since the maximum temperatures in modern gas turbines require directionally solidified materials (such as Inconel 792 DS) or single crystal materials (e.g. CMSX-4). Isothermal cyclic tests were carried out at 550 °C, which is a significant temperature for the blade-disc-connection of stationary gas turbines. In addition a few tests were undertaken at room temperature.

The starting point of the research work was the FE calculations of the blade-disc-connections. Based on typical calculated stress and strain fields, specimens were designed with dimensions near the junction between blade and disc equal to those of gas turbines. The blade-disc-connection is represented by a positively engaged construction, whereby the root angle of the idealized blades was also varied.

The basic characterization of the materials was carried out using tensile tests and strain-controlled LCF tests. The specimens were taken from the same semi-finished material as the component-like specimens. In addition results from creep tests were taken into account to describe the creep behaviour. For the blade material alloy 939 a complicated creep law is available in literature, whereas a description of the creep

behaviour of the disc alloy Inconel 718 using a master curve concept was achieved within this thesis.

The material behaviour was described with the viscoplastic material model of Chaboche/Nouailhas. In this context fifteen material parameters have to be adopted for each material and each temperature using a self-developed stochastic subroutine. It could be shown, that with the determined parameters an excellent description of the uniaxial material behaviour can be defined.

A special test rig and procedures for the LCF tests of the component-like specimens were developed using extensive FE analyses. A static force superimposed on the cyclic load gave the best possible agreement between the stress fields of test specimens and real gas turbines. The assessment criterion was applied for the position of the highest stressed point (hot spot). This included the stress gradients developed as well as a reasonable representation of the contact region.

Altogether seventeen LCF tests on component-like specimens were carried out with pulsating loads on the blade. Some tests were done with holdtime during the peak of the cyclic load. Due to the geometry and loading the failure occurred always in the disc. The failure mode was fatigue in the LCF tests without holdtime whereas creep fatigue was dominant in the LCF tests with holdtime. This could be verified by metallographic and scanning electron microscope investigations. Transcrystalline and intercrystalline crack propagation, respectively were shown. Fatigue curves have been determined based on the cycles for crack initiation for the LCF tests at 550 °C depending on the blade root angle. Additionally, the influence of holdtime was taken into consideration. For larger angles a slightly extended lifetime could be observed.

The results of the LCF tests were validated with the FEM code ABAQUS using the developed viscoplastic material laws. It could be shown, that the magnitude of the friction factor has a strong influence on the calculated results. Using the characteristic cyclic slopes, it was possible to link the loading regime to adhesive and sliding friction, respectively. The agreement between the calculated slopes and the experiments was good. Within the numerical investigations a LCF test with holdtime was also simulated. As shown in the experiments, only small creep strains occurred during the first 20 cycles.

After comparatively few cycles quasi stabilized stresses and strains were obtained in the simulations. These stabilized cycles were used for life prediction of the blade-disc-connection. Finally two different concepts were proposed, based on fatigue and creep-fatigue damage mechanisms, respectively.

The quality of the proposed life assessment concepts were validated by a detailed comparison of the cycles at crack initiation in the experiments and numerical life prediction. The best agreement between simulation and experiment was obtained using the damage parameter of Smith, Watson and Topper based on the maximum principal stress and strain, respectively. Additionally it was noticed, that a suitable characterization of the friction behaviour is a stringent requirement for a precise life prediction of blade-disc-connections.

In summary, a new reliable concept for life prediction of blade-disc-connections has been developed and experimentally verified.

# 1 Einleitung

Gasturbinen und im Zusammenhang damit Kombikraftwerke stehen gegenwärtig bei der Erzeugung von elektrischer Energie im Mittelpunkt des Interesses. Dies zeigt sich unter anderem daran, dass über 40 % der in den letzten Jahren weltweit neu installierten Leistung auf der Basis von Gasturbinen erfolgt. Die Hauptgründe für diese Entwicklung liegen in den vergleichsweise niedrigen Investitionskosten, den kurzen Bauzeiten der Anlagen sowie im emissionsarmen Betrieb [1].

Gasturbinen gehören ebenso wie Dampfturbinen zur Gruppe der thermischen Turbomaschinen, siehe Bild 1.1. Gasturbinen bestehen im Wesentlichen aus dem Verdichter, der Brennkammer sowie der Turbine. Beim üblichen offenen Gasturbinenprozess wird zunächst die Luft aus der Atmosphäre verdichtet. Nach Brennstoffzufuhr und Verbrennung in der Brennkammer erfolgt die Expansion der Verbrennungsgase in der Turbine.

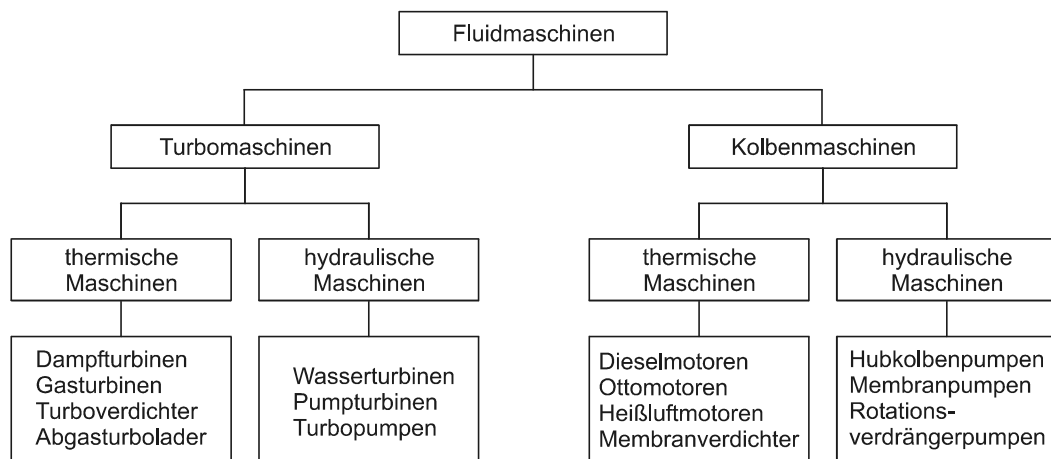


Bild 1.1: Systematik der Fluidmaschinen [2]

Die angestrebte Verbesserung des Wirkungsgrades von Gasturbinen erfordert eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur (TIT). Dadurch unterliegen insbesondere die Turbinenschaufeln der vorderen Reihen extrem hohen Beanspruchungen, die höchste Anforderungen an die eingesetzten Werkstoffe stellen [3]. Aus diesem Grund müssen die Schaufeln beschichtet werden und zusätzlich durch Luftzufuhr aus dem Verdichter gekühlt werden. Dabei werden die Schaufeln von innen durchströmt und nach Austritt aus kleinen Bohrungen auch von außen gekühlt (Filmkühlung) [4]. Eine andere Art der Wirkungsgradsteigerung findet bei kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerken (GuD-Kraftwerke) statt. Durch die Hintereinanderschaltung kann das heiße Abgas der Gasturbine zur Dampferzeugung für die Dampfturbine eingesetzt werden. Bei derartigen Prozessen ist für das Jahr 2000 mit Wirkungsgraden bis zu 60 % zu rechnen, siehe Bild 1.2.

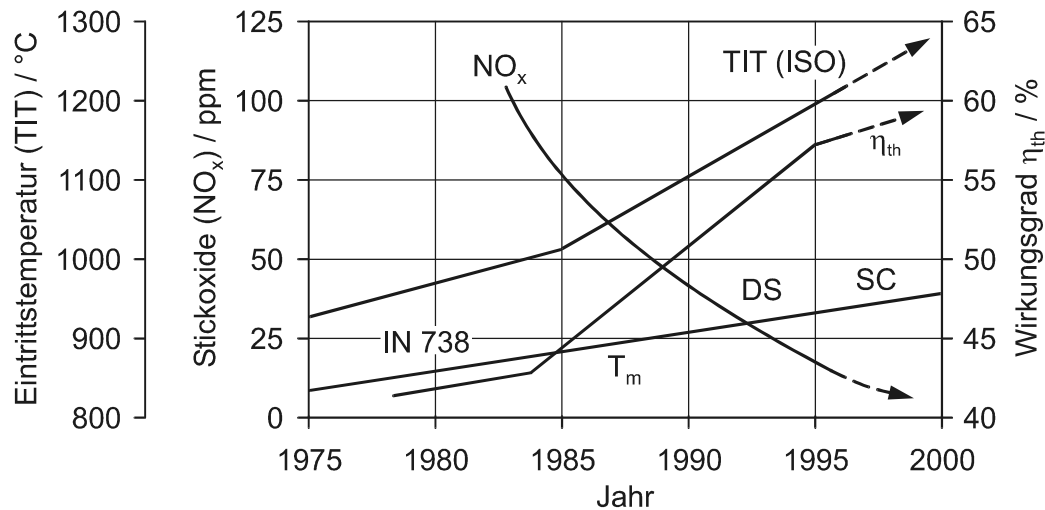


Bild 1.2: Leistungsdaten von Kombikraftwerken [1]

## 1.1 Problemstellung

Mit der Liberalisierung des Stromerzeugermarkts sind veränderte Marktbedingungen entstanden, die für die Hersteller von Gasturbinen weitreichende Folgen mit sich bringen. Der gestiegene Kostendruck führt zu erhöhten Anforderungen [1]:

- Erhöhung der Verfügbarkeit und der Lebensdauer,
- niedrige Erstinvestitions- und Unterhaltskosten,
- Verminderung der Umweltbelastung,
- größere Blockleistungen,
- Steigerung des Gesamtwirkungsgrades.

Diese Anforderungen sind mit zusätzlichen Beanspruchungen der Komponenten verbunden. Dabei ist die Auslegung und der sichere Betrieb der Turbine einschließlich des Rotors von besonderer Bedeutung, da diese Komponenten sowohl die schadensträchtigste als auch die weitaus kostenintensivste Baugruppe einer Gasturbine darstellen [5]. Die außerordentlich hohe thermische, chemische und mechanische Beanspruchung der Komponenten der Turbine erfordert große Anstrengungen im Bereich der Entwicklung und Qualifizierung von geeigneten Werkstoffen. In jüngster Zeit wird darüber hinaus verstärkt die Entwicklung von fortgeschrittenen Methoden zur rechnerischen Lebensdauervorhersage vorangetrieben.

Im stationären Leistungsbetrieb sind Gasturbinenschaufeln aufgrund der Fliehkräfte vorwiegend durch Kriechvorgänge und Hochtemperaturkorrosion beansprucht. Hierbei wird neben der Beständigkeit der Schutzschichten hauptsächlich eine ausreichende Zeitstandfestigkeit der Schaufelwerkstoffe gefordert. Zusätzlich sind zyklische Biegebeanspruchungen im HCF-Bereich vor allem bei den längeren Schaufeln

in den hinteren Reihen zu berücksichtigen. Die Temperatur der Welle bzw. der Radscheibe ist dagegen so gering, dass der zeitabhängige Lebensdauerverbrauch durch Zeitstandsbeanspruchung im regulären Betrieb von untergeordneter Bedeutung ist.

Eine grundsätzlich andere Beanspruchung des Rotors liegt aufgrund der An- und Abfahrvorgänge vor. Die mechanische und thermische Belastung durch Fliehkräfte und behinderte Wärmedehnungen führt zu (Kriech-) Ermüdungsbeanspruchungen im LCF-Bereich. Diese Beanspruchungen der Schaufeln, vor allem aber der Radscheibe sind unter Umständen überelastisch. Betriebserfahrungen zeigen, dass bei diesen LCF-Beanspruchungen besonders der Bereich der Befestigung der Turbinenschaufeln an der Radscheibe von Interesse ist. An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an.

Ausgangspunkt bildet die mechanische und thermische Beanspruchung einer stationären Gasturbine während der An- und Abfahrvorgänge, siehe [Bild 1.3](#). Dabei steht die Beanspruchung im Bereich der Verbindung zwischen Schaufel und Scheibe im Mittelpunkt, die bei Gasturbinen üblicherweise als tannenbaumförmige formschlüssige Konstruktion ausgeführt wird.

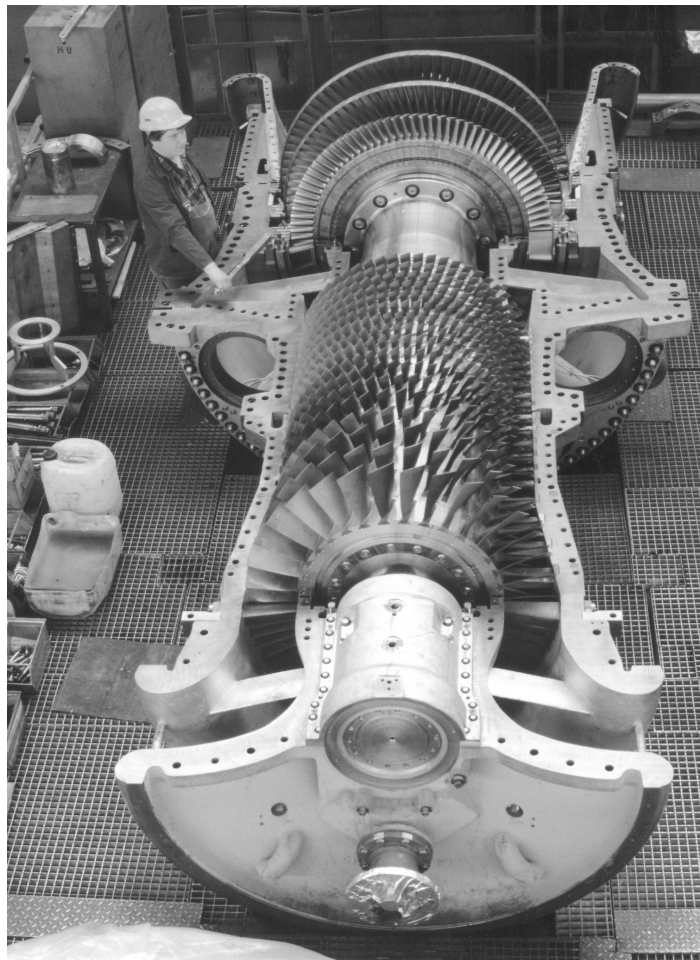


Bild 1.3: Gasturbine (Bildnachweis: General Electric Power Systems)

## 1.2 Zielsetzung der Arbeit

Bei der Entwicklung bzw. Optimierung von Schaufel-Scheibe-Konfigurationen führen die konventionellen Methoden der Festigkeitsberechnung häufig zu unbefriedigenden Ergebnissen, da die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Schädigung nur unzulänglich oder gar nicht berücksichtigt werden. Vor dem Hintergrund von möglichen Rissbildungen an den Befestigungen der Turbinenschaufeln, insbesondere im Bereich der Scheibe, soll ein fortschrittliches Berechnungskonzept erarbeitet werden, mit dem die Lebensdauer von Schaufel-Scheibe-Verbindungen zuverlässig bestimmt werden kann. Mit einem derartigen Verfahren wäre es möglich, die Entwicklungszeiten entscheidend zu verkürzen und gegebenenfalls die Lebensdauer dieser Komponenten durch Optimierung der geometrischen Verhältnisse zu erhöhen.

Ein Ausweg aus dieser Problematik bietet sich auf Basis von inelastischen numerischen Untersuchungen mit der Methode der Finiten Elemente (FEM). Mit den auf diese Weise berechneten Spannungs- und Verformungsgrößen ist es möglich, lokale Schädigungskonzepte anzuwenden und die schädigenden Einflüsse unmittelbar zu quantifizieren. Durch Vergleich mit der Werkstoffcharakteristik gelingt es, eine Aussage über das Versagensverhalten zu formulieren. Dabei ist es erforderlich, sowohl reine Ermüdungs- als auch Kriechermüdungsbeanspruchung als maßgebliche Ursache für das Versagensverhalten heranzuziehen.

An die numerische Analyse werden bei der Lösung der vorliegenden Aufgabenstellung hohe Anforderungen gestellt. Zum einen ist das spezifische statische, zyklische und viskoplastische Materialverhalten zu berücksichtigen. Dies erfordert die Anwendung von aufwendigen viskoplastischen Werkstoffmodellen, die seit einigen Jahren unter anderem auch an der MPA Stuttgart [6-8] erfolgreich eingesetzt werden. Zum anderen ist die Kontaktfläche zwischen Schaufel und Scheibe zu modellieren, wobei die Wechselwirkung zwischen der Flächenpressung und der Reibung sowie den auftretenden Setzeffekten von Interesse ist. Zusätzlich ist der Einfluss der Mehrachsigkeit auf das Versagensverhalten zu erfassen.

Das zu entwickelnde Berechnungskonzept soll durch LCF-Versuche an bauteilähnlichen Modellkörpern für Schaufel-Scheibe-Verbindungen verifiziert werden. Dabei ist die Geometrie im Bereich der Verbindung zwischen Schaufel und Scheibe sowie die Oberflächengüte und die Fertigungstoleranzen so zu wählen, dass eine möglichst gute Übereinstimmung mit realen Gasturbinen erzielt wird.

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und experimentelle Verifizierung eines Verfahrens zur Lebensdauerberechnung von Schaufel-Scheibe-Verbindungen von Gasturbinen.



## 2 Stand des Wissens

### 2.1 Konzepte der Festigkeitsberechnung

Das Ziel der Festigkeitsberechnung ist es, die wirkenden Beanspruchungen im Bauteil zu erfassen und mit der Widerstandsfähigkeit des Werkstoffs zu vergleichen. Da das Werkstoffverhalten meistens nur bei einachsigen Spannungszustand ermittelt wird, müssen mehrachsige Spannungszustände unter Verwendung von Festigkeitshypothesen in einen fiktiv einachsigen Vergleichsspannungszustand transformiert werden, siehe Bild 2.1.

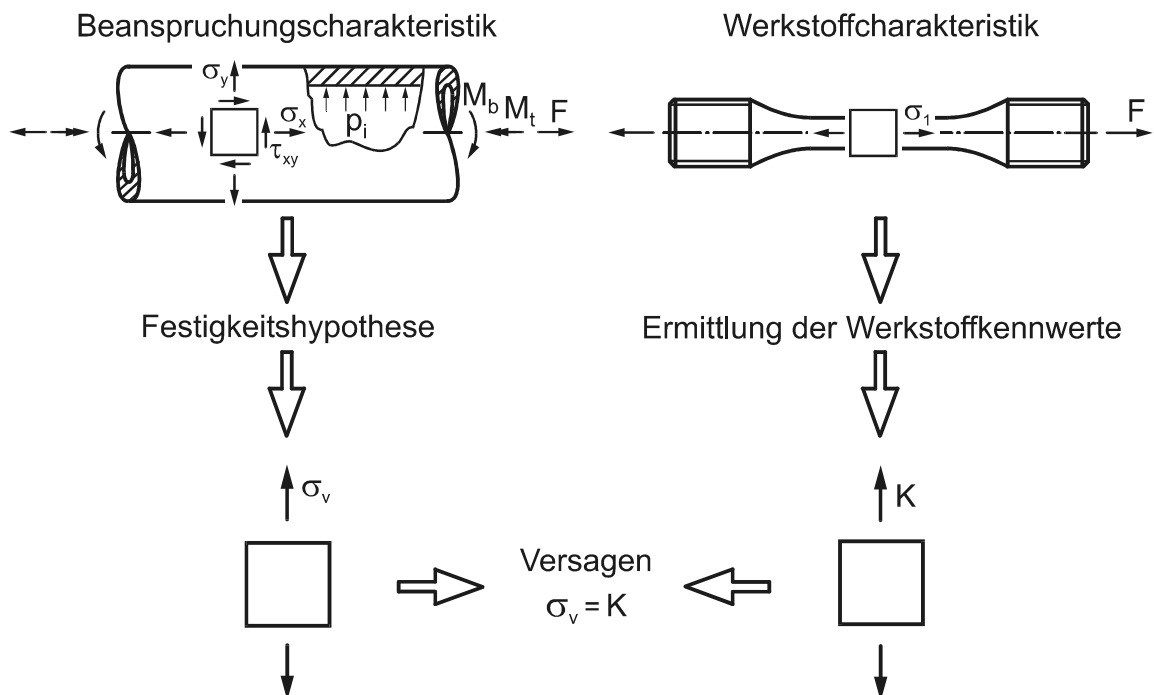


Bild 2.1: Versagensbedingung bei mehrachsiger Beanspruchung

Durch die Berücksichtigung von Sicherheitsbeiwerten ist eine Begrenzung der Betriebsbelastung vorzunehmen, so dass die angestrebte Lebensdauer des Bauteils mit angemessener Sicherheit erreicht wird. Für eine zuverlässige Berechnung müssen unter anderem die folgenden Einflussfaktoren auf den Lebensdauerverbrauch berücksichtigt werden:

- zeitlicher Verlauf der Belastungen,
- Höhe und Art der Beanspruchung (einschließlich Mehrachsigkeit),
- spezifisches Werkstoffverhalten,
- Fertigungseinflüsse (z. B. Eigenspannungen, Randschichten, Oberflächen),
- Umgebungsbedingungen (Temperatur, Korrosion),
- Definition der Versagensart (z. B. Anriss, Bruch, Grenzverformung).

Bei der Durchführung von Ermüdungsnachweisen im Bereich der Zeit-, Dauer- und Betriebsfestigkeit wird üblicherweise zwischen vier wesentlichen Konzepten unterschieden [9-16], siehe Bild 2.2.

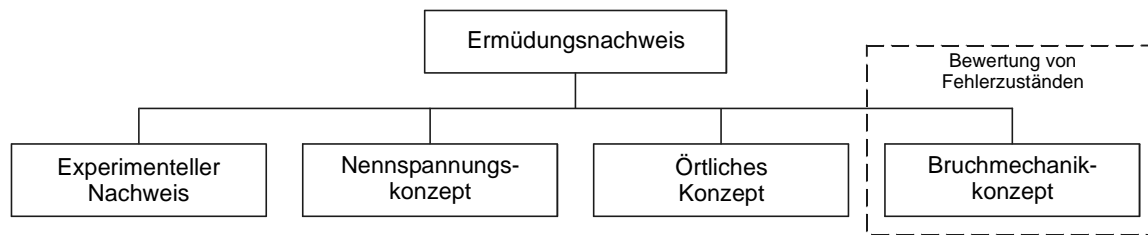


Bild 2.2: Grundkonzepte für Ermüdungsnachweise

### **Experimenteller Nachweis**

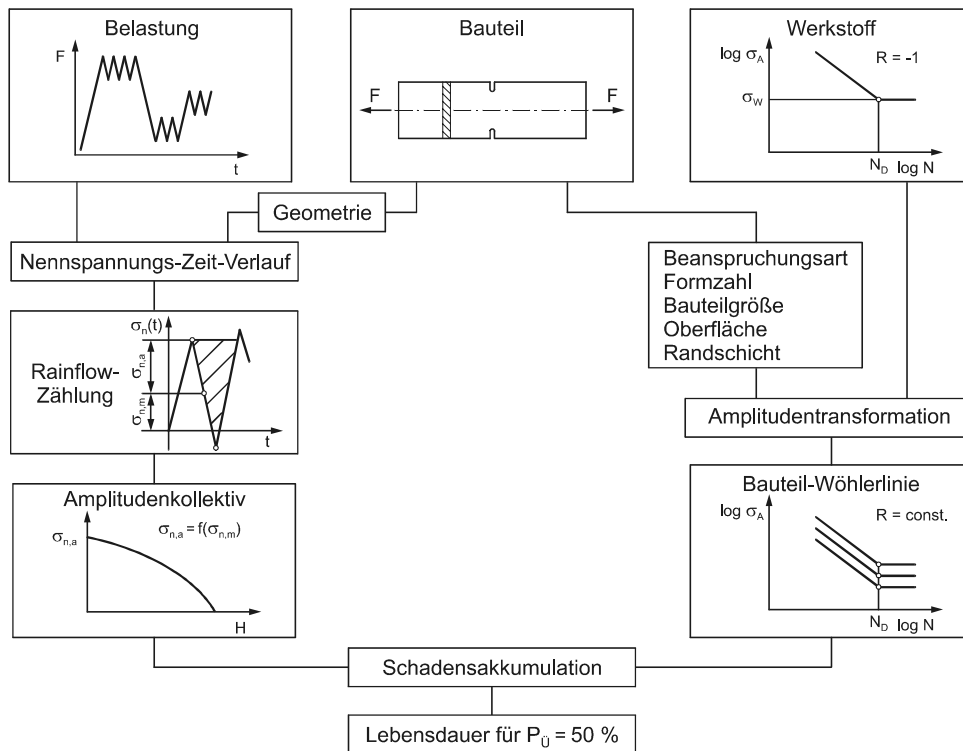
Bei diesem rein experimentellen Nachweis der Ermüdungsfestigkeit wird ein Originalbauteil unter einem möglichst realitätsnahen Belastungsverlauf geprüft. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, dass sämtliche Einflüsse auf das Ermüdungsverhalten erfasst werden. Nachteilig ist jedoch, dass diese Vorgehensweise außerordentlich kostenintensiv ist. Insbesondere kann dieses Verfahren kaum während der Produktentwicklungsphase eingesetzt werden, da die gewonnenen Ergebnisse nur sehr bedingt auf andere Bauteile übertragbar sind. Anwendung findet der experimentelle Ermüdungsnachweis vorwiegend in der Großserienfertigung, da hier die bauteilbezogenen Kosten vergleichsweise gering sind.

### **Nennspannungskonzept**

Beim Nennspannungskonzept wird die Beanspruchung pauschal durch die Nennspannung im maßgeblichen Querschnitt charakterisiert. Sämtliche Einflüsse auf das Ermüdungsverhalten werden mit der Bauteil-Wöhlerlinie erfasst, die durch eine Amplitudentransformation aus der Wöhlerlinie des Werkstoffs gebildet wird. Rechnerische Ansätze zur Generierung der Bauteil-Wöhlerlinie sind beispielsweise in der neuesten Auflage der FKM-Richtlinie [17] angegeben.

Bei Betriebsfestigkeitsanalysen tritt zusätzlich noch das Problem der Übertragbarkeit von Erkenntnissen von ein- auf mehrstufige Belastungen auf. Dabei wird üblicherweise die Nennspannungs-Zeit-Funktion mit Hilfe des Rainflow-Zählverfahrens in ein schädigungsgleiches Amplitudenkollektiv mit zugehörigen Mittelspannungen zerlegt. Dieses Kollektiv wird unter Verwendung der Bauteil-Wöhlerlinie hinsichtlich seiner schädigenden Wirkung bewertet, wobei als Schadensakkumulationshypothese die Miner-Regel samt ihrer üblichen Modifikationen herangezogen wird.

Eine mögliche Struktur für einen Betriebsfestigkeitsnachweis mit dem Nennspannungskonzept ist in Bild 2.3 dargestellt.



**Bild 2.3:** Konzept für einen Betriebsfestigkeitsnachweis auf der Basis von Nennspannungen

Voraussetzung für die Anwendung des Nennspannungskonzepts ist die Verfügbarkeit der Formzahlen des zu berechnenden Bauteils sowie die Kenntnis der Lage der höchstbeanspruchten Stelle. Beide Voraussetzungen sind üblicherweise nur für vergleichsweise einfache Bauteile wie Wellen oder Kerbstäbe erfüllt, woraus eine Einschränkung des Anwendungsbereichs resultiert. Durch die Nichtberücksichtigung des spezifischen Werkstoffverhaltens ist die Ermittlung von elastisch-plastischen Verformungsvorgängen nicht möglich, weswegen eine Bewertung von Spannungsumlagerungen infolge der Plastifizierungsvorgänge nicht durchgeführt werden kann.

### Örtliches Konzept

Bei örtlichen Konzepten, oder etwas präziser ausgedrückt, bei Berechnungskonzepten auf der Basis von örtlichen Beanspruchungen, kann die Anrisslebensdauer für beliebige Bauteile berechnet werden. Grundlage dieser Berechnungsmethode bilden die Spannungs-Dehnungs-Pfade an der höchstbeanspruchten Stelle des Bauteils, die im Bereich der Zeitfestigkeit häufig zu elastisch-plastischen Wechselverformungen führen.

Die Werkstoffcharakteristik wird durch die Anrisskennlinie des Werkstoffs beschrieben, welche an ungekerbten Proben in Dehnungswechselversuchen ermittelt wird. An dieser Stelle wird ein formaler Unterschied zum Nennspannungskonzept erkennbar, da dort Bauteilwöhlerlinien angegeben werden müssen.

Sämtliche Einflüsse auf das Ermüdungsverhalten müssen mit Hilfe eines Schädigungsparameters erfasst werden, der definitionsgemäß komplexe Beanspruchungen auf fiktiv einachsige rein wechselnde Beanspruchungen überträgt, so dass die Berechnung der Schadenssumme durch einen Vergleich mit der Werkstoffcharakteristik erfolgen kann. Das Grundprinzip des Betriebsfestigkeitsnachweises mit dem Örtlichen Konzept ist in Bild 2.4 dargestellt.

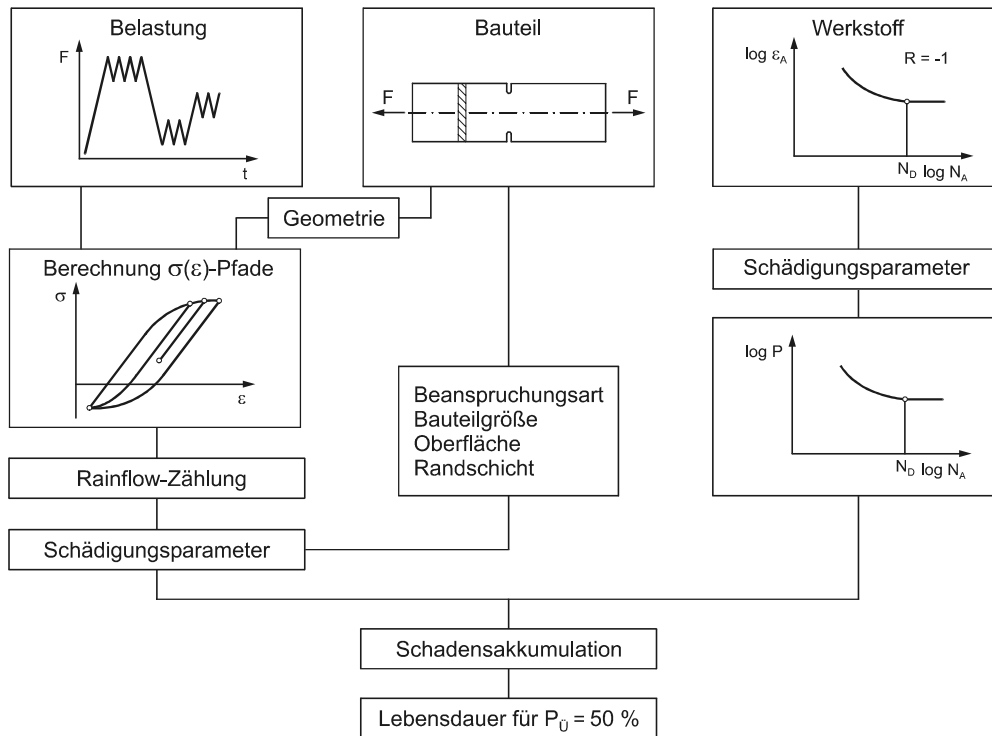


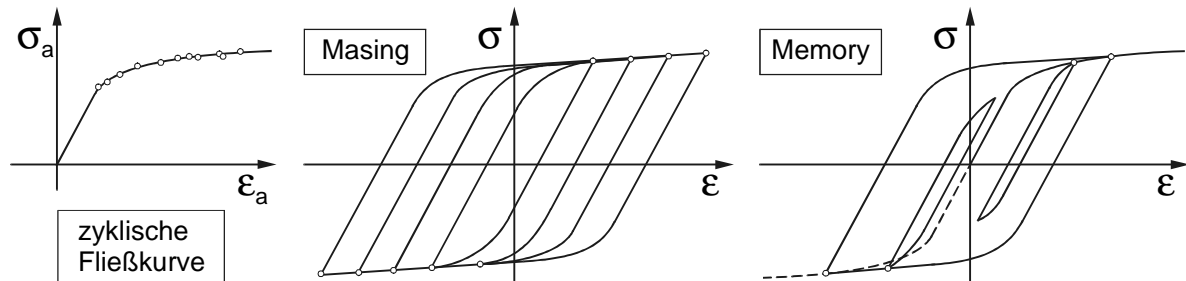
Bild 2.4: Konzept für einen Betriebsfestigkeitsnachweis auf der Basis von örtlichen Beanspruchungen

Markante Unterschiede bei den verschiedenen Verfahrensvarianten des Örtlichen Konzeptes bestehen häufig in der Ermittlung der elastisch-plastischen Hystereseschleifen. Folgende Verfahren werden dabei eingesetzt:

- analytische Verfahren (nur in sehr einfachen Fällen),
- Abschätzung aus elastischen Rechnungen mit Übertragungsfaktoren,
- Näherungslösungen (z. B. nach Neuber [18], Dietmann [19], Seeger/Beste [20]),
- elastisch-plastische FE-Rechnungen,
- Dehnungsmessungen.

Die rechnerischen Verfahren sind prinzipiell zur Charakterisierung von monotonen Belastungen entwickelt worden. Eine vergleichsweise einfache Übertragung dieser Ansätze auf zyklische Beanspruchungen gelingt, wenn folgende Annahmen für das Werkstoffmodell getroffen werden [21], vergleiche auch Bild 2.5:

- Zugrundelegung der stabilisierten zyklischen Fließkurve,
- Masing-Verhalten des Werkstoffs,
- Gültigkeit des Memory-Gesetzes.



**Bild 2.5:** Vereinfachende Annahmen zur Berechnung von Hystereseschleifen

Seit einigen Jahren werden alternativ zu dieser vereinfachten Vorgehensweise komplexe Werkstoffmodelle eingesetzt, mit denen das spezifische Werkstoffverhalten besser wiedergegeben werden kann. Insbesondere ist mit diesen etwas aufwendigeren Modellen auch die Berücksichtigung von zyklischem und viskoplastischem Materialverhalten möglich.

Während mit der Verwendung des Nennspannungskonzepts keine spezifische Modellvorstellung verbunden ist, wird beim Örtlichen Konzept der Werkstoff prinzipiell als Kontinuum aufgefasst. Insofern ist es beim Örtlichen Konzept möglich, einen direkten Bezug zur Schädigungsrechnung herzustellen. Die Schädigung des Werkstoffs selbst wird dagegen bei der Berechnung von Ermüdungsbeanspruchungen nach dem Örtlichen Konzept in der Regel nicht berücksichtigt.

Eine Berücksichtigung der Werkstoffschädigung findet hingegen bei der Anwendung von sogenannten „local approach“ Ansätzen [22-24] statt. Dabei werden die zum Zähbruch des Werkstoffs bei quasistatischer Belastung führenden mikro-mechanischen Vorgänge (Entstehung, Wachstum und Koaleszenz von Hohlräumen) auf Basis der örtlichen Beanspruchungen simuliert. Mit diesen fortschrittlichen Schädigungsrechnungen ist es möglich, das Versagen von Bauteilen auf einer werkstoffmechanischen Grundlage zu beschreiben.

### **Bruchmechanikkonzept**

Die Bewertung von Bauteilen auf der Basis von bruchmechanischen Ansätzen unterscheidet sich grundsätzlich von den übrigen Berechnungskonzepten. Bei diesem Konzept wird von einem realen oder postulierten Fehlerzustand in Form eines Risses ausgegangen und die Tragfähigkeit des Bauteils berechnet. Damit bietet sich die Möglichkeit, eine Erweiterung der Festigkeitsberechnung hinsichtlich des Versagens von rissbehafteten Bauteilen vorzunehmen.

Bei der Schädigungsbewertung von zyklisch beanspruchten Bauteilen werden häufig Rissfortschrittsbetrachtungen durchgeführt. Dies umfasst insbesondere die Klärung der Frage, ob und unter welchen Bedingungen sich ein Anriss weiter ausbreitet. Das Bruchmechanikkonzept soll an dieser Stelle nicht weiter diskutiert werden, da in der vorliegenden Arbeit die Lebensdauer von Schaufel-Scheibe-Verbindungen bis zum technischen Anriss berechnet werden soll.

### **Bewertung und Abgrenzung der Berechnungskonzepte**

Eine einfache Möglichkeit zur Bewertung der Berechnungsansätze bei Ermüdungsbeanspruchung besteht in der Gegenüberstellung der jeweiligen Vor- und Nachteile. Dabei ist zu beachten, dass diese Argumente je nach Anwendungsfall unterschiedlich gewichtet werden müssen.

Der wichtigste Vorteil des Nennspannungskonzeptes liegt in der einfachen Anwendbarkeit. Trotz des im Vergleich zur Berechnung mit örtlichen Spannungen deutlich geringeren Aufwands, werden mit dem Nennspannungskonzept häufig gleichwertige oder bessere Ergebnisse als mit dem Örtlichen Konzept erzielt [10, 11]. Der Grund für dieses etwas überraschende Ergebnis liegt offensichtlich darin, dass durch die langjährige Erfahrung mit Bauteilwöhlerlinien systemimmanente Schwächen des Verfahrens kompensiert werden. Dies zeigt sich unter anderem daran, dass die Treffsicherheit bei der Lebensdauerberechnung von gekerbten Stäben mit normierten synthetischen Wöhlerlinien nur unwesentlich ungenauer war, als unter Verwendung von experimentell abgesicherten Bauteilwöhlerlinien.

Das Nennspannungskonzept lässt sich bei der Berechnung von Bauteilen häufig nicht anwenden, da hier eine sinnvolle Definition der Nennspannung Schwierigkeiten bereitet. Darüber hinaus sind mit Örtlichen Konzepten treffsichere Vorhersagen möglich, wenn die Lebensdauer signifikant durch die Höhe der örtlichen Beanspruchungen beeinflusst wird. Derartige Fälle treten beispielsweise auf, wenn

- Wechsellastifizierungen auftreten (Reihenfolgeeffekte können prinzipiell mit dem Nennspannungskonzept nicht beschrieben werden),
- die höchstbeanspruchte Stelle a priori nicht bekannt ist oder sich während der zyklischen Beanspruchung ändern kann (z. B. bei Eigenspannungen).

Der Hauptvorteil bei der Anwendung von örtlichen Konzepten besteht in der Möglichkeit, auch komplexe Geometrie- und Belastungskonfigurationen berechnen zu können. Dies gilt um so mehr, als im Zusammenhang mit FE-Rechnungen die Ermüdungsanalyse für beliebige Stellen im Bauteil problemlos durchführbar ist. Inwieweit das tatsächliche Werkstoffverhalten (beispielsweise zyklische Ent- bzw.

Verfestigungsvorgänge) berücksichtigt wird, muss durch eine Abwägung von Nutzen und Aufwand geklärt werden. In Verbindung mit komplexen Stoffgesetzen ist es prinzipiell möglich, auch viskoses Materialverhalten bei der Beanspruchungsberechnung zu berücksichtigen. Speziell bei Anwendungsfällen mit sehr geringen Lastspielzahlen stellen örtliche Konzepte nahezu die einzige Möglichkeit für eine Lebensdaueranalyse dar, da hier Umlagerungsvorgänge infolge der Plastifizierung bei elastisch-plastischen Wechselperformungen berücksichtigt werden müssen.

Diesen Vorteilen stehen auch Nachteile gegenüber. So ist neben dem höheren Aufwand vor allem die problematische Übertragbarkeit der Werkstoffcharakteristik an der ungekerbten Kleinprobe auf das Bauteil zu nennen. Dies ist insbesondere vor dem Hintergrund der Auswahl eines geeigneten Schädigungsparameters zu sehen. Zu diesem Problemkreis wurden eine unübersehbare Anzahl von unterschiedlichen Parametern vorgeschlagen, ohne dass bislang ein allgemein anwendbarer Ansatz verifiziert werden konnte. Die Unsicherheiten bei der Anrissdefinition hingegen sind nicht dem Örtlichen Konzept selbst anzulasten.

## 2.2 Charakterisierung des Werkstoff- und Versagensverhaltens bei einachsigem Spannungszustand

Im Folgenden werden rechnerische Ansätze zur Charakterisierung des Werkstoffverhaltens bei statischer, viskoplastischer und zyklischer einachsiger Beanspruchung zusammengestellt.

### Statische Beanspruchung

Das Werkstoffverhalten bei statischer Beanspruchung wird grundsätzlich im Zugversuch nach DIN EN 10002 ermittelt. Zur mathematischen Beschreibung der statischen Fließkurve wird bei Werkstoffen ohne ausgeprägte Streckgrenze häufig die Ramberg-Osgood-Gleichung verwendet [25].

$$\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} = \frac{\sigma}{E} + \left( \frac{\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (2.1)$$

Durch den zweiparametrischen Potenzansatz ist im Allgemeinen eine gute Anpassung an die Versuchsergebnisse möglich. Für den in Festigkeitsberechnungen relevanten Bereich, in der Regel bis maximal  $\varepsilon \leq 3\%$ , ist dabei eine Unterscheidung von technischen und wahren Beanspruchungsgrößen nicht erforderlich. Ein gewisser Nachteil bei der praktischen Berechnung besteht allerdings darin, dass Gleichung (2.1) nicht explizit nach der Spannung aufgelöst werden kann.

Für das Hochtemperaturverhalten bei statischer Beanspruchung sind neben Warmzugversuchen auch Zeitstandversuche von Interesse. Dabei werden glatte Proben bei konstanter Prüfspannung  $\sigma_0$  und konstanter Temperatur  $\vartheta$  belastet und die hieraus resultierenden Dehnungen in Abhängigkeit von der Zeit ermittelt. Kennzeichnende Dehnungen im Zeitstandversuch sind in Bild 2.6 dargestellt.

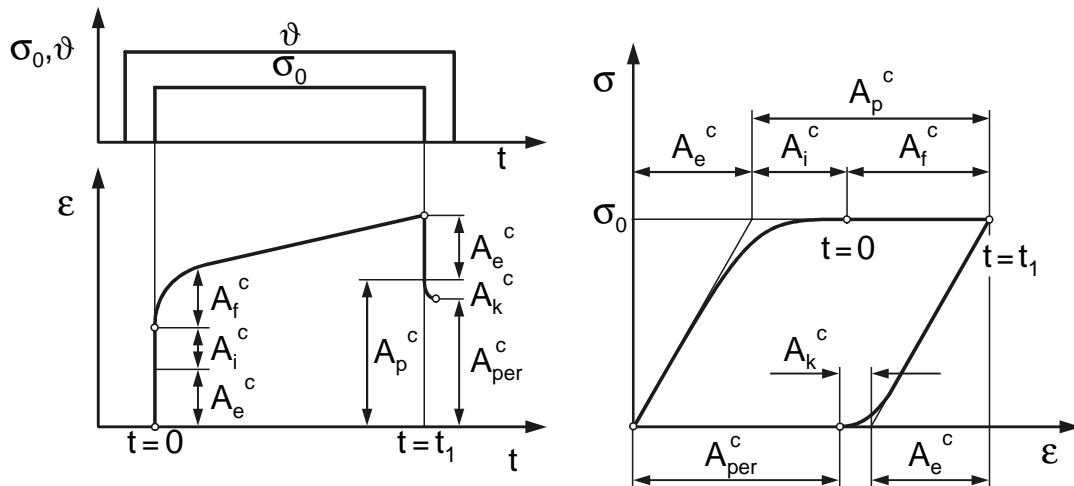


Bild 2.6: Kennzeichnende Dehnungen im Zeitstandversuch nach DIN EN 10291

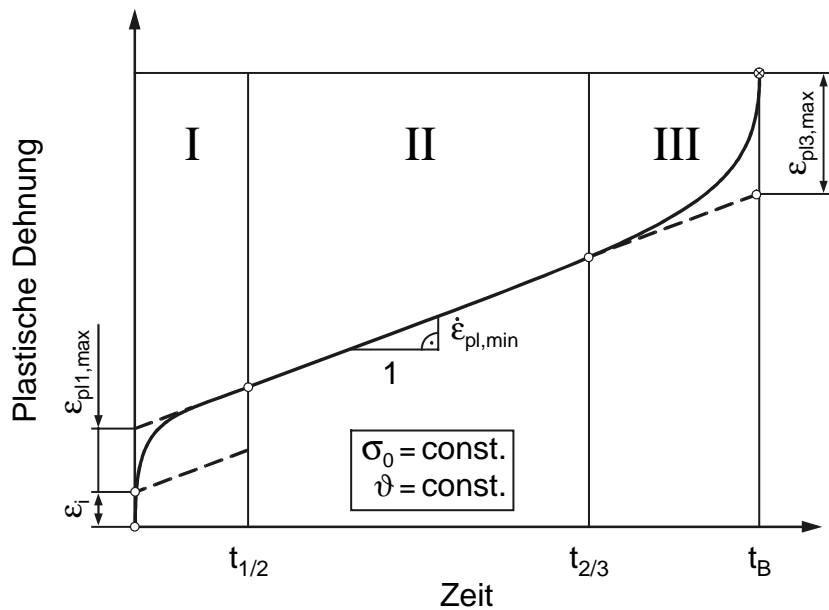
Die plastische Dehnung im Zeitstandversuch setzt sich aus der plastischen Anfangsdehnung  $A_i^c$  sowie der Kriechdehnung  $A_f^c$  zusammen. Da die anelastische Dehnung  $A_k^c$  in der Regel vernachlässigt werden kann, wird die bleibende Dehnung  $A_{per}^c$  meistens näherungsweise gleich der plastischen Dehnung  $A_p^c$  gesetzt.

$$\varepsilon_{pl} = A_p^c = A_i^c + A_f^c . \quad (2.2)$$

Eine Besonderheit ergibt sich insbesondere im Zusammenhang mit Nickel-Basis-Legierungen, da hier innerhalb spezifischer Temperaturbereiche Gefügestabilitäten auftreten können, die eine Kontraktion des Werkstoffs zur Folge haben. Diese dichteabhängige Dehnung  $\varepsilon_d$  kann bei niedrigen Beanspruchungen eine der äußeren Belastung entgegengesetzte Dehnung bewirken, die manchmal auch als „negatives Kriechen“ bezeichnet wird [26-28].

Üblich ist die Interpretation der Kriechkurve in drei charakteristische Bereiche, siehe Bild 2.7. Im Primärbereich sinkt die anfangs hohe Kriechgeschwindigkeit infolge der verformungsbedingten Verfestigung, bis sich bei Erreichen des Sekundärkriechbereiches ein Gleichgewicht zwischen Ver- und Entfestigung einstellt. Der sekundäre Kriechbereich wird in der Regel mit ausreichender Genauigkeit durch die minimale Kriechgeschwindigkeit  $\dot{\varepsilon}_{pl,min}$  beschrieben. Im Tertiärbereich nimmt die Kriechgeschwindigkeit durch Gefügestabilitäten, Poren- und Mikrorisswachstum sowie Forminstabilitäten infolge der zunehmenden Einschnürung bis zum Probenbruch zu.





**Bild 2.7:** Schematische Einteilung der Kriechkurve

Neben der Ermittlung der üblichen Kennwerte (z. B. Bruch- und Dehngrenzen) werden häufig Gleichungen generiert, mit denen das zeitabhängige Hochtemperaturverhalten in Abhängigkeit von den wichtigsten Parametern wie Temperatur, Zeit und Spannung beschrieben werden kann. Diese Kriechgleichungen basieren teilweise auf der Beschreibung von werkstoffmechanischen Vorgängen, meistens wird jedoch die Kriechkurve nach Bild 2.7 durch phänomenologische Ansätze approximiert. Ein umfassenderer Überblick über gebräuchliche Kriechgesetze ist in [28] dargestellt.

Zur Beschreibung der plastischen Dehnung wird häufig ein Summenansatz nach Gleichung (2.3) herangezogen.

$$\epsilon_{pl} = \epsilon_i + \epsilon_{pl1} + \epsilon_{pl2} + \epsilon_{pl3} \quad (2.3)$$

Eine Möglichkeit, die Abhängigkeit der Dehnungsanteile von den einzelnen Einflussgrößen zu beschreiben, besteht in der Verwendung von Produktansätzen [28].

$$\epsilon_{pl,j} = f_j(\sigma_0) \cdot g_j(T) \cdot h_j(t) \quad \text{mit } j=1,2,3 \quad (2.4)$$

Werkstoffmechanisch gesehen ist es dagegen sinnvoller, das Kriechverhalten nicht durch Approximation der Dehnungen selbst, sondern durch die Spannungs-, Temperatur- und Zeitabhängigkeit der Kriechrate  $\dot{\epsilon}_{pl}$  zu beschreiben.

$$\dot{\epsilon}_{pl,k} = f_k(\sigma_0) \cdot g_k(T) \cdot h_k(t) \quad \text{mit } k=1,2,3 \quad (2.5)$$

Eine Zusammenstellung von rechnerischen Ansätzen zur Bestimmung der minimalen Kriechgeschwindigkeit  $\dot{\epsilon}_{pl,min}$  ist in Tabelle 2.1 dargestellt.

Vorschlag	Minimale Kriechgeschwindigkeit
Norton (1929)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_1 \cdot \sigma_0^{n_1}$
Dorn (1956)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_2 \cdot e^{n_2 \sigma_0}$
Soderberg (1936)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_3 \cdot (e^{n_3 \sigma_0} - 1)$
McVetty (1934)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_4 \cdot \sinh(A_4 \sigma_0)$
Garofalo (1965)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_5 \cdot (\sinh(A_5 \sigma_0))^{n_5}$
Johnson (1963)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_6 \cdot \sigma_0^{n_6} + A_6 \cdot \sigma_0^{m_6}$
Granacher (1983)	$\dot{\epsilon}_{pl,min} = C_7 \cdot \sigma_0^{n_7} \cdot e^{a_7 \sigma_0^{m_7}}$

Tabelle 2.1: Ansätze zur Berechnung der minimalen Kriechgeschwindigkeit [28]

Die Temperaturabhängigkeit wird in der Regel durch einen Arrheniusansatz gemäß Gleichung (2.6) bzw. durch einfache Modifikationen davon beschrieben. Dabei wird der Quotient aus der Aktivierungsenergie  $\Delta H$  und der universellen Gaskonstante  $R$  häufig durch die Konstante  $Q$  abgekürzt [28].

$$g(T) = B_1 \cdot e^{\frac{-\Delta H}{RT}} = e^{B - \frac{Q}{T}} \quad (2.6)$$

Zur Beschreibung der einzelnen Kriechbereiche werden häufig Potenz- und Exponentialfunktionen eingesetzt, siehe Tabelle 2.2.

Vorschlag	Kriechgesetz	Kriechbereich
Marin (1952)	$\epsilon_{pl} = \epsilon_A + \dot{\epsilon}_{pl,min} \cdot t$	I/II
Garofalo (1965)	$\epsilon_{pl} = \epsilon_i + \epsilon_{pl1,max} \cdot (1 - e^{-m_8 \cdot t}) + \dot{\epsilon}_{pl,min} \cdot t$	I/II
Mod. Garofalo (1987)	$\epsilon_{pl} = \epsilon_i + \epsilon_{pl1,max} \cdot (1 - e^{-C_9 \cdot (t/t_{1/2})^{m_9}}) + \dot{\epsilon}_{pl,min} \cdot t$	I/II
Graham-Walles (1955)	$\epsilon_{pl} = \sum_{j=1}^3 D_j \cdot t^{C_j}$	I/II/III
Theta-Konzept (1982)	$\epsilon_{pl} = \Theta_1 \cdot (1 - e^{-\Theta_2 \cdot t}) + \Theta_3 \cdot (e^{\Theta_4 \cdot t} - 1)$	I/II/III
Granacher (1990)	$\epsilon_{pl} = \epsilon_i + \epsilon_{pl1,max} \cdot H(t) + \dot{\epsilon}_{pl,min} \cdot t + C_{10} \cdot \left(\frac{t}{t_{2/3}}\right)^{m_{10}}$	I/II/III

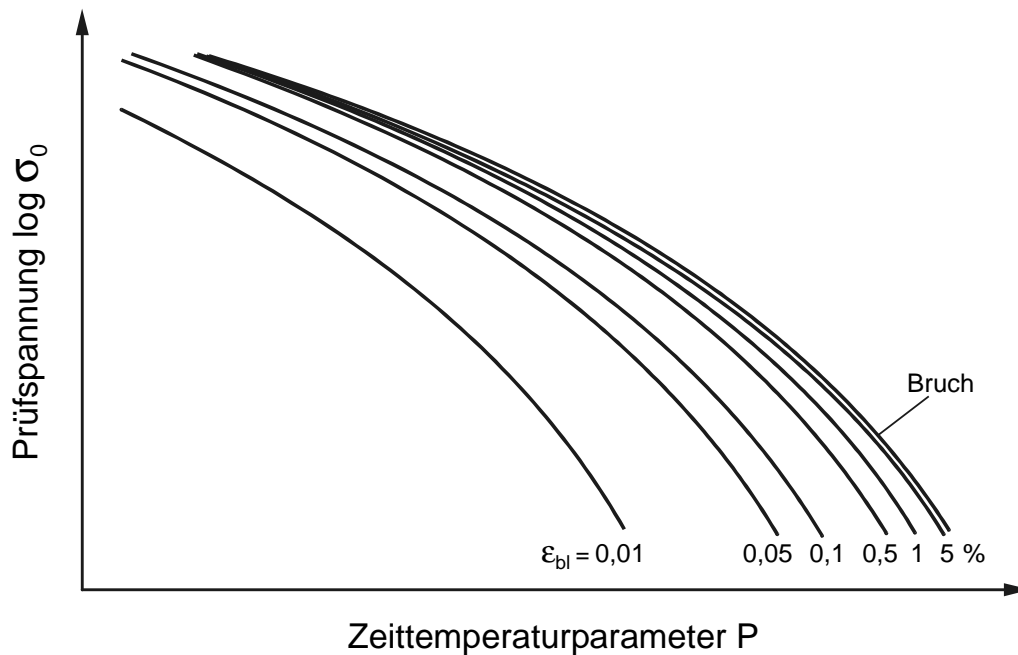
Tabelle 2.2: Mathematische Beschreibungen des Kriechverhaltens

Neben der Beschreibung des Kriechverhaltens ist es insbesondere bei der Auslegung von Bauteilen im Hochtemperaturbereich von Interesse, Dehn- und Bruchgrenzen des Werkstoffs temperatur-, spannungs- und zeitabhängig zu beschreiben. Dabei werden die isothermen Zeitdehn- und Zeitbruchtemperaturschaubilder unter Verwendung eines Schädigungsparameters  $P(t, \vartheta)$  auf andere Temperaturen übertragen. Diese Schädigungsparameter beinhalten materialspezifische Konstanten, die durch Anpassung an Experimente ermittelt werden. Insgesamt lässt sich festhalten, dass keiner der in Tabelle 2.3 zusammengefassten Parameter einem anderen generell überlegen ist.

Vorschlag	Zeittemperaturparameter	Veranschaulichung
Larson-Miller (1952)	$P_{LM} = T \cdot (C + \log t)$	
Sherby-Dorn (1954)	$P_{SD} = \log t - \frac{D}{T}$	
Manson-Haferd (1953)	$P_{MH} = \frac{\log t - \log t_a}{T - T_a}$ mit $T_a < T_{min}$ oder $T_a > T_{min}$	
Manson-Brown (1954)	$P_{MB} = \frac{\log t - \log t_a}{ T - T_a ^R}$	

Tabelle 2.3: Häufig eingesetzte Zeittemperaturparameter [28-30]

Diese Vorgehensweise mündet in einer sogenannten temperaturunabhängigen „Meisterkurve“ [29], die sämtliche Zeitdehn- und Zeitbruchtemperaturschaubilder des Werkstoffs vereinigt, siehe Bild 2.8. Prinzipiell lassen sich diese Meisterkurven grafisch oder durch Regressionsrechnungen bestimmen. Dabei kommen unterschiedliche Modellfunktionen  $P(\sigma_0)$  zur Anwendung, wobei meistens Polynomansätze verwendet werden.



**Bild 2.8:** Konzept der Meisterkurve

Das Versagen von vorwiegend kriechbeanspruchten Bauteilen wird häufig durch die Lebensdaueranteilregel von Robinson beschrieben, die einer linearen Akkumulation der Schädigungsanteile der Einzelbelastungen entspricht. Der Schädigungsanteil einer Belastung wird dabei als Quotient der jeweiligen Beanspruchungsdauer und der dazugehörigen Bruchzeit bestimmt.

$$D_{\vartheta} = \sum_{j=1}^m \frac{t_j}{t_{B,j}} = 1 \quad (2.7)$$

Anstelle der theoretischen Schadenssumme  $D_{\vartheta} = 1$  sind bei modifizierten Ansätzen teilweise auch belastungs- und werkstoffspezifische angepasste Schadenssummen  $D_{\vartheta} \neq 1$  in Verwendung. Diese Vorgehensweise entspricht im Prinzip der „Relativen-Miner-Regel“ bei reiner Ermüdungsbeanspruchung.

### **Zyklische Beanspruchung**

Das Werkstoffverhalten bei zyklischer Beanspruchung wird von zahlreichen Einflussfaktoren beeinflusst. Im Folgenden werden ausschließlich die wichtigsten mathematische Beschreibungen zur Charakterisierung von zyklischen Beanspruchungen im LCF-Bereich zusammengestellt. Weitere Einzelheiten sind beispielsweise den Arbeiten [9-10, 30-33] zu entnehmen.

Ausgangspunkt der Werkstoffcharakterisierung im Zeitfestigkeitsbereich bei einachsiger Beanspruchung sind die Spannungs- sowie Verformungskomponenten der Hystereseschleife während eines Lastwechsels, siehe Bild 2.9.

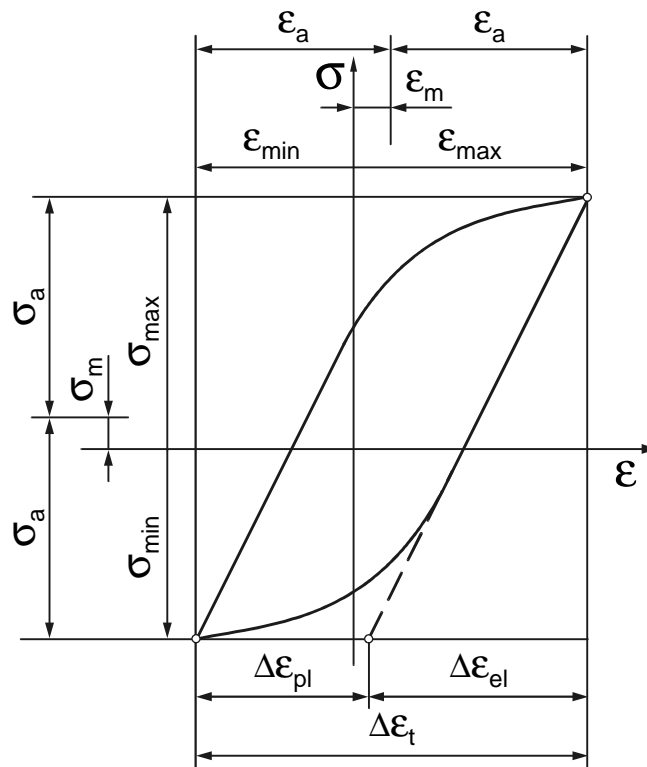


Bild 2.9: Kennzeichnende Größen bei einachsiger Schwingbeanspruchung

Je nach Art der Versuchsdurchführung wird zwischen spannungs- und verformungskontrollierten Versuchen unterschieden. Im LCF-Bereich werden in der Regel dehnungskontrollierte Versuche durchgeführt, da hier das spezifische Werkstoffverhalten einfacher analysiert werden kann als bei spannungskontrollierten Versuchen.

Als Versagenskriterium wird bei LCF-Versuchen meistens der Anriss der Probe eingesetzt, in Ausnahmefällen auch der Bruch. Bei der Festlegung des Anrisses werden unterschiedliche Definitionen angewendet, wie zum Beispiel:

- Spannungsverlust der Maximalspannung oder Spannungsamplitude bei dehnungskontrollierten Versuchen im Vergleich zum stabilisierten Zustand,
- Steifigkeitsverlust der Entlastungsgeraden im Zugbereich,
- Erreichen einer definierten Risslänge (z. B. 0,5 mm oder 1,0 mm).

Der Vorteil der ersten beiden Methoden liegt darin, dass sie während des Experiments automatisch bestimmt werden können. Die Länge und Tiefe des Anrisses wird in diesen Fällen meistens nur stichprobenartig ermittelt. Die Festlegung einer bestimmten Risslänge als Anrisskriterium ist werkstoffmechanisch gesehen sinnvoller und ermöglicht insbesondere eine einfachere Übertragbarkeit der Ergebnisse an Kleinproben auf Bauteile. Bei dieser Methode ist der Einsatz von Zerstörungsfreien Prüfverfahren (ZfP) erforderlich, die in der Regel nur bei Versuchsstillstand angewendet werden können.

Für austenitische Rohrleitungswerkstoffe liegen Untersuchungen [34] vor, in denen unterschiedliche Methoden zur Bestimmung des Anrisses (Lastabfallmethode, Farbeindringprüfung, Potentialsondenteknik) miteinander verglichen werden. Dabei konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe der Farbeindringprüfung generell der Anriss bei den niedrigsten Lastwechselzahlen ermittelt wird. Allerdings muss dabei berücksichtigt werden, dass erst ab einer gewissen Risslänge (z. B.  $\Delta a = 0,5 \text{ mm}$  bei Kleinproben) von einem technischen Anriss auszugehen ist, der zuverlässig detektiert werden kann.

Mit zunehmender Lastspielzahl ändert sich bei nahezu jedem Werkstoff der Verlauf der Hystereseschleife. Generell wird dabei zwischen Ver- und Entfestigung des Werkstoffs unterschieden. Der schematische Verlauf der Ober- und Unterspannungen bei entfestigendem Werkstoff in Abhängigkeit von den Zyklenzahlen ist in Bild 2.10 für einen dehnungskontrollierten LCF-Versuch dargestellt.

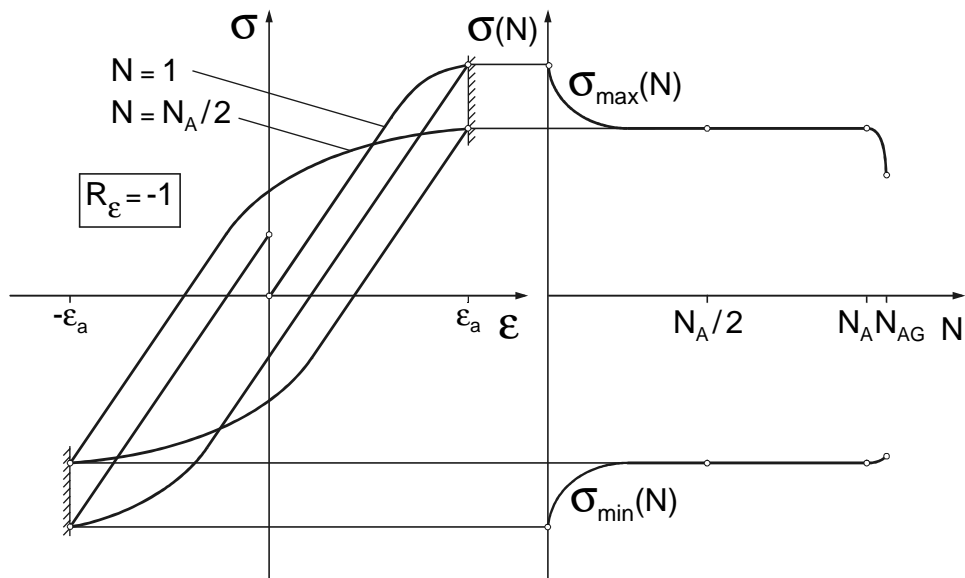


Bild 2.10: Charakteristischer Verlauf eines dehnungskontrollierten LCF-Versuchs bei entfestigendem Werkstoffverhalten

Häufig sind diese Ver- oder Entfestigungsvorgänge nach vergleichsweise wenigen Lastwechseln abgeschlossen, es tritt ein quasistabiler Zustand ein. Nach Erreichen der Anrisslastwechselzahl tritt bei dehnungskontrollierten LCF-Versuchen ein erheblicher Lastabfall ein, wobei anschließend der Versuch in der Regel gestoppt und die Probe ausgebaut wird, bevor es zum Bruch kommt.

Ob eine Ver- oder Entfestigung des Werkstoffs eintritt, ist außer vom Werkstoff selbst auch von der Temperatur und der Beanspruchungshöhe abhängig. Dies ist anhand von zwei LCF-Versuchen an der Nickel-Basis-Legierung IN 939 bei  $550 \text{ }^\circ\text{C}$  (Verfestigung) und  $850 \text{ }^\circ\text{C}$  (Entfestigung) dargestellt, siehe Bild 2.11 und Bild 2.12.

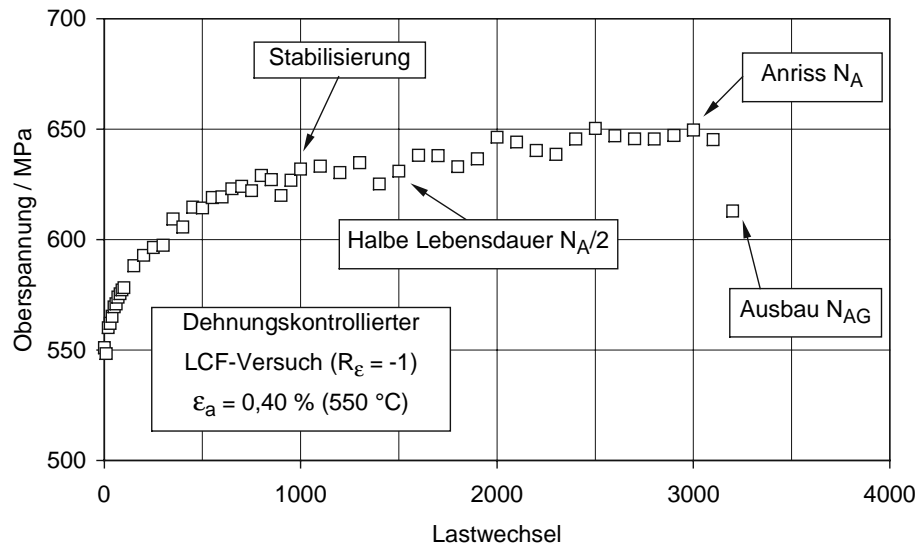


Bild 2.11: LCF-Versuch IN 939 bei 550 °C [35]

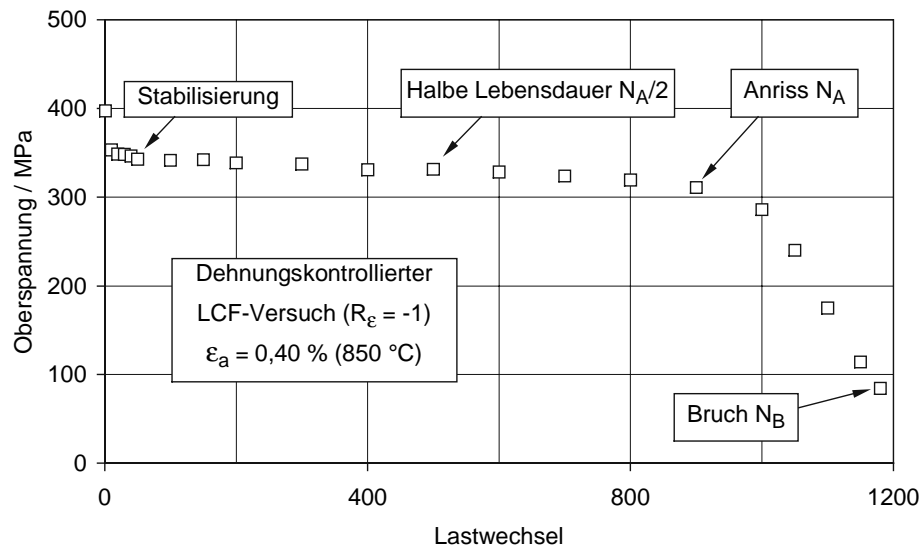


Bild 2.12: LCF-Versuch IN 939 bei 850 °C [35]

Bei Lebensdauerberechnungen nach dem Örtlichen Konzept bildet der stabilisierte Werkstoffzustand häufig die alleinige Basis des Werkstoffverhaltens bei zyklischer Beanspruchung [12-14]. Dies begründet sich dadurch, dass der stabilisierte Zustand in vielen Fällen repräsentativ für eine große Anzahl von Lastzyklen ist. Da die Definition des stabilisierten Zustands nicht immer eindeutig ist, wird in der Regel stellvertretend der Zyklus bei der halben Anrisslastwechselzahl herangezogen.

Durch Projektion der stabilisierten Hystereseschleifen für unterschiedliche Beanspruchungen in ein gemeinsames Spannungs-Dehnungs-Diagramm stellt man fest, dass die Umkehrpunkte näherungsweise durch eine gemeinsame einhüllende Kurve beschrieben werden können, Bild 2.13. Dieser Zusammenhang zwischen Dehnungs- und Spannungsamplitude wird auch als zyklische Fließkurve bezeichnet.

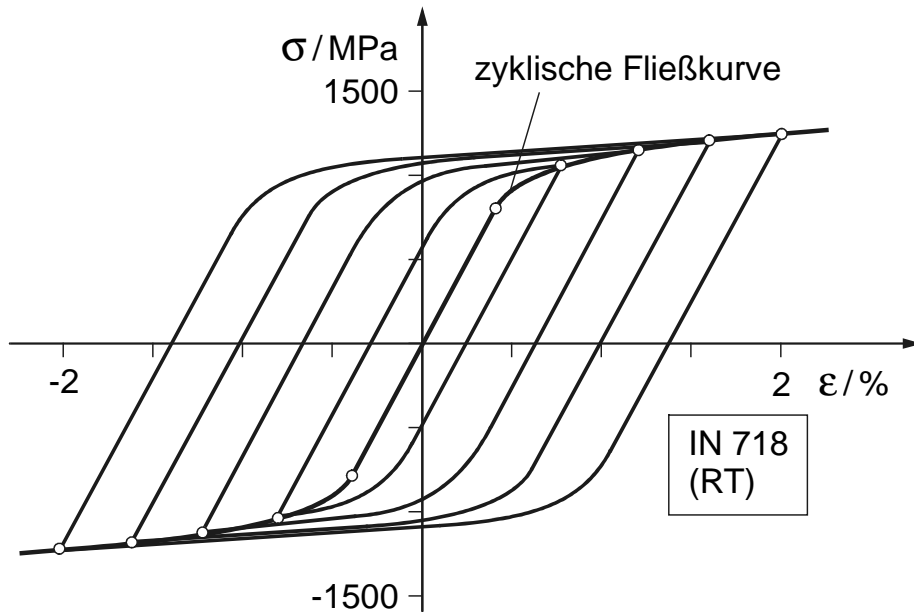


Bild 2.13: Konstruktion der zyklischen Fließkurve

Mit dem Konzept der zyklischen Fließkurve ist eine einfache und übersichtliche Methode zur Charakterisierung des Werkstoffverhaltens bei zyklischer Beanspruchung gegeben. In Analogie zur statischen Fließkurve wird auch die zyklische Fließkurve häufig durch den Ansatz von Ramberg-Osgood beschrieben.

$$\epsilon_a = \epsilon_{a,el} + \epsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (2.8)$$

Die zyklische Fließkurve kann aus dehnungs- oder spannungskontrollierten LCF-Versuchen mit jeweils konstanten Belastungsgrenzen (Einstufenversuch, Single Step Test) ermittelt werden. Nachteilig an dieser Vorgehensweise ist, dass zur Ermittlung der zyklischen Fließkurve LCF-Versuche an mehreren Proben erforderlich sind. Dieser Nachteil wird beim Incremental Step Test und dem Mehrstufenversuch (Multiple Step Test) vermieden, bei denen sich die zyklische Fließkurve aus einem einzigen Versuch ermitteln lässt, siehe Tabelle 2.4.



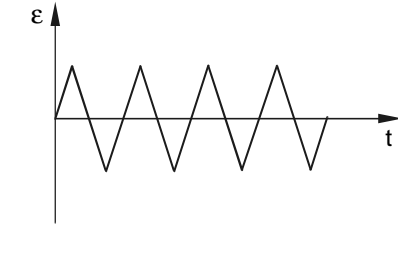
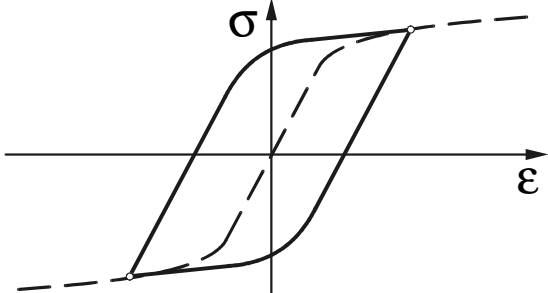
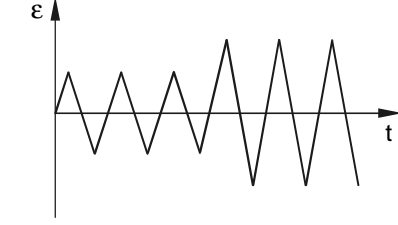
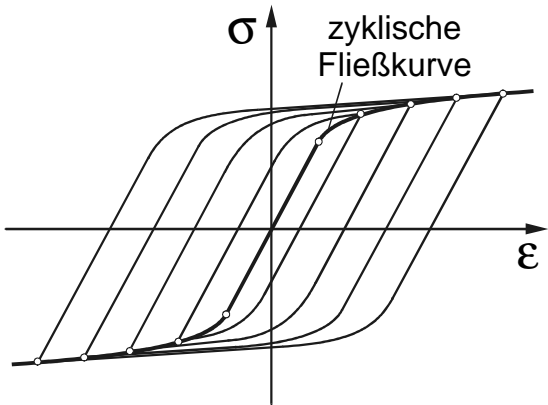
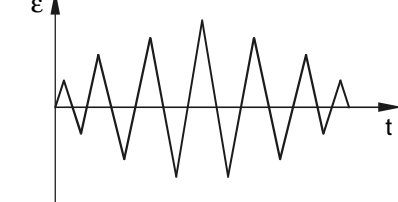
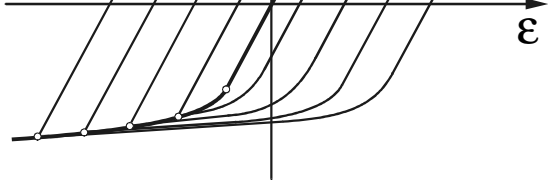
Versuch	Belastung	Werkstoffverhalten
Single Step Test		
Multiple Step Test		
Incremental Step Test		

Tabelle 2.4: Experimente zur Ermittlung der zyklischen Fließkurve

Die Werkstoffcharakteristik im Zeitfestigkeitsbereich wird in der Regel durch die Anrisskennlinie des Werkstoffs beschrieben, die an glatten Proben bei rein wechselnder Zug/Druck-Wechselbeanspruchung ermittelt wird. Ebenso wie die zyklische Fließkurve wird auch die Anrisskennlinie aus einer Überlagerung von elastischem und plastischem Anteil der Dehnungsamplitude bestimmt. Die bekannteste analytische Beschreibung dieses Zusammenhangs ist der Ansatz von Manson und Coffin [36, 37].

$$\epsilon_a = \epsilon_{a,el} + \epsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_A)^b + \epsilon_f' (2N_A)^c \quad (2.9)$$

Prinzipiell stehen die vier Materialparameter  $\sigma_f'$ ,  $b$ ,  $\epsilon_f'$  und  $c$  zur Anpassung an die Versuchsergebnisse zur Verfügung. Durch Koeffizientenvergleich von zyklischer Fließkurve und Manson-Coffin-Gleichung ergeben sich jedoch zwei Kompatibilitäts-gleichungen, weswegen Gleichung (2.9) nur noch zwei freie Parameter enthält.

$$b = n' \cdot c \quad (2.10)$$

$$\epsilon_f' = \left( \frac{\sigma_f'}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (2.11)$$

In der üblichen doppeltlogarithmischen Darstellung  $\log \varepsilon_a = f(\log N_A)$  entspricht Gleichung (2.9) der Überlagerung von zwei Geraden, welche den elastischen bzw. plastischen Anteil beschreiben, siehe Bild 2.14.

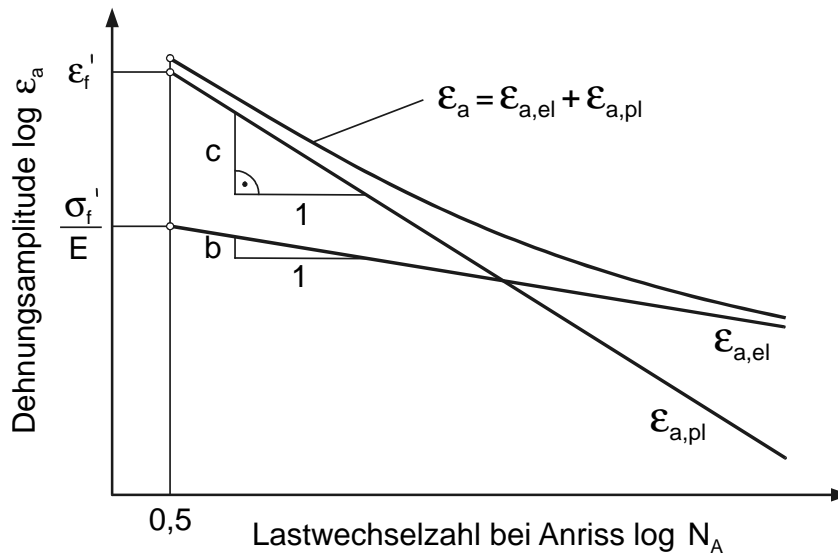


Bild 2.14: Veranschaulichung der Anrisskennlinie nach Manson-Coffin

Die Materialparameter  $\sigma_f'$  und  $c$  werden durch Anpassung des elastischen bzw. plastischen Anteils der Dehnungsamplituden unter Verwendung einer nichtlinearen Regression bestimmt. Diese Vorgehensweise ist in Bild 2.15 für LCF-Versuche mit  $\sigma_m = 0$  für die Nickel-Basis-Legierung IN 718 bei 400 °C dargestellt [38].

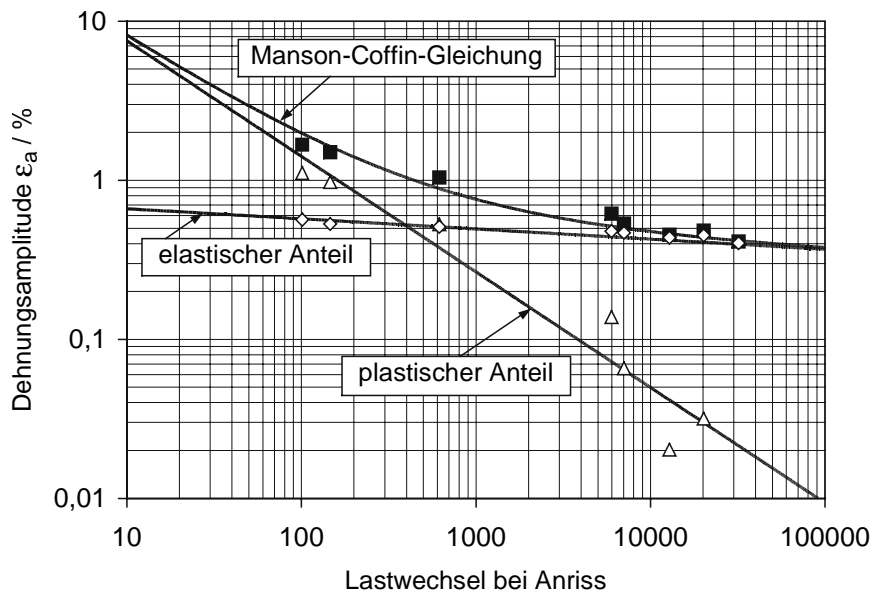


Bild 2.15: Diagramm zur Bestimmung der Materialparameter  $\sigma_f'$  und  $c$

Der Einfluss der Mittelspannungen wird mit sogenannten Schädigungsparametern berücksichtigt. Diese Vorgehensweise entspricht einer Transformation von mittelspannungsbehafteten Beanspruchungen in schädigungsgleiche Beanspruchungen

ohne Mittelspannungen. Der am häufigsten eingesetzte Schädigungsparameter ist der Ansatz nach Smith, Watson und Topper [39], welcher das Produkt aus Ober-  
spannung und Dehnungsamplitude als schädigend ansieht. Abgeleitet wurde dieser  
Parameter in Anlehnung an die Formel von Neuber [18] zur Abschätzung von über-  
elastischen Dehnungen bei gekerbten Bauteilen.

$$P_{\text{SWT}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}} \varepsilon_a E} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \varepsilon_a E} \quad (2.12)$$

Die Schädigungslinie des Werkstoffs wird durch Einsetzen der Gleichungen (2.8) und  
(2.9) in den Schädigungsparameter  $P_{\text{SWT}}$  bestimmt. Unter Berücksichtigung von  
 $\sigma_m = 0$  bleibt

$$P_{\text{SWT}} = \sqrt{\sigma_a \varepsilon_a E} = \sqrt{(\sigma_f')^2 (2N_A)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' E (2N_A)^{b+c}} \quad (2.13)$$

Der Vergleich von Experimenten mit unterschiedlichen Mittelspannungen zeigt in der  
Regel gute Übereinstimmung mit der aus der Anrisskennlinie abgeleiteten Schädigungs-  
linie. Dies ist in Bild 2.16 beispielhaft anhand von dehnungs- und spannungs-  
kontrollierten LCF-Versuchen am Werkstoff IN 718 dargestellt. Trotz der teilweise  
erheblichen Zugmittelspannungen stellt die ausschließlich an mittelspannungsfreien  
Experimenten ermittelte Schädigungslinie des Werkstoffs eine gute Annäherung an  
sämtliche Experimente dar.

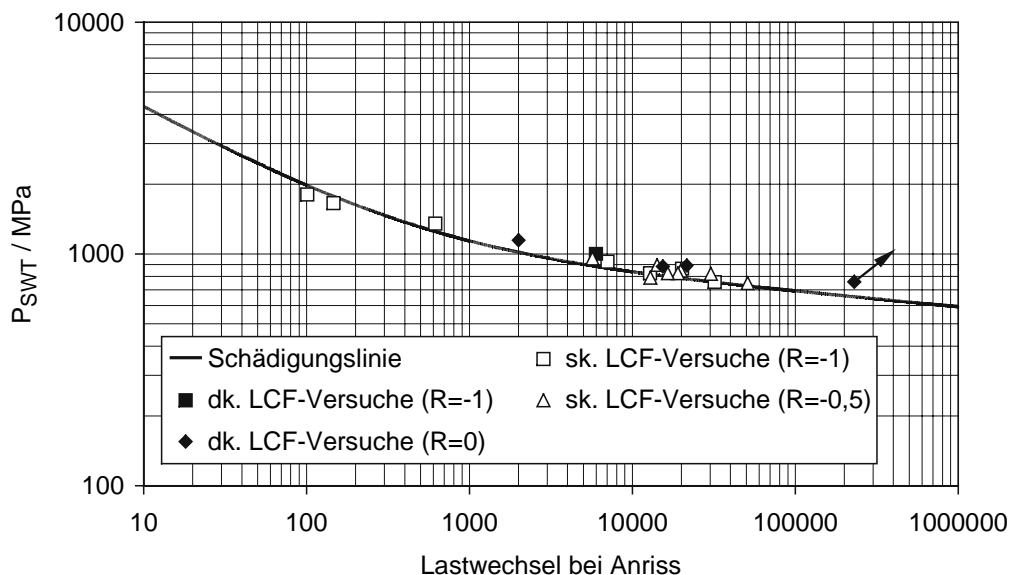


Bild 2.16: Schädigungslinie nach Smith, Watson und Topper für IN 718 (400 °C)  
(dk. = dehnungskontrollierte, sp. = spannungskontrollierte)

Die Parameter zur Beschreibung der statischen und zyklischen Fließkurve, der  
Anrisskennlinie sowie des Schädigungsparameters  $P_{\text{SWT}}$  sind für viele Werkstoffe  
umfassenden Literatursammlungen zu entnehmen [z. B. 40, 41].

Zur Schadensakkumulation wird nach wie vor häufig die Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren-Miner eingesetzt. Grundlage dieses Ansatzes ist die lineare Summation der einzelnen Schädigungsanteile zu einer Gesamtschädigung.

$$D_{\sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} \quad (2.14)$$

Versagen durch Anriss wird postuliert, wenn die Schadenssumme den theoretischen Grenzwert  $D_{\sigma} = 1$  erreicht. Eine Verbesserung der Lebensdauervorhersage ist häufig mit der „Relativen-Miner-Regel“ möglich, bei der eine aus Experimenten ermittelte angepasste Schadenssumme  $D_{\sigma} \neq 1$  zur Ermittlung der Lebensdauer herangezogen wird. Diese Vorgehensweise ist bei stark veränderlicher Mittelspannung und infolgedessen stark durch die Reihenfolge der Beanspruchungen geprägten Schädigungsverlauf praktisch die einzige Möglichkeit, eine vergleichsweise zuverlässige Vorhersage der Lebensdauer vorzunehmen. Auf die vorwiegend im Bereich der HCF-Ermüdung relevanten Modifikationen der linearen Schadensakkumulationshypothesen soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden.

### **Kriechermüdungsbeanspruchung**

Die Interaktion von Ermüdungs- und Zeitstandbeanspruchung, auch als Kriechermüdungsbeanspruchung bezeichnet, wird bei vereinfachten Laborversuchen in dehnungskontrollierten LCF-Versuchen mit Haltezeit ermittelt. Während bei rein zyklischer Beanspruchung oberflächennahe Anrissbildung mit transkristallinem Rissfortschritt beobachtet wird, ist bei Kriechbeanspruchungen der Versagensmechanismus eng mit den mikromechanischen Vorgängen entlang der Korngrenzen verbunden und deshalb interkristallin. In Abhängigkeit von der Dauer der Haltezeit tritt bei Kriechermüdung sowohl transkristallines, interkristallines als auch kombiniertes Versagen auf.

Bei der Durchführung von LCF-Versuchen mit Haltezeit wird zwischen Haltezeiten im Zug- bzw. Druckbereich unterschieden, siehe Tabelle 2.5. Bei der Klärung der Einflüsse dieser Haltezeiten ist es zweckmäßig, ferritische und austenitische Stähle sowie Nickel-Basis-Legierungen getrennt voneinander zu betrachten [30]. Eine zusammenfassende Bewertung von Experimenten an den Werkstoffen IN 738, René 95, MAR-M 200 und René 80 führt zur Erkenntnis, dass sich bei Nickel-Basis-Legierungen Druckhaltezeiten schädigender auf die Lebensdauer auswirken als Zughaltezeiten [30]. Die Ursache dieses zunächst unerwarteten Ergebnisses kann durch Relaxationsvorgänge erklärt werden, die zu einer erheblichen Änderung der Mittelspannungen während des Versuchs führen. Dieser Effekt tritt bei Stählen nur in deutlich abgeschwächter Form auf, da der elastische Anteil an der Gesamtdehnung

meistens geringer ist. Diese Erkenntnisse wurden in [42] anhand von experimentellen Untersuchungen am polykristallinen Schaufelwerkstoff IN 792 bestätigt.

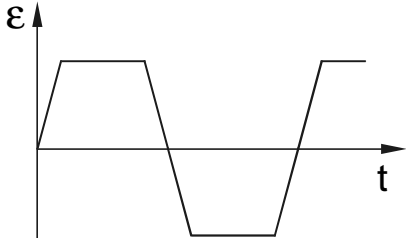
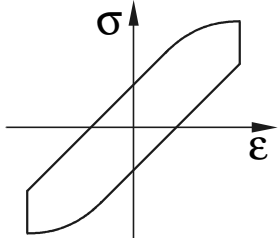
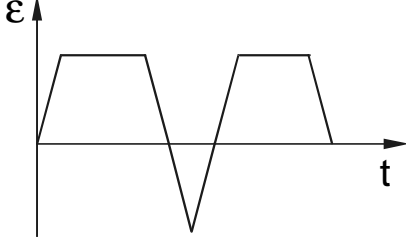
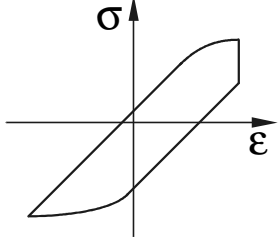
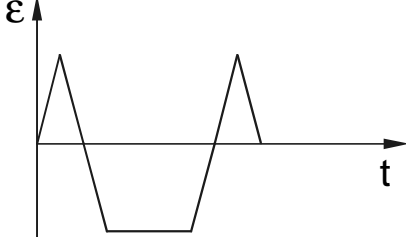
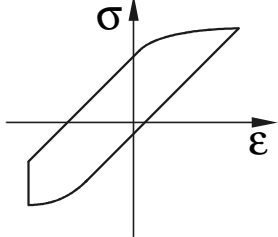
Haltezeit	Belastung	Werkstoffverhalten
Zug und Druck		
Zug		
Druck		

Tabelle 2.5: LCF-Versuche zur Ermittlung des Kriechermüdungsverhaltens

Eine Übersicht der Basisversuche zur Charakterisierung des zeitabhängigen und zeitunabhängigen Werkstoffverhaltens bei statischer und zyklischer Beanspruchung ist in Anhang A.1 zusammengefasst dargestellt.

Das Versagen bei Kriechermüdungsbeanspruchung tritt in der Regel ähnlich wie bei zyklischer Beanspruchung durch Anriss ein. Im Folgenden wird kurz die rechnerische Vorhersage dieses Versagens unter Verwendung von Schadensakkumulationshypothesen diskutiert. Weitere Berechnungskonzepte (z. B. Strain Range Partitioning Method) werden in [30] ausführlich dargestellt.

Der bekannteste und auch am häufigsten eingesetzte Berechnungsansatz zur Bewertung von Kriechermüdungsbeanspruchungen basiert auf einer linearen Überlagerung von zyklischer Schädigung und Zeitstandschädigung. Bei dieser auch im ASME-Code [43] berücksichtigten Methode werden dabei die Schädigungsanteile aus der Robinson- und der Miner-Regel ohne zusätzliche Gewichtung aufsummiert.

$$D = D_{\sigma} + D_{\vartheta} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} + \sum_{j=1}^m \frac{t_j}{t_{B,j}} \quad (2.15)$$

Versagen wird postuliert, wenn der theoretische Grenzwert  $D = 1$  erreicht wird. Wie zahlreiche Untersuchungen gezeigt haben [30, 44], wird dieser Grenzwert den anhand von Experimenten festgestellten Schadenssummen keinesfalls gerecht. Obwohl auch Abweichungen zur sicheren Seite hin auftreten, lässt sich insgesamt festhalten, dass eher mit einer Überschätzung der ertragbaren Werkstoffschädigung gerechnet werden muss. Bei der Festlegung einer modifizierten Schadenssumme  $D'$  ist zu beachten, dass diese unter anderem werkstoff-, belastungs- und temperaturabhängig ist, so dass eine befriedigende allgemeingültige Lösung bislang nicht angegeben werden konnte.

Im ASME-Code [43] werden für typische Werkstoffe der Kerntechnik die in Bild 2.17 dargestellten Grenzkurven vorgeschlagen. Dabei sind austenitische (AISI Type 304, AISI Type 316) bzw. ferritische Stähle (2-1/4 % Cr-1 % Mo) sowie der austenitische Chrom-Nickel-Stahl Alloy 800 berücksichtigt. Mit diesen abschnittsweisen Definition der Grenzkurven wird zum Einen der linearen Schadensakkumulation Rechnung getragen, zum Anderen auch die zusätzliche schädigende Wirkung bei der Überlagerung von Ermüdungs- und Kriechbeanspruchung berücksichtigt.

$$D_{\vartheta} = 1 - \frac{1 - C_1}{C_1} \cdot D_{\sigma} \quad \text{für } D_{\sigma} \leq C_1 \quad (2.16)$$

$$D_{\vartheta} = \frac{C_1}{C_1 - 1} \cdot (D_{\sigma} - 1) \quad \text{für } D_{\sigma} > C_1 \quad (2.17)$$

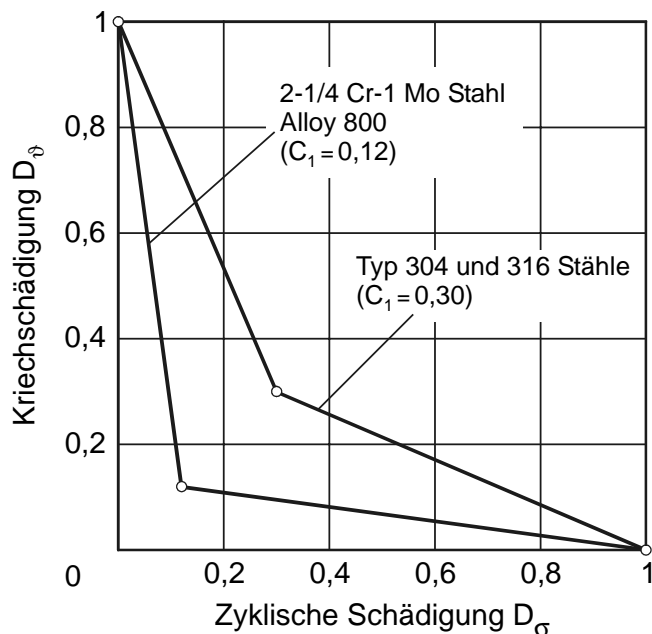


Bild 2.17: Grenzkurven für Kriechermüdungsbeanspruchung nach ASME

Aufwendigere Ansätze, insbesondere auch die Verwendung von nichtlinearen Ansätzen für Grenzkurven, werden in [44] ausführlich diskutiert.

## 2.3 Berechnungsansätze bei mehrachsigen Beanspruchungen

Die im vergangenen Abschnitt zusammengefassten Erkenntnisse zur Lebensdauerberechnung sind im Prinzip nur für einachsige Beanspruchungen gültig. Da der Spannungszustand in realen Bauteilen nahezu immer mehrachsig ist, stellt sich die Frage der Übertragbarkeit dieser Ansätze auf beliebige Spannungszustände.

Die Lösung dieses Problems basiert auf der Grundidee, die komplexe Beanspruchung unter der Verwendung von Festigkeitshypothesen in eine fiktiv einachsige schädigungsgleiche Vergleichsgröße zu transformieren. Damit ist es möglich, die Werkstoffcharakteristik bei einachsigen Beanspruchungen auch bei mehrachsigen Spannungszuständen heranzuziehen.

Prinzipiell lassen sich Festigkeitshypothesen in zwei unterschiedliche Ansätze unterteilen [45]:

- Methoden der Integralen Anstrengung,
- Methoden der Kritischen Schnittebene.

Darüber hinaus werden Kombinationen der beiden Verfahren sowie rein empirische Ansätze eingesetzt. Bei den Methoden der Integralen Anstrengung geht man davon aus, dass die Beanspruchungen in sämtlichen Schnittrichtungen an der höchstbeanspruchten Stelle zur Berechnung der Vergleichsgröße heranzuziehen sind. Bei den Methoden der Kritischen Schnittebene wird dagegen postuliert, dass die Versagensbedingung ausschließlich durch Spannungs- und Verformungsgrößen in der höchstbeanspruchten Schnittebene beschrieben wird.

### Statische Beanspruchung

Das Fließverhalten von duktilen Werkstoffen bei quasistatischer Beanspruchung wird häufig durch die Fließbedingung nach von Mises beschrieben [46]. Besonders einfach ist dabei die Formulierung in Abhängigkeit von Invarianten des Spannungstensors oder Spannungsdeviators, siehe auch Anhang A.2.

$$f = \sigma_v - R_e = \sqrt{3 I_2'} - R_e = J_2(\bar{\sigma}) - R_e = 0 \quad (2.18)$$

In Tabelle 2.6 sind einige physikalische Interpretationen der Fließbedingung nach von Mises zusammengefasst, die einen werkstoffmechanisch begründeten Zusammenhang mit der Schädigung des Werkstoffs herstellen.

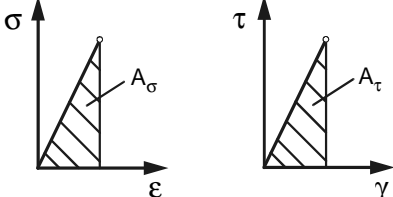
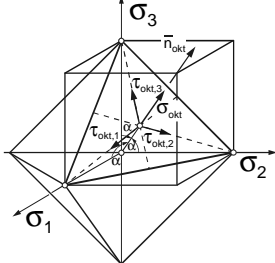
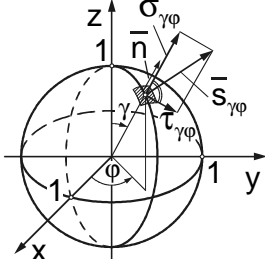
Interpretation	Zusammenhang mit $\sigma_v$	Veranschaulichung
Gestaltänderungsenergie Hencky (1924)	$A_G = \frac{\sigma_v^2}{6G}$	
Oktaederschubspannung Nadai (1950)	$\tau_{\text{okt}} = \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \sigma_v$	
Schubspannungsintensität Novozhilov (1961)	$\bar{\tau} = \sqrt{\frac{2}{15}} \cdot \sigma_v$	

Tabelle 2.6: Interpretationen der Fließbedingung nach von Mises [32]

Interessant ist die Tatsache, dass die abstrakte Fließbedingung nach von Mises sowohl Interpretationen auf Basis der Integralen Anstrengung (Gestaltänderungsenergie, Schubspannungsintensität) als auch der Kritischen Schnittebene (Oktaederschubspannung) enthält. Bei statischer Belastung sind sämtliche Interpretationen der Fließbedingung nach von Mises äquivalent.

Eine weitere häufig eingesetzte Fließbedingung auf Basis der Kritischen Schnittebene ist der Ansatz von Tresca [47], der letztendlich auf die Schubspannungshypothese (SH) führt.

$$f = \sigma_v(\text{SH}) - R_e = \text{Max}_{i \neq j} \{ \sigma_i - \sigma_j \} - R_e = 0 \quad (2.19)$$

Die Vergleichsspannungen allein sind zur Berechnung von Bruchvorgängen, auch bei quasistatischer Beanspruchung, nicht ausreichend. Bei der Bewertung des Versagens von angerissenen Bauteilen konnte gezeigt werden, dass die Fähigkeit des Werkstoffs plastische Verformungen ohne Bruch zu ertragen, nicht nur vom Werkstoff selbst, sondern auch von der Mehrachsigkeit der Spannungszustände abhängig ist [15]. Diese Abhängigkeit lässt sich beispielsweise mit dem Mehrachsigkeitsquotienten  $q$  nach Clausmeyer beschreiben [48, 49], siehe auch Anhang A.3.



$$q = \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\tau_{\text{okt}}}{\sigma_{\text{okt}}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{\text{hyd}}} = 3 \cdot \frac{\sqrt{I_2'}}{I_1} \quad (2.20)$$

Bei Zeitstandbeanspruchung kann der Schädigungsverlauf durch die Vergleichsspannung nach von Mises, durch die größte Hauptspannung oder durch eine Kombination aus beiden Größen zutreffend beschrieben werden [50]. Zur Klärung dieser Fragestellung wurden beispielsweise in [51] umfangreiche experimentelle und numerische Untersuchungen durchgeführt. Dabei konnte festgestellt werden, dass die Treffsicherheit einer Festigkeitshypothese unter anderem auch von der Beanspruchungsart abhängig ist. Insgesamt ergibt sich, dass kombinierte Ansätze aus Vergleichsspannung und größter Hauptspannung zur Erfassung des gesamten Kriechbereichs prinzipiell am besten geeignet sind. Allerdings ist die Vergleichsspannung nach von Mises bzw. die größte Hauptspannung zur Beschreibung von mehrachsigen Zeitstandbeanspruchungen auch allein einsetzbar, solange keine signifikante Kriechschädigung auftritt, welche das Verformungsverhalten durch Spannungserhöhungen erheblich beeinflussen würde.

### **Zyklische Beanspruchung**

Auf dem Gebiet der Lebensdauerberechnung bei ein- oder mehrachsiger Schwingbeanspruchung existieren eine Fülle von Berechnungsvorschlägen [52, 53]. Diese Vielzahl (insgesamt weit über 100 Vorschläge) an Schädigungsparametern verdeutlicht zum einen die Komplexität des Themengebiets, zum anderen zeigt dies aber auch die Unsicherheiten in den Berechnungsmethoden, da bislang kein umfassend anwendbares Konzept verifiziert werden konnte.

Zur rechnerischen Vorhersage der Dauerfestigkeit bei komplexer Schwingbeanspruchung hat sich die Schubspannungsintensitätshypothese (SIH) [54] als geeignet erwiesen. Im Bereich der Zeitfestigkeit ist der Einsatz von Integralen Schädigungsparametern allerdings wenig erfolgversprechend, da vor dem makroskopischen Anriss des Bauteils bereits Mikrorisse entstehen, die einen deutlich richtungsabhängigen Schädigungsverlauf zur Folge haben. Deswegen ist es zweckmäßig, zur Vorhersage des Anrisses im LCF-Bereich einen Schädigungsansatz auf Basis der Methode der Kritischen Schnittebene auszuwählen [53].

Schädigungsvorgänge bei Ermüdungsbelastungen werden durch Wechselgleitungen bestimmt. Aus diesem Grund ist es naheliegend, die Vorhersage der Lebensdauer bei mehrachsiger Beanspruchung auf Basis von Ansätzen zu beschreiben, die in Schiebungen formuliert werden. In Kombination mit der in der Ebene der maximalen Schubbeanspruchung wirkenden Normalspannung ist es damit prinzipiell möglich, auch den Einfluss von Mittelspannungen auf die Lebensdauer zu berücksichtigen.

Die Bewertung von Mittelspannungen bei mehrachsiger Beanspruchung ist außerordentlich komplex, da unter anderem durch die unterschiedliche Schädigungswirkung von Spannungsamplituden und Mittelspannungen die höchstbeanspruchte Ebene a priori nicht angebar ist. Dies gilt um so mehr, als durch auftretende Phasenverschiebungen oder unterschiedliche Frequenzen der einzelnen Lastspannungen zusätzliche Einflüsse berücksichtigt werden müssen, die nur bedingt bzw. nur durch sehr aufwendige Konzepte rechnerisch erfasst werden können. Dies bedeutet jedoch, dass die Übertragung des Schädigungsparameters  $P_{SWT}$  auf mehrachsige Beanspruchungen nur zulässig ist, solange die Schädigungsentwicklung ähnlich wie bei einachsiger Beanspruchung ist [55].

Prinzipiell lässt sich der Schädigungsparameter von Smith, Watson und Topper auch bei mehrachsiger Beanspruchung anwenden, wenn anstelle der Lastkomponenten Vergleichsgrößen eingesetzt werden. Der Vorteil der Verwendung dieser Parameter besteht insbesondere in der einfachen Anwendbarkeit, da außer der Anrisskennlinie des Werkstoffs keine weiteren Versuchsdaten benötigt werden. Bei Ansätzen mit werkstoffmechanisch gesehen besser begründeter Basis (z. B. nach Fatemi und Socie) wird zusätzlich, je nachdem welcher Rissmodus betrachtet wird, auch die Dehnung bzw. Spannung senkrecht zur höchstbeanspruchten Ebene berücksichtigt. Bei der Anwendung dieser Verfahren werden allerdings Anrisskennlinien für den Belastungsfall Torsion benötigt, die nur in Ausnahmefällen verfügbar sind.

Eine Zusammenstellung von häufig eingesetzten Parametern zur rechnerischen Vorhersage des Anrisses bei mehrachsiger Beanspruchung ist in Tabelle 2.7 dargestellt.

Ansatz	Schädigungsparameter	Werkstoffcharakteristik
Smith, Watson, Topper (1970)	$P_{SWT,1} = \sqrt{(\sigma_{1,m} + \sigma_{1,a}) \varepsilon_{1,a} E}$	Schädigungslinie nach Gleichung (2.13)
	$P_{SWT,v} = \sqrt{(\sigma_{v,m} + \sigma_{v,a}) \varepsilon_{v,a} E}$	
	$P_{SWT,max} = 2 \cdot \sqrt{(\tau_{max,m} + \tau_{max,a}) \gamma_{max,a} G}$	
Kandil, Brown, Miller (1982)	$P_{KBM} = \gamma_{max} + C_1 \cdot \varepsilon_n$	Torsionsanrisskennlinie
Fatemi, Socie (1988)	$P_{FS} = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \cdot \left( 1 + C_2 \frac{\sigma_{n,max}}{R_{p0,2}} \right)$	Torsionsanrisskennlinie
Socie et al. (1985)	$P_S = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} + \frac{\sigma_{n,ortho,m}}{E}$	Torsionsanrisskennlinie

Tabelle 2.7: Schädigungsparameter bei mehrachsiger Beanspruchung

Die Ermittlung der Dehnungs- und Schiebungskomponenten bei zyklischer Beanspruchung lässt sich besonders anschaulich an den Mohrschen Verformungskreisen zu charakteristischen Zeitpunkten darstellen, siehe Bild 2.18.

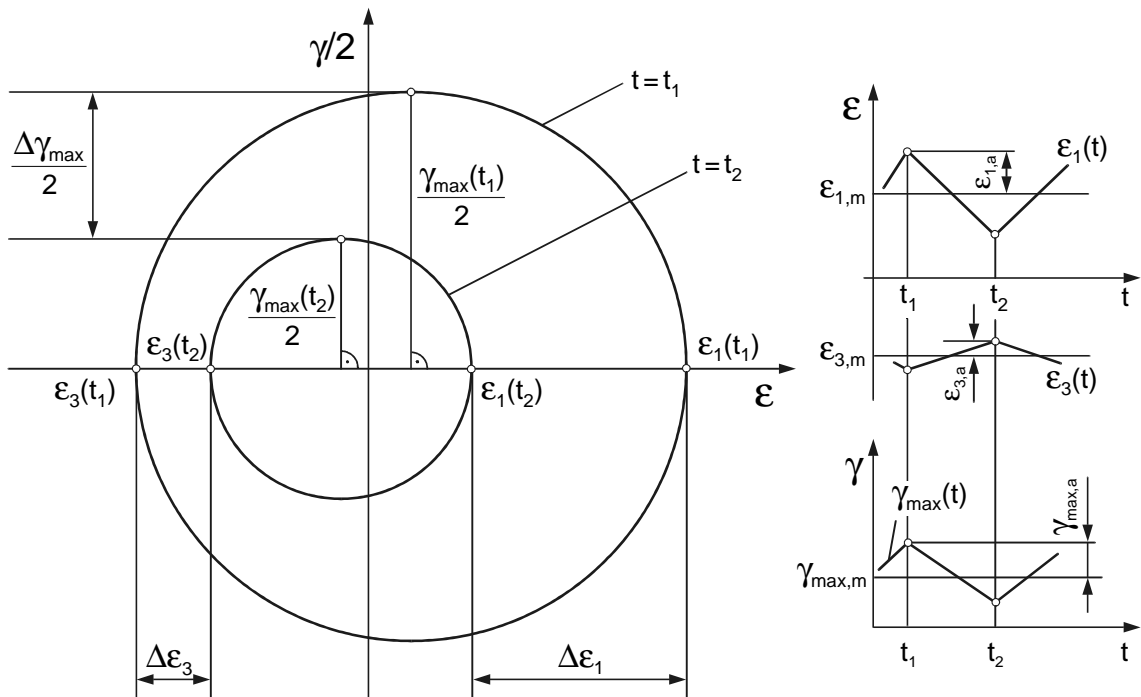


Bild 2.18: Bestimmung der Beanspruchungskomponenten

Die Vergleichsdehnung wird in der Regel ebenfalls wie die Vergleichsspannung mit dem Ansatz nach von Mises berechnet.

$$\varepsilon_v = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\mu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \quad (2.21)$$

Die Querkontraktionszahl wird dabei entsprechend den plastischen und elastischen Anteilen gewichtet.

$$\mu = \mu_{pl} - (\mu_{pl} - \mu_{el}) \cdot \frac{\sigma_v}{E \varepsilon_v} \quad \text{mit } \mu_{pl} = 0,5 \quad (2.22)$$

## 2.4 Viskoplastisches Werkstoffmodell von Chaboche/Nouailhas

Der Einsatz von fortgeschrittenen Methoden der Festigkeitsberechnung erfordert Werkstoffmodelle, welche die wesentlichen Effekte beschreiben können, die für die Beurteilung der Bauteilschädigung maßgeblich sind. Für den Bereich der Kraftwerkstechnik bedeutet dies, dass in der Regel mehrachsiges inelastisches Werkstoffverhalten berücksichtigt werden muss, das zudem auch zeit- und temperaturabhängig sein kann. Hieraus folgt, dass diese fortgeschrittenen Konzepte nur im Zusammenhang mit numerischen Berechnungsmethoden angewendet werden können.

Die rasante Entwicklung von komplexen Werkstoffmodellen lässt sich an der nahezu unübersehbaren Anzahl der Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet ablesen [6-8, 56-63]. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich sogenannte „unified models“ angesprochen, bei denen im Gegensatz zu den klassischen Methoden der Plastizitätstheorie [64, 65] nicht zwischen zeitlich abhängigen und unabhängigen Anteilen der plastischen Dehnung unterschieden wird.

$$\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} \quad (2.23)$$

Aus experimentellen Untersuchungen lässt sich ableiten, dass klassische Modelle bei Stählen bis etwa 300 °C einsetzbar sind, während bei höheren Temperaturen die unified models wegen der generell zeitabhängigen überelastischen Verformungsvorgänge aus werkstoffmechanischer Sicht besser geeignet sind [62].

Die Stoffgesetze auf Basis der unified models beruhen auf der Definition eines thermodynamischen Potentials. Bei diesen Theorien geht man davon aus, dass sich der Zustand eines Werkstoffs zu einem bestimmten Zeitpunkt aus einem Satz von Variablen beschreiben lässt, wobei der momentane Zustand nur noch vom aktuellen Wert, nicht jedoch von der Vorgeschichte der Variablen abhängig ist [66]. Bei diesen Variablen wird zwischen beobachtbaren Größen (z. B. Temperatur, Gesamtdehnung) und inneren Größen (z. B. plastische Dehnrates) unterschieden. Die inneren Variablen sind stark von der jeweiligen Problemstellung abhängig, beispielsweise kann es sich hierbei auch um Größen handeln, die einen direkten Bezug zur Mikrostruktur des Werkstoffs (z. B. Versetzungsdichte, Korngröße, Porendichte) haben [67, 68]. Insofern lassen sich derartige Werkstoffmodelle dann als Erweiterung von rein phänomenologischen Ansätzen betrachten.

Zur Beschreibung des elastisch-plastischen, zyklischen und viskoplastischen Werkstoffverhaltens werden in Stoffgesetzen generell vier elementare Grundbestandteile benötigt:

- Fließbedingung: Definition des Übergangs vom elastischem zum plastischem Bereich
- Fließrichtung: Festlegung der Richtung der plastischen Verzerrungsinkremente
- Verfestigung: Beschreibung der kinematischen und isotropen Verfestigungsvorgänge
- Formänderungsgesetz: Zusammenhang zwischen Dehnrates und Spannungsincrementen

Im Rahmen dieser Arbeit wird das sogenannte Chaboche-Modell eingesetzt, welches teilweise auch als ONERA-Modell bezeichnet wird. Obwohl ursprünglich zur Beschreibung des komplexen dehnratenabhängigen Werkstoffverhaltens von austenitischen Stählen entwickelt, werden dieses bzw. daraus abgeleitete Modelle auch für andere Werkstofftypen angewandt. Der Aufbau des Chaboche-Modells ohne die Modellierung von Schädigungsvorgängen ist in Bild 2.19 dargestellt.

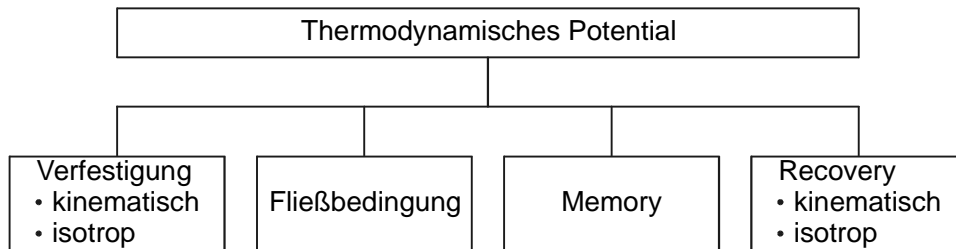


Bild 2.19: Grundstruktur des Chaboche-Modells

Es ist zweckmäßig, bei der Formulierung von viskoplastischen Stoffgesetzen einige mathematische Abkürzungen zu verwenden, um die einzelnen Werkstoffzustände möglichst einfach beschreiben zu können. Hierbei ist beispielsweise die sogenannte Klammerfunktion

$$\langle x \rangle = \begin{cases} 0, & \text{wenn } x < 0 \\ x, & \text{wenn } x \geq 0 \end{cases}, \quad (2.24)$$

von Bedeutung, während die bekannte Heaviside-Funktion der Sprungfunktion entspricht.

$$H(x) = \begin{cases} 0, & \text{wenn } x < 0 \\ 1, & \text{wenn } x \geq 0 \end{cases} \quad (2.25)$$

An der MPA Stuttgart steht das von Xu [7] modifizierte Chaboche-Modell zur Verfügung, das bereits in ähnlicher Form von Nouailhas [69] eingesetzt wurde. Die vollständigen konstitutiven Gleichungen dieses Werkstoffmodells sind in Tabelle 2.8 zusammengefasst dargestellt. Neben der in Tabelle 2.8 dargestellten mathematisch aufwendigen Potentialfunktion stehen optional auch andere Ansätze zur Verfügung. In der Arbeit von Xu [7] konnte mit der Potentialfunktion

$$\Omega = \sum_{m=1}^M \left( \frac{K_m}{(n_m + 1)} \left\langle \frac{\sigma_{vis}}{K_m} \right\rangle^{n_m + 1} \right) \quad (2.26)$$

mit  $M = 2$  eine Verbesserung der numerischen Simulation des Zeitstandverhaltens der Nickel-Basis-Legierung Nimonic 80A erreicht werden. Insbesondere konnte die

unbefriedigende Beschreibung des Sättigungsverhaltens bei höheren Kriechgeschwindigkeiten für  $\alpha > 0$  korrigiert werden.

Bedeutung	Berechnungsformel
viskoplastisches Potential	$\Omega = \frac{K}{\alpha(n+1)} e^{\alpha \left\langle \frac{\sigma_{vis}}{K} \right\rangle^{n+1}}$
Fließgrenzfläche	$f = J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}) - R - k - \sigma_{vis} = 0$ mit $J_2(\bar{\sigma} - \bar{X}) = \sqrt{\frac{3}{2} (\bar{\sigma}' - \bar{X}') : (\bar{\sigma}' - \bar{X}')}$
Plastische Dehnrate	$\dot{\bar{\epsilon}}_{pl} = \frac{3}{2} \left\langle \frac{\sigma_{vis}}{K} \right\rangle^n e^{\alpha \left\langle \frac{\sigma_{vis}}{K} \right\rangle^{n+1}} \cdot \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X})} = \frac{3}{2} \dot{p} \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X})}$
akkumulierte plastische Dehnung	$\dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\bar{\epsilon}}_{pl} : \dot{\bar{\epsilon}}_{pl}} = \left\langle \frac{\sigma_{vis}}{K} \right\rangle^n e^{\alpha \left\langle \frac{\sigma_{vis}}{K} \right\rangle^{n+1}}$
kinematische Variable	$\dot{\bar{X}}_i = \frac{2}{3} c_i a_i \dot{\bar{\epsilon}}_{pl} - c_i \Phi(p) \bar{X}_i \dot{p} - \beta_i \left( \frac{3}{2} \bar{X}_i : \bar{X}_i \right)^{\frac{r_i-1}{2}} \bar{X}_i$ mit $\bar{X} = \sum_{i=1}^3 \bar{X}_i$
Tangentenmodul	$\Phi(p) = \Phi_s + (1 - \Phi_s) \cdot e^{-bp}$
isotrope Variable	$\dot{R} = b(Q - R) \dot{p} + \gamma  Q_r - R ^{m-1} (Q_r - R)$
Dehnungsgedächtnisgrenzfläche (Memory)	$F = \frac{2}{3} \cdot J_2(\bar{\epsilon}_{pl} - \bar{\xi}) - q_\epsilon = \sqrt{\frac{2}{3} (\bar{\epsilon}_{pl} - \bar{\xi}) : (\bar{\epsilon}_{pl} - \bar{\xi})} - q_\epsilon = 0$ $\dot{q}_\epsilon = \eta H(F) \langle \bar{n} : \bar{n}^* \rangle \dot{p}$ $\dot{\bar{\xi}} = \sqrt{\frac{2}{3}} (1 - \eta) H(f) \langle \bar{n} : \bar{n}^* \rangle \bar{n}^* \dot{p}$ mit $\bar{n} = \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \frac{\bar{\sigma}' - \bar{X}'}{J_2(\bar{\sigma} - \bar{X})}$ und $\bar{n}^* = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\bar{\epsilon}_{pl} - \bar{\xi}}{J_2(\bar{\epsilon}_{pl} - \bar{\xi})}$ $\dot{Q} = 2\mu (Q_{max} - Q) \dot{q}_\epsilon$ $Q_r = Q - Q_r^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{Q_{max} - Q}{Q_{max}} \right)^2 \right]$

Tabelle 2.8: Modifiziertes Stoffgesetz nach Chaboche/Nouailhas

Im Folgenden wird das modifizierte Chaboche/Nouailhas-Modell kurz vorgestellt, wobei ausführlichere Beschreibungen den Arbeiten [6-8, 60, 66, 69] zu entnehmen sind. Die mit Abstand wichtigste innere Variable ist die plastische Dehnrate  $\dot{\epsilon}_{pl}$ , welche sämtliche physikalischen Vorgänge des Werkstoffmodells bestimmt. Der viskose, also zeitabhängige Anteil der Beanspruchung wird durch die Viskospannung  $\sigma_{vis}$  beschrieben, die in Abhängigkeit von den Materialparametern  $K$ ,  $n$  und  $\alpha$  die Dehnratenabhängigkeit des Werkstoffs beschreibt.

Die kinematische Verfestigung des Werkstoffs wird durch den Tensor der kinematischen Variablen  $\bar{X}$  erfasst. Dabei ist die Anwendung von nichtlinearen Verfestigungsregeln erforderlich, um anisotropes Verhalten (wie z. B. den Bauschinger Effekt) beschreiben zu können. Üblich ist der Einsatz von zwei bis drei kinematischen Variablen, womit im Allgemeinen eine zutreffende Beschreibung des zyklischen Verhaltens möglich ist.

Die isotrope Variable  $R$  beschreibt das zyklische Ver- bzw. Entfestigungsverhalten des Werkstoffs. In Bild 2.20 sind die kinematischen und isotropen Verfestigungsvorgänge des Werkstoffs durch eine Projektion des räumlichen Spannungsraumes in die Oktaederebene veranschaulicht.

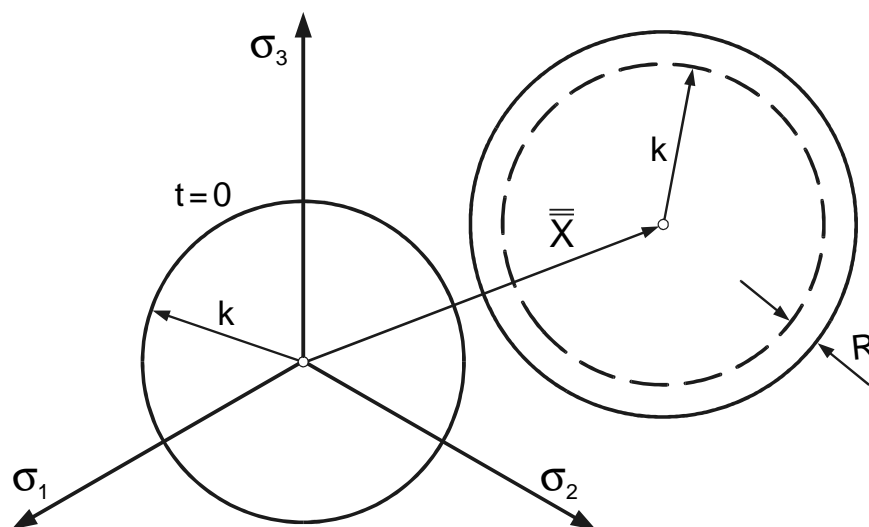


Bild 2.20: Kinematische und isotrope Verfestigung

Der erste Term in der Evolutionsgleichung für die isotrope Variable beschreibt die Änderung von  $R$  in Abhängigkeit von der akkumulierten plastischen Dehnung, während der zweite Term aus der Abbildung von Memory-Effekten durch die Variable  $q_\epsilon$  herrührt. Hierzu wird die Dehnungsgedächtnisfläche  $F$  eingesetzt, die zur Speicherung von plastischen Dehngrenzflächen benötigt wird, siehe Bild 2.21.

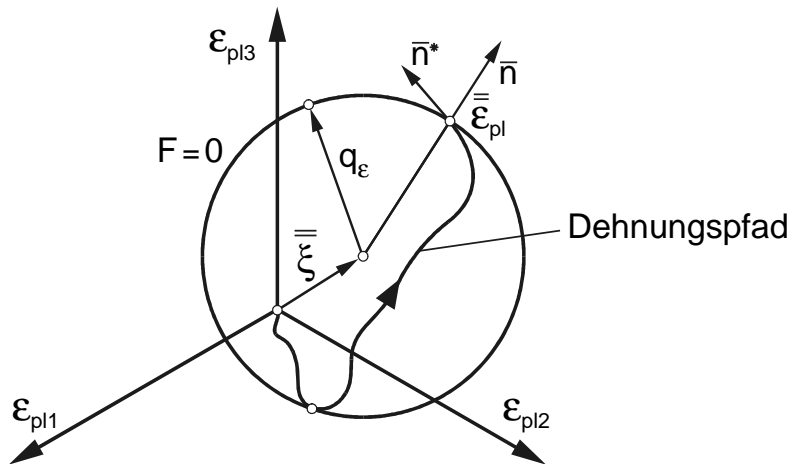


Bild 2.21: Veranschaulichung der Dehnungsgedächtnisfläche [69]

Generell sollten nur Bestandteile des Werkstoffmodells aktiviert werden, die zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge relevant sind. Dies bedeutet, dass beispielsweise die Abbildung der Dehnungsgedächtnisfläche entfallen kann, wenn der Werkstoff bei zyklischer Beanspruchung stabile Zustände erreicht, die nur unwesentlich von der absoluten Dehnungsschwingbreite abhängig sind. Ein Gegenbeispiel sind austenitische Stähle (z. B. AISI Type 316 L), die häufig einen ausgeprägten „Trainiereffekt“ zeigen. Dies führt dazu, dass der stabilisierte Sättigungszustand von der Belastungsvorgeschichte abhängig ist, weswegen hier eine Berücksichtigung des Memory-Effektes zur korrekten Simulation des Werkstoffverhaltens erforderlich ist.

Die Schwierigkeit bei der Anwendung von komplexen viskoplastischen Werkstoffmodellen besteht häufig in der Anpassung der Materialparameter. Nahezu alle Parameter beeinflussen sich gegenseitig, so dass bei sukzessiver Anpassung der Konstanten unter vereinfachten Bedingungen zunächst keinerlei Aussagen über die Interaktion getroffen werden können. Dies bedeutet, dass die aus dieser Anpassung auf physikalischer Basis bestimmten Parameter nur als Startwerte für eine Optimierungsrechnung unter Berücksichtigung der vollständigen Stoffgleichungen angesehen werden können.



### 3      **Schaufel-Scheibe-Verbindungen**

Der Rotor ist für die Auslegung von Gasturbinen im besonderen Maße relevant [70]. Die Festigkeitsberechnung der beteiligten Komponenten (Welle, Radscheibe, Turbinenschaufeln) stellt eine anspruchsvolle Aufgabe dar, da vielfältige Versagensmechanismen (Kriechen, HCF/LCF-Ermüdung, Temperaturwechselbeanspruchung) in Betracht zu ziehen sind. Neben den zahlreichen Einflussfaktoren auf die Schädigung sind darüber hinaus durchweg komplexe Randbedingungen hinsichtlich Geometrie, Belastung und Temperatur zu berücksichtigen, so dass die exakte Lebensdauerberechnung nur mit hohem Aufwand durchzuführen ist.

#### 3.1      **Geometrie**

Bei der Bewertung der An- und Abfahrvorgänge von Gasturbinen ist die Verbindung zwischen Schaufel und Radscheibe, kurz Schaufel-Scheibe-Verbindung, für die Festigkeit maßgebend, siehe Bild 3.1.



Bild 3.1: Schaufel-Scheibe-Verbindung einer Gasturbine  
(Bildnachweis: General Electric Power Systems)

Die Befestigungen der rotierenden Laufschaufeln müssen so dimensioniert sein, dass die Strömungs- und Fliehkräfte sowie die Schaufelschwingungen aufgenommen und mit ausreichender Sicherheit auf die Radscheibe übertragen werden können. Häufig werden die Schaufelbefestigungen mit Axialnuten ausgeführt, wobei tannenbaumförmige formschlüssige Konstruktionen zum Einsatz kommen, siehe Bild 3.2.

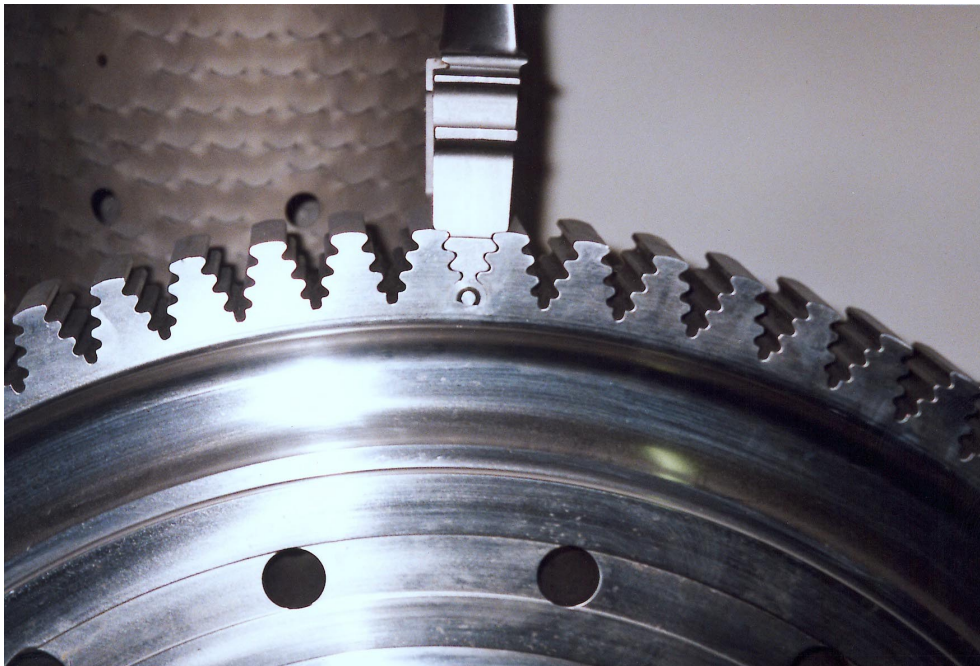


Bild 3.2: Tannenbaumförmige Schaufelbefestigung  
(Bildnachweis: General Electric Power Systems)

Bedingt durch die komplexe geometrische Gestalt und die hohe Festigkeit der eingesetzten Werkstoffe ist die Fertigung der Schaufeln bzw. der Radscheiben kostenintensiv. Aus diesem Grund werden bei kleineren Gasturbineneinheiten auch einfachere Geometrien eingesetzt, wie beispielsweise ein Schwalbenschwanz-Profil.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird beispielhaft ein Modellkörper mit einer tannenbaumförmigen Konstruktion ausgewählt. Die geometrischen Abmessungen im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung wurden dabei in Anlehnung an eine reale Gasturbine nach den Vorgaben eines Herstellers festgelegt, siehe Bild 3.3.

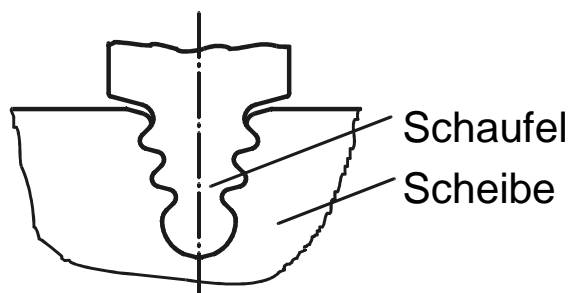


Bild 3.3: Geometrie im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung (schematisch)

### 3.2 Werkstoffe

Bei Gasturbinen werden aufgrund der außerordentlich hohen mechanischen und thermischen Beanspruchung warmfeste Werkstoffe auf Nickel- oder Kobalt-Basis eingesetzt. Diese sogenannten Superlegierungen erfüllen höchste Anforderungen an Zeitstandfestigkeit und Zeitdehngrenzen bei gleichzeitiger ausreichender Zähigkeit. Nickel-Basis-Legierungen besitzen eine kubisch-flächenzentrierte Grundmatrix, die durch einen hohen Anteil an kohärenten  $\gamma'$ -Phasen (z. B.  $\text{Ni}_3\text{Al}$ ,  $\text{Ni}_3\text{Ti}$ ) eine hohe Festigkeit besitzt. Neben der Ausscheidungshärtung durch die  $\gamma'$ -Phasen sowie durch Karbidbildung bewirken Legierungselemente wie Chrom, Kobalt, Molybdän und Wolfram auch eine Mischkristallverfestigung der  $\gamma$ -Grundstruktur [26-29, 71-72].

#### Schaufel

Gasturbinenschaufeln werden in der Regel aus Gusswerkstoffen gefertigt. Mittlerweile werden in den ersten Stufen trotz fortgeschrittener Kühltechniken und verbesserten Oberflächenschichten Temperaturen erreicht, die von konventionell polykristallin vergossenen Schaufeln nicht mehr sicher ertragen werden können. Aus diesem Grund kommen gerichtet erstarrte sowie einkristalline Legierungen zum Einsatz. Neben der Verringerung der Korngrenzen kann damit eine höhere Zeitstandfestigkeit durch Erhöhung der  $\gamma'$ -Anteile erreicht werden, siehe Tabelle 3.1.

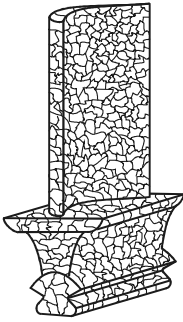
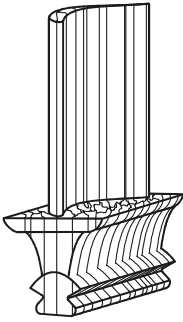
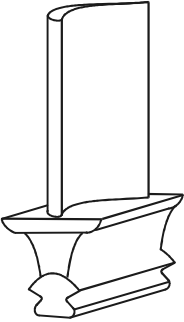
Werkstoff		IN 738 LC	IN 792 DS	CMSX-4
Verfahren		CC (conventionally casted, polykristallin)	DS (directionally solidified, stengelkristallin)	SC (single crystal, einkristallin)
Volumenanteil $\gamma'$		45 %	60 %	70 %
Ver- besserung bzgl. IN 738 LC	Kriechen ( $P_{LM}$ )	Referenz	$\Delta T = 50 \text{ K}$	$\Delta T = 100 \text{ K}$
	TMF ( $N_A$ )	Referenz	Faktor 7	Faktor 10
Skizze				

Tabelle 3.1: Entwicklung von Schaufelwerkstoffen für Gasturbinen [1, 73]

Als Schaufelwerkstoff wird in dieser Arbeit die konventionelle Feingusslegierung auf Nickel-Basis IN 939 ausgewählt. Für diese bzw. für die vergleichbare Legierung IN 738 liegen zahlreiche Versuchsergebnisse vor, so dass eine ausgezeichnete Datenbasis in einem weiten Temperaturbereich zur Verfügung steht [26-28, 30, 74].

Ebenso wie die vergleichbare Legierung IN 738 LC wurde auch der Werkstoff IN 939 für die vorderen Schaufelreihen in Industriegasturbinen verwendet, bis die gestiegenen Anforderungen den Einsatz von DS-Schaufeln notwendig gemacht haben. Heute werden diese beiden klassischen Schaufelwerkstoffe vorwiegend in die hinteren Schaufelreihen bzw. bei kleineren Einheiten eingebaut.

### **Scheibe**

Die Anforderungen an Werkstoffe für Radscheiben von Gasturbinen sind wegen der deutlich reduzierten Temperatur grundsätzlich andere als bei Schaufelwerkstoffen. Als Modellwerkstoff für die Scheibe wird in dieser Arbeit der geschmiedete Nickel-Basis-Werkstoff IN 718 gewählt. Neben der Anwendung bei Gasturbinen wird der IN 718 beispielsweise auch als Werkstoff für Schrauben und für Komponenten von Turboladern eingesetzt. Der typische Einsatzbereich dieser hochfesten und schweißbaren Legierung liegt bei Temperaturen bis etwa 650 °C.

In den letzten Jahrzehnten wurden zahlreiche Forschungsarbeiten zum Festigkeitsverhalten von IN 718 veröffentlicht [75-79]. Besondere Beachtung findet dabei entsprechend der Beanspruchung von Radscheiben die Widerstandsfähigkeit bei LCF-Ermüdung. Neben den bereits erwähnten festigkeitssteigernden  $\gamma'$ -Phasen rührt die sehr hohe Festigkeit von IN 718 hauptsächlich von kohärenten scheibenartigen  $\gamma''$ -Phasen her. Je nach Art der aufwendigen Wärmebehandlung lassen sich unterschiedliche Korngrößen einstellen. Dabei ergeben sich für kleine Korngrößen bei vergrößerter Zähigkeit höhere Festigkeiten bei zyklischen Beanspruchungen, während für größere Körner ein verbessertes Zeitstandverhalten festgestellt werden kann.

### **3.3 Modellbildung**

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden LCF-Versuche an bauteilähnlichen Modellkörpern mit tannenbaumförmigen Profilen durchgeführt, deren Geometrie im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung denen von realen Gasturbinen entspricht. Die Festlegung der geometrischen Abmessungen der Versuchskörper sowie der Randbedingungen erfolgt dabei unter der Prämisse, dass eine möglichst gute Übereinstimmung mit der Beanspruchungssituation von Gasturbinen gegeben ist. Die Beanspruchung von Schaufel-Scheibe-Verbindungen von Gasturbinen wird dabei durch FE-Analysen charakterisiert.

Folgende Kriterien sind dabei für eine zutreffende Abbildung der Beanspruchung maßgebend [80, 81]:

- Abbildung des Kontaktes der Schaufel-Scheibe-Verbindung,
- Lage der höchstbeanspruchten Stelle,
- Höhe der Beanspruchungen,
- Spannungsgradient an der höchstbeanspruchten Stelle.

Bei der Nachrechnung von Schaufel-Scheibe-Verbindungen kommt der zutreffenden Modellierung von Kontakt- und Reibungseinflüssen eine zentrale Rolle zu. Physikalisch gesehen ist mit diesen Vorgängen die Übertragung von Normal- bzw. Querkraften verbunden. Im Folgenden werden kurz die Möglichkeiten der Modellierung dieser Effekte im Zusammenhang mit dem FE-Code ABAQUS [82] erläutert.

### Kontakt

Unter Kontakt versteht man die Interaktion zwischen zwei Körpern, die beispielsweise durch mechanische oder thermische Wechselbeziehungen gegeben sein kann. Oberflächen, die miteinander in Kontakt kommen können, werden in FE-Codes als Kontaktflächen definiert. Bei der Verwendung von Kontinuums-Elementen werden diese Oberflächen in ABAQUS nach Festlegung der relevanten Elemente automatisch ermittelt, siehe Bild 3.4.

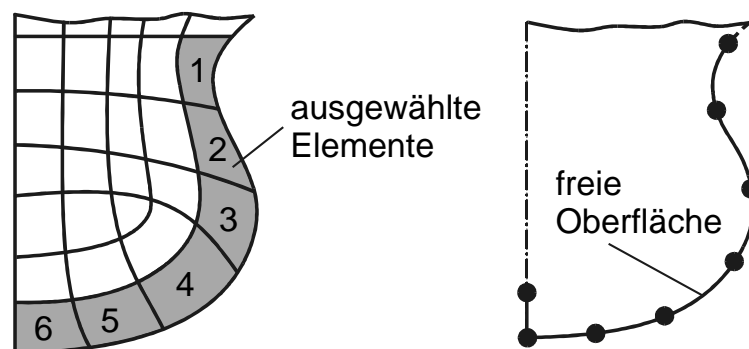


Bild 3.4: Automatische Erzeugung einer Kontaktfläche

Ein Kontaktpaar beinhaltet die Definition zweier Kontaktflächen und deren Wechselbeziehung zueinander. Dabei wird eine Oberfläche als sogenannte Masteroberfläche definiert, von der aus der Abstand zu den Knoten der Slaveoberfläche bestimmt wird, siehe Bild 3.5.

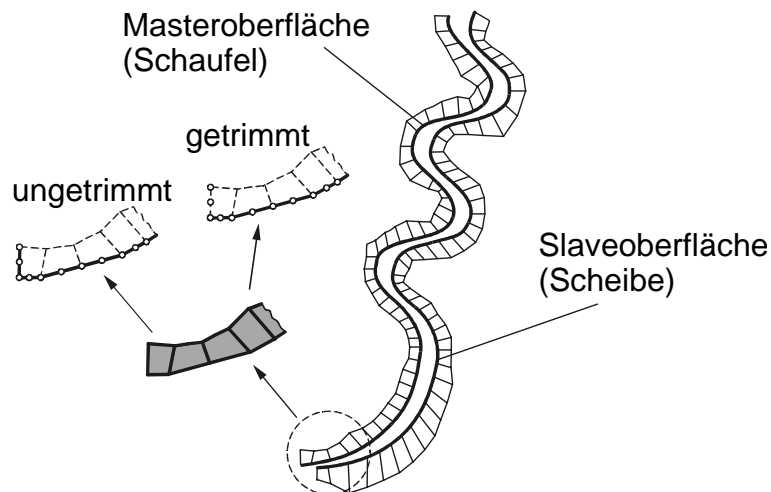


Bild 3.5: Definition von Master- und Slaveoberfläche

Generell stehen im FE-Code ABAQUS drei unterschiedliche Möglichkeiten zur Modellierung von Kontakt zur Verfügung:

- Infinitesimal-Sliding-Methode,
- Small-Sliding-Methode,
- Finite-Sliding-Methode.

Die Infinitesimal-Sliding-Methode ist für die Untersuchungen in dieser Arbeit nicht geeignet, da diese nur bei sehr kleinen Verformungen angewendet werden darf. Bei der Small-Sliding-Methode geht man davon aus, dass ein Knoten der Slaveoberfläche immer mit demselben Bereich der Masteroberfläche in Kontakt steht. Diese Annahme führt zu erheblichen Einsparungen an Rechenzeit, da der momentane Abstand zwischen Master und Slave jeweils nur für begrenzte Bereiche bestimmt werden muss.

Bei der Berechnung nach dem Finite-Sliding-Ansatz wird prinzipiell die gesamte Masteroberfläche abgesucht, um die kürzeste Entfernung zum Knoten auf der Slaveoberfläche zu bestimmen. Damit ist die Berechnung von beliebigen Relativbewegungen der beiden Teilkörper möglich. Diese Methode stellt die genaueste, aber zugleich auch rechenintensivste Vorgehensweise dar. Dies wird unter anderem auch durch die aus Konvergenzgründen notwendige automatische Glättung der Masteroberfläche verursacht, da ansonsten die Slave-Knoten nicht über eventuelle Diskontinuitäten der Masteroberfläche gleiten können. Ferner kann die Finite-Sliding-Methode bei dreidimensionalen FE-Rechnungen nur durch die Berücksichtigung von zusätzlichen Kontaktelementen (Interface-Elemente) angewendet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit kommen sowohl Kontaktmodelle auf Basis des Small-Sliding- als auch Finite-Sliding-Ansatzes zum Einsatz.

## Reibung

Im Zusammenhang mit der Berechnung von Kontaktproblemen ist es oft erforderlich auch Reibungseinflüsse zu berücksichtigen. Hierzu wird häufig der empirische Ansatz nach Coulomb angewendet, der die Berücksichtigung von Haft- und Gleitreibung ermöglicht. Dabei tritt Gleiten mit der Gleitreibungskraft  $F_{GR} = \mu_{GR} \cdot F_n$  ein, wenn der Grenzwert für die Haftreibungskraft  $F_{HR} \leq \mu_{HR} \cdot F_n$  überschritten wird. Da die Reibungskoeffizienten  $\mu_{GR}$  bzw.  $\mu_{HR}$  von zahlreichen Einflussfaktoren (z. B. Werkstoff, Oberfläche, Flächenpressung, Temperatur) abhängig sind, ist die experimentelle Ermittlung der Reibwerte sehr aufwendig. Diese Reibwerte stehen deswegen nur für sehr einfache Anwendungsfälle explizit zur Verfügung. Für die Simulation werden aus diesem Grund meistens Näherungswerte angesetzt, wobei für Haft- und Gleitreibung näherungsweise derselbe Reibwert  $\mu_R$  verwendet wird.

## FE-Modellierung von Gasturbinen

Bei der Simulation von An- und Abfahrvorgängen von Gasturbinen ist es ausreichend, die Beanspruchungen allein aus der Fliehkraft zu betrachten. Zur Beschreibungen der Spannungen im Bereich der Schaufel-Scheibe-Verbindung ist dabei die exakte Modellierung der Turbinenschaufel nicht notwendig. Das zur Berechnung herangezogene ebene FE-Modell für die Gasturbine ist mitsamt den Belastungen und den Randbedingungen in Bild 3.6 dargestellt.

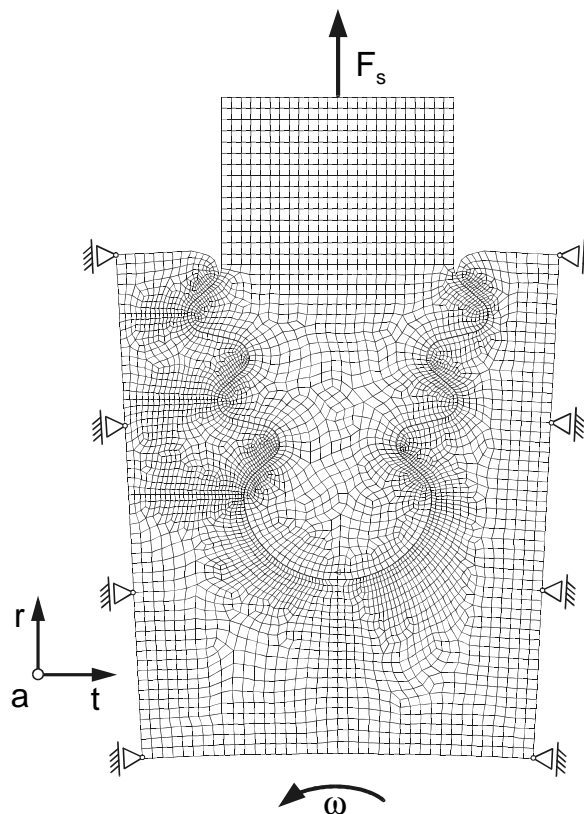


Bild 3.6: FE-Netz Gasturbine

Aus Gründen der Symmetrie von Geometrie und Belastung ist es ausreichend, nur ein Segment der Gasturbine zu berechnen. Der nicht modellierte Teil der Schaufel wird durch eine der Fliehkraftwirkung entsprechende Einzellast  $F_S$  in radialer Richtung berücksichtigt.

### 3.4 FE-Rechnungen an Gasturbinen

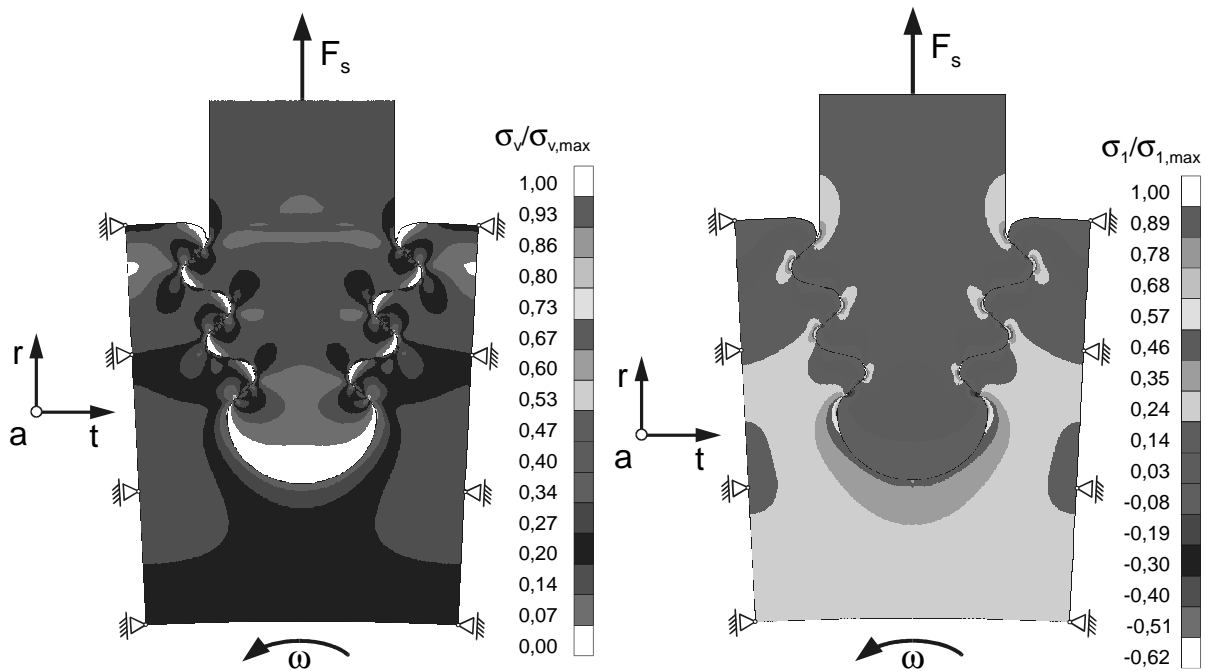
Mit den in diesem Abschnitt beschriebenen Berechnungen werden typische Beanspruchungsverhältnisse von Schaufel-Scheibe-Verbindungen von Gasturbinen dargestellt, die als Referenz bei der Entwicklung eines Modellkörpers herangezogen werden sollen. Sämtliche FE-Analysen wurden mit dem FE-Code ABAQUS 5.8 [82] auf den Servus-Clustern des Rechenzentrums der Universität Stuttgart durchgeführt. Entsprechend der maßgeblichen Temperatur von Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei stationären Gasturbinen werden die Rechnungen bei  $\vartheta = 550 \text{ °C} = \text{const.}$  durchgeführt. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 2\pi \cdot n$  um die Wellenachse sowie die Höhe der Schaufelkraft wurden entsprechend typischer Einsatzbedingungen von Gasturbinen festgelegt.

Für die in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse an Gasturbinen wurde linear-elastisches Werkstoffverhalten vorausgesetzt. Für die Berechnung der Axialspannungen wurde der verallgemeinerte ebene Dehnungszustand unter Vernachlässigung von Wärmedehnungen zugrunde gelegt. In weiteren FE-Analysen konnte gezeigt werden, dass sich auch bei geänderten Voraussetzungen (z. B. elastisch-plastisches Werkstoffverhalten, Berücksichtigung der Wärmedehnungen) keine wesentliche Änderung der prinzipiellen Beanspruchungssituation ergibt.

Die Charakterisierung von mehrachsigen Spannungszuständen kann neben den Lastspannungskomponenten unter anderem auch durch die Vergleichsspannung nach von Mises sowie die größte Hauptspannung erfolgen. Der Vorteil der größten Hauptspannung liegt darin, dass unter Berücksichtigung des Vorzeichens von  $\sigma_1$  eine Identifizierung der höchstbeanspruchten Stelle bzw. der Kontaktbereiche sehr einfach möglich ist.

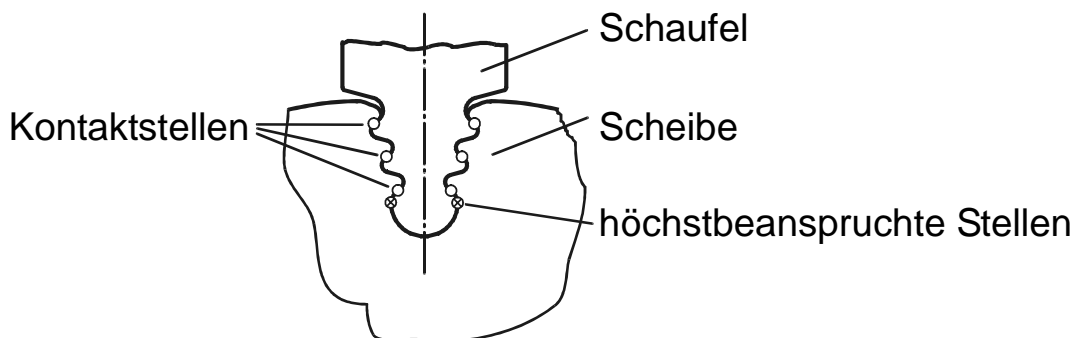
Die auf die jeweiligen Maximalwerte bezogenen Spannungen  $\sigma_v$  bzw.  $\sigma_1$  sind in [Bild 3.7](#) dargestellt. Die drei Kontaktbereiche zwischen Schaufel und Scheibe auf jeder Seite sind einfach zu identifizieren. Die höchste Zugbeanspruchung tritt dabei in der Scheibe etwas unterhalb der unteren Kontaktstelle auf. Für die vorliegende Geometrie- und Belastungskonfiguration ergeben sich vergleichsweise geringe Beanspruchungen in der Schaufel, so dass zunächst einmal von Versagen in der Scheibe auszugehen ist. Allerdings müssen bei der Klärung dieser Frage auch die Festigkeitskennwerte der beiden Werkstoffe in Betracht gezogen werden.





**Bild 3.7:** Vergleichsspannung und 1. Hauptspannung (GT, 550 °C)

Auffällig sind die hohen Spannungsgradienten der Vergleichsspannung und der größten Hauptspannung in tangentialer Richtung an der höchstbeanspruchten Stelle in der Scheibe, während sich in radialer Richtung in der Scheibe nahezu homogene Spannungszustände einstellen. Eine schematische Darstellung der Kontaktbereiche sowie der höchstbeanspruchten Stelle ist in [Bild 3.8](#) veranschaulicht.



**Bild 3.8:** Hochbeanspruchte Stellen und Kontaktbereiche in Schaufel-Scheibe-Verbindungen von Gasturbinen

Die in diesem Abschnitt dargestellte Charakterisierung der Beanspruchung einer Gasturbine stellt eine wichtige Referenz bei der Entwicklung eines Modellkörpers für Schaufel-Scheibe-Verbindungen dar. Die geometrische Gestalt des Modellkörpers sowie die Randbedingungen während der Experimente sind dabei so festzulegen, dass eine möglichst gute Übereinstimmung mit der Beanspruchung der Gasturbine gegeben ist.