

Untersuchung einer kraftschlüssigen Verbindung von Keramiklaufrad und Metallwelle in Kleingasturbinen

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

-Dr.-Ing.-

von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme

der Technischen Universität Berlin

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Ulf Heinrich

aus Gräfenhainichen

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. Siekmann

Berichter: Prof. Dr.-Ing. H. Pucher

Berichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. L. Dorn

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 20. Juni 2002

Berlin 2002

D83

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen an der TU Berlin, untergeordnet dem Institut für Land- und Seeverkehr der Fakultät V -Verkehrs- und Maschinensysteme, und wurde im Rahmen eines von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Forschungsprojekts durchgeführt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher spreche ich für die Überlassung des Themas, für die gewährte fachliche und persönliche Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferats meinen ganz besonderen Dank aus.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. L. Dorn danke ich für die Übernahme des Koreferats und die vielen wertvollen Hinweisen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Siekmann danke ich für seine spontane Bereitschaft zur Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss.

Danken möchte ich auch allen Mitarbeitern und Kollegen des Instituts, sowie den Studierenden, die durch Ihre Arbeit und vielseitige Unterstützung maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Namentlich erwähnen möchte ich an dieser Stelle Herrn Dr.-Ing. B. Schenk, welcher meine Arbeit mit wertvollen Hinweisen unterstützte.

Meinen Familienangehörigen danke ich für die breite Unterstützung meiner Arbeit und die ermunternden Worte in all den Jahren.

U. Heinrich

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	I
1 Einleitung	1
1.1 Keramische Werkstoffe	2
1.2 Zum Fügen von Keramik mit Metall	4
1.3 Keramikwelle-Metallnabe-Verbindung	5
2 Zielsetzung	11
3 Welle/Nabe-Verbindung	13
3.1 Einsatzbedingungen	14
3.2 Funktionsprinzip	17
3.3 Konstruktionsvarianten	19
3.4 Verwendete Werkstoffe	21
3.5 Fertigung und Montage der Teile	25
4 Experimentelle Untersuchungen	33
4.1 Methodik	33
4.2 Torsionsprüfung	35
4.2.1 Torsionsprüfstand	35
4.2.2 Probenaufnahme	37
4.2.3 Versuchsdurchführung und Messdatenerfassung	38
4.3 Axiale Belastungstests	41
4.3.1 Auspressen der Keramikwelle	42
4.3.2 Einpressen der Segmente mit Keramikwelle	43
4.3 Neutronendiffraktometrie	43
4.4 Ultraschalluntersuchung	45

5 Numerische Berechnungsmethoden	47
5.1 Spannungs- und Temperaturfeldberechnung mit der Finite-Elemente-Methode	47
5.1.2 Diskretisierung der Geometrie	48
5.1.2 Randbedingungen und Lasten	50
5.1.3 Reibmodell	52
5.1.3 Kriechmodell	54
5.2 Zuverlässigkeit keramischer Bauteile	60
5.2.1 Versagensverhalten monolithischer Keramik	60
5.2.2 Theorie zum Zuverlässigkeitsnachweis	61
5.2.3 Lebensdauerberechnung	64
5.2.4 Postprozessor CERTUB	65
6 Ergebnisse	67
6.1 Vergleich der Konstruktionsvarianten I und II	67
6.2 Bestimmung der Randbedingungen	71
6.1.1 Experimentelle Spannungsbestimmung	72
6.1.2 Reibungskoeffizienten und Scherspannungen	74
6.3 Variierung der Geometrie	77
6.4 Rechnungs-Messungs-Vergleich	79
6.5 Zeitstandversuche	80
6.6 Bruchmechanische Bewertung	82
6.7 Auslegung der Verbindung für den 3K-Warner Rotor	85
7 Zusammenfassung und Ausblick	91
Literatur	93

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Formelzeichen	Einheit	Physikalische Größe
A	m^2	Fläche
A	gleichungsabh.	Konstante im Kriechgesetz
B	$MPa^2 s$	Risswachstumsparameter
C	gleichungsabh.	Risswachstumsparameter
c_p	$J/(kg K)$	Spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
J	$kg m^2$	Trägheitsmoment
K	$MPa m^{1/2}$	Spannungsintensitätsfaktor
M	Nm	Drehmoment
m		WEIBULL-Modul
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
N		Nortenexponent
n	1/s	Drehzahl
n		Risswachstumsparameter
P	kW	Leistung
p	N/mm^2	Druck
P_f		Ausfallwahrscheinlichkeit
p_F	N/mm^2	Fugendruck
P_S		Überlebenswahrscheinlichkeit
$R_{p0,2}$	N/mm^2	0,2%-Dehngrenze
T	$^{\circ}C$ oder K	Temperatur

t	S	Zeit
t_{kr}	s	Kriechzeit
U	μm	Übermaß
U_{eff}	μm	Effektives Übermaß
V	m^3	Volumen
V_0	m^3	Einheitsvolumen
Y		Geometriefaktor

Griechische Buchstaben

α	1/K	linearer thermischer Ausdehnungs- koeffizient
α_1		Faktor im Richard-Kriterium
Δ		Differenz
ϵ_{kr}		Kriechdehnung
ϵ^*		bezogene Kriechdehnung
$\dot{\epsilon}_{kr}$	m/s	Deformationsgeschwindigkeit
ϕ	rad	1. Rissorientierungswinkel
κ		Isentropenexponent
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
μ_0		Haftreibungsbeiwert
μ_G		Gleitreibungsbeiwert
ν		Querkontraktionszahl
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	MPa	Normalspannung
σ_0	MPa	1. WEIBULL-Parameter
σ_{Ieq}	MPa	äquivalente Modus-I-Spannung
σ_B	MPa	Biegefestigkeit
$\dot{\sigma}$	MPa/s	Lastrate
τ_{krit}	MPa	kritische Scherspannung
φ	rad	2. Rissorientierungswinkel

Indizes, Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt
3	Turbineneintritt
I	Modus-I-Beanspruchung
II	Modus-II-Beanspruchung
III	Modus-III-Beanspruchung
a	Außen
c	kritisch
eq	äquivalent
f	Versagen (failure)
F	Fügestelle
HPSN	Heißgepresstes Siliziumnitrid
i	Innen
K	Keramik
kr	Kriechen
L	Luft
N	Nabe
O	Oberfläche
R	Rutschmoment
S	Segmente
th	Thermisch
T	Turbine
V	Verdichter
V	Volumen
Y_1	Geometriefaktor
x,y,z	Koordinaten im kartesischen Koordinatensystem

1 Einleitung

Eine wesentliche Maßnahme zur Erhöhung des Wirkungsgrades von Kleingasturbinen ist die Anhebung der Prozesstemperatur bei gleichzeitigem Einsatz eines Abgaswärmetauschers. Die dabei angestrebten Turbineneintrittstemperaturen von $T_3 > 1200$ °C sind bei Verwendung metallischer Bauteile nur mit Kühlung derselben zu realisieren. Aus ökonomischen und technologischen Gründen ist bei Kleingasturbinen die Luftkühlung von heißgasführenden Komponenten, z.B. die Schaufelinnenkühlung oder die Schaufelfilmkühlung, wie sie bei Großgasturbinen eingesetzt wird, nicht sinnvoll bzw. möglich [72]. Deshalb werden teilweise metallische durch keramische Werkstoffe - mit ihren hervorragenden Hochtemperatureigenschaften - substituiert, wo heißgasführende Bauteile nicht durch Kühlung vor thermomechanischer Überlastung geschützt werden können. Mit der Verwendung von Keramik als Konstruktionswerkstoff für Hochtemperaturanwendungen werden allerdings neue Probleme aufgeworfen, die vom Versagensverhalten dieses Werkstoffs über die Gestaltung einer zuverlässigen Konstruktion bis zur Fertigungstechnologie keramischer Bauteile reichen. Die enormen Schwierigkeiten, die mit der Entwicklung einer keramischen Kleingasturbine einher gingen bzw. gehen, verdeutlicht alleine schon die Dauer des weltweit vorangetriebenen Forschungsprozesses von über einem Vierteljahrhundert, bevor erste Aggregate für den Testbetrieb in Feldversuchen kommerziell vertrieben werden konnten [28]. Die keramische Kleingasturbine besteht nicht vollständig aus keramischen Bauteilen, da das nicht nur einen höheren Risikofaktor bezüglich der Zuverlässigkeit des Aggregats darstellen, sondern auch höhere Herstellungskosten verursachen würde. Daraus leitet sich die konstruktiv anspruchsvolle Aufgabe ab, Verbunde metallischer und keramischer Komponenten für Hochtemperaturanwendungen zu realisieren, da sich die thermischen und mechanischen Eigenschaften der keramischen Werkstoffe oft stark von denen der metallischen unterscheiden. Der Rotor einer keramischen Kleingasturbine ist eines der thermomechanisch am höchsten beanspruchten Bauteile und kann z.B. als Verbund eines keramischen Turbinenlaufrads mit einer metallischen Welle ausgeführt werden. Hierfür wird eine geeignete Verbindung des keramischen Turbinenlaufrads mit der metallischen Welle benötigt, die auch bei relativ hohen Drehzahlen und Temperaturen

das erforderliche Drehmoment noch sicher übertragen kann. Die Entwicklung einer solchen Welle/Nabe-Verbindung setzt neben der Beherrschung des Fügeprozesses und der Beanspruchungsanalyse auch die Kenntnis der mechanischen und physikalischen Eigenschaften der Keramik und die Berücksichtigung ihres Versagensverhaltens voraus.

1.1 Keramische Werkstoffe

Der Einsatz technischer Keramik, die auch als Hochleistungskeramik bezeichnet wird, gewann - im Gegensatz zur Gebrauchs- und Baukeramik - erst in den letzten Jahrzehnten zunehmend an Bedeutung. Weltweit wurden im Jahr 1996 ca. 140 Mrd. DM für keramische Produkte ausgegeben [2]. Der Marktanteil der technischen Keramik betrug davon ca. 18 % [3], wobei Japan und die USA mit ca. 70 % Weltmarktanteil die Produktion dominieren. Die technische Keramik wird häufig in die sogenannte Funktionskeramik und die Strukturkeramik eingeteilt. Gemessen am Umsatz beträgt der Anteil der Strukturkeramik, die manchmal auch als Konstruktionskeramik bezeichnet wird, nur ca. 20 % der gesamten technischen Keramik.

Die gezielte Ausnutzung bestimmter physikalischer Eigenschaften steht bei der Funktionskeramik im Vordergrund, wie z.B. geringe elektrische bzw. thermische Leitfähigkeit oder optische und magnetische Eigenschaften (Isolatoren, Mehrschichtkeramik-Kondensatoren, Sichtfenster). In den Bereichen Elektrotechnik und Elektronik werden ca. 80 % [4] der Hochleistungskeramik umgesetzt. Für den Einsatz von Strukturkeramik als Konstruktionswerkstoff sprechen vorrangig die hohe Festigkeit bei hohen Temperaturen, die gute Abractions- und Korrosionsbeständigkeit wie auch die geringe Dichte. Dies sind Eigenschaften, wie sie für den Konstrukteur von maßgebender Bedeutung bei seinem Entwurf sein können. Nachteilig sind vor allem die große Sprödigkeit, die große Streuung der mechanischen Eigenschaften und die gegenüber Metallen vergleichsweise geringe Zugfestigkeit im unteren Temperaturbereich. Die Endbearbeitung ist zumeist nur durch Schleifen zu realisieren und deshalb sehr kostenintensiv [5].

Strukturkeramik

Die Strukturkeramik findet als Konstruktionswerkstoff bevorzugt dort Verwendung, wo ihr Einsatz zwingend erforderlich ist, um Produkte weiter entwickeln oder überhaupt erst verwirklichen zu können. Sollen Werkstoffe durch den Einsatz von Strukturkeramik substituiert werden, um technische Verbesserungen

in kleinerem Umfang zu erzielen, dann steht sie über das Kosten/Nutzen-Verhältnis in harter Konkurrenz zu den metallischen Werkstoffen, die in der Regel preiswerter zu bearbeiten sind. In den achtziger Jahren wurde das Anwendungspotential der Konstruktionskeramik im Automobilbau deutlich überbewertet. Neben den Bemühungen um den sogenannten adiabaten Motor durch keramische Oberflächen der brennraumbegrenzenden Bauteile wurden unter anderem Kolbenbolzen, Ventildfederteller, Turboladerrotoren und Ventile aus Keramik hergestellt und erprobt. Außer dem erfolglosen Bemühen um den adiabaten Motor [1] setzten hohe Herstellungskosten und die unzureichende Zuverlässigkeit der Bauteile aus Strukturkeramik dieser forcierten Entwicklungsarbeit im Automobilbau bald ein Ende. Dennoch sind keramische Werkstoffe für den Einsatz im Kraftfahrzeug, z.B. für die Lambda-Sonde, als Trägermaterial für Katalysatoren oder für Partikelfilter von großer Bedeutung, einmal abgesehen vom Isolator der Zündkerze, der ältesten Keramikanwendung im Automobil.

Sehr gut bewährt haben sich keramische Konstruktionswerkstoffe dort, wo die Standzeiten stark verschleißender Bauteile bzw. Werkzeuge deutlich erhöht werden oder wo stark korrosiven Medien zu begegnen ist. Gleitringdichtungen [34], Wälzlager [35], Bearbeitungswerkzeuge der metallverarbeitenden Industrie (z.B. Schweißzentrierstifte [12]) oder Düsen in der Textilindustrie [36] gehören zu jenen keramischen Bauteilen, die nach dem heutigen Stand der Technik industriell gefertigt und kommerziell vertrieben werden und in diesen speziellen Anwendungsgebieten entscheidende Verbesserungen, z.B. 10-100 fache Standzeiten, mit sich bringen.

In Gasturbinen wird die hervorragende Hochtemperaturfestigkeit keramischer Werkstoffe genutzt. Mit der Zweiwellen-Rekuperativ-Gasturbine CGT 302 (300 kW Nennleistung) konnte dank heißgasführender Bauteile aus Keramik über kurze Zeit eine Turbineneintrittstemperatur $T_3=1396^\circ\text{C}$ gefahren und ein Wirkungsgrad von 42,1% (Wellenleistung 322 kW) erreicht werden [27]. Die Standzeit der keramischen Turbinenlauf- und -leiträder der 331-200(CT) APU (auxiliary power unit) zu erhöhen, ist das Ziel der Feldversuche in der Boeing 757 und 767 sowie im Airbus 300 und 310 [28]. Im Forschungsstadium befinden sich Gasturbinen im Leistungsbereich von 2,5 bis 8 MW [29-32], bei denen keramische Bauteile eingesetzt werden, um unter anderem die erforderlichen Kühlluftmengen zu reduzieren.

Zukünftig sollen sogenannte EBC's (environmental barrier coatings) die nicht-oxidische Keramik Si_3N_4 vor Oxidation schützen [29, 33]. Mit TBC's (thermal barrier coatings) beschichtete Turbinenschaufeln wurden bei einer Heissgastemperatur von $T_3=1700^\circ\text{C}$ erfolgreich getestet [37].

1.2 Zum Fügen von Keramik mit Metall

Eine Einteilung in verschiedene Verfahren zum Fügen von Keramik- mit Metallteilen wird - in Anlehnung an die DIN 8593 ([21])- in [13] vorgenommen. Unterteilt werden in dieser Norm die Verfahren in acht Gruppen, mit deren Anwendung sich eine formschlüssige, kraftschlüssige oder stoffschlüssige Verbindung der Teile erzeugen lässt.

- Zusammensetzen
- Füllen
- Anpressen, Einpressen
- Urformen (z. B. Eingießen, Einbetten)
- Umformen
- Schweißen
- Löten
- Kleben

Bei den hohen Betriebstemperaturen eines Turbinenlaufrads differieren die thermisch bedingten Dehnungen von Metall und Keramik beträchtlich, was bei den stoff- und kraftschlüssigen Verbindungen zu Wärmespannungen innerhalb der Fügezone führt. Der in **Abb. 1.1** nach den Gesetzen der linearen Statik (keine plastischen Verformungen) berechnete Spannungsverlauf veranschaulicht die Problematik hoher Wärmespannungen.

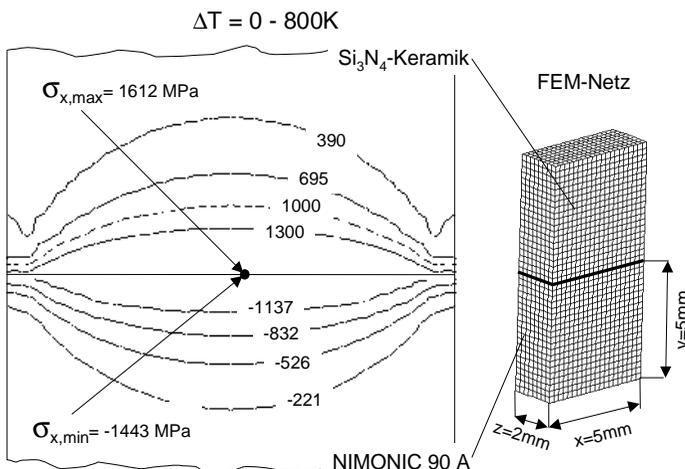


Abbildung 1.1: Thermospannungen in der Fügestelle

Für diese rechnerische Simulation wurde ein Quader aus einer Si_3N_4 -Keramik mit einem Quader aus dem Werkstoff NIMONIC 90 A an der 2×5 mm großen Fügefläche fest verbunden (d.h. ohne jede Zwischenschicht bzw. Gleiten der Kontaktflächen) und dieser Verbund dann mit 800 K Temperaturerhöhung beaufschlagt. Mittig auf der keramischen Fügefläche befindet sich der Ort der maximalen Zugspannung ($\sigma_x = 1612$ MPa), die bei jeder handelsüblichen monolithischen Keramik spontanes Versagen hervorrufen würde.

Die Vor- und Nachteile der einzelnen Fügeverfahren hinsichtlich der Herstellungskosten und ihrer Eignung sind generell im Zusammenhang mit dem speziellen Anwendungsfall zu betrachten. Die Vorzüge bzw. Mängel formschlüssiger, stoffschlüssiger bzw. kraftschlüssiger Welle/Nabe-Verbindungen unter dem Aspekt ihrer Eignung für den Einsatz in keramischen Kleingasturbinen werden daher nachfolgend an konkreten Beispielen, die aus der Literatur bekannt sind, erläutert.

1.3 Keramikwelle-Metallnabe-Verbindung

Der Formschluss eignet sich hervorragend zum Übertragen großer Kräfte und Momente. Je nach der Art der Ausführung lassen sich durch Fügen bedingte Eigenspannungen in den Bauteilen annähernd bzw. völlig vermeiden. Die Fertigung der ineinandergreifenden Formen und die Fixierung der Teile erfordern einen hohen Aufwand, insbesondere wenn es sich um so harte Werkstoffe wie Keramik handelt. Kerben im keramischen Bauteil müssen wegen fehlender Duktilität unbedingt vermieden werden. Eine mögliche formschlüssige Welle/Nabe-Verbindung stellt ein P3G-Polygon nach DIN 32711 dar, das in [22] näher untersucht wurde. Die axiale Festlegung des Laufrads gestaltet sich schwierig. Durch die Gestalt des Polygonquerschnitts wird sich bei sehr hohen Drehzahlen zwar kein unrunder Lauf, aber dennoch eine über dem Umfang ungleichmäßige Werkstoffbeanspruchung ergeben. Es wurde keine Literatur gefunden, in der eine formschlüssige Anbindung des keramischen Laufrads einer Kleingasturbine oder eines Turboladers an die metallische Welle beschrieben wird.

Stoffschluss wird durch Kleben, Schweißen oder Löten realisiert. Da sich das Lot bzw. der Kleber sehr gut an die Kontur des Grundwerkstoffs anpasst, werden Fertigungstoleranzen sehr gut kompensiert, weswegen die in Kontakt stehenden Flächen ein gutes Tragverhalten aufweisen. Das Löten von keramischen mit metallischen Bauteilen hat sich für viele Anwendungen bewährt und ist relativ kostengünstig, wenn langwierige thermische Vor- und Nachbehand-

lungen der gefügten Teile zur Reduzierung von Eigenspannungen entfallen können. Dass das Gefüge der Lötnaht nicht nur vom eingesetzten Lot, sondern auch durch die Grundwerkstoffe beeinflusst wird, wurde anhand von metallographischen Untersuchungen an Si_3N_4 -Lötverbindungen gezeigt, auf die in [14] hingewiesen wird. Nimmt man die Einflussfaktoren, wie Löttemperatur, Haltezeit der Temperatur und Abkühlgeschwindigkeit sowie die Vor-und/oder Nachbehandlung der Lötverbindungen hinzu, dann ergibt sich eine große Menge an Kombinationsmöglichkeiten, welche die Festigkeit der Keramik bzw. die Kraftübertragung beeinflussen. Die Eigenspannungen, die innerhalb der Fügezone nach dem Löten vorherrschen, sind von vielen Faktoren abhängig, so dass ihre Berechnung nur in speziellen Fällen bzw. nur näherungsweise möglich ist. Werden große Wärmedehnungen durch hohe Temperaturdifferenzen erwartet, dann müssen Zwischenschichten die hohen Scherspannungen begrenzen.

In Lötverbindungen werden innerhalb der Keramik Druckeigenspannungen durch das Abkühlen nach dem Lötvorgang hervorgerufen. Dennoch sind die mechanischen Wechselbeanspruchungen durch Thermozyklen problematisch und müssen, z.B. durch Metalle mit geringem Ausdehnungskoeffizienten oder elastische Zwischenschichten, reduziert werden.

In Abgasturboladern und in Kleingasturbinen finden heutzutage Lötverbindungen an Stellen Anwendung [23-25, 38], die Temperaturen von max. 500 °C im stationären Betrieb ausgesetzt sind.

Durch Kraftschluss lassen sich einfache Quer- oder Längspressverbindungen verwirklichen. Die übertragbaren Kräfte bzw. Momente sind durch den Anpressdruck und den Reibungskoeffizienten bzw. die maximal ertragbare Scherspannung begrenzt. Durch das Abgleiten der Flächen gegeneinander können Spannungen abgebaut werden. Einige der in der Fachliteratur vorgestellten kraftschlüssigen Verbindungskonzepte werden nachfolgend dargestellt und kurz erläutert.

Die in **Abb. 1.2** dargestellte Verbindung wurde im Rahmen der Forschungsarbeiten zur AGT 100 (advanced gas turbine) [15] angewendet. Für den Einsatz von Rotoren aus dem Werkstoff Siliziumkarbid, der eine sehr gute Wärmeleitfähigkeit besitzt, wurde eine Pressverbindung entwickelt, die über eine thermische Isolierung zwischen dem keramischen Wellenansatz und der metallischen Nabe verfügt. Da es zu Brüchen am keramischen Wellenansatz kam, wurde die Einspannung in der Welle elastischer gestaltet. Die Rotoren wurden bei Drehzahlen bis zu 69.000 min^{-1} und Turbineneintrittstemperaturen

bis zu $T_3=1080$ °C geprüft.

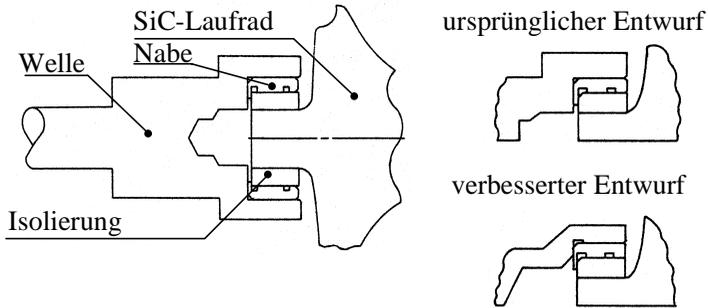


Abbildung 1.2: Pressverbindung mit Isolierschicht (AGT 100) aus [15] entnommen

Für den Folgetyp AGT 101 wurde eine maximale Turbineneintrittstemperatur von $T_3 = 1371$ °C und eine maximale Drehzahl von 100.000 min^{-1} angestrebt. Turbinenseitig wurde eine Luftlagerung verwendet, die auf der Hohlwelle des keramischen Radialturbinenrades sitzt (**Abb. 1.3**). Diese Anordnung ist konstruktiv sehr aufwendig und erfordert die Entnahme von verdichteter Luft. Bei der Verwendung von Hohlwellen besteht die Gefahr, dass sich sowohl am inneren als auch am äußeren Umfang durch Biegebeanspruchungen in der Welle Zugspannungsbereiche ausbilden [26], die es zu vermeiden gilt.

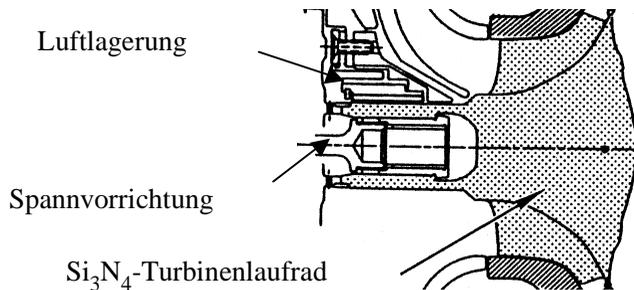


Abbildung 1.3: Luftlagerung des keramischen Turbinenlaufrads (AGT 101) aus [16] entnommen

Vor Einführung des Abgas-Katalysators für Ottomotoren sollten, kombiniert mit Magerbetrieb, mit Abgasturboaufladung günstigere Verbrauchswerte erreicht werden, was aber gleichzeitig zu höheren Abgastemperaturen führt [17]. Deshalb wurden keramische Turbinenlaufräder entwickelt, die $T_3 = 1230 \text{ °C}$ widerstehen sollten. Diese Laufräder wurden mit einer integrierten Welle gefertigt, auf die am anderen Ende das Verdichterlaufrad mittels Kegel aufgespannt wurde (**Abb. 1.4**).

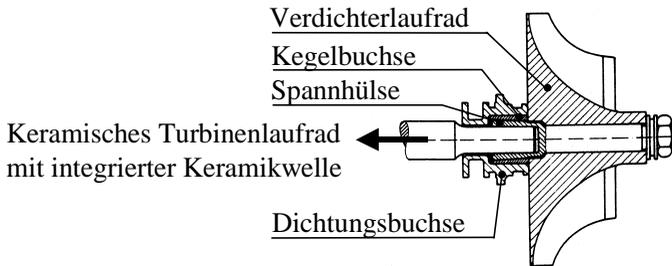


Abbildung 1.4: Keramische Welle mit aufgespanntem Verdichterlaufrad [17]

Weil in diesem Projekt Rotoren aus Siliziumkarbid zu verwenden waren, war es vorteilhaft, dass die Verbindung zwischen Keramik- und Metallbauteil in den kälteren Bereich der Welle gelegt wurde. Andererseits ist die Herstellung des Laufrads mit integrierter Welle generell schwieriger und teurer als die Fertigung eines Laufrads als Einzelteil. Die Lagerung der keramischen Welle ist problembehaftet und das Bruchrisiko des keramischen Bauteils wird sich im Fall der integrierten Welle erhöhen.

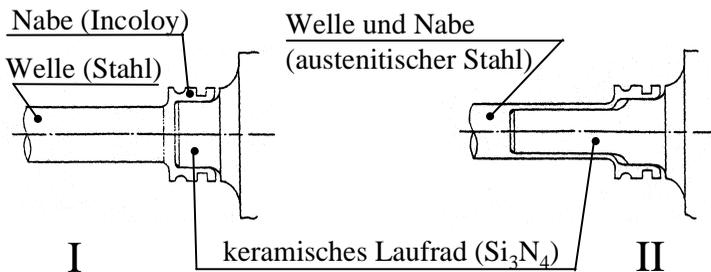


Abbildung 1.5: Preßverbindungen zwischen keramischem Wellenansatz und metallischer Nabe aus [18] entnommen

Die in **Abb. 1.5** gezeigten konventionellen Pressverbindungen sind für den Einsatz in Turboladern konzipiert worden [18]. Mit numerischen und experimentellen Methoden wurde die maximale Temperatur, die sich in der Verbindung im stationären Betrieb bei einer Turbineneintrittstemperatur von 1100 °C einstellt, mit ca. 400°C festgestellt. Weil die Prüfkriterien zufriedenstellend erfüllt und die Fertigungskosten relativ gering sind, kam in den entwickelten Turboladern die Variante I zur praktischen Anwendung. Die Forderung nach moderater Flächenpressung bei Raumtemperatur und die Notwendigkeit einer hohen Vorspannung der Pressverbindung, um über dem gesamten Einsatztemperaturbereich ausreichend hohe Kontaktdrücke zu gewährleisten, sind allerdings konträr.

Beim sogenannten “metal full filling“-Verfahren wird zwischen den keramischen Wellenansatz und der metallischen Nabe ein duktiles Füllmaterial mit einem hohen Ausdehnungskoeffizienten eingebracht [19]. Dadurch wird der Anpressdruck auch bei hohen Temperaturen aufrecht erhalten. Die aus [20] entnommene schematische Darstellung zeigt eine mögliche Ausführungsform (**Abb. 1.6**). Offensichtlich würde im vorliegenden Fall, durch die Expansion des Füllmaterials, der keramische Wellenansatz in axialer Richtung auf Zugspannung beansprucht werden. Deshalb wurde in [20] ein einfacher Ringspalt mit einem Füllwerkstoff in der Form einer Hülse ausgefüllt, was aber ungünstig für den Kraftfluss ist.

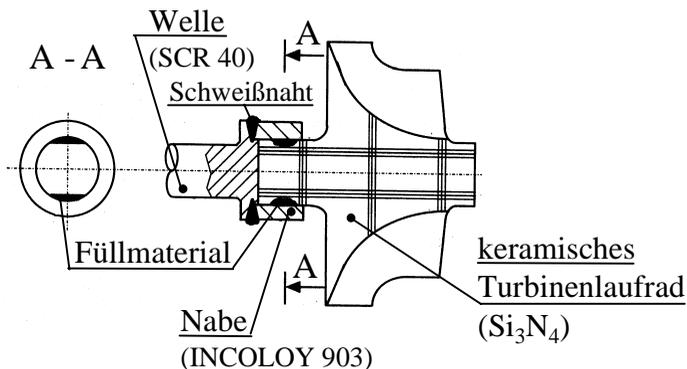


Abbildung 1.6: Pressverbindung mittels dem Verfahren “metal full filling“ [19], (Skizze nach [20])

Schließlich finden sich in den Patent- bzw. Offenlegungsschriften [39-42] weitere Ideen und Konzepte, die gleichfalls einen verhältnismäßig hohen Bau-

aufwand erfordern oder prinzipbedingt nur einen relativ geringen Einsatztemperaturbereich abdecken.

Weil das Bestreben, höhere Turbinenwirkungsgrade zu erzielen, unter anderem höhere Prozesstemperaturen erfordert, muss die Welle/Nabe-Verbindung diesen höheren Temperaturen standhalten können oder es muss eine intensive, forcierte Kühlung dieser Verbindung realisiert werden. Da die Kühlluft dem Prozesskreislauf entnommen wird, mindert dies wiederum den Gesamtwirkungsgrad des Aggregats, weshalb ein minimaler Kühlluftbedarf anzustreben ist.

Forschungsbedarf wird in der Entwicklung und Prüfung einer neuartigen kraftschlüssigen Welle/Nabe-Verbindung für Kleingasturbinen und Turboladerrotoren gesehen, die bis zu einer lokalen Spitztemperatur von 800°C und Drehzahlen von 150.000 min^{-1} (500 m/s Umfangsgeschwindigkeit) funktionsfähig bleibt.

2 Zielsetzung

Mit numerischen und experimentellen Methoden ist eine neuartige, kraftschlüssige Welle/Nabe-Verbindung zu untersuchen, die geeignet erscheint, ein keramisches Turbinenlaufrad einer Kleingasturbine funktionssicher mit einer metallischen Welle zu verbinden. Im Vordergrund soll die Methodik der Auslegung dieser Welle/Nabe-Verbindung stehen, für die konventionelle Richtlinien nicht geeignet sind. Diese Auslegung soll den besonderen mechanischen Eigenschaften der monolithischen Keramik, den hohen Betriebstemperaturen und dem Wirkprinzip der Verbindung Rechnung tragen, um einen zuverlässigen Einsatz des thermomechanisch hochbeanspruchten Rotors der Kleingasturbine über viele tausend Betriebsstunden zu gewährleisten.

Experimentelle Arbeiten (Kap. 4) sollen - in einem ersten Schritt - der Bestimmung von Randbedingungen dienen, die für die FE-Analyse benötigt werden. Dazu gehören die Ermittlung von Reibungskoeffizienten, der maximal ertragbaren Scherspannungen und der Höhe des effektiv wirksamen Übermaßes der Nabe [siehe Kap. 5]. In einem zweiten Schritt sollen Torsionsprüfungen der nichtrotierenden, isotherm aufgeheizten Welle/Nabe-Verbindung die experimentellen Ergebnisse für einen Rechnungs-Messungs-Vergleich liefern [Kap. 6].

Parallel zu den experimentellen Arbeiten sollen umfangreiche FE-Berechnungen zur Bewertung der experimentellen Ergebnisse durchgeführt werden. Sukzessive ist das FE-Analysemodell um die Berücksichtigung von Anisotropie der Reibungskoeffizienten, plastisches Materialverhalten, Drehmomentbelastung, Fliehkraft und inhomogene Temperaturverteilung zu erweitern. Das Kriechverhalten der metallischen Komponenten soll anschließend in die Rechnungen einbezogen werden, um die Vorhersage des maximal übertragbaren Drehmoments für lange Betriebszeiten zu ermöglichen.

Wegen der thermisch induzierten Zugspannungen im keramischen Wellenansatz ist ein Zuverlässigkeitsnachweis für die keramische Komponente der kraftschlüssigen Welle/Nabe-Verbindung erforderlich. Dieser

Zuverlässigkeitsnachweis basiert auf einer bruchstatistischen Theorie und wird programmtechnisch mit Hilfe des Postprozessors CERTUB (Ceramic Evaluation Reliability Technical University Berlin) umgesetzt.

Abgeschlossen werden sollen die Arbeiten mit einer exemplarischen Auslegung der Welle/Nabe-Verbindung für den Turboladerrotor K26 der Firma 3K-Warner. Es ist mittels der FE-Simulation nachzuweisen, dass ein geforderetes Drehmoment von ca. 2 Nm bei einer maximalen Rotordrehzahl von 150.000 min^{-1} (ca. 500 m/s maximale Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenlaufrads) und inhomogener Temperaturverteilung über 10.000 Betriebsstunden sicher übertragen wird.

3 Welle/Nabe-Verbindung

Für den zuverlässigen Betrieb einer funktionstüchtigen keramischen Hochtemperatur-Kleingasturbine ist die Beherrschung der Verbindung zwischen dem keramischen Wellenzapfen des Turbinenlaufrads und der metallischen Nabe am Ende der metallischen Welle (**Abb. 3.1**) notwendig.



Abbildung 3.1: Metallische Welle und keramisches Turbinenlaufrad

Wegen der gegenüber Metallen besonderen mechanischen Eigenschaften monolithischer Keramiken ist eine sogenannte keramikgerechte Konstruktion erforderlich, wofür in der Literatur spezielle Gestaltungsrichtlinien vorgeschlagen werden (z.B. [13, 7]). Die Druckfestigkeit monolithischer Keramik ist um ein Vielfaches höher als ihre Zugfestigkeit, wodurch eine konventionelle kraftschlüssige Verbindung mit einer keramischen Nabe im Laufrad und der metallischen Welle unzweckmäßig ist. Andererseits sinkt die Tragfähigkeit einer Pressverbindung zwischen einer metallischen Nabe am Wellenende und dem keramischen Wellenansatz (Si_3N_4) mit steigenden Temperaturen, da der Ausdehnungskoeffizient der Keramik je nach Temperaturbereich um ca. das Drei- bis Vierfache geringer ist als der von hochwarmfesten metallischen Legierungen (s. **Abb. 3.8**). Zusätzlich nachteilig sind die Wirkungen der hohen mechanischen Beanspruchungen dieser Verbindung, da sich den Zentripetalkräften die resultierenden Kräfte aus der Pressung überlagern, wodurch - insbesondere bei hohen Betriebstemperaturen - die Dehngrenze des metallischen Werkstoffs der

Nabe überschritten werden kann. Dennoch ist der Einsatz kraftschlüssiger Verbindungen sowohl hinsichtlich der Anforderungen an eine automatisierte Fertigung und Montage und damit wirtschaftlicher Produktion als auch im Hinblick auf ihre geringe Baugröße von Interesse.

3.1 Einsatzbedingungen

Die Auslegung einer Keramikwelle-Metallnabe-Verbindung erfordert die Analyse der zu erwartenden Beanspruchung, der sie in der Kleingasturbine unterworfen wird. Es steht im Rahmen dieser Arbeit kein konkretes Kleingasturbinen-Aggregat im Mittelpunkt der Untersuchungen, sondern die Auslegung orientiert sich exemplarisch am Turbolader K26 der Firma 3K-Warner (vormals KKK-AG). Die **Abb 3.2** zeigt ein Schnittmodell des K26 hier noch mit dem metallischen Turbinenlauf-rad im innen gelb gestrichenen Turbinengehäuse.

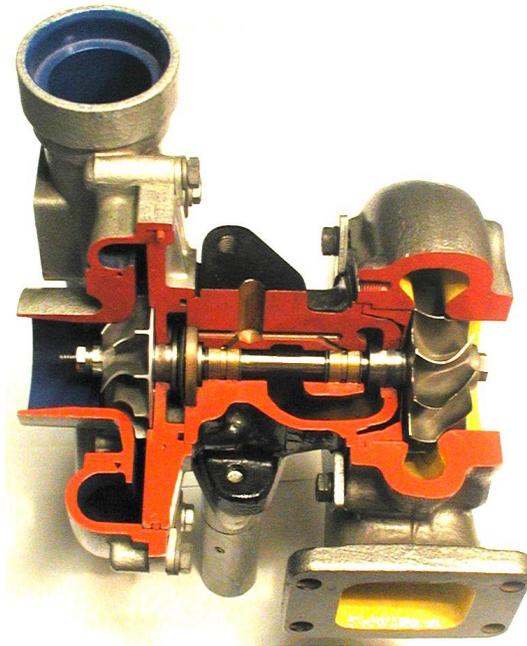


Abbildung 3.2: Schnittmodell des Turboladers K26

Wesentlich für die Wahl des K26 war die gute Kenntnis der Geometrie des Rotors und seiner thermischen Beanspruchung aus einem Vorprojekt der For-

schungsstelle [47]. Für eine gefahrene Turbineneintrittstemperatur von 1200°C war eine gute Abschätzung der Temperaturverteilung in der Verbindung und der Welle mit Hilfe der Anlassfarben möglich (**Abb. 3.3**), wozu zuvor im Ofen ausgelagerte Probestücke des gleichen Werkstoffs (42 CrMo4V) zur Auswertung herangezogen wurden. Danach ergibt sich am äußeren Umfang der Welle, zum turbinenseitigen Wellenende hin, eine Temperatur von 580°C , die innerhalb der Verbindung in axialer Richtung auf 480°C abfällt. Bemerkenswert ist auch die hohe Temperatur von ca. 500°C auf der gegenüberliegenden Seite der ölgeschmierten Gleitlagerung, was den starken Wärmefluss durch die Welle verdeutlicht.

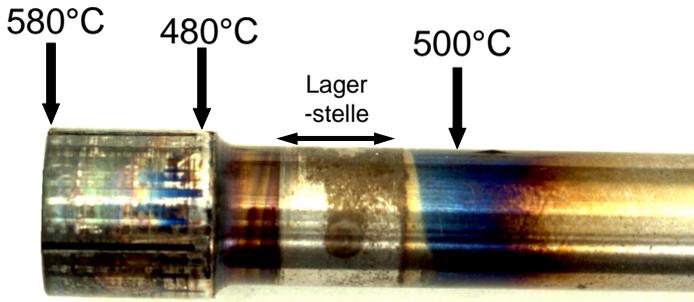


Abbildung 3.3: Anlassfarben am turbinenseitigen Ende der Welle (Variante I)

Das von der Welle/Nabe-Verbindung zu übertragende Moment wird im Turbolader K26 im Wesentlichen durch die vom Verdichterrad aufgenommene mechanische Leistung bestimmt. Zusätzlich summieren sich das Beschleunigungsmoment entsprechend dem axialen Trägheitsmoment $J_{\text{axial}} \approx 4,4 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^2$ des Verdichterlaufrads bei der Beschleunigung des Rotors und das durch den Reibungswiderstand der Lager (Verlustleistung) erzeugte Moment. Demnach errechnet sich das an der Turbine abgegriffene Drehmoment nach Gl. 3.1 zu

$$M_{\text{Turbine}} = \frac{P_{\text{Verdichter}}}{2\pi n} + J_{\text{axial}} 2\pi \frac{dn}{dt} + \frac{P_{\text{Lagerverluste}}}{2\pi n} \quad (3.1)$$

Zur Berechnung der vom Verdichter abgeforderten Leistung nach Gl. 3.2 wird im Verdichterkennfeld die - bezogen auf den Wirkungsgrad - optimale Betriebslinie eingezeichnet. Entlang dieser können der jeweilige Massenstrom \dot{m} , das Verdichterdrukverhältnis p_2/p_1 und der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{\text{is},V}$

für gegebene Drehzahlen dem Verdichterkennfeld entnommen werden.

$$P_{\text{Verdichter}} = \frac{\dot{m} c_{p,L} T_1}{\eta_{\text{is,V}}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] \quad (3.2)$$

Die spezifische Wärmekapazität $c_{p,L}$ und der Isentropenexponent κ_L der Luft werden als konstant angenommen. Zur Vereinfachung werden die Temperatur T_1 und der Druck p_1 am Verdichtereintritt der Referenztemperatur T_0 bzw. dem Referenzdruck p_0 gleich gesetzt. Bei einer Drehzahl von $150\,000\text{ min}^{-1}$ wird vom Verdichter die maximale Wellenleistung von 28 kW aufgenommen.

Das Drehmoment, welches von der Welle/Nabe-Verbindung übertragen werden soll, ist in **Abb. 3.4** über der Drehzahl aufgetragen.

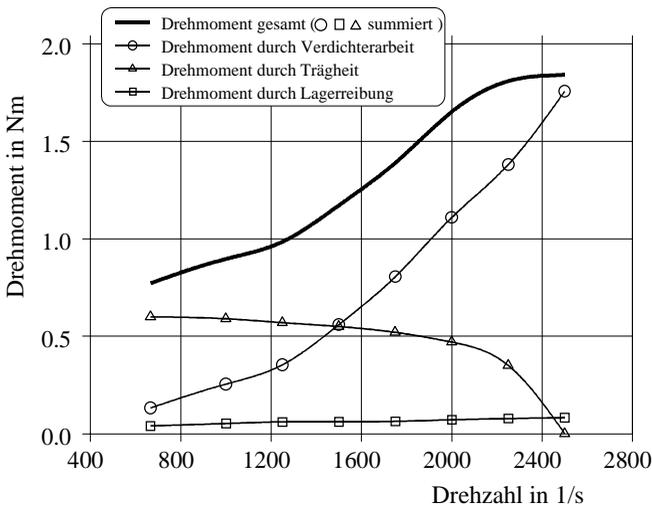


Abbildung 3.4: Beanspruchung der Welle/Nabe-Verbindung im K26

Das Trägheitsmoment wirkt nur in den Phasen, während derer der Rotor beschleunigt wird, und ist hauptsächlich durch die Trägheit des Verdichterlauf-rads (äußerer Durchmesser $d=65\text{ mm}$) bedingt. Vernachlässigt werden kann das Trägheitsmoment der Welle. Die Zeit, in welcher der gesamte Rotor auf die maximale Drehzahl von $150\,000\text{ min}^{-1}$ (2500 1/s) beschleunigt wird, wird

mit $t=3$ s angesetzt [17].

Wird anstelle eines Turboladeraggregats eine Kleingasturbine betrachtet, teilt sich die vom Turbinenlaufrad eingetragene Wellenleistung in die Verdichterleistung und die Nutzleistung auf. Beschleunigungsverhalten, Drehzahl, Verdichterdruckverhältnis und Baugröße werden nach der Auslegungsstrategie an jeweilige Erfordernisse des Nutzers angepasst. Die Auslegung der Welle/Nabe-Verbindung unterscheidet sich jedoch generell nicht von der für einen thermomechanisch hoch beanspruchten Turbolader.

3.2 Funktionsprinzip

Das Funktionsprinzip der neuartigen Keramikwelle-Metallnabe-Verbindung basiert auf der Idee, die in [8] für einen ebenen Spannungszustand (2D) vorgestellt wurde und bereits Verwendung bei Heißgasschleudertests keramischer Scheiben fand [9, 10]. Bei dieser Verbindung werden die verschiedenen großen Dehnungen zwischen Keramik und Metall durch Segmente kompensiert, die zwischen metallischer Nabe und keramischer Welle angeordnet sind (**Abb. 3.5**).

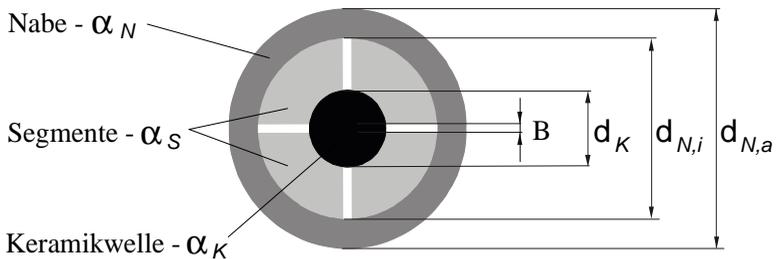


Abbildung 3.5: Aufbau der Welle/Nabe-Verbindung nach [11]

Die Schlitz zwischen den Segmenten dienen der Unterbrechung des Kraftflusses innerhalb der Segmente in tangentialer Richtung, wodurch ein Abstützeffekt verhindert und der Kraftfluss in radialer Richtung von der Nabe über die Segmente zur keramischen Welle gewährleistet wird. Die Segmente werden am Außendurchmesser mit einem Übermaß gefertigt, das die für den Kraftschluss notwendige Pressung realisiert. Der Fugendruck p_F in der Kontaktzone der Segmente und der keramischen Welle soll im Idealfall über den

Einsatztemperaturbereich konstant bleiben, um eine Verringerung des von der Welle/Nabe-Verbindung übertragbaren Drehmoments zu verhindern. In diesem Fall dürfen keine zusätzlichen radialen Kräfte in den Fügeflächen durch die thermischen Dehnungen der Nabe, der Segmente und der keramischen Welle hervorgerufen werden, d.h. die Differenz aus der Summe der radialen thermischen Dehnungen u_{th} der keramischen Welle mit den umgebenden Segmenten und der Hülse muß null sein. Aus dieser Forderung ergibt sich mit der vereinfachenden Annahme, dass die thermischen Dehnungen über dem Umfang der Segmente gleichmäßig in radialer Richtung erfolgt, die Gl. 3.3 [8].

$$\frac{u_{th}}{\Delta T} = [d_K \alpha_K + (d_{N,i} - d_K) \alpha_S] - [d_{N,i} \alpha_N] = 0 \quad (3.3)$$

Die Bestimmung des Fügedurchmesserverhältnisses $d_{N,i}/d_K$ für eine Vorauslegung der Welle/Nabe-Verbindung kann nach Gl. 3.4 in Abhängigkeit der Ausdehnungskoeffizienten der Nabe - α_N , Segmente - α_S und der Keramikwelle - α_K vorgenommen werden.

$$\frac{d_{N,i}}{d_K} = \frac{\alpha_K - \alpha_S}{\alpha_N - \alpha_S} \quad (3.4)$$

Vereinfachend wird der Ausdehnungskoeffizient vorausgesetzt für den gesamten Einsatztemperaturbereich des jeweiligen Werkstoffs als konstant angenommen. Die Ungleichung 3.5 muss erfüllt sein.

$$\alpha_K < \alpha_N < \alpha_S \quad (3.5)$$

Theoretisch bestimmt somit das Durchmesserverhältnis $d_{N,i}/d_K$ für einmal vorgegebene Ausdehnungskoeffizienten, ob bei der Erwärmung der Welle/Nabe-Verbindung der Druck der Pressung konstant bleibt bzw. abfällt oder zunimmt. Wie in Kapitel 5 später gezeigt wird, verformen sich aufgrund der thermischen Dehnungen bei höheren Temperaturen die Segmente in radialer Richtung nicht gleichmäßig, so dass Gl. 3.4 nur zu einer überschlägigen Auslegung herangezogen werden kann. Wurde das Durchmesserverhältnis $d_{N,i}/d_K$ gemäß der Gl. 3.4 für eine gegebene Werkstoffauswahl errechnet, dann lässt sich der Fugendruck p_F als Funktion des Übermaßes U nach Gl. 3.6 darstellen (abgeleitet aus [8]).

$$p_F = \frac{U}{\left(\frac{(1-\nu_K) d_K}{E_K} + \frac{d_{Ni}^2 - d_K^2}{2 E_S d_{Ni}} + \left(\frac{d_{Na}^2 + d_{Ni}^2}{d_{Na}^2 - d_{Ni}^2} + \nu_N \right) \frac{d_K}{E_N} \right)} \quad (3.6)$$

Für ein gegebenes Übermaß stellt sich der Fugendruck als unabhängig von der Temperatur dar und wird auch über dem Umfang des keramischen Wellenansatzes als konstant angenommen. Die Gln. (3.3) - (3.6) setzen ein von der Temperatur unabhängiges Materialverhalten voraus. Soll bei der Auslegung der Verbindung das reale Werkstoffverhalten berücksichtigt werden, dann müssen numerische Berechnungsverfahren benutzt werden.

3.3 Konstruktionsvarianten

Zwei dem Aufbau nach unterschiedliche Varianten der Welle/Nabe-Verbindung wurden hergestellt und untersucht. Zum besseren Verständnis hinsichtlich der Anordnung der Bauteile sind in **Abb. 3.6**, auf der nächsten Seite, der keramische Rotor eines Turboladers, hier des K26, und die beiden Verbindungsvarianten im Schnitt schematisch dargestellt, wie man sie sich auch bei einer keramischen Kleingasturbine vorstellen kann. Die Rückenschräge des keramischen Laufrads resultiert aus der Forderung nach ausreichend hoher Bauteilfestigkeit. Nuten für Öldichtringe und eine Ölschleudernut sind am äußeren Umfang der Nabe eingebracht.

Die beiden Varianten unterscheiden sich in der Gestaltung der metallischen Welle. Die Variante I wurde bereits für kurzzeitige Schleudertests keramischer Scheiben [11] und keramischer Turbinenlaufräder [47] eingesetzt. Die Welle und die Segmente bilden dabei ein gemeinsames Bauteil, die Nabe tritt als gesondertes Bauteil auf. Bei Variante II ist nunmehr die Nabe in der Welle integriert und die Segmente werden als einzelne Bauteile über den Reibschluss in ihrer Lage fixiert. Dadurch wird sowohl die Fertigung als auch die Montage grundsätzlich erschwert. Dennoch wird diese Variante in [11] vorgeschlagen, um die konstruktionsbedingten Verluste an Flächenpressung am Ende des keramischen Wellenansatzes, welche bei der aufgeheizten Welle/Nabe-Verbindung der Variante I auftreten, zu unterbinden und plastische Verformungen der metallischen Teile zu vermeiden.

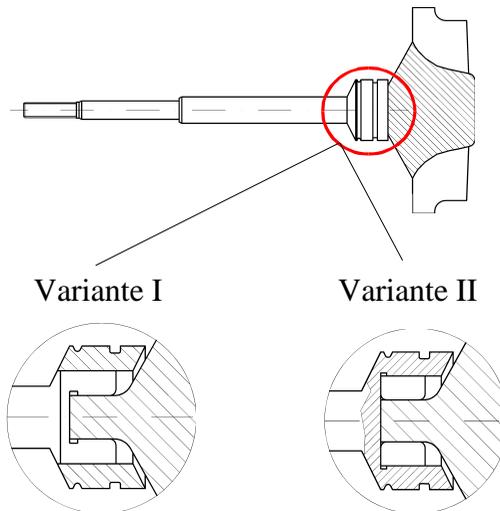


Abbildung 3.6: Bauvarianten der Welle/Nabe-Verbindung

Die einzelnen Komponenten einer Versuchswelle für die Torsionsprüfung zu Variante I, im montierten Zustand und einzeln, zeigt die **Abb. 3.7**. Das Drehmoment wird durch eine formschlüssig wirkende Vierkantverbindung am metallischen Ende der Welle eingeleitet. Der keramische Wellenansatz geht - anstelle in das Turbinenlaufrad - in ein P3G-Polygon über, an dem die Versuchswelle festgehalten wird.

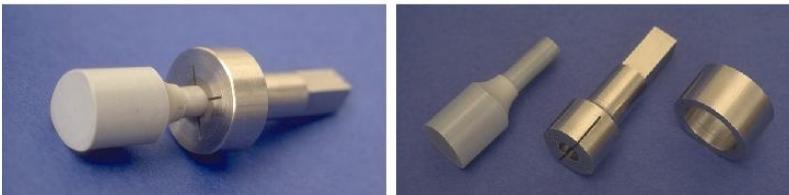


Abbildung 3.7: Versuchswelle für die Torsionsprüfung (Variante I)

Neben der grundlegenden Ausführung (Variante I und II) wurde die Variante II auch noch in ihren Abmessungen variiert. Zusätzliche Versuchsvarianten entstanden durch Beschichten oder Feinschleifen der keramischen Welle, die Erhöhung der Segmentanzahl von 4 auf 8 sowie die Veränderung der Segmentabmessungen. Eine genaue Spezifikation der Torsionsproben wird in Abschnitt 3.5 vorgenommen.

3.4 Verwendete Werkstoffe

Die Nabe ist den höchsten mechanischen Belastungen ausgesetzt, weil auf sie die Zentripetalkräfte (auch der Segmente) und die Kräfte der Pressung wirken. Der thermische Ausdehnungskoeffizient α_N des Nabenwerkstoffs muss deutlich kleiner sein als der der Segmente (α_S). Demzufolge wurde der kommerziell erhältliche, hochwarmfeste, austenitische Stahl INCOLOY 909 als Nabenwerkstoff ausgewählt, weil er bis zu Temperaturen von 800°C hohe Festigkeitswerte bei geringen thermischen Dehnungen aufweist. Bis zum Phasenübergang ferromagnetisch-paramagnetisch, bei ca. 425°C, bleibt der Ausdehnungskoeffizient des Werkstoffs INCOLOY 909 nahezu konstant (**Abb. 3.8**).

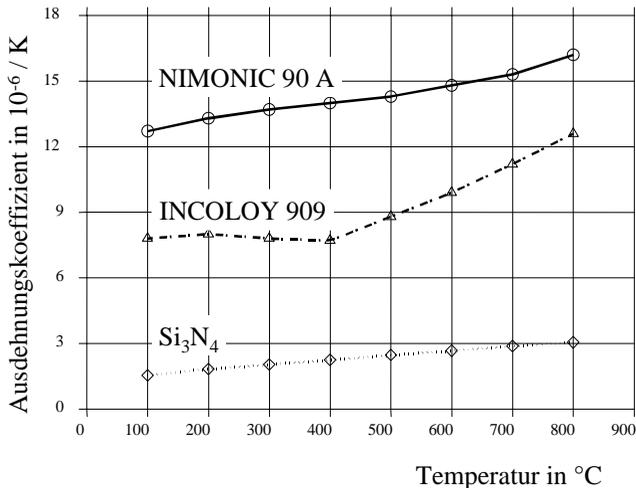


Abbildung 3.8: Thermische Ausdehnungskoeffizienten

Die Segmente stehen im Kontakt mit dem keramischen Wellenzapfen und sind noch höheren Temperaturen als die Nabe ausgesetzt, da der Wärmefluss vom Turbinenlaufrad über die Segmente zur Welle hin erfolgt. NIMONIC 90A wurde als Werkstoff für die Segmente ausgewählt, da es sehr hohe Zeitstandfestigkeiten bis 800°C besitzt. Weil sich monolithisches Siliziumnitrid als Werkstoff für keramische Laufräder von Kleingasturbinen mittlerweile bewährt und durchgesetzt hat, wurde für die keramischen Versuchswellen ein dichtes gesintertes Siliziumnitrid Si₃N₄ (N 3208) der Firma CFI¹ verwendet. Der Ausdehnungskoeffizient dieser Ke-

¹ CFI GmbH & Co. KG Ceramics for Industry

ramik steigt im Temperaturbereich von 20°C bis 800°C zwar um den Faktor 2 stärker als der jeweilige der beiden metallischen Werkstoffe, liegt aber insgesamt auf niedrigem Niveau. Entscheidend für die Höhe des Kontaktdrucks im Presssitz in Abhängigkeit von der Temperatur ist der Verlauf der Ausdehnungskoeffizienten von INCOLOY 909 und NIMONIC 90 A, wonach bei 400°C ein Maximum an Kontaktdruck zu erwarten ist.

Tabelle 3.1: Herstellerangaben zu den mechanischen und physikalischen Eigenschaften der metallischen Werkstoffe

Temperatur °C	Elastizitäts- modul E GPa	Querkon- traktionszahl ν --	Dehngrenze		Ausdehnungs- koeffizient α 10 ⁻⁶ /K
			0,1% N/mm ²	0,2% N/mm ²	

NIMONIC 90 A – Dichte: 8180 kg/m³

20	226	0,36*	729	752	--
100	221	0,35*	723	742	12,8 (20-100)
200	216	0,35*	689	708	13,3 (20-200)
300	208	0,35*	664	681	13,7 (20-300)
400	201	0,36*	661	678	14,0 (20-400)
500	194	0,37*	657	672	14,3 (20-500)
600	186	0,37*	657	675	14,8 (20-600)
700	177	0,36*	621	640	15,3 (20-700)
800	167	0,37*	510	532	16,2 (20-800)
900	155	0,36*	288	306	17,1 (20-900)

INCOLOY 909 – Dichte: 8190 kg/m³

20	159	0,35	--	1020	--
100	160	0,34	--	1010	7,8 (20-100)
200	161	0,33	--	1000	8,0 (20-200)
300	163	0,34	--	980	7,8 (20-300)
400	164	0,34	--	960	7,7 (20-400)
500	164	0,35	--	950	8,8 (20-500)
600	160	0,36	--	900	9,9 (20-600)
700	152	0,36	--	750	11,2 (20-700)
800	143	0,37	--	350	12,6 (20-800)

* aus Elastizitätsmodul und Schubmodul für kalt gewalztes Blech berechnet

In **Tab. 3.1** sind die für Festigkeits- und Temperaturfeldberechnungen relevanten mechanischen und physikalischen Kennwerte dargestellt. Die Dehngrenze $R_{p0,2}$ von INCOLOY 909 fällt von 750 MPa bei 700°C auf 350 MPa bei 800°C stark ab, wogegen bei NIMONIC 90 A erst im Bereich zwischen

800°C (532 MPa) und 900°C (306 MPa) ein starker Abfall zu verzeichnen ist.

Das nicht wärmebehandelte NIMONIC 90-Stabmaterial war mittels Warm-Strangpressen produziert und anschließend überdreht worden. Die zugehörigen Werkstoffblätter enthalten umfangreiche Daten, die die mechanischen und physikalischen Eigenschaften dieses Werkstoffs gut beschreiben. Dennoch liegen Unsicherheiten insbesondere bei der Verwendung der mechanischen Eigenschaften für die Festigkeitsberechnung vor. So schwanken die Werte der Festigkeiten je nach Herstellungsart der Stäbe und ihrer anschließenden Wärmebehandlung um ca. 10%. Zudem liegt die Situation vor, dass die Segmente hauptsächlich auf Druck beansprucht werden, während die mechanischen Kenngrößen anhand von Zugversuchen ermittelt worden sind. Der Nabenwerkstoff INCOLOY 909 konnte in den angeforderten geringen Mengen nicht als Stabmaterial bezogen werden. Deshalb wurden die benötigten Stabrohlinge aus einem geschmiedeten Block durch Elektroerodieren herausgearbeitet.

Die Festigkeit des keramischen Werkstoffs wurde vom Hersteller im dynamischen Vierpunkt-Biegeversuch ermittelt bzw. in [22] untersucht (**Tab. 3.2**).

Tabelle 3.2: Mechanische und physikalische Eigenschaften der Siliziumnitridkeramik

Temperatur °C	Elastizitäts- modul E GPa	Querkon- traktionszahl ν --	WEIBULL-Parameter m	$\sigma_{0\text{Probe}}$ MPa	Ausdehnungs- koeffizient α $10^{-6}/\text{K}$
------------------	---------------------------------	--------------------------------------	------------------------	---------------------------------	--

Si_3N_4 (N3208) – Dichte: 3230 kg/m³

20	320	0,3	20; 17,3*	920; 840*	--
100	--	--	--	--	1,54 (20-100)
200	--	--	--	--	1,83 (20-200)
300	--	--	--	--	2,03 (20-300)
400	319	0,3	--	--	2,24 (20-400)
500	--	--	--	--	2,47 (20-500)
600	317	0,3	--	--	2,66 (20-600)
700	316	0,3	--	--	2,88 (20-700)
800	315	0,3	8,5*	670*	3,04 (20-800)

* aus [22]

nicht gesondert gekennzeichnete Tabellenwerte sind Herstellerangaben [51] mit $\bar{\sigma} = 100\text{MPa}$ und Oberflächen-Rauheit $R_a = 0,1\mu\text{m}$ ermittelt

Dafür wurden Proben mit den Abmessungen 3x4x40/20 mm entsprechend

der DIN 51110 verwendet, wobei "40" für den Abstand der äußeren Auflager und "20" für den Abstand der inneren Auflager steht. Die Angaben der WEIBULL-Parameter sind stets mit Unsicherheiten behaftet, da schon die Herstellung und Präparation der Proben einen beträchtlichen Einfluss auf die Biegefestigkeit σ_B ausübt. In der Regel sind keine Angaben über die Oberflächenrauigkeiten, die Schleifrichtung und die verwendeten Auflager verfügbar. Die Geschwindigkeit der Lastaufbringung bei der Bestimmung der Biegefestigkeit wird in der Regel ebenfalls nicht angegeben. Bei hohen Temperaturen ist die Biegefestigkeit σ_B im Bereich geringer Lastraten auch von der Beanspruchungsgeschwindigkeit $\dot{\sigma}$ abhängig ($\sigma_B = f(\dot{\sigma})$), weil Effekte des unterkritischen Risswachstums die Festigkeit herabsetzen. Wird die Geschwindigkeit der Lastaufbringung gesteigert, so erhöht sich die Festigkeit, bis die sogenannte Inertfestigkeit erreicht wird, für die oberhalb einer bestimmten Lastrate $\sigma_B = \text{const.}$ gilt [43]. In der Praxis gestatten die vom Hersteller angegebenen Festigkeitskennwerte dennoch eine gute Einschätzung des jeweiligen Werkstoffs, da ihre Bestimmung letztlich unter -adequat zum Einsatz im realen keramischen Bauteil - sinnvoll gewählten Testbedingungen erfolgt.

Die elektronenmikroskopische Aufnahme in **Abb. 3.9** zeigt die feinkörnige Struktur der Si_3N_4 -Keramik, welche durchsetzt ist mit einzelnen langen Körnern. Es liegt eine hervorragend geringe Porosität von unter 1% vor. Die feinkörnige Gefügestruktur führt einerseits zu sehr hohen Festigkeiten, aber andererseits zu einer geringen Bruchzähigkeit bei 20°C von $6,5 \text{ MPa m}^{1/2}$ [51] bzw. $3,5 \text{ MPa m}^{1/2}$ [22]. Unter Spannung stehende Anrisse werden damit sehr schnell zum Bruch am betroffenen Bauteilquerschnitt führen.

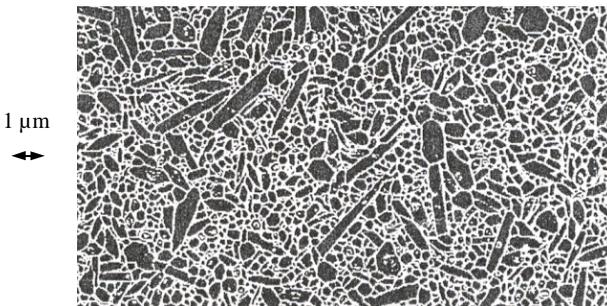


Abbildung 3.9: Gefüge des Si_3N_4 Werkstoffs [51]

3.5 Fertigung und Montage der Teile

Der Fertigungsprozess bestimmt die Qualität der Produkte und damit oft auch ihre generelle Funktionsfähigkeit. In diesem Sinne wird im Folgenden auf einige Details bei der Herstellung und Montage der Torsionsproben eingegangen, insoweit sie die Resultate der experimentellen Arbeiten beeinflussen.

Da unter anderem der Einfluss des Übermaßes auf das übertragbare Drehmoment ermittelt werden sollte, waren die geforderten Toleranzen der jeweiligen Fügedurchmesser der Teile mit $5\ \mu\text{m}$ sehr klein gewählt, weshalb ihre Endbearbeitung mittels Außen- bzw. Innenrundscheifen erfolgte.

Segmente

Die Segmente wurden durch Elektroerodieren aus einem Ring hergestellt, bevor sie auf Maß geschliffen wurden ($R_a=1\ \mu\text{m}$; $R_z-D=7,1\ \mu\text{m}$). Das hat den Vorteil, dass eventuell durch den hohen örtlichen Wärmeeintrag beim Elektroerodieren auftretende Formänderungen anschließend durch das Schleifen beseitigt werden. Die Bearbeitung der geschlitzten Teile erschwert jedoch das maßgenaue Schleifen. Die Segmente der Variante II, die im montierten Zustand vier bzw. 8 separate Teile sind, blieben während der Fertigung durch einen Bund miteinander verbunden, der nicht geschlitzt wurde (**Abb. 3.10**). Ein speziell angefertigter Bearbeitungsdorn diente zum Einspannen dieser Teile für das Außenrundscheifen. Der Fertigungsbund wurde nach der Montage der Verbindung abgedreht. Dieses Vorgehen war zwar für die Versuche zweckmäßig, ist aber nicht für die Serienfertigung geeignet. Im Kapitel 7 werden dementsprechend Möglichkeiten zur wirtschaftlichen Fertigung der Variante II genannt.

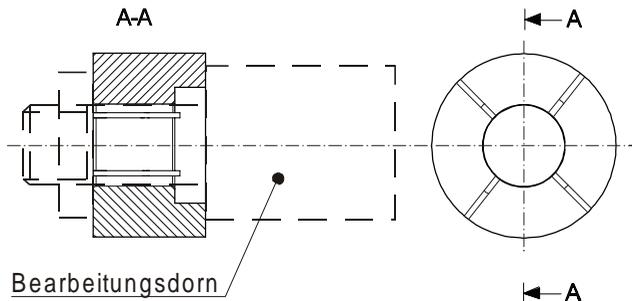


Abbildung 3.10: Segmente der Variante II mit Fertigungsbund

Beim Vermessen der Außendurchmesser der Segmente im geschlitzten und ungeschlitzten Bereich wurde ein geringfügig konischer Verlauf sowohl bei Variante I als auch bei Variante II festgestellt. Allerdings divergierten die gemessenen Durchmesser an beiden Enden im Höchsthalle um 3 μm . Ob es sich dabei um reale - durch ungleichmäßiges Schleifen hervorgerufene - Abweichungen oder lediglich um Messfehler handelt (durch die Schlitzte bedingt), war nicht eindeutig zu klären.

Nabe

Die aus INCOLOY 909 gefertigten Teile müssen für den Langzeiteinsatz bei Temperaturen oberhalb 550°C durch eine Beschichtung vor Oxidation geschützt werden. Für die kurzzeitigen Torsionsprüfungen war dies nicht nötig, weil die Dicke der sich innerhalb der Versuchszeit bildenden Oxidschicht (1-2 μm) keinen bedeutenden Einfluss auf die Höhe des Fugendruckes p_F hat. Diejenigen Torsionsproben jedoch, welche bei 600°C bis zu 1000 h an Luft im Ofen ausgelagert wurden, mussten hingegen mit einem geeigneten Material und Verfahren beschichtet werden.

Die Eigenschaften solcher Beschichtungen, wie z.B. Gefüge, Dichte, Eigenspannungszustand, Oxidations- und Korrosionsbeständigkeit, Wasserdurchlässigkeit, Reibungswiderstand oder elektrische und thermische Leitfähigkeit, sind sowohl vom Beschichtungswerkstoff selbst als auch vom angewendeten Auftragsverfahren abhängig [44]. Inzwischen gibt es Ingenieurbüros, die eigens auf dem Gebiet der Oberflächenbeschichtung von Metallen beraten. Die Oxidationsschutzschicht sollte Spannungsrissskorrosion und somit das Versagen der Nabe bzw. zusätzliche Druckspannungen durch Volumenzunahme und damit eine Verfälschung der Ergebnisse der Zeitstandversuche verhindern. Beschichtet wurde schließlich nach dem PVD Verfahren (physical vapor deposition), weil bei diesem Verfahren die Beschichtungstemperaturen im Allgemeinen deutlich niedriger liegen (ca. 300-600°C) als beim CVD (chemical vapor deposition-Verfahren) (ca. 750-1100°C) [45], was beim austenitischen INCOLOY zu Gefügeänderungen führen könnte.

Mangels eigener Erfahrungen wurden die anderweitig vielfach eingesetzten Beschichtungswerkstoffe Titanitrid (TiN) und Chromnitrid (CrN) erprobt. TiN ist nach Angaben der mit dem Beschichten beauftragten Firma bis ca. 600°C und CrN bis 700°C gegen Oxidation beständig. Mit Silizium dotiertes Titanitrid (TiSiN), nach dem PACVD-Verfahren (plasma-assisted chemical vapor deposition) aufgetragen, besitzt nach Herstellerangaben eine gute Oxidationsbeständigkeit bis 700°C [46], wird bisher aber

nicht kommerziell zur Beschichtung eingesetzt und daher in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

Keramikwelle

Die Formgebung der keramischen Versuchswellen erfolgte durch isostatisches Pressen bei 2000 bar. Die dabei entstehenden Grünkörper wurden anschließend bei einem Druck von 95 bar gasdruckgesintert. Der zylindrische Schaft und das Wellenende mit Polygonprofil wurden dann noch auf das geforderte Endmaß geschliffen. Insgesamt wurden drei Chargen von keramischen Versuchswellen hergestellt. Charge I und II unterscheiden sich im Wesentlichen im Durchmesser des zylindrischen Schafts (I - \varnothing 6 mm; II - \varnothing 8 mm). Aus den Versuchsergebnissen ließ sich ableiten, dass die Rauigkeit am zylindrischen Schaft der Chargen I und II das Versagen dieser Versuchswellen begünstigt. Als Konsequenz wurde für die Bearbeitung des zylindrischen Schafts der Charge III, deren geometrische Abmessungen denen der Charge I gleich sind, anstelle des Einstichschleifverfahrens das etwas aufwändigere Pendelschleifverfahren eingesetzt, um insbesondere tiefere Schleiffrillen in Umfangsrichtung zu vermeiden. Mit dem "Hommel Tester T2000" der Firma *Hommelwerke GmbH* wurden für alle drei Chargen die Rauigkeiten je zweier Versuchskörper bestimmt. Das Ergebnis war, dass die Rauigkeitswerte um etwa den Faktor 5, d.h. von $R_a=1,0 \mu\text{m}$ ($R_z-D=8,8 \mu\text{m}$) bei Charge I und II auf $R_a=0,2 \mu\text{m}$ ($R_z-D=1,8 \mu\text{m}$) bei Charge III geringer waren. Zwei Ausdrücke des Rauigkeitsprofils zeigt **Abb. 3.11**.

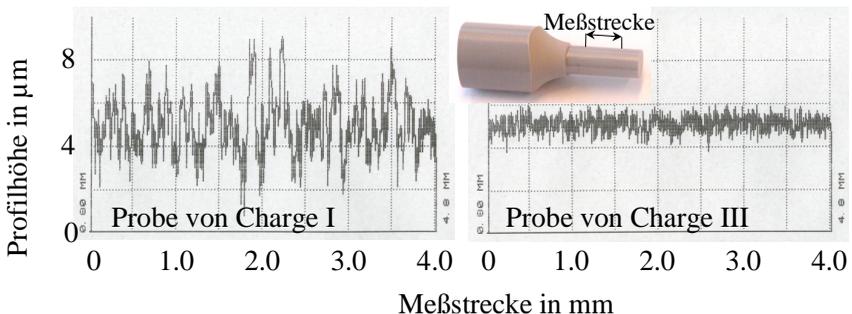


Abbildung 3.11: Oberflächen-Rauigkeit

Das Profil der Rauigkeiten bestimmt den Reibungskoeffizienten in erheblichem Maße. Schmierstoffe oder Feststoffschichten, die zwischen zwei Kontaktflächen eingebracht werden, verhindern das Ineinandergreifen der

Rauigkeitsspitzen und verändern damit den Reibungskoeffizienten. In [52] werden umfangreiche Untersuchungen mit beschichteten Metall/Metall-Kontaktflächen dargelegt, die das Ziel verfolgten, das Übertragungsverhalten von Welle/Nabe-Verbindungen gezielt zu beeinflussen. Es wird dort angemerkt, dass relativ weiche Schichten als Übertragungselemente für Kräfte und Momente in Pressverbindungen vorteilhafter sind als harte Schichten.

Um das Versagen der keramischen Wellenansätze durch zu hohe axiale Scherspannungen zu verhindern, wurden diese bei den Varianten II-E bis II-K beschichtet. Das Know-how dafür lieferte die Firma *Honeywell Engines and Systems*, wo dieses Verfahren entwickelt wurde.

Montage

Wichtige geometrische Abmessungen aller Torsionsproben, die Fügekraft und das jeweilige Übermaß sind in **Tab. 3.4** wiedergegeben.

Tabelle 3.4: Spezifikation der Torsionsproben

Variante	Anzahl	Abmessungen und Fügekraft							Besonderheiten
		d_K mm	$d_{N,i}$ mm	$d_{N,a}$ mm	L mm	B mm	U μ m	F kN	
I	40	6	15	21	10	0,5	45-55	8,5	C-I
II – A	40	6	16	23	11	0,5	30-40	5,5	C-I
II – B	15	8	19	25	12	0,5	50-60	5	C-II
II – C	15	8	19	25	12	0,5	30-40	2,5	C-II
II – D	4	8	19	25	12	0,5	45-55	4-5	C-II, p
II – E	4	8	19	25	12	0,5	50-60*	35	C-II, b, B
II – F	6	8	19	25	12	0,5	50-60*	6-7	C-II, b, B, 8
II – G	5	8	19	25	12	0,5	50-60	5	C-II, k
II – H	6	6	13	17	6	0,4	8-13*	1,5	C-III
II – J	7	6	13	17	6	0,4	28-33*	2-3	C-III
II – K	6	6	13	17	6	0,4	48-53*	4-5	C-III

* das Übermaß berücksichtigt noch nicht die Beschichtung der Keramikzapfen

C keramische Versuchswellen der Charge I oder II oder III verwendet

p der keramische Wellenansatz wurde feingeschliffen ($R_a=0,1$)

b der keramische Wellenansatz wurde mit Leitlack beschichtet

B Beschichtung der Naben mit TiN bzw. CrN

8 es wurden 8 (45°) anstelle von 4 (90°) Segmenten verwendet

k beide Fügedurchmesser der Segmente jeweils um 0,1 mm kleiner ($d_K=7,9$ und $d_{N,i}=18,9$)

Bei der hier untersuchten Welle/Nabe-Verbindung handelt es sich quasi um eine Mischung aus Längs- und Querpressverband, die mit Hilfe einer hydraulischen Presse bei Raumtemperatur gefügt wurde. Der keramische Wellenansatz wurde in den Segmentring eingeführt und beide Teile dann in die Nabe eingepresst. An der dafür genutzten Presse konnte die aufgebrauchte Druckkraft mit einer Genauigkeit von ca. 0,5 kN abgelesen werden. Des Weiteren ließ sich eine Maximalkraft vorgeben, deren Erreichen zur Abschaltung der Ölpumpe und zum sofortigen Druckabbau innerhalb der Hydraulikvorrichtung und somit der Kraft am Stempel führt. Aus der Fügekraft wurde für die Reibpaarung INCOLOY/NIMONIC ein Reibungskoeffizient von $\mu=0,1$ und für die Reibpaarung TiN/NIMONIC ein Reibungskoeffizient von $\mu=0,7$ bei 20°C, abgeschätzt. Für eine jeweils gegebene Reibpaarung und gleiche Geometrie korreliert die Fügekraft sehr gut mit den gemessenen Übermaßen und kann somit zur Qualitätskontrolle herangezogen werden.

Die Fügelänge L gibt die Länge der Keramik/Metall-Kontaktfläche an. In der Spalte *Besonderheiten* der **Tab 3.4** werden Maßnahmen aufgezählt, deren Auswirkungen auf das übertragbare Drehmoment untersucht wurden bzw. die die Funktionstüchtigkeit und Betriebssicherheit der Welle/Nabe-Verbindung gewährleisten sollten. Die Vielzahl an Variationen der Torsionsproben rührt von den zu lösenden Problemen her und von der Vielzahl der Parameter, die das maximal übertragbare Drehmoment $M_{T,max}$ dieser Welle/Nabe-Verbindung im Einsatz in einer Kleingasturbine bestimmen. **Gl. 3.7** im Zusammenhang mit **Abb. 3.12** (Seite 30) verdeutlicht den Einfluss der einzelnen Parameter auf $M_{T,max}$.

$$\frac{d_K}{2} \cdot F_R = \frac{d_K}{2} \mu \int A_F dp_F = M_{T,max} \quad (3.7)$$

Die Temperaturverteilung beeinflusst über die thermischen Ausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe direkt die Kontaktdruckverteilung. Zudem können bei hohen Temperaturen in Abhängigkeit vom Umgebungsmedium Korrosion bzw. Oxidation vorkommen. Durch Volumenzunahme der Nabe vergrößert sich das effektive Übermaß und damit der Fugendruck. Auch die Größe der Kontaktfläche selbst ist für eine gegebene Geometrie keine konstante Größe, sondern variiert mit den Betriebsbedingungen. Teilweise ist der Einfluss der Parameter miteinander verknüpft. So wird z.B. der von der Temperatur abhängige Fugendruck $p_F(T)$ in der Keramik/Metall-Kontaktfläche vom Durchmesser Verhältnis $d_{N,i}/d_K$ beeinflusst

(wenn $d_{N,i}/d_K \uparrow$ dann $p_F(T) \uparrow$). Mit $d_{N,i}/d_K \uparrow$ steigen die Zentripetalkräfte bei gegebener Drehzahl n . Höhere Zentripetalkräfte bewirken stärkere elastische bzw. plastische Verformungen der Nabe, wodurch $p_F(n)$ abfällt. Mit Zunahme von $d_{N,i}/d_K$ nimmt auch die Steifigkeit der Segmente zu und verändert sich die Druckverteilung.

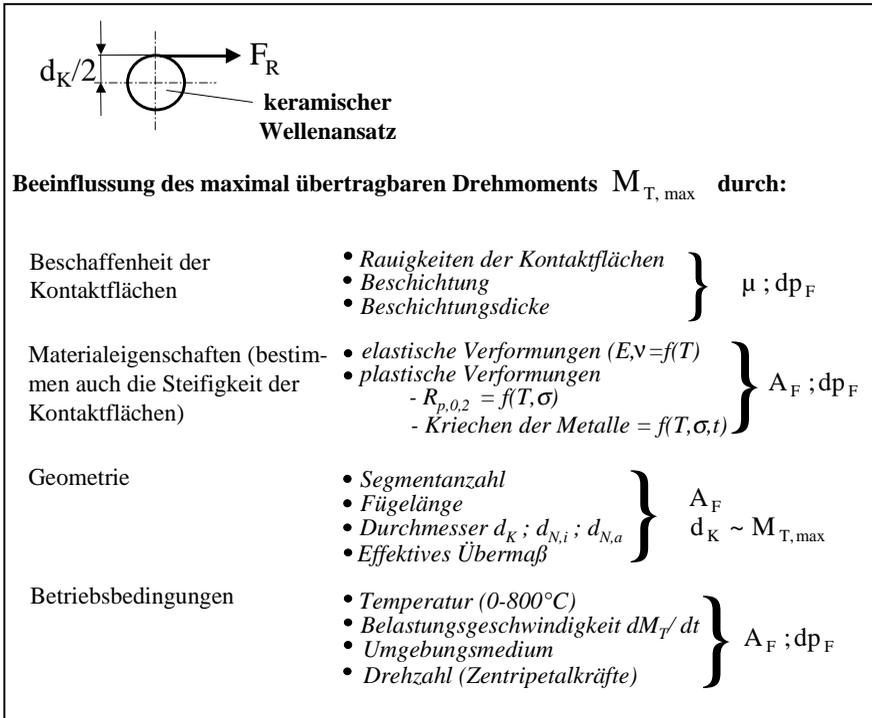


Abbildung 3.12: Einflussparameter auf das übertragbare Drehmoment

Die Torsionsversuche mit den Varianten I und II-A dienten der Bestimmung der Reibungskoeffizienten und deren Temperaturabhängigkeit. Die Bestimmung des Durchmesserverhältnisses $d_{N,i}/d_K$ und des Übermaßes unterlag einem iterativen Prozess, bestehend aus einer 2D-FE-Berechnung zur Spannungsverteilung und anschließendem Abgleich mit lokalen Spannungsmessungen. Diese FE-Berechnungen mussten mangels verfügbarer Werte für die Reibungskoeffizienten, noch unter der Annahme von Reibungsfreiheit durchgeführt werden. In Abschnitt 6.2.2 werden die FE-Berechnungen mit Berücksichtigung der Reibung vorgestellt. Die hier angesprochenen Spannungsmes-

sungen wurden vom Hahn-Meitner-Institut (HMI) Berlin durchgeführt, dem Kooperationspartner des Forschungsprojekts, aus dem die vorliegende Arbeit entstammt.

4 Experimentelle Untersuchungen

Die Versuchsdurchführung darzulegen und mögliche Fehlerquellen aufzuzeigen, die bei der Bewertung der Resultate zu berücksichtigen sind, soll Inhalt dieses Kapitels sein. Bereits vorhandene Versuchseinrichtungen waren teilweise so zu modifizieren, dass die Probenaufnahme ermöglicht und die Fehler bei der Messwertaufnahme minimiert werden.

4.1 Methodik

Wie bereits angedeutet, gibt es eine Vielzahl von Randbedingungen und Kennwerten, deren Einfluss auf das Übertragungsverhalten der Welle/Nabe-Verbindung möglichst getrennt zu untersuchen ist. Von besonderer Wichtigkeit sind hier

- das Drehmoment M ,
- die Drehzahl n ,
- die Temperatur T ,
- die Reibungskoeffizienten μ ,
- die maximalen Scherspannungen τ_{\max}
- und das effektive Übermaß U_{eff} .

Messtechnisch gut zu erfassen sind die Belastungsparameter Drehmoment und Temperatur der homogen aufgeheizten Probe. Die Drehzahl übt auf die Drehmomentübertragung einen bedeutenden Einfluss aus und stellt im Sinne der FE-Simulation ebenfalls einen klar definierten Lastparameter dar. Deshalb wird im Rahmen der experimentellen Arbeiten der Drehzahleinfluss nicht untersucht, allerdings in der numerischen Simulation berücksichtigt. Das effektive Übermaß und die Reibungskoeffizienten bzw. die maximalen Scherspannungen in den Kontaktflächen sind in einem iterativen Prozess zu ermitteln. Die dabei zugrunde liegende Vorgehensweise wird in **Abb. 4.1** dargestellt.

Das in der FE-Berechnung zu berücksichtigende effektive Übermaß unter-

scheidet sich – infolge plastischer Verformungen - von dem vor der Montage gemessenen Übermaß. Das effektive Übermaß wird durch die experimentelle Spannungsbestimmung in Kombination mit der FE-Analyse ermittelt. Zur in-situ-Untersuchung der Spannungen im Inneren des keramischen Wellenzapfens - umschlossen von den metallischen Komponenten der Verbindung - steht als einziges zerstörungsfreie Verfahren die Neutronendiffraktometrie zur Verfügung, welche Messungen im Inneren eines Bauteils ermöglicht. Im nächsten Schritt ist aus einer Kombination von Torsionsprüfungen und den FE-Berechnungen der Reibungskoeffizient zu bestimmen. Obwohl die tribologischen Zusammenhänge in Wirklichkeit viel komplexer sind, lässt sich der Reibungskoeffizient mit ausreichender Genauigkeit als alleinige Funktion der Temperatur und des Kontaktdrucks und damit - indirekt - des effektiven Übermaßes betrachten. Die axialen Belastungstests dienen zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten der Keramik/Metall-Kontaktfläche in axialer Richtung. Die in tangentialer Richtung eingebrachten Schleifrillen (Umfangsrichtung) bewirken eine Anisotropie des Reibungskoeffizienten.

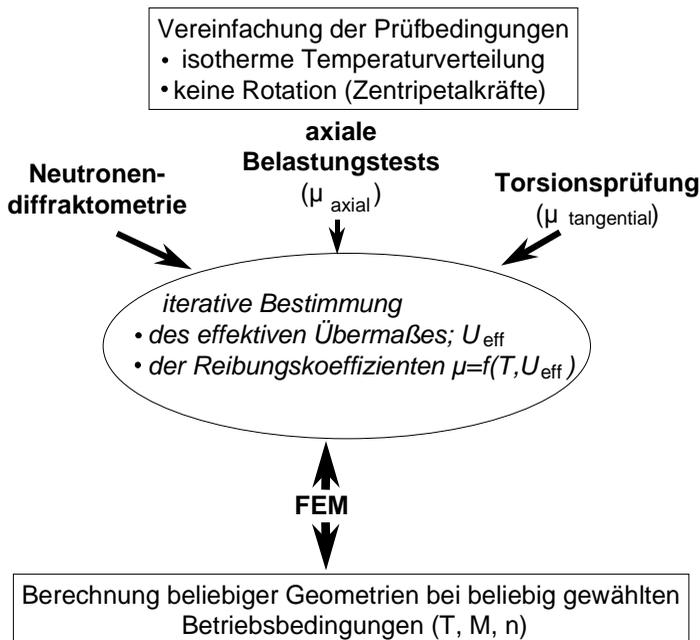


Abbildung 4.1: Methodik bei der Bestimmung der Randbedingungen

Häufig begrenzen die maximal vom Werkstoff ertragbaren Scherspannungen die Kräfte und Momente, die durch eine Kontaktfläche einer Pressverbindung tatsächlich übertragen werden können. Mit einer Variation des Übermaßes lässt sich detektieren, ob die maximale Kraftübertragung durch den Reibkoeffizienten oder durch die Scherspannung bestimmt wird, und so das passende Reibmodell finden.

4.2 Torsionsprüfung

Ein Kernstück der erforderlichen experimentellen Arbeiten bilden die Torsionsprüfungen, die den mit Abstand höchsten experimentellen Aufwand bereiteten. Eine Torsionsprüfvorrichtung hat mit einer homogenen Temperaturverteilung und dynamischer Torsionslastaufbringung an einer nicht rotierenden Probe genau definierte, reproduzierbare, einfache Prüfbedingungen zu gewährleisten, um den Einfluss von Parametern wie z.B. Temperatur, Übermaß und Segmentanzahl auf das übertragbare Drehmoment zu untersuchen. Es darf nicht übersehen werden, dass die so erzielten experimentellen Resultate, z.B. der Zeitstandfestigkeit der Welle/Nabe-Verbindung (ohne Zentripetalkraft) oder das Bruchverhalten der Keramik (bedingt durch die Pressung), nicht ohne weiteres auf die unter realen Betriebsbedingungen in einer Kleingasturbine eingesetzte Welle/Nabe-Verbindung übertragbar sind. Die experimentelle Überprüfung ihrer Betriebssicherheit kann deshalb nicht alleine durch Versuche am Torsionsprüfstand erbracht werden, sondern muss auch - dem speziellen Einsatzfall angepasst - durch Feldversuche im Aggregat selbst validiert werden.

4.2.1 Torsionsprüfstand

Alle Torsionsprüfungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden mit einer eigens für statische und dynamische Torsionsversuche konstruierten Anlage [48] am Fachgebiet Konstruktionstechnik der TU Berlin ausgeführt. Diese Anlage besteht aus der Mechanik mit Gestell (**Abb. 4.2**), dem Steuerschrank mit den elektrischen Einrichtungen und einem Personalcomputer (386-33MHz PC) mit PCI 20002M-2 Carrier Messkarte mit A/D-Wandler der Firma Burr-Brown. Auf der Messnabe sind Dehnungsmessstreifen der Firma Hottinger Baldwin aufgeklebt, die als Vollbrücke zur Torsionsmessung verschaltet sind. Der Messfehler der Drehmomentmessung wird in [48] mit 2,5% angegeben. Die Kalibrierung der Anlage wurde zu Beginn und der Messung vorgenommen.

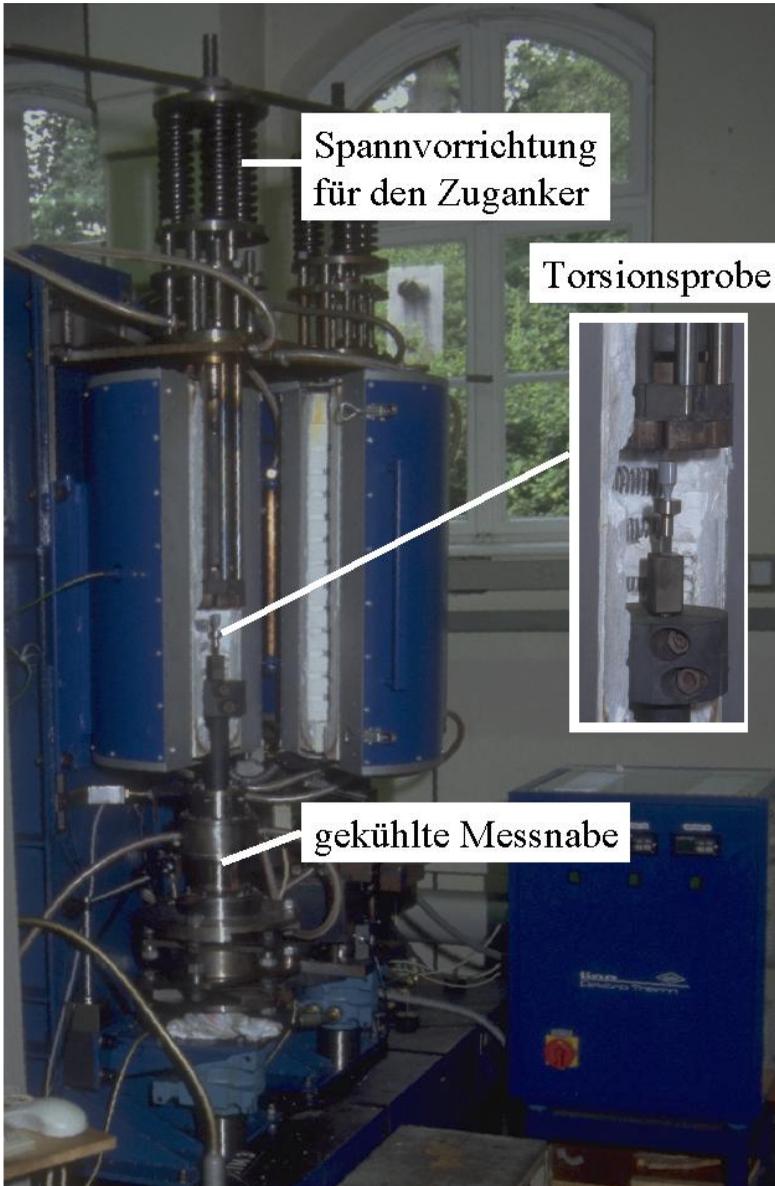


Abbildung 4.2: Torsionsprüfstand

4.2.2 Probenaufnahme

Die Probeneinspannung für Zugversuche [49] und auch für Torsionsversuche erfordert im Falle von keramischen Werkstoffen bei hohen Temperaturen eine konstruktive Gestaltung, welche statisch unbestimmte Spannungszustände vermeidet oder zumindest auf ein unbedeutendes Maß reduziert. Die Einspannvorrichtung für die Fixierung der Torsionsproben ist schematisch in **Abb. 4.3** dargestellt. Der fest eingespannte Oberstempel nimmt das Moment auf, das über den Unterstempel in die Probe eingeleitet wird. Dazu wird die Scheibe mit Innenpolygon, die den Formschluss mit der Probe verwirklicht, reibschlüssig zwischen Oberstempel und Zuganker eingespannt, nachdem die Versuchstemperatur erreicht ist. So kann einem Versatz der Längsachsen (Exzentrizität) von Oberstempel, Probe und Unterstempel entgegengetreten werden.

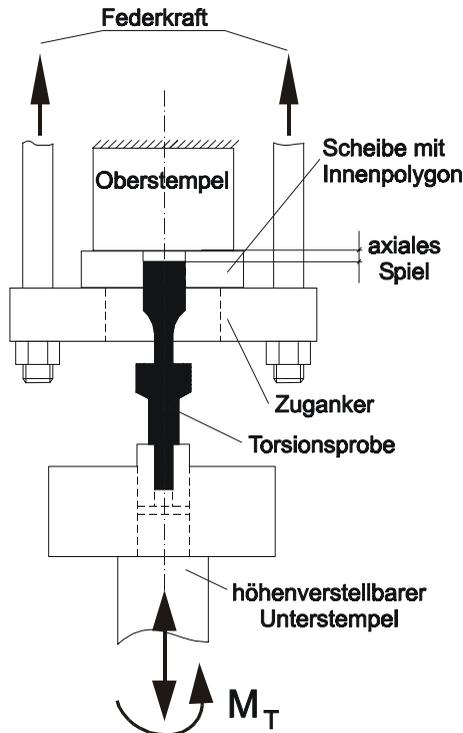


Abbildung 4.3: Einspannvorrichtung

In der Spannvorrichtung des Zugankers sind Federn integriert, die die thermischen Längsausdehnungen kompensieren und dadurch den Zuganker vor Überlast schützen. Das genaue Fluchten der Längsachsen von Ober- und Unterstempel, und damit die Planparallelität ihrer Stirnflächen, lassen sich während der Versuchsdurchführung nicht mehr einstellen. Dazu wird eine einmalige Justierung der Anlage in kaltem Zustand vorgenommen. Angesichts der Bruchflächen, die typisch für die während der Lastaufbringung gebrochenen Torsionsproben sind, gilt als wesentliche Versagensursache die Torsionsbeanspruchung, worauf der Rissfortschritt in einem Winkel von ca. $40\text{-}50^\circ$ zur Längsachse hinweist (**Abb. 4.4a**). Zum Vergleich zeigt **Abb. 4.4b** eine Bruchfläche, die aus einer reinen Biegebeanspruchung resultiert. Generell war zu beobachten, dass der Rissursprung stets an den Kanten der Segmente lag, wenn die Keramiksäfte nicht beschichtet waren.



Abbildung 4.4: a) Torsionsbruch und b) Biegebruch

4.2.3 Versuchsdurchführung und Messdatenerfassung

Nach dem Einbau der Proben heizt der Ofen die Probe samt Einspannvorrichtung mit einer Geschwindigkeit von ca. 7 K/min bis zur vorgegebenen Temperatur auf. Die Torsionslast wird 10 Minuten nach dem Erreichen der Endtemperatur aufgebracht. Einerseits soll die Aufheizgeschwindigkeit nicht zu hoch gewählt werden, weil es sonst zu einer zu ungleichmäßigen Wärmeverteilung im Ofen kommt. Andererseits verbleibt die Probe vor dem Versuch um so länger im hohen Temperaturbereich, je langsamer die Endtemperatur erreicht wird. Dadurch können sich Effekte des primären Kriechens, die eine Spannungsrelaxation hervorrufen können, auf die Versuchsergebnisse auswirken und den Rechnungs-Messungs-Vergleich verfälschen.

Die Welle/Nabe-Verbindung wurde mit einer konstanten Torsionslastrate beaufschlagt, bis entweder der zylindrische Keramikschaft brach oder gegenüber der Nabe und den Segmenten durchrutschte und es zu einer Verdrehung von etwa 10-15° kam. **Abb. 4.5** zeigt Belastungsverläufe für eine Torsionsprobe der Variante II-A bei 600°C. Demnach beginnt nach der Überwindung der Haftreibungskräfte das Gleiten der Kontaktflächen gegeneinander (Gleitreibung) und das Drehmoment fällt um ca. 10% ab. Bemerkenswert ist der Anstieg des maximal übertragenen Drehmoments von 9,6 Nm bei der ersten Lastaufbringung um ca. 20% auf 11,6 Nm bei der zweiten, was durch Setzungsercheinungen in der Keramik/Metall-Kontaktfläche und damit einhergehender Vergrößerung der Kontaktflächen im mikroskopischen Bereich erklärt werden kann. Bei einer dritten Lastaufbringung ergab sich keine weitere Steigerung des Drehmoments mehr.

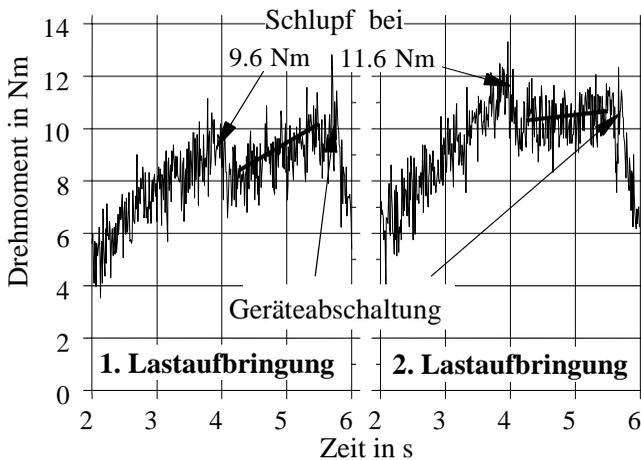


Abbildung 4.5: Belastungskurve (600°C; Torsionsprobe Variante II-A)

Der Haftreibungskoeffizient μ_0 ist unter anderem eine Funktion der Belastungsgeschwindigkeit. Bei hohen Belastungsgeschwindigkeiten fällt er auf einen unteren Wert, der dann gewöhnlich als Gleitreibungskoeffizient μ_G interpretiert wird [50]. Allerdings gibt es nur sehr wenige vergleichende Messungen hierzu. Über den Quotienten $\mu_G/\mu_0 \approx 0,9$ ist eine Abschätzung des Zusammenhangs zwischen Haftreibungskoeffizienten und Belastungsgeschwindigkeit möglich. Einen typischen Verlauf des Drehmoments für die Torsionsproben, bei denen auf den keramischen Wellenansatz Leitlack der Schichtdicke

9-11 μm aufgetragen wurde, zeigt **Abb. 4.6**. Es ist weder ein Abfall des Drehmoments nach dem Einsetzen des Gleitens festzustellen, noch ist ein Anstieg durch Setzungserscheinungen zu verzeichnen. Diesen Sachverhalt ausnutzend, konnten dieselben Torsionsproben mit beschichtetem keramischen Wellenansatz - zum Zweck der Zeit- und Kostenersparnis - jeweils bei mehreren Prüftemperaturen eingesetzt werden. In diesen Fällen wurde von der höchsten zur niedrigsten Temperatur geprüft (800 \rightarrow 700 \rightarrow 600 $^{\circ}\text{C}$).

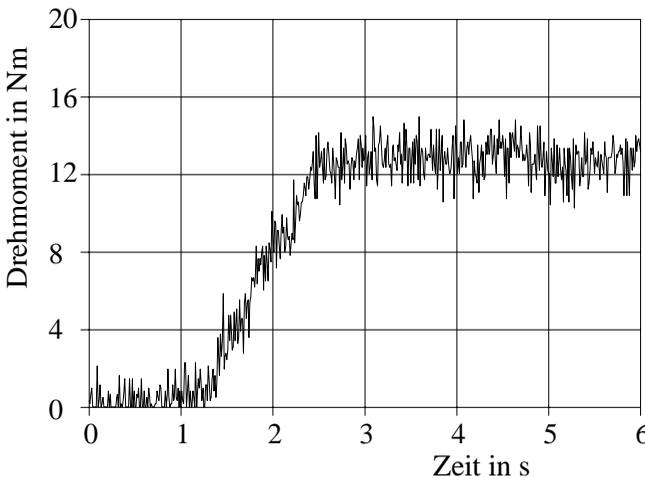


Abbildung 4.6: Belastungskurve (600 $^{\circ}\text{C}$; Torsionsprobe Variante II-H)

Im Kleingasturbinenaggregat muss die Welle/Nabe-Verbindung ihre Funktions- und Betriebssicherheit über mehrere 1000 Stunden gewährleisten und durchläuft dabei viele Start- und Ausschaltzyklen. Spannungsrelaxation durch Kriechvorgänge, die eine Abnahme des Fugendrucks p_F bewirken, müssen bei der Beurteilung der Zeitstandfestigkeit der Verbindung ebenso berücksichtigt werden, wie die Materialermüdung durch Thermozyklen. Auch wenn vereinfachte Prüfbedingungen vorliegen und die Zeitdauer im Experiment nicht an die Einsatzdauern in der realen Maschine heranreichen, ist es sinnvoll, die Zeitstandfestigkeiten experimentell zu bestimmen und mit der entsprechenden rechnerischen Abschätzung zu vergleichen.

Mittels drei warmausgelagerten Proben (II-E), bei 600 $^{\circ}\text{C} \pm 10\text{K}$ an Luft in einem Muffelofen, über 270 h vor dem ersten Torsionsversuch und anschlie-

ßend insgesamt 1006 h vor dem zweiten Torsionsversuch, konnten die Zeitstandversuche vorgenommen werden. Danach wurden alle drei Proben zusätzlich je 30 Thermozyklen ausgesetzt und anschließend mittels Ultraschalluntersuchung bzw. Demontage auf Anrisse oder Brüche in der Keramik überprüft. Derlei Schädigungen lagen nicht vor. Durch die große Wärmekapazität des Muffelofens konnten kurze Aufwärmzeiten der Proben gewährleistet werden. Die Proben wurden auf einer Palette in den 700°C heißen Ofen eingeführt. Ein kurzzeitiger Temperaturabfall ergab sich allerdings durch das Öffnen des Ofens und auch die Proben selbst wirken als Wärmesenke. Die Aufheiz- und Abkühlgeschwindigkeit der Proben selbst konnte nicht direkt erfasst werden. Die in **Abb. 4.7** dargestellte Kurve der Temperaturlast ergibt sich aus der gemessenen Temperatur im Ofen und der Raumtemperatur.

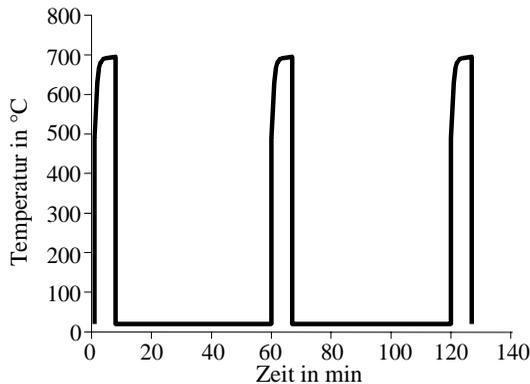


Abbildung 4.7: Temperaturlast der Thermozyklen

4.3 Axiale Belastungstests

Erste, hier nicht dokumentierte, Voruntersuchungen lieferten Hinweise auf eine beträchtliche Anisotropie des Reibungskoeffizienten in der Keramik/Metall-Kontaktfläche. Durch eine Kraftmessung beim Auspressen der keramischen Welle aus der Pressverbindung in axialer Richtung und die rechnerische Simulation dieses Vorganges konnte indirekt der Reibungskoeffizient in axialer Richtung bestimmt werden. Auch der Reibungskoeffizient der Metall/Metall-Kontaktflächen bei hohen Temperaturen, der als Randbedingung in die FE-Rechnungen eingeht, kann ausschließlich durch axiale Belastungstests ermittelt werden, weil bei den Torsionsprüfungen die Gleitbewegung immer nur in der Keramik/Metall-Kontaktfläche stattfinden.

4.3.1 Auspressen der Keramikwelle

Für die experimentelle Bestimmung des axialen Reibungskoeffizienten für die Keramik/Metall-Kontaktfläche wurden Torsionsproben der Varianten II-B, II-D, II-E präpariert. Für das Auspressen des keramischen Wellenansatzes war es erforderlich, die metallische Welle einschließlich Rückwand abzustechen, so dass die Druckkraft auf den keramischen Wellenansatz mit einem kleinen Stempel aufgeprägt werden konnte (**Abb. 4.8**). Der Kraftverlauf eines Auspressvorgangs bei 700°C wurde an der Bundesanstalt für Materialforschung- und prüfung (BAM) für eine präparierte Variante II-B aufgezeichnet. Demnach ist eine Lösekraft von ca. $F_L=11,5\text{ kN}$ notwendig, um die Haftreibung zu überwinden und den Auspressvorgang einzuleiten. Die Rutschkraft steigt dann sogar noch auf $F_{R,max}=14\text{ kN}$ an, obwohl sich die Größe der Kontaktfläche durch die axiale Relativverschiebung von Segmenten und keramischem Wellenansatz stetig verringert, bevor sie folgerichtig auf 0 kN abfällt. Dieser Kraftverlauf ist den relativ großen Rauigkeitsspitzen der harten keramischen Oberfläche geschuldet, die Schichten der metallischen Kontaktfläche abschert und aufstaucht. Die Materialabtragungen waren deutlich sichtbar auf der keramischen Oberfläche.

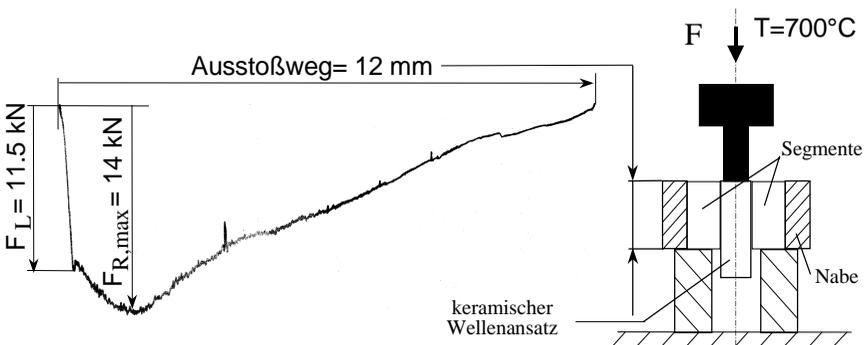


Abbildung 4.8: Kraftverlauf beim Auspressen des keramischen Wellenansatz

Im Falle eines feingeschliffenen oder beschichteten keramischen Wellenansatzes (II-D, II-E) stellt die Lösekraft zugleich die maximale Auspresskraft dar, weil die Rauigkeitsspitzen der Keramikoberfläche klein sind bzw. aufgrund der Beschichtung nicht direkt in die Kontaktfläche der Segmente greifen (Feststoffschmierung).

4.3.2 Einpressen der Segmente mit Keramikwelle

Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten für die Metall/Metall-Kontaktfläche kann die für die Montage notwendige Einpresskraft herangezogen werden. Im Kraftverlauf eines solchen Einpressvorgangs bei 750°C (II-B) treten Unstetigkeiten auf, die auf sogenannte slip-stick-Effekte schließen lassen (Abb. 4.9), die bei der Montage bei Raumtemperatur nicht zu beobachten sind. Beim Anschlag der Segmente gegen die Rückwand steigt die Kraft bis auf den vorgegeben Maximalwert an. Danach löst die Presse den Stempel und schaltet die Hydraulik aus.

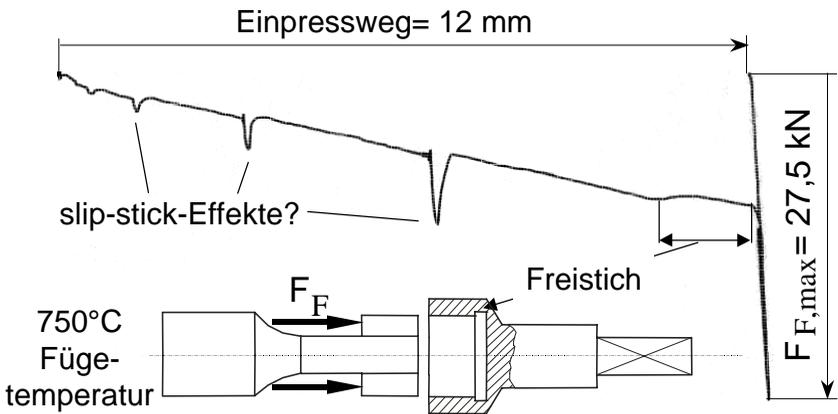


Abbildung 4.9: Kraftverlauf beim Längspressen der Welle/Nabe-Verbindung

4.3 Neutronendiffraktometrie

Die Neutronendiffraktometrie leistet die experimentelle Erfassung von dreidimensionalen Eigenspannungszuständen im Inneren eines Bauteils über die Analyse der Gitterdehnungen, die von den einwirkenden Kräften hervorgerufen werden. Am Hahn-Meitner-Institut Berlin wurden dazu Messungen am E3-Spektrometer des BER2-Reaktors durchgeführt. Für die Untersuchung des Eigenspannungszustandes in Abhängigkeit von der Temperatur stand ein spezieller Hochtemperatur-Spiegelofen zur Verfügung, der über die optische Zugänglichkeit eine Abschwächung des Neutronenstrahls vermeidet (Abb. 4.10). Zum Erhitzen der Proben liefern zwei Halogenlampen die nötige Wärmestrahlung. Das Gerät EUROTHERM 818 regelt die mit Thermoelementen erfasste Proben temperatur mit einer Genauigkeit von $\pm 10^{\circ}\text{C}$. Die Probenhalterung ist drehbar gelagert, so dass die Gitterabstän-

de in den drei Richtungen des 3-D Raumes bestimmt werden können.

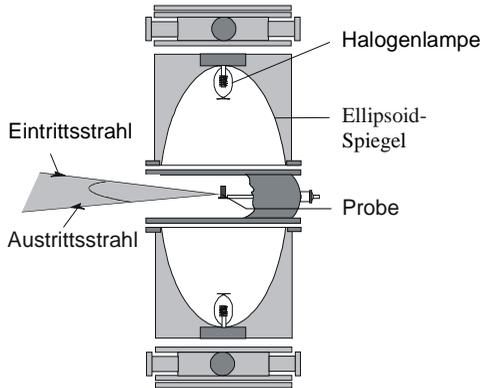


Abbildung 4.10: Hochtemperatur-Spiegelofen [54]

Ermittelt werden die Gitterdehnungen als ein zeitlich und räumlich integraler Wert innerhalb des Messvolumens, das ein Prisma mit zwei parallelen rhombusförmigen Flächen darstellt, resultierend aus dem Querschnitt des ein- und austretenden Neutronenstrahls ($3 \times 3 \text{ mm}^2$) und deren Eintritts- und Austrittswinkel (**Abb. 4.11**).

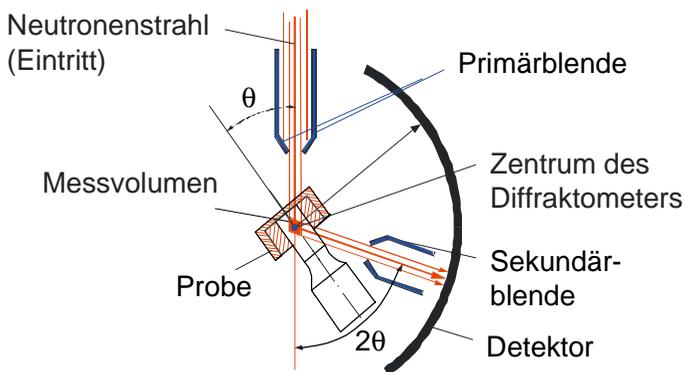


Abbildung 4.11: Messanordnung (Radialspannung) [53]

Die räumliche Ausdehnung des Messvolumens ist vergleichsweise groß in Anbetracht der Probengröße. Ein aussagekräftiger integraler Messwert wird nur

in einem Volumenbereich mit geringen Spannungsgradienten zu erfassen sein, weshalb das Messvolumen auf einen zentral auf der Längsachse - mittig im zylindrischen Wellenansatz - gelegenen Punkt fokussiert wurde. Die Ausrichtung der Probe muss zum Erfassen jeder Komponente der Gitterdehnung, in radialer, axialer bzw. tangentialer Richtung, entsprechend neu justiert werden. Die Dauer einer Messung für je eine Komponente wird von der Anzahl der detektierten Neutronen je Zeiteinheit bestimmt und lag bei 4 bis 12 h je Messung. Eine Messreihe für die drei benötigten Komponenten wurde separat für die Temperaturen von 20, 400, 700 und noch einmal 20°C durchgeführt.

Die Messungen wurden an zwei speziell präparierten Proben (II-B) durchgeführt. Eine der Proben war bei Raumtemperatur und die andere bei 700°C durch Längspressen gefügt worden. Die Montage der Komponenten bei 700°C induziert beim Abkühlen Druckspannungen in der Keramikwelle in axialer Richtung, was sich günstig auf ihre Festigkeit auswirkt. Nach der Montage der beiden Proben wurden die metallischen Vierkantwellen abgetrennt und lediglich eine dünne Rückwand belassen. Dadurch wurde die Abschwächung des Neutronenstrahls - bedingt durch den Werkstoff INCOLOY 909 - stark verringert, weil folglich nur noch dünnere Schichten dieser Fe-Ni-Co-Legierung zu durchdringen waren. Detailliertere Ausführungen zu Versuchsaufbau und Auswertung der Neutronenbeugungsmessung im Allgemeinen werden in [53, 54] vorgestellt und speziell zu den oben dargestellten Versuchen in [55].

4.4 Ultraschalluntersuchungen

Bei vielen Torsionsproben wurden nach den Versuchen bei hohen Temperaturen durchgehende Risse im Querschnitt des zylindrischen Teils der keramischen Versuchswellen festgestellt, nachdem sie demontiert wurden. An der BAM durchgeführte Ultraschalluntersuchungen sollten den eindeutigen Nachweis erbringen, dass diese Brüche das Resultat thermischer Dehnungen sind, die hohe axiale Zugspannungen in der Keramik induzieren. Eine Schädigung durch den Fertigungsprozess einschließlich Montage oder durch die Demontage nach den Versuchen sollte als Versagensursache ausgeschlossen werden.

Das Ultraschallmessverfahren ermöglicht unter anderem die zerstörungsfreie Prüfung von Werkstücken auf makroskopische Risse, Lunker oder Einschlüsse von Fremdkörpern, wenn aussagekräftige Signale empfangen werden können, was die richtige Wahl des Prüfkopfes und die Möglichkeit seiner Ankopplung an die zu prüfende Struktur voraussetzt. Als geeignet für die Messungen erwies sich der Prüfkopf K15K (15 MHz-Sende- und Empfangsfre-

quenz) der Firma Krautkrämer GmbH, der einen Schwingkopfdurchmesser von ca. 8 mm aufweist. Die Eintragung der Longitudinal-Schallwellen durch diesen Prüfkopf erfolgt senkrecht an der Stirnfläche des Polygons (Abb. 4.12), so dass die Echo-Lauflänge durch eine unversehrte Keramikwelle genau die Distanz ihrer beiden parallel zueinander liegenden Stirnflächen ist. Ein Quarzplättchen dient bei dem hier angewandten Impuls-Echo-Verfahren als Sender und Empfänger. Im Gegensatz zum Durchschallverfahren, wo Sender und Empfänger getrennt sind, wird nicht direkt das gesendete Signal empfangen, sondern das an der Rückwand reflektierte Echo.

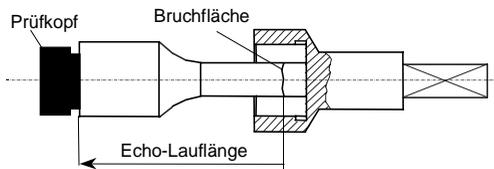


Abbildung 4.12: Prüfkopfkopplung

Ausgewertet wurden die Signale mit dem Ultraschallgerät der Firma Krautkrämer USIP 11-3, indem die Bildschirmeinstellung zuvor an einer nicht gebrochenen Probe mit 38 mm Länge kalibriert wurde. Abb. 4.13 zeigt den Vergleich der empfangenen Signale für eine unversehrte und eine gebrochene keramische Versuchswelle.

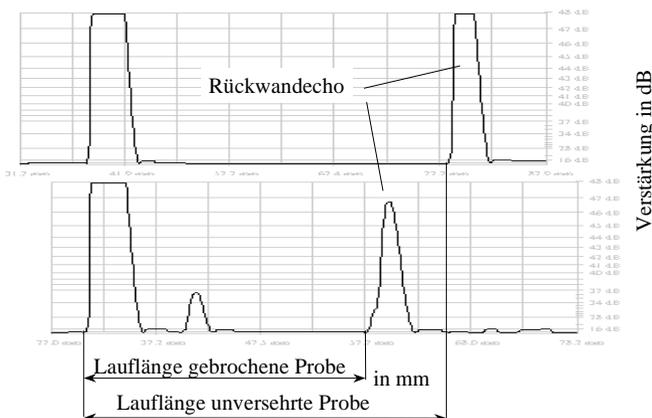


Abbildung 4.13: Ultraschallsignale

5 Numerische Berechnungsmethoden

Physikalische Gesetze lassen sich häufig nur durch Differentialgleichungen ausdrücken, deren exakte Lösungen nur für einige Spezialfälle bestimmt werden können. Die ingenieurwissenschaftliche Analyse komplexer technischer Systeme liefert die Modelle, welche die mathematischen Verknüpfungen der verschiedenen physikalischen Gesetzmäßigkeiten in numerischen Berechnungsalgorithmen enthalten, die computerunterstützt gelöst werden. So wird z.B. die Welle/Nabe-Verbindung auf einen Eingabedatensatz abgebildet, der als Berechnungsgrundlage zur Spannungs- und Temperaturfeldberechnung mit dem Näherungsverfahren der Finite-Elemente-Methode dient und im Folgenden als Finite-Elemente-Modell bezeichnet wird. Für die rechnerische Überprüfung der Zuverlässigkeit der keramischen Komponente, die mit dem Programm CERTUB erfolgt, muss die FE-Berechnung eine hinreichend große Anzahl an Stützstellen liefern, für die die Werte der Hauptspannungen und der Temperaturen bekannt sind.

5.1 Spannungs- und Temperaturfeldberechnung mit der Finite-Elemente-Methode

Die FEM wurde ursprünglich für den Bereich der Strukturmechanik entwickelt. Der Vorteil dieses Berechnungsverfahrens liegt in seiner universellen Anwendbarkeit auf jegliche Art von Feldproblemen. Ein häufig vorkommender Fall ist z.B. - wie auch in dieser Arbeit - die Berechnung des Temperaturfelds einer Struktur nach den Gesetzen der Thermodynamik und die darauf folgende Berechnung der mechanischen Spannungen, für die die Temperaturverteilung als Eingabedatensatz erforderlich ist. Dabei kann die Berechnung sowohl linear als auch nichtlinear sein.

Die lineare FE-Simulation für ein stationäres Temperaturfeld oder die Strukturmechanik führt stets zu einer Lösung. Die lineare Strukturmechanik - auch als lineare Statik bezeichnet - setzt voraus, dass die Struktur aus linear elastischem Material besteht, nur sehr kleinen Verschiebungen unterworfen wird und unveränderliche Randbedingungen besitzt. Komplementär dazu handelt es sich um eine nichtlineare Berechnung, wenn plastische Materialgesetze

und zeitabhängige Materialeigenschaften in die Rechnung eingehen, große Verschiebungen vorkommen oder vom Berechnungsgang abhängige, variable Randbedingungen vorliegen, wie z.B. die Verschiebungen der auf einer Kontaktfläche befindlichen Knoten. Im Fall der Welle/Nabe-Verbindung werden sowohl die geometrischen Nichtlinearitäten als auch die Materialgesetze nichtlinearer Art bei den FE-Rechnungen berücksichtigt. Die daraus hervorgehenden Gleichungssysteme werden durch iterative Rechenschritte gelöst, die bekanntlich nicht grundsätzlich konvergieren. Damit wird klar, dass die Verwendung eines ungeeigneten Modells für diese nichtlinearen Berechnungen nicht nur die Güte der Näherungslösung in Frage stellt, sondern diese möglicherweise gar nicht gefunden werden kann. Diesem Problem wird teilweise durch ein anfänglich stark vereinfachtes Modell begegnet, das dann - entsprechend dem Kenntnisstand - sukzessive um alle wesentlichen Beanspruchungen erweitert wird. Charakterisiert wird das FE-Modell der Welle/Nabe-Verbindung im Wesentlichen durch

- die Geometriedaten der Strukturen,
- die Rand- und Anfangsbedingungen,
- die Materialdaten und
- die Belastungsdaten.

Der so strukturierte Datensatz konnte weitestgehend mit Hilfe des graphischen Pre- und Postprozessors (FEMAP 7.0) erzeugt werden, der auch zur Auswertung der Ergebnisse genutzt wurde. Erste Auslegungsrechnungen erfolgten mit dem PC-basierten FE-Programm TP 2000 [57]. Die Generierung des Rechnetzes, die Festlegung der Randbedingungen und die Einbindung der Materialgesetze erfordern Annahmen und Vereinfachungen, die nachfolgend erläutert werden. Anhand der Darlegung der Modellbildung können zudem die physikalischen Phänomene gut erklärt werden, die das Übertragungsverhalten der Welle/Nabe-Verbindung bestimmen.

5.1.1 Diskretisierung der Geometrie

Die Zerlegung des Kontinuums in viele kleine, aneinandergrenzende Elemente muss auf die jeweilige Problemstellung abgestimmt sein. Die Leistungsfähigkeit eines FE-Programms wird unter anderem maßgeblich von der Vielfalt der zur Verfügung stehenden Elementtypen bestimmt. Obwohl es sich bei jedem realen Kontinuum um eine dreidimensionale Geometrie handelt, lassen sich unter bestimmten Voraussetzungen einige Kontinua zweidimensional abbilden, wie etwa dünne Scheiben, Platten und Bauteile mit in einer Achse unveränderlichen Querschnitten. Erste Auslegungsrechnungen zur Bestim-

mung des Übermaßes U der Welle/Nabe-Verbindung konnten so mit einem einfachen 2D-Rechnetz vorgenommen werden. In jedem Fall muss die Elementierung die Stetigkeitsanforderung an den Verschiebungsansatz gewährleisten. Aus den Integralbeiträgen der einzelnen Elemente resultieren die zu lösenden Gleichungssysteme, deren Größe und damit deren Lösungsaufwand mit zunehmender Anzahl der Elemente und ihrer Knotenvariablen steigt. Wird der Grad der Ansatzfunktion der Elemente bzw. ihrer Formfunktionen erhöht, steigt zunächst ebenfalls der Rechenaufwand. Allerdings reicht eine wesentlich geringere Elementanzahl aus, um eine annähernd gleich gute Lösung zu erzielen, wenn Elemente mit Ansatzfunktionen höheren Grades verwendet werden. Abgesehen von den sogenannten Superelementen, bieten kommerzielle Programme größtenteils Elementtypen mit linearem, quadratischem und kubischem Ansatz. Eine detaillierte, übersichtliche Beschreibung zu einigen Elementtypen und ihren Ansatzfunktionen wird in [58] dargelegt.

Die in dieser Arbeit vorgestellten FE-Resultate der 3D-Modelle gehen ausschließlich aus Berechnungen hervor, denen ein Rechnetz aus Elementen mit linearen Ansatzfunktionen zugrunde liegt. Anfängliche Berechnungen mit Elementen zweiter Ordnung (LAGRANGE-Klasse), die in der Regel zu genaueren Ergebnissen führen, scheiterten. Diese Berechnungen erzielten entweder falsche Ergebnisse oder zeigten Konvergenzprobleme, obwohl vorerst nur rein elastisches Materialverhalten eingeführt wurde. Bei der Nachbildung von gekrümmten Flächen mit diesem Elementtyp entstehen durch Rotation krummlinige Elementkanten bei der Generierung des Netzes bzw. bei der Verformung der Struktur durch aufgeprägte Lasten. Relativverschiebungen der Kontaktflächen führen dann zu Durchdringungen der sogenannten Slave-Kontaktfläche durch einzelne Knoten der Master-Kontaktfläche, was nicht korrigiert wird und damit falsche Ergebnisse liefert. Auch kann ein Alternieren *zwischen Kontakt öffnet* und *Kontakt schließt* die Folge sein.

Ein geometrisches Modell für die Spannungs- und Temperaturfeldberechnung (Variante II-B), aus insgesamt 16.489 Elementen und 21.524 Knoten bestehend, zeigt **Abb. 5.1.a**. Der metallische Vierkant und das keramische Polygon sind für die Modellierung der Lasteinleitung nicht nötig, wodurch die benötigte Elementanzahl verringert wird. Die Feinheit der Unterteilung richtet sich unter anderem nach den zu erwartenden Gradienten im Spannungsverlauf, nach der geforderten Genauigkeit der Lösung und nach der Anordnung der Kontaktflächen. Die Umrisse der Kontaktflächen, wie sie dem realen Bauteil entsprechen, zeigt die **Abb. 5.1.b**. Unbedingt auszunutzen ist die zyklische Symmetrie zur Längsachse der Welle/Nabe-Verbindung, um den Rechenaufwand drastisch zu verringern. Bei vier Segmenten ist die Berechnung von nur einem Viertel des Querschnitts ausreichend, wenn die zyklische Symmetrie

ausgenutzt wird.

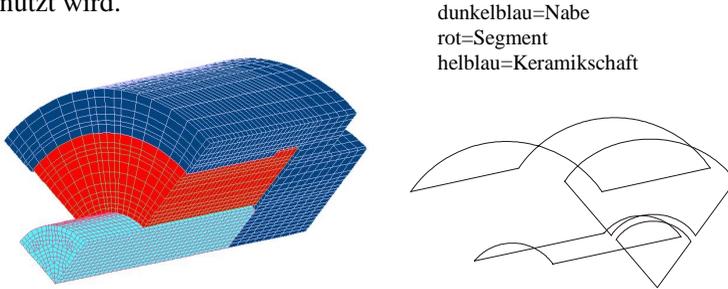


Abbildung 5.1: a) Finite Elemente-Netz b) Kontaktflächen

5.1.2 Randbedingungen und Lasten

Die zyklische Symmetrie wird als Randbedingung programmtechnisch über die Kopplung der entsprechenden Knotenfreiheitsgrade der Verschiebungen jeweils an den Segmenträndern sich gegenüberliegender Knoten realisiert. Die Knotenverteilung muss daher an diesen Rändern gleichfalls symmetrisch sein. In welcher Weise symmetrische Struktur­ränder oder Lasten zur Verringerung des Rechenaufwands genutzt werden können, wird in [59, 60] an zahlreichen Beispielen dargelegt.

Soll für eine Bauteilgruppe die Bestimmung des Antwortverhaltens auf die vorgegebene Belastung untersucht werden, sind die Kontaktflächen der zur Struktur gehörigen Bauteile zu definieren. Die Formulierung ist z.B. mittels sogenannter GAP-Elemente oder durch die Vorgabe der aneinandergrenzenden Elementflächen möglich. GAP-Elemente bilden den Kontakt über sehr große Steifigkeiten und den geöffneten Zustand mit sehr kleinen Steifigkeiten ab. Eine Kalibrierung der Kontaktanalyse ist hier unbedingt erforderlich, um diese Steifigkeiten richtig zu wählen. Deshalb kam die Elementfläche-zu-Elementfläche-Formulierung im sogenannten *harten Kontakt* zur Anwendung, weil hier diese Kalibrierung entfällt. Beim *harten Kontakt* werden keine Zugspannungen übertragen, und die Scherspannungen in der Fläche streben gegen null, wenn der Kontaktdruck zu null wird. Physikalische Effekte wie Kohäsionskräfte oder das leichte Verkleben von Flächen können durch einen weichen Kontakt berücksichtigt werden, d.h. Scherspannungen können noch übertragen werden, wenn der Kontaktdruck null oder sogar negativ ist. Dieses Vorgehen stellt aber gleichermaßen einen willkürlichen Eingriff des Nutzers dar und muss daher gegebenenfalls experimentell überprüft werden.

Durch das Übermaß der Segmente werden Eigenspannungen in die Welle/Nabe-Verbindung eingebracht, deren Höhe auch den Wert des Fugendrucks p_F in den Kontaktzonen bestimmt. **Abb. 5.2** zeigt den Verlauf von σ_3 im Querschnitt der Verbindung für ein Übermaß von $U=20\mu\text{m}$ und $U=60\mu\text{m}$. Die Kalibrierung der FE-Rechnung erfolgte mit Hilfe experimentell bestimmter Spannungen durch das Neutronenbeugungsverfahren. Dieses Vorgehen liefert das effektive Übermaß, das als Randlast in die Berechnung eingeht.

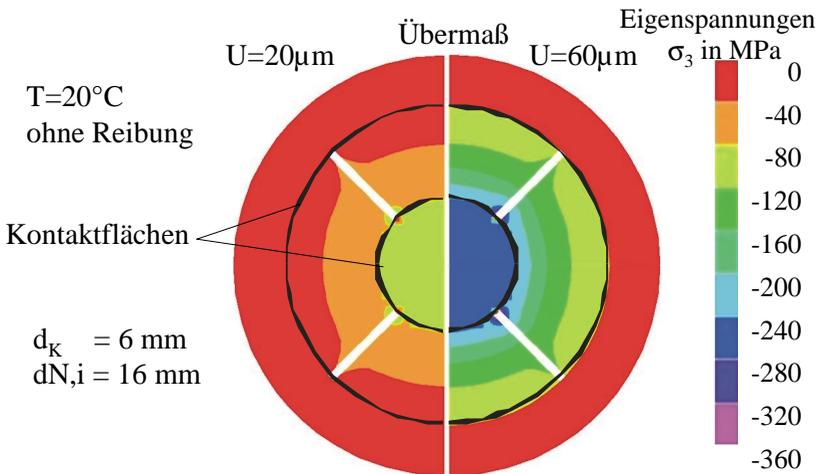


Abbildung 5.2: Spannungsverteilung im Querschnitt der Verbindung in Abhängigkeit vom Übermaß U (2D-Modell)

Für die Berechnung des inhomogenen Temperaturverlaufs wurde die Annahme getroffen, dass die Kontaktflächen fest miteinander verbunden sind. Mit zunehmender Erwärmung kommt es aber zu Verformungen, die das Abheben der Kontaktflächen in einigen Bereichen bewirken und damit den Wärmefluss verändern, wie es in **Abb. 5.3** in übertriebener Darstellung abgebildet ist. Weil der Wärmeübergang für diesen Fall nicht bekannt ist, wurde auf eine Modellierung dieses Sachverhalts verzichtet und statt dessen der ungünstigste Fall - alle Flächen sind miteinander im Kontakt - angenommen.

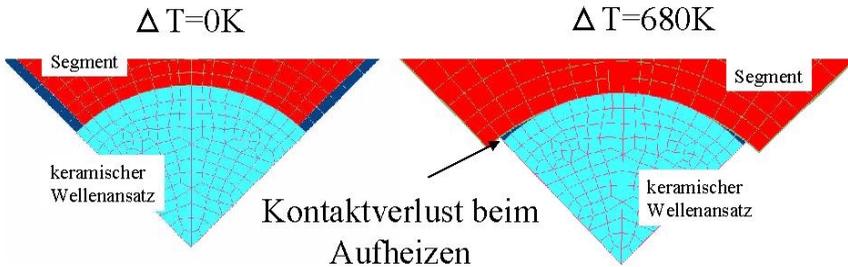


Abbildung 5.3: Verformung der Segmente beim Aufheizen

5.1.3 Reibmodell

Die Phänomene der Reibung sind sehr komplex, weil sie aus der Synthese mechanischer und chemischer Vorgänge hervorgehen. Diese Vorgänge zu untersuchen, ist Gegenstand der Tribologie, die darauf abzielt, die Reibung und den Verschleiß zu kontrollieren und Reibkräfte berechenbar zu machen. Die zwischen zwei Kontaktflächen wirkenden Reibkräfte werden durch

- die Topologie der Flächen,
- die mechanischen und chemischen Eigenschaften der Kontaktpartner,
- den Lasteintrag und seiner Chronologie (einschließlich der dynamischen Effekte) und
- die eingesetzten Schmierstoffe

bestimmt. Je nach Anwendungsfall sollen diese Kräfte sehr klein bzw. sehr groß sein oder einen festgelegten Wert annehmen, wie z.B. bei der Überlast-Reibkupplung. Die Funktionsfähigkeit der Welle/Nabe-Verbindung ist gewährleistet, wenn sich die wirksame Reibkraft im Gleichgewicht mit der Kraft befindet, die aus dem Antriebsmoment resultiert. Dieser Zustand kann als quasi-statisch betrachtet werden, weil kein dynamischer Reibkontakt vorliegt und Krieeffekte vernachlässigt werden.

Als Grundlage für die Reibkraftberechnung dient das COULOMBSche Reibmodell (Gl. 5.1), das aus dem AMONTONschen Gesetz durch die Transformation der Kräfte in Spannungen hervorgeht. Es beschreibt den proportionalen Zusammenhang zwischen der kritischen Scherspannung τ_{krit} in der Kontaktfläche und dem Anstieg des Kontaktdrucks p . Der Reibkoeffizient μ bildet

den Proportionalitätsfaktor. Wird die kritische Scherspannung τ_{krit} überschritten, dann setzt Gleiten ein.

$$\tau_{krit} = \mu p \quad (5.1)$$

Für die unbeschichtete Kontaktfläche Keramik/Metall wurde dieses Modell durch die Einbeziehung der anisotropen Reibungskoeffizienten in tangentialer und axialer Richtung erweitert. Im Fall der beschichteten Kontaktflächen müssen zwei Bereiche voneinander unterschieden werden. Im Bereich geringer Kontaktdrücke begrenzt der Reibungskoeffizient μ die Höhe der Kraftübertragung, während zu hohen Kontaktdrücken hin die maximal von der Beschichtung ertragbare Scherspannung τ_{max} die Kraftübertragung nach oben hin begrenzt (**Abb. 5.4**).

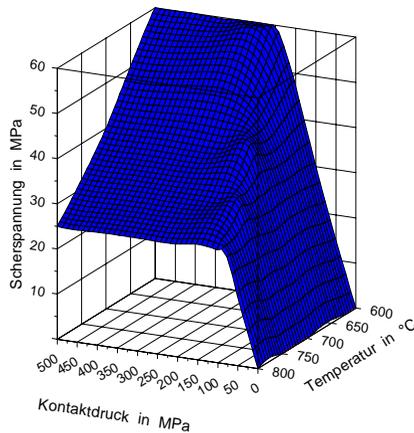


Abbildung 5.4: Übertragbare Scherspannungen in der Keramik-Metall-Kontaktfläche

Solch ein Reibmodell kann in der Regel nur eine grobe Annäherung an die Realität sein. Die Schwierigkeit, ein taugliches Reibmodell für den jeweiligen Anwendungsfall zu finden, folgt aus der Tatsache, dass die Kontaktflächen mikroskopisch betrachtet nicht glatt und eben wie die idealisierten Flächen sind und dissipative Prozesse meist nicht energetisch, sondern durch ein Kräftegleichgewicht erfasst werden. So kann z.B. eine einzelne, besonders starke Rauigkeitsspitze andere Haftbedingungen schaffen oder den Gleitprozess völ-

lig anders gestalten. Generell gilt die Aussage: Wenn eine Reibkraft vorhanden ist, dann kommt es zu Gleitbewegungen, seien sie auch nur von sehr kleinen Ausmaßen [61]. D.h., lokale, mikroskopisch kleine Gleitbewegungen in der Kontaktzone führen zu einem Mikroschlupf, bevor makroskopisch eine Verdrehung der Welle in der Nabe feststellbar ist.

Ein weiteres Phänomen, das als slip-stick-Bewegung bezeichnet wird, ist das diskontinuierliche Gleiten, bei dem ein abrupter Wechsel zwischen sehr hohen und sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten stattfindet. Es handelt sich offensichtlich um den abrupten Ausgleich eines gestörten Kräftegleichgewichts. Dieses kann lokale Spannungsspitzen verursachen, die für den keramischen Werkstoff fatal sind. Der slip-stick-Effekt wird mit der Rechnung prinzipiell simuliert. Die realen rauen Oberflächen können jedoch nicht nachgebildet werden. ABAQUS bietet die Möglichkeit, die slip-stick-Effekte rechnerisch exakt mit Lagrange-Parametern nachzubilden oder näherungsweise über Steifigkeits-Strafffunktionen zu berechnen. Das letztgenannte Lösungsverfahren wurde mit einer hinreichend feinen slip-Toleranz von 0,001 verwendet, um bei ausreichender Genauigkeit die Rechenzeiten zu verringern.

Obige Ausführungen sollen nicht zu dem Schluss führen, dass FE-Simulationen bei Einbeziehung der Reibung kaum genaue Ergebnisse erbringen. Vielmehr soll darauf hingewiesen werden, dass die Überprüfung der Ergebnisse durch das Experiment ratsam ist bzw. in Kombination mit dem Versuch ein brauchbares Modell zu wählen ist. Eine sehr ausführliche Zusammenfassung experimenteller Ergebnisse und deren Bewertung, bis hin zu Vorschlägen für die Algorithmen numerischer Routinen, kann in [62] eingesehen werden.

5.1.4 Kriechmodell

Ebenfalls sehr komplexer Natur sind die Erscheinungen des Materialkriechens. Mit fortdauernder Beanspruchung führt das Kriechen auch dann zu permanent zunehmenden, plastischen Verformungen des Bauteils, wenn es zeitlich unabhängig- also statisch - belastet wird. Hochtemperaturkriechverformungen in warmfesten Stählen werden bei mittleren Spannungen und Temperaturen ab etwa $0,4 \times$ Schmelztemperatur wirksam ($T \geq 0,4 T_{\text{Schmelz}}$) [74]. Die konstruktive Auslegung thermisch und mechanisch hoch belasteter Bauteile aus Stahl oder hochwarmfesten Sonderlegierungen sollte deshalb die rechnerische Abschätzung der zulässigen Bauteilnutzungsdauer berücksichtigen, um Schäden an Maschinen oder gar Personen durch angemessene Wartungszyklen abzuwenden. Die Resultate solcher Berechnungen sind kritisch zu hinterfragen. Die Ergebnisse von Kriechversuchen - in der Regel an uniaxial belasteten Zugproben - werden mit Hilfe einer Vergleichs-

spannung auf mehrachsige Spannungszustände angewendet. Um den Versuchsaufwand einzuschränken, werden Kriechversuche oftmals über relativ kurze Zeiträume durchgeführt, während die Zeitvorgaben für die Berechnung die Versuchszeiten oft in der Größenordnung von ein bis zwei Zehnerpotenzen übersteigen. In dieser Weise extrapolierte Werte sind zwar ein guter Anhaltspunkt für den Konstrukteur, aber eben keine genauen Resultate.

Das Kriechverhalten wird messtechnisch durch Zeitstandversuche erfasst (DIN 50118), die in der Literatur üblicherweise in Kriech- und Relaxationsversuche eingeteilt werden [75]. Wird eine Last vorgegeben und die Zunahme der Dehnung in Abhängigkeit der Zeit gemessen, so wird dieser Versuch als Kriechversuch bezeichnet. Im Relaxationsversuch wird bestimmt, wie stark sich eine elastische Dehnung mit zunehmender Versuchsdauer durch das Kriechen in bleibende Dehnungen umsetzt. Durch die Relaxation der Spannungen geht der Kriechprozess demzufolge unter abnehmender Spannung vonstatten. Spannungsrelaxation tritt überall dort auf, wo Bauteile unter Eigenspannung stehen, wie dies z.B. bei der Welle/Nabe-Verbindung der Fall ist. Wirkt eine konstante äußere Last auf eine Bauteilgruppe, z.B. eine Zentripetalkraft bei Turbinenschaufeln, bleibt die Kriechspannung annähernd konstant.

Bei Kriechversuchen wird zwischen einem Versuch unter konstanter Last und einem unter konstanter Spannung unterschieden. Den Unterschied verdeutlicht **Abb. 5.5**. Die dargestellten Messdaten wurden von der Firma *Honeywell Engines and Systems* zur Verfügung gestellt.

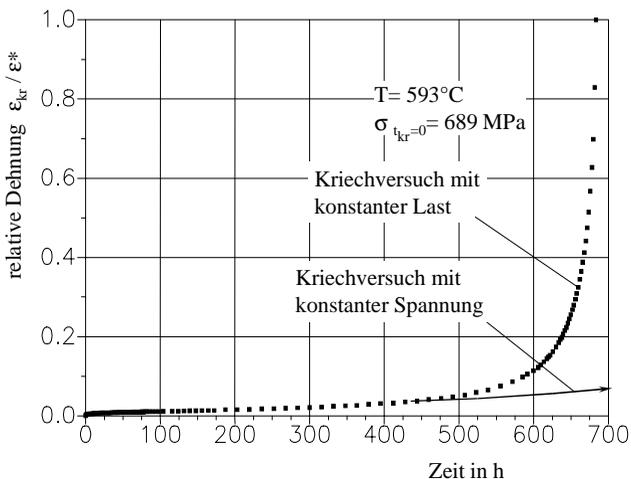


Abbildung 5.5: Kriechkurve von INCOLOY 909

Bei der Aufbringung einer konstanten Last nehmen die Dehnungen ab einer gewissen Größe mit der Zeit rasant zu. Einen solchen Fall repräsentiert z.B. der Zugversuch, bei dem eine zylindrische Probe in axialer Richtung mit einem Gewicht belastet wird. Es kommt mit der Belastungsdauer zu einer Längenzunahme der Probe bei gleichzeitiger Einschnürung. Im verengten Querschnitt steigt folglich die Spannung. Als Kriechspannung wird meist die aus der ursprünglichen Geometrie zur Zeit $t_{kr}=0$ berechnete Spannung angegeben. Würde anstelle einer konstanten Last eine ständig konstante Spannung vorliegen, dann käme es in etwa zu dem in **Abb. 5.5** skizzierten Verlauf der durchgezogenen Linie. Dieser Bereich ist hier aber nicht von Interesse, weil die zulässigen Kriechdehnungen der Nabe der Verbindung mit max. ca. 0,8-1% klein im Verhältnis zu den Bruchdehnungen sein müssen, um den erforderlichen Kontaktdruck noch zu gewährleisten.

Der Kriechvorgang durchläuft vom Beginn der Lastaufbringung bis zum Bruch drei Bereiche, das primäre, das sekundäre und das tertiäre Kriechen [76]. Der primäre Bereich (I) ist durch stark abnehmende Kriechraten charakterisiert (siehe auch **Abb. 5.7** auf S. 58). Der sekundäre Bereich (II) wird auch als stationärer Kriechbereich bezeichnet, weil die Kriechrate im klassischen Fall konstant über der Dehnung bleibt, und im tertiären Bereich kommt es nach dem beschleunigten Anstieg der Kriechrate zum Bruch der Probe. Dieses Verhalten wird auf ein Gleichgewicht bzw. Ungleichgewicht von Verfestigungs- und Entfestigungsvorgängen zurückgeführt, die durch Versetzungen im Metallgitter und Gefügeänderungen desselben hervorgerufen werden und für das Festigkeitsverhalten der Metalle maßgeblich sind [77]. Der tertiäre Bereich ist für den Maschinenbauer wegen der großen Deformationen meist von geringerem Interesse. Dennoch kann die hohe Duktilität eines Werkstoffs, z.B. im Apparate- und Anlagenbau, von sicherheitsrelevanter Bedeutung sein.

Bei welchen Temperaturen das Materialkriechen bei der Auslegung des Bauteils nicht mehr vernachlässigbar ist, wird selbstverständlich vom Werkstoff abhängig sein. So kann es beispielsweise für Verdichterrotoren aus Aluminiumlegierungen für Betriebstemperaturen von 120°C ebenso erforderlich sein, die Kriechverformungen abzuschätzen [78], wie für keramische Rotoren aus Siliziumnitrid für Betriebstemperaturen >1200°C [28]. Die Nabe der hier betrachteten Welle-Nabe-Verbindung ist thermisch und mechanisch so hoch belastet, dass die Zeitdehngrenze des INCOLOY 909 in die Simulationsrechnungen eingehen muss. Die Segmente werden vor allem auf Druck beansprucht und das NIMONIC 90A weist eine sehr viel höhere Kriechbeständigkeit auf, so dass den Kriechverformungen der Segmente nur eine geringe Bedeutung beizumessen ist. Es waren die Kriechgesetzmäßigkeiten zu formulieren, die das Verformungsverhalten des INCOLOY 909 wiedergeben. ABAQUS bietet eine

Schnittstelle, mit der dem Nutzer ermöglicht wird, passende Kriechgesetze zu programmieren.

Das hier verwendete Kriechgesetz wird als Potenzgesetz bezeichnet und in der ingenieurmäßigen Praxis oft angewendet (**Gl. 5.2**), auch wenn die Kriechraten $\dot{\epsilon}_{kr}$ über der Kriechdehnung ϵ_{kr} aufgetragen oft exponentiellen Gesetzmäßigkeiten folgen. Der daraus resultierende Fehler ist meist gering und es überwiegt der Vorteil, dass die Parameter A, m, N einfach zu bestimmen sind.

$$\dot{\epsilon}_{kr} = \frac{d\epsilon_{kr}}{dt} = A \sigma^N t^m \tag{5.2}$$

Neben dem Kriechgesetz wird eine Verfestigungsregel benötigt, welche angibt, wie von dem unter konstanter Spannung experimentell bestimmten Kriechverhalten auf das Kriechverhalten bei Spannungsrelaxation geschlossen werden kann ($\dot{\epsilon}_{kr} = f(\sigma, t)$). Dazu dienen häufig die Zeitverfestigungsregel oder die Dehnungsverfestigungsregel. Das Kriterium für die Anpassung der Kriechgeschwindigkeit an den neuen Spannungszustand für den nächsten inkrementellen Berechnungsschritt ist bei der Zeitverfestigungsregel die insgesamt erreichte Beanspruchungsdauer $\sum \Delta t_Z$ (**Abb. 5.6**). Aufgrund der zu erwartenden starken Verringerung der Spannungen durch Relaxation wird im Rahmen dieser Arbeit bei allen Kriechberechnungen die Dehnungsverfestigungsregel angewendet, bei der das Kriterium für die Anpassung der Kriechgeschwindigkeit an den veränderten Spannungszustand die Summe der inkrementellen Dehnungen $\sum \Delta \epsilon_D$ darstellt.

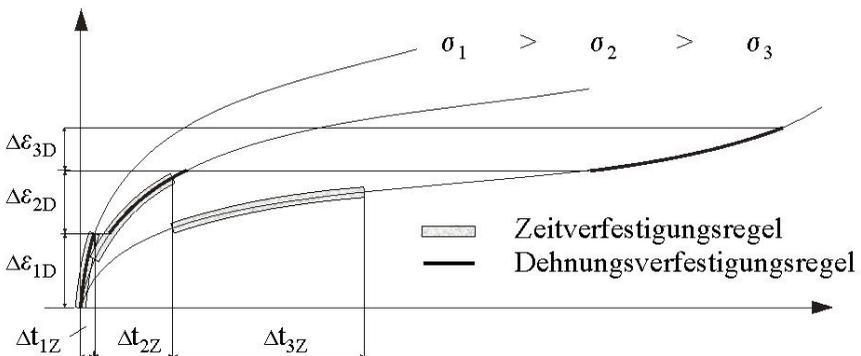


Abbildung 5.6: Inkrementelle Vorgabe der Dehnung bzw. der Zeit für die numerische Berechnung des Kriechens

Nach der Integration der **Gl. 5.2** und Umformung nach der Zeit t (**Gl. 5.3**)

$$t = \frac{[(m+1) \varepsilon_{kr}]^{1/(m+1)}}{A \sigma^N} \quad (5.3)$$

lässt sich durch Einsetzen in **Gl. 5.2** der benötigte explizite Zusammenhang zwischen der Kriechrate $\dot{\varepsilon}_{kr}$ und der Kriechdehnung ε_{kr} mit **Gl. 5.4** darstellen.

$$\dot{\varepsilon}_{kr} = \left\{ A \sigma^N [\varepsilon_{kr} (m+1)]^m \right\}^{1/(m+1)} \quad (5.4)$$

Um das Kriechverhalten des INCOLOY 909 für die FE-Berechnungen mit dem Potenzgesetz zu beschreiben, ist in den primären (I) und den sekundären (II) Bereich des Kriechens in Abhängigkeit von der Dehnung einzuteilen (**Abb. 5.7**). Die rechnerisch insgesamt erreichte Dehnung im Integrationspunkt des jeweiligen FE-Elements bildet dabei das Kriterium, ob der Bereich des sekundären Kriechens bereits erreicht ist.

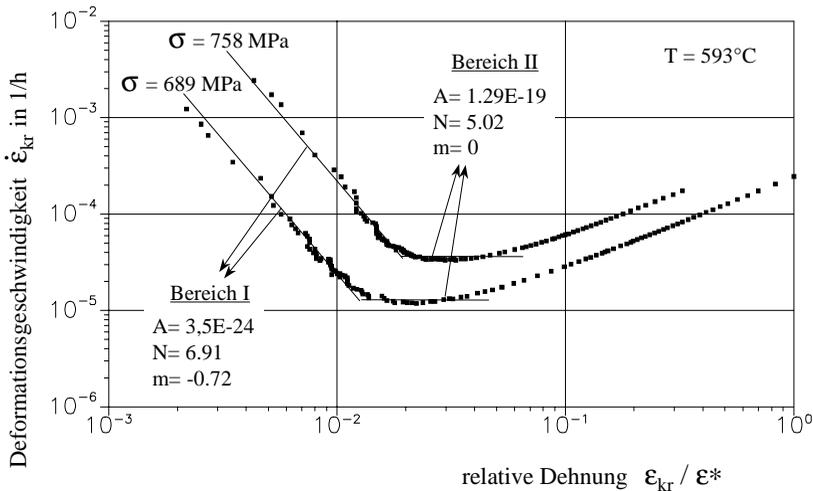


Abbildung 5.7: Kriechraten für $\sigma=758$ MPa und $\sigma=689$ MPa

Der Nortonexponent N repräsentiert den Abstand der Geraden für vorgegebene Spannungen σ . Als Exponent über der Zeit t bestimmt m die Steigung der Kurvenschar und A bestimmt ihren vertikalen Versatz. Die Bezugsgröße ε^* stellt die maximal aufgetretene Verformung des INCOLOY 909 bei $T=593^\circ\text{C}$

($\sigma_{kr=0} = 689\text{MPa}$) dar. Die Temperatur beeinflusst als zusätzliche variable Größe das Kriechverhalten des Werkstoffs. Die Parameter des Potenzgesetzes wurden für die Temperaturen $T=593, 621$ und 649°C anhand von zwei, drei und vier Kriechkurven bestimmt. Mit dem Unterprogramm CREEP sind die Kriechgesetze programmtechnisch zu integrieren.

Exemplarisch für $T=593^\circ\text{C}$ sind die relativen Kriechdehnungen über der Zeit t und der Spannung σ graphisch anschaulich als Fläche in **Abb. 5.8** dargestellt. Zur Berechnung der Kriechdehnungen ε_{kr} wurde **Gl. 5.5** herangezogen. Der rote Teil dieser Fläche kennzeichnet den Bereich, für den die Parameter des primären Kriechens ($A = 3,5 \text{ N} = 6,91 \text{ m} = -0,72$) ihre Gültigkeit haben.

$$\varepsilon_{kr} = \frac{1}{m+1} A \sigma^N t^{m+1} \quad (5.5)$$

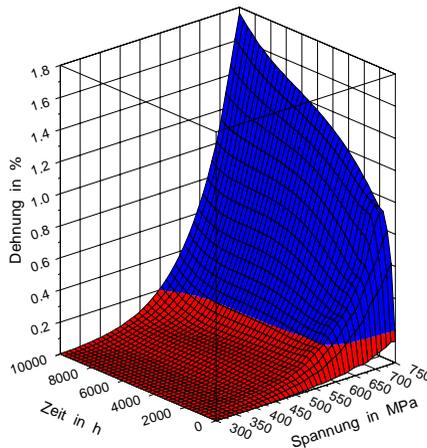


Abbildung 5.8: Kriechdehnungen des INCOLOY 909

Der Vollständigkeit wegen ist zu erwähnen, dass gegebenenfalls Oxidation, Heißgaskorrosion, Gefügeumwandlungen, chemische Reaktionen oder schwingende Lasten als weitere Einflussparameter bei den Zeitstandversuchen Be-

rücksichtigung finden müssen. Derart detaillierte Untersuchungen bedürfen jedoch auch genauer Zielvorgaben für den ganz speziellen Einsatzbereich der Kleingasturbine (z.B. Brennstoff, maritimes Klima oder Einsatzintervalle).

5.2 Zuverlässigkeit keramischer Bauteile

Bei vielen Konstrukteuren trifft man noch immer auf deutliche Skepsis, was die Verwendung keramischer Werkstoffe für Maschinenbauteile anbelangt. Zum einen existieren in vielen Firmen immer noch zu geringe oder sogar negativ geprägte Erfahrungen im Umgang mit dieser Werkstoffgruppe, zum anderen ist deren Schadenstoleranz im Vergleich zu den sehr duktilen metallischen Werkstoffen in der Tat sehr begrenzt. Der rechnerische Zuverlässigkeitsnachweis für ein keramisches Bauteil ist zumeist unabdingbar für den Nachweis der Betriebssicherheit der gesamten Konstruktion. Natürlich sind der Güte der Berechnungsergebnisse dort Grenzen gesetzt, wo mangels detaillierter experimenteller Voruntersuchungen keine hinlänglich genaue FE-Analyse möglich ist. In diesem Fall tragen analytische Ergebnisse dennoch unbestritten zum besseren Verständnis des grundlegenden Geschehens bei, wenngleich es sich dann um Parameterstudien und nicht um Vorausberechnungen handelt.

5.2.1 Versagensverhalten monolithischer Keramik

Keramik kann in der Festigkeitsanalyse zumeist als elastischer Werkstoff angesehen werden. Das Hooksche Gesetz hat demzufolge seine Gültigkeit, solange die kritische Festigkeit nicht überschritten wird und die Temperaturen moderat sind. Bei langen Belastungszeiten und hohen Temperaturen kann es zusätzlich zu Kriechverformungen kommen [66]. Atypisch sind plastische Deformationen keramischer Werkstoffe, wie sie bei Metallen vorkommen. Es sind nur wenige spezielle Fälle bekannt, wie z.B. bei Versuchen mit hohen Druck- und Scherkräften [63, 64], bei denen plastische Deformationen Berücksichtigung finden müssen.

Ein typischer Versagensmechanismus der monolithischen Keramik ist das unterkritische Risswachstum [65], das in der angloamerikanischen Fachliteratur treffender als *slow crack growth* (langsames Risswachstum) bezeichnet wird, und unbedingt in die rechnerische Lebensdaueranalyse einzubinden ist. Bedingt durch das unterkritische Risswachstum kann ein keramisches Bauteil durch das langsame Fortschreiten eines bereits vorhandenen Anrisses nach Verstreichen der Zeit t_f zerstört werden, auch wenn es lediglich statisch belastet ist und keine plastischen Verformungen aufweist. Wie beim Kriechen sind

hier dissipative Prozesse die Ursache für dieses Verhalten, die - einmal aus dem Gleichgewicht geraten - zum Versagen des Bauteils führen. Des Weiteren können Thermozyklen [67], Oxidation [68] bzw. Korrosion [69] bei Temperaturen deutlich über 1000°C die Festigkeit von HPSN-Werkstoffen herabsetzen.

Die Festigkeit eines keramischen Werkstoffs wird stark durch kleinste Risse limitiert, die sich im Bauteil oder an dessen Oberfläche befinden und wie mikroskopisch kleine Kerben wirken. Andere Defekte, wie z.B. Fremdeinschlüsse oder Poren werden wegen ihrer Wirkung ebenfalls als Risse interpretiert. Durch diese kleinen Defekte werden lokale Spannungsspitzen verursacht, die nicht durch plastische Deformationen abgebaut werden können. Dass Bearbeitungsspuren im Nanometerbereich ($R_a=20\text{nm}$, $R_z=120\text{nm}$) Einfluss auf die Festigkeit nehmen, zeigen Untersuchungen des Zusammenhangs zwischen der Biegefestigkeit von Vierpunkt-Biegeproben aus einer Si_3N_4 -Keramik und ihrer Oberflächenrauigkeit [70]. Auch die Lebensdauer (Zeitstandfestigkeit) eines belasteten Keramikbauteils wird durch produktionstechnisch bedingte Fehlstellen bestimmt. Die Initialisierung der Rissausbreitung und damit das unterkritische Risswachstum wird von der Orientierung des Anrisses im Spannungsfeld und der Größe maßgeblich beeinflusst. Zusätzlich bestimmt die Verteilung dieser Fehlstellen im Bauteil die Streuung seiner Festigkeit. Die mikroskopisch kleinen Materialfehler und Bearbeitungsspuren liegen in riesiger Anzahl vor und potentiell kann jeder dieser vielen Anrisse zum Versagen des Bauteils führen, wenn seine Beanspruchung einen kritischen Wert überschreitet. Wegen der Vielzahl der Anrisse und ihrer geringen Größe ist eine klassische Rissfortschrittrechnung für einen konkreten Riss, wie sie bei metallischen Bauteilen machbar ist, nicht angebracht. Deshalb müssen statistische Methoden in Kombination mit der Bruchmechanik für den rechnerischen Nachweis der Zuverlässigkeit der keramischen Komponente zur Anwendung kommen. Die Bewertung der Zuverlässigkeit des Bauteils erfolgt durch die Angabe einer Ausfallwahrscheinlichkeit P_f bzw. Überlebenswahrscheinlichkeit P_s für eine vorgegebene Beanspruchungszeit. Sehr ausführlich werden das Versagensverhalten und die mechanischen Eigenschaften keramischer Werkstoffe in [71] behandelt.

5.2.2 Theorie zum Zuverlässigkeitsnachweis

Die Grundlage für den rechnerischen Zuverlässigkeitsnachweis in dieser Arbeit bildet die Erweiterung der WEIBULLschen Weakest-Link-Theory [81] durch die Einbeziehung bruchmechanischer Aspekte [79, 80]. Das Ziel dieser Theorie ist es, die Kurzzeitfestigkeit oder Zeitstandfestigkeitskennwerte an geometrisch einfachen Werkstoffproben mit gut konditionierten Belastungen

experimentell zu bestimmen und auf Bauteile mit einer komplexen Geometrie und multiaxialen Spannungszuständen rechnerisch anzuwenden.

Der Ansatz dieser ‘‘Theorie des schwächsten Kettenglieds‘‘ ist es, das Versagensverhalten eines spröden Werkstoffs mit dem Versagen einer Kette zu vergleichen. Fällt ein kleiner Teilbereich eines Bauteils durch Überbeanspruchung aus, dann führt es zum abrupten Versagen des gesamten Bauteils. Die Streuung der Festigkeit für spröde Werkstoffe wie Glas [73] oder Keramik kann in vielen Fällen gut durch diese Extremwertstatistik WEIBULLs beschrieben werden. Mit den zwei Parametern m und σ_0 ergibt sich für die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit P_f für einen inhomogenen einachsigen Spannungszustand der Zusammenhang nach **Gl. 5.6**.

$$P_f = 1 - \exp \left[- \frac{1}{V_0} \int_V \left(\frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m dV \right] \quad (5.6)$$

Der WEIBULL-Parameter m ist ein Kennwert, der direkt aus Festigkeitsversuchen an Werkstoffproben hervorgeht und die Streuung der Festigkeit des Werkstoffs charakterisiert. Je größer der Parameter m ist, um so geringer ist die Streuung der Festigkeit. Der WEIBULL-Parameter σ_0 stellt einen spezifischen Kennwert dar, der auf das Einheitsvolumen V_0 bezogen und aus dem experimentell ermittelten Kennwert $\sigma_{0\text{probe}}$ errechnet wird. Die Abmessungen des beanspruchten Volumens müssen in alle Berechnungen einfließen, weil die Versagenswahrscheinlichkeit unter anderem von der Bauteilgröße bzw. Probengröße abhängt.

Mehrachsiger Beanspruchung, wie sie gewöhnlich in komplexen Bauteilgeometrien vorliegt, und der versagensauslösenden Wirkung von Mikrorissen wird bei der Bestimmung der Versagenswahrscheinlichkeit durch die Einbeziehung der Bruchmechanik Rechnung getragen. In der linear-elastischen Bruchmechanik wird die Höhe der Beanspruchung, die ein spröder Werkstoff an einer Rissspitze ertragen muss, mit dem Spannungsintensitätsfaktor K beschrieben (**Gl. 5.7**).

$$K = \sigma \sqrt{a} Y \quad (5.7)$$

Die Spannung σ ist die auf den rissfreien Querschnitt bezogene Nominalspannung, a die Risslänge und Y ein Geometriefaktor. Der Spannungsintensitätsfaktor K ist zusätzlich von der Orientierung der auf den Riss wirkenden

Kräfte abhängig. Die Belastungsmodi werden mit den Indizes I, II und III gekennzeichnet. Wirken Zugkräfte in Normalenrichtung zur Rissebene, liegt Modus I vor, Längs- bzw. Querschere wird durch II bzw. III gekennzeichnet. Für einen isotropen Werkstoff stellt die Belastung im Modus I die kritischste Beanspruchung des Risses dar. Ob die Orientierung des Risses im Spannungsfeld (virtuell) variiert wird, oder die Lage des Spannungsfeldes selbst, ist für die statistische Betrachtung unerheblich. In der Praxis ist besonders die Risszähigkeit K_{Ic} von Interesse. Diese experimentell ermittelte Werkstoffkenngröße ist ein Maß dafür, welcher Widerstand der Ausbreitung von Rissen entgegengesetzt wird. Der K_{Ic} -Wert liegt bei monolithischen Si_3N_4 -Werkstoffen in der Regel in der Größenordnung von $3\text{-}8 \text{ MPa m}^{1/2}$.

Die Wahrscheinlichkeit, dass ein Riss in einem 3D-Spannungsfeld mit gleich großen Hauptspannungen $\sigma_1=\sigma_2=\sigma_3$ zum Versagen führt, ist bedeutend höher als in einem uniaxialen Spannungsfeld mit $\sigma_2=\sigma_3=0$, weil der Riss im 3D-Spannungsfeld unabhängig von seiner Orientierung immer der vollen Beanspruchung im Modus I und zusätzlich im Modus II und III ausgesetzt ist. Die Mehrachsigkeit des Spannungszustandes wird deshalb durch eine - dem reinen Modus I - äquivalente Spannung σ_{Ieq} in die Berechnungen einbezogen (**Gl. 5.8**).

$$\sigma_{Ieq} = \frac{K_{Ieq}}{\sqrt{aY}} = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \varphi, \theta) \quad 5.8$$

Zur Bildung von σ_{Ieq} werden ein Rissmodell und ein Versagenskriterium benötigt. Das Rissmodell beinhaltet die Aussage über die Form der Mikrorisse. Die Mehrachsigkeit des Spannungszustandes geht über das Versagenskriterium in die Rechnung ein. In [73] werden einige Rissmodelle und Versagenskriterien ausführlich dargelegt. Weil nicht der einzelne konkrete Riss betrachtet wird, muss die Orientierung der Rissebenen stochastisch mit Hilfe der Raumwinkel φ und θ berücksichtigt werden. Durch die Integration nach $d\varphi$ und $d\theta$ in den Grenzen der halben Einheitskugel werden alle möglichen Orientierungen im dreidimensionalen Raum erfasst. Für das mehrachsige beanspruchte Bauteil berechnet sich die Ausfallwahrscheinlichkeit P_f nach **Gl. 5.9**.

$$P_f = 1 - \exp \left[- \frac{1}{2\pi} \frac{1}{V_0} \int_V \int_{\varphi=0}^{\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} \left(\frac{\sigma_{Ieq}}{\sigma_{I0}} \right)_{Bauteil}^m \sin\theta \, d\theta \, d\varphi \, dV \right] \quad 5.9$$

Der WEIBULL-Parameter σ_{I0} berechnet sich aus dem Kennwert σ_{0Probe} und stellt eine Funktion des Volumens und zusätzlich des Rissmodells und des Versagenskriteriums dar.

5.2.3 Lebensdauerberechnung

Für die Lebensdaueranalyse der Welle/Nabe-Verbindung im Betrieb kann von zeitlich relativ langsamen Temperatur- und Spannungswechseln ausgegangen werden. Die Temperaturen befinden sich dabei insgesamt auf niedrigem Niveau, bis maximal 800°C, bei denen sich der keramische Werkstoff bis zum Bruch rein linear-elastisch verformt. Die mechanischen Wechselbeanspruchungen hingegen sind für den keramischen Werkstoff bezüglich ihrer Amplitude als relativ hoch einzustufen. Die Frequenz der thermomechanisch bedingten Lastwechsel ist gering, weshalb eine rein statische Last für die Berechnung der Bauteilfestigkeit zugrunde gelegt werden kann, womit diese Auslegung als konservativ gelten kann [9]. Die hochfrequenten mechanischen Schwingungen, die von der pulsierenden Gasströmung resultieren, sind hinsichtlich der Bauteilfestigkeit - zumindest für die keramische Komponente der Welle/Nabe-Verbindung - unbedeutend und dementsprechend vernachlässigbar. Unter diesen Voraussetzungen kann die Risswachstumsgeschwindigkeit v , die die zeitliche Änderung der Risslänge a darstellt, mit dem einfachen Potenzgesetz in der Form

$$v = \frac{da}{dt} = C K_{Ic}^n \quad (5.10)$$

ausgedrückt werden. Der Risswachstumsparameter n und die Konstante C sind Materialkonstanten, die experimentell zu ermitteln sind und über der Temperatur variieren können. Von der Firma CFI GmbH und Co. KG wurde für den Werkstoff N3208 $n=80$ und $C=2,96 \text{ MPa}^{-n} \text{ m}^{(2-n)/2} \text{ s}^{-1}$ (20°C) bzw. $n=50$ und $C=2,85 \text{ MPa}^{-n} \text{ m}^{(2-n)/2} \text{ s}^{-1}$ (800°C) aus dynamischen Biegeversuchen gewonnen. Das Risswachstum wird kritisch, wenn die Risslänge a die als kritisch anzusehende Risslänge a_c erreicht bzw. überschreitet, was den plötzlichen Bruch des Bauteils zur Folge hat. Wenn die Verteilung der Lebensdauer sich durch eine WEIBULL-Verteilung beschreiben [73] lässt, kann die von der Zeit abhängige Ausfallwahrscheinlichkeit $P_f(t)$ nach **Gl. 5.11** berechnet werden [82].

$$P_f(t) = 1 - \exp \left[- \frac{1}{2\pi} \frac{1}{V_0} \int_V \int_{\varphi=0}^{\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} \left(\frac{\left(\frac{t}{\sqrt{B}} \cdot \sigma_{Ieq}^n + \sigma_{Ieq}^{n-2} \right)^{1/n-2}}{\sigma_{I0}} \right)^m \sin\theta \, d\theta \, d\varphi \, dV \right] \quad (5.11)$$

Der Risswachstumsparameter B kann entweder direkt experimentell aus Zeitstandversuchen gewonnen oder nach **Gl. 5.12** errechnet werden. Die Berechnung von B beinhaltet jedoch größere Unsicherheiten, weil sich die dynamischen Biegeversuche zur Bestimmung von n und C meist nur über relativ kurze Zeiträume erstrecken. Weitere Kennwerte für B konnten von CFI aber nicht zur Verfügung gestellt werden.

$$B = \frac{2}{C Y_I^2 (n-2)} K_{Ic}^{2-n} \quad (5.12)$$

Mit $K_{Ic}=3,5 \text{ MPa m}^{1/2}$ und dem Geometriefaktor $Y_I=0,73$ ergeben sich $B=5.9 \times 10^{-45} \text{ MPa}^2 \cdot \text{s}$ für 20°C und $B=2,1 \times 10^{-28} \text{ MPa}^2 \cdot \text{s}$ für 800°C .

In der bisherigen Betrachtung wurde vorausgesetzt, dass die versagensauslösenden Fehler sich im Bauteil befinden und das Bauteilvolumen maßgebend für die Höhe der Ausfallwahrscheinlichkeit ist. Häufig sind aber zusätzlich oder auch ausschließlich auf der Bauteiloberfläche befindliche Fehler jene, die zum Versagen führen, insbesondere dann, wenn besonders hohe Randfaserstressungen bei Biegung oder eine rau beschliffene Oberfläche vorliegen. Um für eine Fläche alle möglichen Orientierungsrichtungen zu erfassen, reicht für die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit $P_f(t)$ die Integration lediglich über den Winkel φ von 0 bis 180° .

$$P_f(t) = 1 - \exp \left[- \frac{1}{\pi} \frac{1}{A_0} \int_{\Delta} \int_{\varphi=0}^{\pi} \left(\frac{\left(\frac{t}{B} \cdot \sigma_{Ieq}^n + \sigma_{Ieq}^{n-2} \right)^{1/n-2}}{\sigma_{I0}} \right)^m d\varphi dA \right] \quad (5.13)$$

Gln. 5.11 und **5.13** können für reale Bauteile in der Regel nicht exakt gelöst werden. Existiert eine inhomogene Temperaturverteilung im Bauteil und variieren die bruchstatistischen Kennwerte mit der Temperatur, ist einzig durch numerische Verfahren die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit möglich.

5.2.4 Postprozessor CERTUB

Für die numerische Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit ist ursprünglich ein Postprozessor entwickelt worden [83], der die FE-Ergebnisdateien des FE-Programms TPS10 [84] nutzte. Dieser wurde zum Postprozessor CERTUB weiterentwickelt und in [11] bereits in grundlegender Weise hinsichtlich der programmtechnischen Realisierung der Ausfallwah-

scheinlichkeitsberechnung beschrieben. Da im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Berechnungsprogramm keine Änderungen vorgenommen wurden, wird hier auf die Beschreibung der Programmstruktur in [11] verwiesen. Geändert wurden lediglich entsprechende Schnittstellen zur Anbindung an das FEM-Programm ABAQUS, um die Werte der Spannungen und Temperaturen für die einzelnen Integrationspunkte der Elemente einlesen und verarbeiten zu können.

Durch die Diskretisierung der Struktur wird die Integration über dem Volumen, **Gl. 5.11**, bzw. der Fläche, **Gl. 5.13**, auf eine einfache Produktbildung der Überlebenswahrscheinlichkeiten $P_{s,i}$ der einzelnen diskreten Volumina bzw. Flächen zurückgeführt, wonach sich die Überlebenswahrscheinlichkeit P_s des Bauteils mit

$$P_s = \prod_i \Delta P_{s,i} \quad 5.14$$

berechnet. Die Winkelintegrale werden mittels der Simpson-Regel numerisch gelöst. Durch die örtliche Auflösung nach der Temperatur T und den Hauptspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 ist die äquivalente Spannung ebenfalls keine Funktion des Ortes mehr $\sigma_{\text{Ieq}} = f(x, y, z)$.

Als Rissmodell wird der halbkreisförmige Riss gewählt und als Versagenskriterium das empirische Kriterium nach Richard [85], mit $\alpha_1 = 1,26$. Dieser Wert ist aus der Literatur für einen HPSN-Werkstoff bekannt [6].

6 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden auch experimentelle Resultate bzw. numerische Simulationsergebnisse dargelegt, die zwar nicht unmittelbar zum angestrebten Ziel der betriebssicheren Keramikwelle-Metallnabe-Verbindung führten, aber im Hinblick auf Ihre Auslegung wichtige Erkenntnisse vermitteln. Die Abfolge der Ergebnisdarstellung wird weitestgehend an die Chronologie der Untersuchungen angelehnt, um einzelne Maßnahmen zur Lösung aufgetretener Probleme bzw. Schritte, die sich aus den Untersuchungen als logische Konsequenz ableiteten, besser verständlich zu machen.

6.1 Vergleich der Konstruktionsvarianten I und II

Damit eine Bewertung der Konstruktionsvarianten I und II über FE-Berechnungen erfolgen konnte, wurden deren wichtigste geometrische Abmessungen gleich gewählt. Einen Schnitt der Welle/Nabe-Verbindung zeigt **Abb. 6.1**.

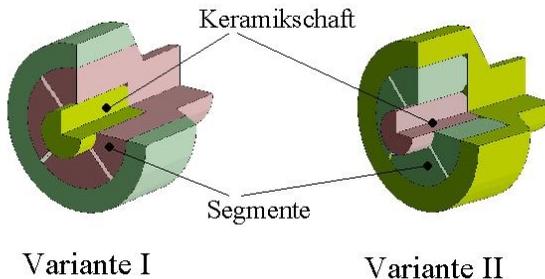


Abbildung 6.1: Konstruktionsvarianten I und II

Alle Kontaktflächen wurden zunächst als reibungsfrei angenommen und folglich wurde auch keine Torsionslast vorgegeben. Für die Abschätzung des Kontaktdrucks war dieses Vorgehen zweckmäßig, weil die Reibungskoeffizienten bis dahin noch nicht bestimmt waren. Das Durchmesserverhältnis

$d_{N,i}/d_K=2,5$ wurde gemäß **Gl. 3.4** (Seite 18) festgelegt. Zunächst war von besonderem Interesse, wie sich die Verteilung des Fugendrucks p_F bei der rechnerischen Simulation der Erwärmung beider Varianten auf 600°C in der Kontaktzone Keramik/Metall gestalten würde. Mit einem Übermaß der Nabe von $40\mu\text{m}$ ergibt sich die in **Abb. 6.2** dargestellte Kontaktdruckverteilung auf dem zylindrischen Teil des Keramikschafts. Deutlich ist der konstruktiv bedingte, axial stark ungleichförmige Verlauf des Kontaktdrucks bei Variante I ersichtlich, der aus der festen Einspannung der Segmente, die mit der Welle ein gemeinsames Bauteil bilden, resultiert. Der gleichförmigere Verlauf des Kontaktdrucks bei Variante II stellt nicht nur hinsichtlich der Kraftübertragung die bessere Lösung dar, sondern ist auch im Hinblick auf die Beanspruchung der Keramik wegen deutlich geringerer Spannungsspitzen vorteilhafter. Wegen des Überschreitens der zulässigen Spannung würden bei der Variante I an den Kanten der Segmente und in der Nabe, in der Kontaktzone zum ungeschlitzten Bereich der Segmente, plastische Deformationen auftreten, was aber nicht simuliert wurde (lineare Statik).

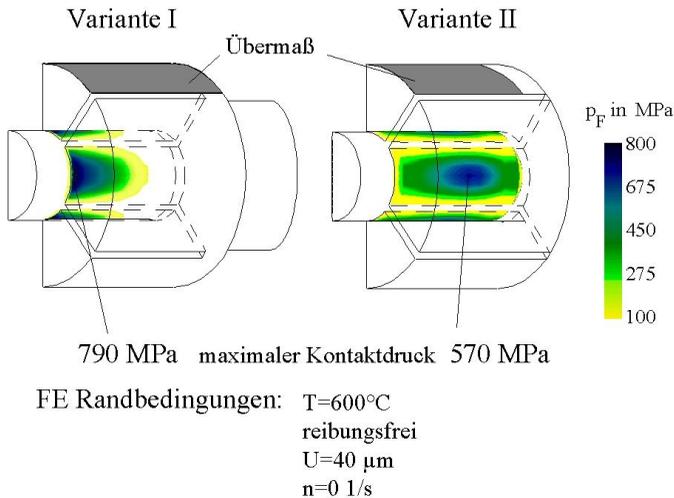


Abbildung 6.2: Kontaktdruck in der Keramik/Metall-Kontaktfläche (FE- Berechnung mit TP 2000)

In welcher Weise sich die Druckspannungsverteilung über den Querschnitt der Welle/Nabe-Verbindung bei deren Erwärmung von 20°C auf 800°C verändert, geht aus **Abb. 6.3** hervor. Dargestellt ist hier jeweils der halbe Querschnitt der Variante II. Die Schnittebene verläuft in etwa durch den Ort des

maximalen Kontaktdrucks, der in **Abb. 6.2** gekennzeichnet ist. Die Resultate der FE-Berechnungen bestätigen generell die Eignung des zugrundeliegenden Wirkprinzips für den Einsatz in einer thermisch hoch beanspruchten, kraftschlüssigen Welle/Nabe-Verbindung. Abgesehen von der ungleichförmigen Verteilung der Druckspannung über dem Umfang, die durch die allseitige thermische Expansion der Segmente verursacht wird, bleibt das insgesamt hohe Niveau der Druckspannungen trotz der Erwärmung auf 800°C erhalten. Allerdings bilden sich wegen der hohen Steifigkeit der Segmente entlang der geschlitzten Kanten Kontaktzonen heraus, an denen der Kontaktdruck gegen Null strebt. Im Zentrum der Segmente steigt die Druckspannung (410 MPa → 490 MPa) und damit der Kontaktdruck sogar noch an. Nachteilig auf die Höhe des maximal von der Verbindung übertragbaren Drehmoments wird sich die ungleichmäßige Druckverteilung vor allem dort auswirken, wo die ertragbare Scherspannung in Teilbereichen der Fügezone bereits erreicht ist. Dann stellt der durchschnittliche Kontaktdruck keinen aussagekräftigen Wert für die Abschätzung des Rutschmoments mehr dar.

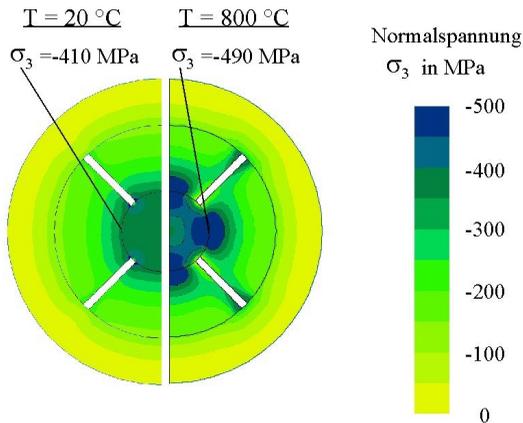


Abbildung 6.3: Druckverteilung für 20°C und 800°C im Querschnitt der Variante II (FE Berechnung mit TP 2000)

Durch zahlreiche Torsionsprüfungen im Temperaturbereich zwischen 20°C und 800°C konnte eine vergleichende Bewertung beider Bauformen auf experimenteller Grundlage erfolgen. Das Rutschmoment bzw. das angelegte Drehmoment im Augenblick des Torsionsbruchs der keramischen Welle, aufgetragen über der Temperatur, zeigt **Abb. 6.4**.

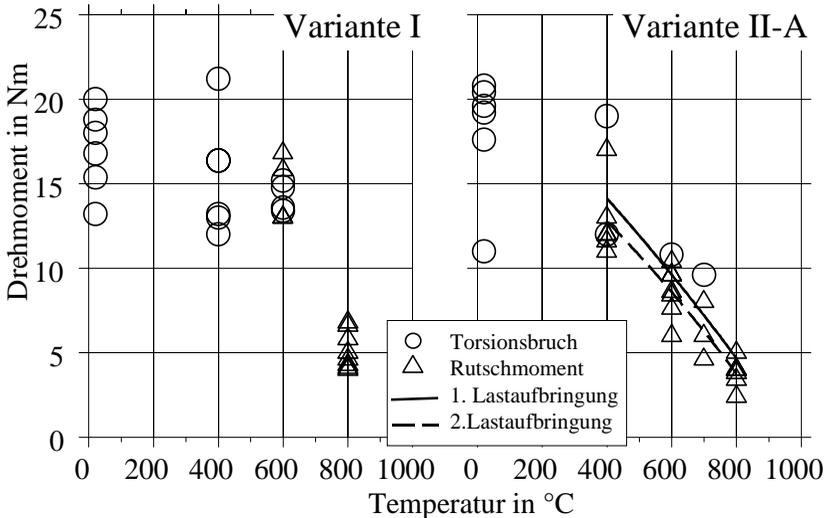


Abbildung 6.4: Ergebnisse der Torsionsprüfung

Bei 20°C konnte kein Rutschmoment bestimmt werden, weil nur Torsionsbrüche notiert wurden. Signifikant unterscheiden sich die erzielten Ergebnisse beider Varianten bei 600°C. Während bei Variante II-A ein deutlich geringeres Rutschmoment als bei 400°C zu verzeichnen ist, wird ein solcher Abfall bei Variante I zwischen 600°C und 800°C deutlich. Drei Ursachen erklären das bei 800°C generell stark reduzierte maximal übertragbare Drehmoment. Der Reibungskoeffizient μ für den Kontakt Keramik/Metall verringert sich mit zunehmender Temperatur. Das Belastungsprofil der Kontaktfläche selbst ändert sich in der Weise, wie es auf der vorangehenden Seite beschrieben ist. Schließlich ist, als nachträglich festgestellte Ursache, das Versagen des sich innerhalb der Pressverbindung befindlichen Teils des keramischen Wellenansatzes herauszustellen. Während bei Variante I wegen der axial ungleichförmigen Kontaktzone in der Regel nur ein einzelner Bruch auftrat, kam es bei Variante II-A häufig zu mehreren Brüchen (**Abb. 6.5**). Diese Brüche sind die Folge hoher axialer Zugspannungen, die das Resultat thermisch bedingter Dehnungen durch die Erwärmung der Torsionsproben sind. Die zur reibschlüssigen Kraftübertragung zur Verfügung stehende reale Fügefläche war damit bei der Hochtemperaturprüfung deutlich geringer als die dafür konstruktiv vorgesehene Fügefläche. Je nach Gestalt der Bruchfläche ist es möglich, dass trotz Bruch eine Kraftübertragung durch Reibschluss oder sogar Formschluss in der Bruchfläche auftritt.



Abbildung 6.5: Keramischer Wellenansatz einer nach dem Versuch demonstrierten Torsionsprobe (Variante II-A)

Vor dem Hintergrund der erläuterten Sachverhalte ist nun die Bewertung der beiden Varianten vorzunehmen. Das bedeutend höhere Rutschmoment der Variante I, bei 600°C beträgt der Mittelwert $M_R=15,3$ Nm gegenüber $M_R=8,5$ Nm bei Variante II-A, ist in erster Linie auf den sehr viel höheren Kontaktdruck zurückzuführen, der auf den zur Kraftübertragung verbleibenden keramischen Wellenansatz wirkt. Nach den experimentellen und analytischen Untersuchungen ist die Konstruktionsvariante II vor allem wegen der gleichmäßigeren Kontaktdruckverteilung und der insgesamt niedrigeren Werte der Vergleichsspannungen in hoch beanspruchten Bereichen der Segmente und der Nabe jedoch als vorteilhafter zu bewerten.

Die weiteren Untersuchungen beschränkten sich deshalb auf die in punkto Abmessungen variierte Bauform II der Welle/Nabe-Verbindung.

6.2 Bestimmung der Randbedingungen

Die Kalibrierung der FE-Simulation gestaltete sich insgesamt schwierig, weil auch bei einigen Torsionsproben mit einem 8 mm-Keramikschaf (II-B und II-C) und bei den speziell für die experimentelle Spannungsbestimmung präparierten Proben Brüche des keramischen Wellenansatzes auftraten. Wegen der begrenzten Messzeiten am BER2-Reaktor des HMI konnten keine zusätzlichen Messungen durchgeführt werden. Durch gezielte FE-Berechnungen konnten die vorhandenen Ergebnisse dennoch ausgewertet und zur Kalibrierung der FE-Resultate genutzt werden.

6.2.1 Experimentelle Spannungsbestimmung

Die im Messvolumen (siehe Abschnitt 4.3) aus den Messungen der Gitterdehnungen bestimmten axialen und radialen Spannungskomponenten für 20°C, 400°C und 700°C Probertemperatur sind in **Abb. 6.6** zusammengefasst. Die Messunsicherheit beträgt ca. ± 50 MPa. Die zugehörigen FE-Simulationsergebnisse wurden mit $U=40\mu\text{m}$, $\mu_{\text{tang}}=0,25$ und $\mu_{\text{axial}}=0,5$ errechnet (iterativ bestimmt). Im Inneren des keramischen Wellenansatzes herrscht ein räumlicher Spannungszustand, weshalb die drei Spannungskomponenten funktional voneinander abhängen. Dennoch wird in den nachfolgenden Erläuterungen getrennt auf die axiale und die radiale Komponente eingegangen. Weil die Spannungen quasi auf der Mittelachse gemessen wurden, gilt $\sigma_{\text{radial}}=\sigma_{\text{tang}}$.

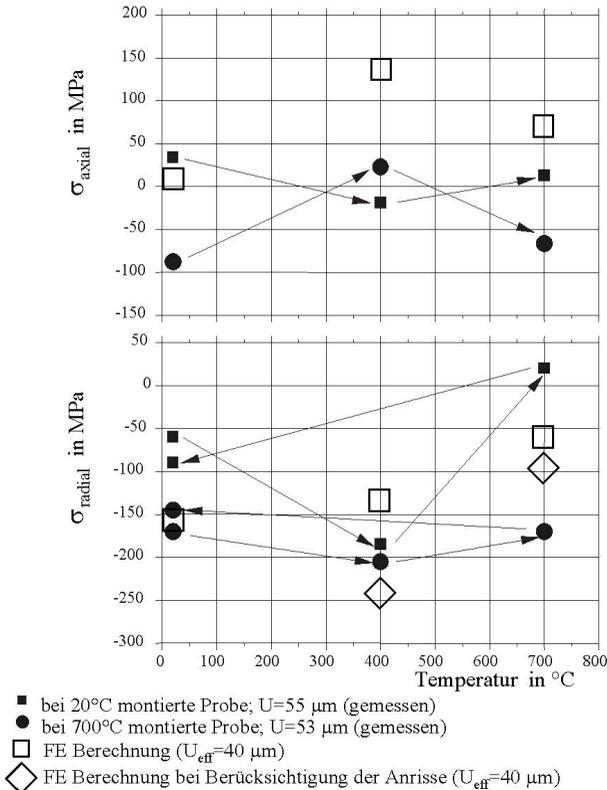


Abbildung 6.6: Experimentelle Spannungsbestimmung im Vergleich zur FE-Berechnung

Der Verlauf der ermittelten Axialspannungen für die bei Raumtemperatur (20°C) montierte Probe erklärt sich durch zwei durchgehende Risse im Keramikschaff, die bei der Demontage der Probe, nach dem Abschluss der Messungen, festgestellt wurden. Das Messvolumen war genau im mittleren der drei geteilten Stücke lokalisiert, weswegen bei der Erwärmung der Probe auf 400°C keine Zunahme der Zugspannungen messbar war. Gemäß der FE-Simulation steigt die Axialspannung durch die Erwärmung auf 400°C zunächst um etwa $\Delta\sigma_{\text{axial}}=120$ MPa, fällt aber bei weiterer Erwärmung auf 700°C um ca. $\Delta\sigma_{\text{axial}}=-60$ MPa ab, was zunächst widersprüchlich erscheinen mag. Da sich aber mit der Erwärmung von 400°C auf 700°C auch die Radialspannungen verringern, wird in der FE-Berechnung gleichzeitig ein starkes Abgleiten der zylindrischen Kontaktflächen von Keramik/Metall simuliert, wodurch sich der Spannungsabbau in axialer Richtung trotz zunehmender thermischer Dehnung erklärt.

Zur Reduzierung der hohen axialen Zugspannungen im Keramikschaff wurde eine zweite Probe im heißen Zustand ($T=700^\circ\text{C}$) montiert. Wie erwartet, sind in der Folge Druckeigenstressungen ($\sigma_{\text{axial}}=-90$ MPa) bei $T=20^\circ\text{C}$, die vom Abkühlprozess nach der Montage resultieren, zu verzeichnen. Der Verlauf der Axialspannungen über der Temperatur entspricht qualitativ dem errechneten, liegt im Niveau aber ca. 100 MPa darunter, weil die Schrumpfspannungen nicht berücksichtigt wurden. Entgegen den Erwartungen, wurde auch bei der heiß montierten Probe ein Anriss im Keramikschaff vorgefunden. Die untersuchten Oberflächen der demontierten Proben deuten darauf hin, dass durch das Verhaken einzelner Rauigkeiten der keramischen Oberfläche in der metallischen kein Abgleiten der Oberflächen gegeneinander möglich war, und entgegen der rechnerischen Simulation die axialen Zugspannungen mit zunehmender Erwärmung bis $T=700^\circ\text{C}$, vermutlich bis zum Bruch, stetig anstieg. Der Riss lag hier allerdings außerhalb des Messvolumens.

Wie zuvor erwähnt, können die axiale und radiale Spannungskomponente nicht voneinander losgelöst betrachtet werden. Zwei Verläufe der berechneten Radialspannungen über der Temperatur verdeutlichen diesen Sachverhalt. Der Ausgangszustand (Montage bei $T=20^\circ\text{C}$) war für beide FE-Simulationen gleich, mit einer resultierenden Radialspannung im Messvolumen von ca. $\sigma_{\text{radial}}=-150$ MPa. Werden die Risse der bei Raumtemperatur montierten Probe mit berücksichtigt (drei geteilte Stücke), dann ergibt sich bei 400°C eine um -100 MPa geringere Radialspannung im Vergleich zur FE-Berechnung für eine unversehrte Probe. Somit lassen sich die qualitativ starken Abweichungen der für beide Proben gemessenen Radialspannungsverläufe anhand der ebenso starken Abweichungen bei der axialen Spannungskomponente erklären. Nicht

eindeutig geklärt werden konnte, ob etwa durch einen Offset-Fehler die experimentell bestimmten Radialspannungen der kaltgefügten Probe, die im Verlauf gut mit den FE-Berechnungen übereinstimmen, im Niveau um ca. 100 MPa zu hoch liegen. Gestützt wird diese Annahme dadurch, dass bei 700°C positive Radialspannungen ($\sigma_{\text{radial}}=20$ MPa) ermittelt wurden, obwohl Zugspannungen in diesem Fall praktisch auszuschließen sind.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass das effektive rechnerische Übermaß mit $U_{\text{eff}}=40$ μm , um ca. 20% unter dem gemessenen Übermaß von $U=55$ μm bzw. $U=53$ μm liegt.

6.2.2 Reibungskoeffizienten und Scherspannungen

Die Bestimmung der Reibungskoeffizienten bzw. der ertragbaren Scherspannungen erfolgte im Wesentlichen anhand der Varianten II-B bis II-F. Die Darstellung zweier Axialspannungsverläufe auf der Oberfläche des keramischen Wellenansatzes in **Abb 6.7**, wie sie sich bei Erwärmung der Welle/Nabe-Verbindung auf $T=400^\circ\text{C}$ ergeben, unterstreicht die Wichtigkeit der richtigen Vorgabe der Reibungskoeffizienten. Mit $\mu_{\text{axial}}=0,5$ bildet sich ein Zugspannungsbereich mit $\sigma_{\text{axial,max}}=480$ MPa heraus. Durch die Vorgabe eines nur halb so großen Reibungskoeffizienten $\mu_{\text{axial}}=0,25$ halbiert sich in etwa auch die maximale Zugspannung (246 MPa) in diesem Bereich.

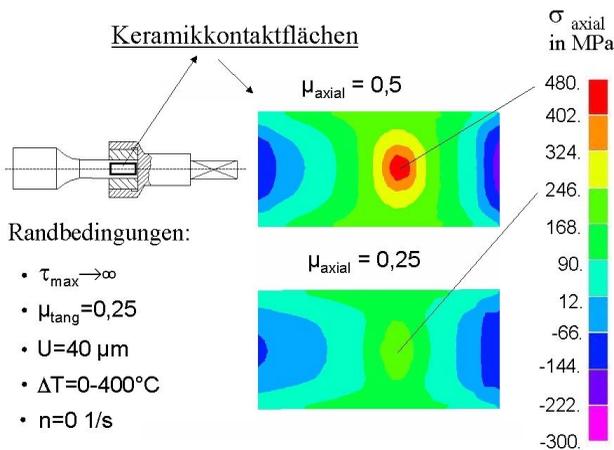


Abbildung 6.7: Axialspannungsverteilung auf der zylindrischen Keramikkontaktfläche bei $T=400^\circ\text{C}$ (Variante II-B)

Um den axialen Reibungskoeffizienten zu verringern, wurden einige Keramikschäfte nachträglich poliert ($R_a=0,1\mu\text{m}$; $R_z=1,1\mu\text{m}$). Diese Maßnahme verringerte den Reibungskoeffizienten wider Erwarten nur gering, so dass auch hier teilweise Versagen durch zu hohe axiale Zugspannungen auftrat (**Abb. 6.8a**). Bemerkenswert ist, dass die Bruchflächen in diesem Fall nicht glatt und eben, sondern gekrümmt sind, wie es die elliptische Form des berechneten Spannungsverlaufs (siehe **Abb. 6.7**) erwarten lässt. Die glatten, ebenen Bruchflächen, wie sie bei den unpolierten keramischen Wellenansätzen der Versuchswellen der Charge I und II ($R_a=1,0\mu\text{m}$; $R_z=8,8\mu\text{m}$) auftraten (**Abb. 6.8b**), resultieren demzufolge nachweisbar von den Schleifriefen, die als feine Kerben wirken.

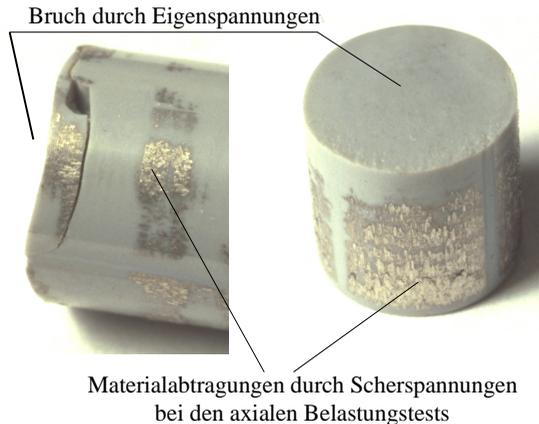


Abbildung 6.8: links - polierter Schaft rechts - unpolierter Schaft

Unverkennbar ist Segmentwerkstoff auf dem zylindrischen Teil der Oberfläche des keramischen Schafts aufgetragen, der aufgrund hoher Scherspannungen bei den axialen Ausstoßversuchen von den Oberflächen der Segmente abgeschert wurde. Deshalb war es generell schwierig zu klären, ob der begrenzendende Faktor der Kraftübertragung die Scherspannung $\tau_{\text{max,axial}}$ oder der Reibungskoeffizient μ_{axial} war. Auch die Ergebnisse der Torsionsprüfungen der sich lediglich im Übermaß unterscheidenden Varianten II-B und II-C sind unter diesem Gesichtspunkt zu bewerten (**Abb. 6.9**). Lediglich bei der Prüftemperatur von 800°C war eindeutig der Einfluss des gemessenen Übermaßes auf das Rutschmoment zu notieren ($50\text{-}60\mu\text{m}$ / $M_R=9,1$; $30\text{-}40\mu\text{m}$ / $M_R=5,7$). Unter Zuhilfenahme der FE-Simulation kann der minimale tangentielle Reibungskoeffizient für die Keramik/Metall-Kontaktfläche abgeschätzt werden. Indem

das Torsionsmoment M_T schrittweise erhöht wird, kann das Rutschmoment M_R mit einer rechnerischen Genauigkeit von $\pm 10\%$ bestimmt werden. Unter der Annahme von $\mu_{\text{tang}}=0,2$ entsprechen die FE-Berechnungsergebnisse dem experimentell bestimmten mittleren Rutschmoment $\bar{M}_R = 26,5; 16,5$ und $8,5$ Nm bei der Temperatur von $600; 700$ und 800°C (in gleicher Reihenfolge).

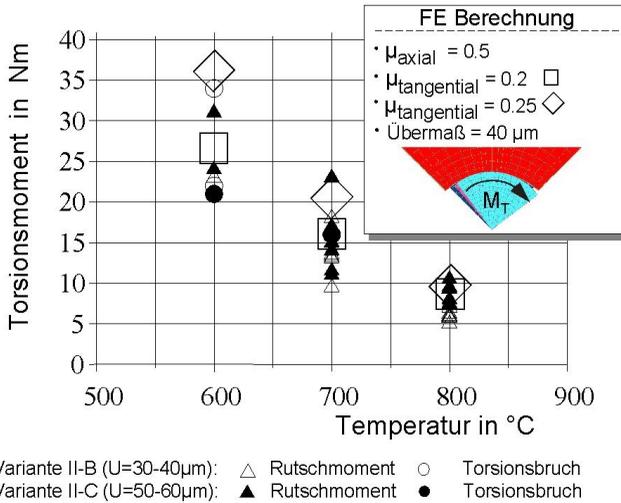


Abbildung 6.9: Kalibrierung der FE-Simulation anhand der Torsionsprüfung

Die in Kombination von FE-Simulation und Experiment bestimmten Reibungskoeffizienten bzw. maximalen Scherspannungen sind in **Tab. 6.1** für die zugehörigen Temperaturen aufgelistet.

Tabelle 6.1: Haftreibungskoeffizient und Scherspannungen

Kontaktfläche	T in °C	Haftreibungskoeffizient	τ_{max} in MPa
Keramik /NIMONIC	20	$\mu_{\text{axial}} > 0,5; \mu_{\text{tang}} > 0,2$	210
	700		120
	800		100
Keramik beschichtet/ NIMONIC	20	$\mu > 0,3$	80
	400		70
	600		60
	700		35
	800		25
INCOLOY /NIMONIC	20	0,1	--
	700	0,5	--
TiN/NIMONIC	20	0,7	--

6.3 Variierung der Geometrie

Ein Konzept, die axialen Zugspannungen zu reduzieren und damit die Welle/Nabe-Verbindung zuverlässig auszulegen, sah vor, den Innen- und Außendurchmesser der Segmente geringfügig kleiner zu gestalten als die entsprechenden Durchmesser des Keramikschafts und der Nabe (siehe **Abb. 6.10**). Dadurch erhalten die Segmente im montierten Zustand eine gewisse Vorspannung, die deren Aufspreizen bei der Erwärmung dann in gewissen Grenzen kompensieren kann.

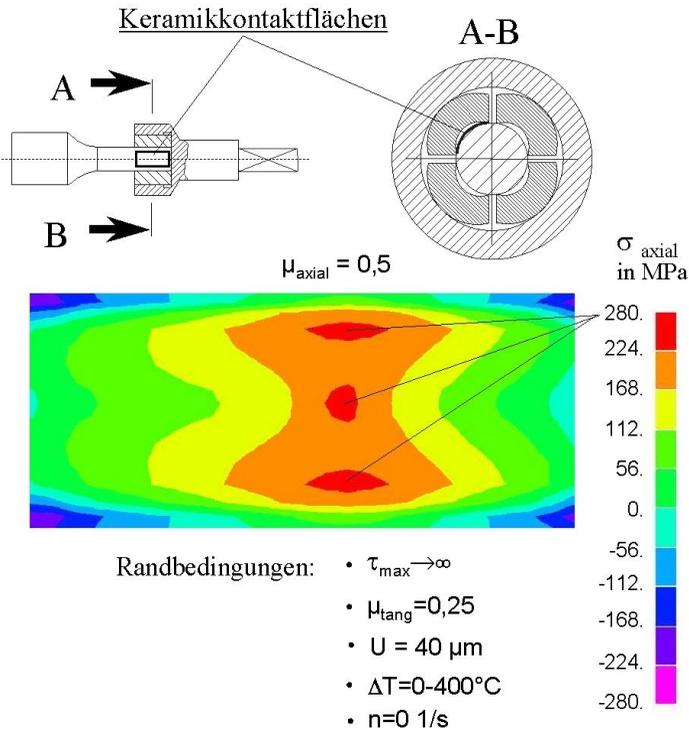


Abbildung 6.10: Axialspannungsverteilung auf der zylindrischen Keramikkontaktfläche bei $T=400^\circ\text{C}$ (Variante II-G)

Das Ergebnis der FE-Simulation zeigt, dass sich mit dieser konstruktiven Maßnahme - rein rechnerisch - die maximalen axialen Zugspannungen auf der Oberfläche des Keramikschafts (ca. 280 MPa) verringern lassen. Trotz der rechnerisch geringeren Zugspannungen zerriss der im Durchmesser 8mm star-

ke Keramikschaft auch bei dieser Ausführung der Welle/Nabe-Verbindung im Inneren der Pressverbindung. Auch in diesem Fall liegt eine Diskrepanz zwischen den bei der FE-Berechnung simulierten Gleitvorgängen in der Kontaktfläche Keramik/Metall und dem in der Realität vermutlich verhinderten Abgleiten einzelner Rauigkeitsspitzen vor. Der arithmetische Mittelwert des experimentell bestimmten Rutschmoments für $T=800^{\circ}\text{C}$ liegt mit $\bar{M}_R=12,5$ Nm bei dieser Ausführung relativ hoch (vergleiche **Abb. 6.9**).

Die Beschichtung der Keramikkontaktfläche, in diesem Fall mit einem handelsüblichen Leitlack, erwies sich in zahlreichen Experimenten als einzig wirksame Vorkehrung, die Spannungen an der Oberfläche des Keramikschafts so zu begrenzen, dass kein Versagen der keramischen Bauteile auftrat. Das von der Firma Honeywell Engines & Systems schon seit längerem angewendete Verfahren zielt darauf ab, die Scherspannungen in der Kontaktzone zu vermindern. Bei einer Relativbewegung der Flächen gegeneinander dient diese Beschichtung als Schmierstoff und bestimmt durch ihre Dicke und stoffliche Zusammensetzung die Scherspannungen in der Kontaktzone.

Derart präparierte Proben waren Gegenstand aller nachfolgenden Untersuchungen. Anhand baugleicher Torsionsproben, die sich nur in der Segmentierung der Kompensationsstücke ($4 \times 90^{\circ}$ bzw. $8 \times 45^{\circ}$) voneinander unterschieden, wurde der Einfluss der Segmentanzahl auf das Rutschmoment untersucht (**Abb. 6.11**).

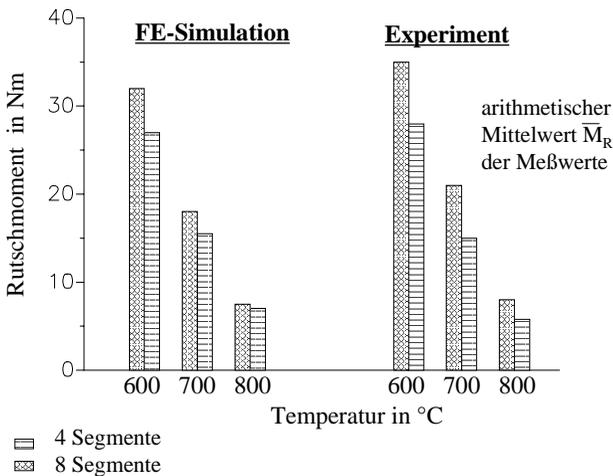


Abbildung 6.11: Einfluss der Segmentanzahl auf das Rutschmoment (Variante II-E und II-F)

Sowohl rechnerisch, als auch experimentell ist bei der Verwendung von 8 Segmenten eine höhere Drehmomentenübertragung möglich als bei der Verwendung von nur 4 Segmenten, da die ungleichmäßige Kontaktdruckverteilung bei hohen Temperaturen durch eine höhere Segmentanzahl über dem Umfang vergleichmäßig wird.

6.4 Rechnungs-Messungs-Vergleich

Aus vorhergehenden FE-Simulationen mit Rotation (bis 2700 1/s) ging hervor, dass die Baugrößen ($d_{N,i}/d_K > 2,5$), wie sie in den bisher vorgestellten Untersuchungen am Torsionsprüfstand verwendet wurden, für eine rotierende Welle/Nabe-Verbindung hinsichtlich ihres Durchmessers zu groß wäre. Dem entsprechend wurde das Durchmesserverhältnis unter Zuhilfenahme von FE-Berechnungen auf $d_{N,i}/d_K = 2,1$ festgelegt, womit der Beanspruchung durch die Zentripetalkräfte Rechnung getragen wird. Die Fügelänge wurde mit $L = 6$ mm und der Durchmesser des Keramikschafts zu $d_K = \varnothing 6$ mm festgelegt.

Wegen des zu hohen finanziellen Aufwands konnten keine keramischen Turbinenlaufräder gefertigt werden, die ein Testen der Verbindung im Kleingasturbinenprüfstand ermöglicht hätten. Der Vergleich von experimentellen mit analytischen Ergebnissen musste sich daher auf die Torsionsprüfungen beschränken. Wie später noch gezeigt wird, verringert sich durch die Rotationslast in erheblichem Maße der Kontaktdruck in der Pressverbindung. Durch die starke Variierung des Übermaßes ($20\mu\text{m} - 65\mu\text{m}$) bei den Varianten II-H, II-J und II-K kann die Abnahme des Kontaktdrucks bei den Versuchen am Torsionsprüfstand weitestgehend nachgebildet werden. Die jeweilige Beschichtung des keramischen Wellenansatzes ist in der Angabe des Übermaßes enthalten, wobei dieses bereits das effektive, für die Rechnung einzusetzende Übermaß darstellt. Ein inhomogenes Temperaturfeld, wie es in einer Kleingasturbine in der Welle/Nabe-Verbindung vorliegen würde, konnte im Experiment allerdings nicht berücksichtigt werden.

Aus dem Histogramm in **Abb. 6.12** sind die experimentell und rechnerisch bestimmten Rutschmomente zu entnehmen. Der technisch relevante Wert ist der jeweils geringste ($M_{R,\min}$). Der Streubereich, in dem die gemessenen Rutschmomente liegen, ist bei Variante II K ($U = 60 - 65\mu\text{m}$) besonders gering. Aufgrund des hohen Übermaßes und den daraus resultierenden plastischen Verformungen werden die durch Toleranzen bedingten unterschiedlichen Eigenspannungsniveaus der einzelnen Torsionsproben ausgeglichen, wodurch das Tragverhalten verbessert wird.

Die FE-Simulationsergebnisse mit den Übermaßen $40\mu\text{m}$ und $60\mu\text{m}$, in einer Vorausberechnung errechnet, treffen sehr gut die experimentellen Ergebnisse, während der Wert der Vorhersage für $U = 20\mu\text{m}$ zu gering ausfällt. Rech-

nerisch wird die maximal ertragbare Scherspannung bei $U=20\mu\text{m}$ nicht mehr erreicht, weswegen dann die Kraftübertragung alleine vom Reibungskoeffizienten bestimmt wird. Aus dem Vergleich von Rechnung und Experiment lässt sich ableiten, dass die Annahme von $\mu=0,3$ für den Reibungskoeffizienten der beschichteten Fläche wahrscheinlich einen eher konservativen Wert darstellt.

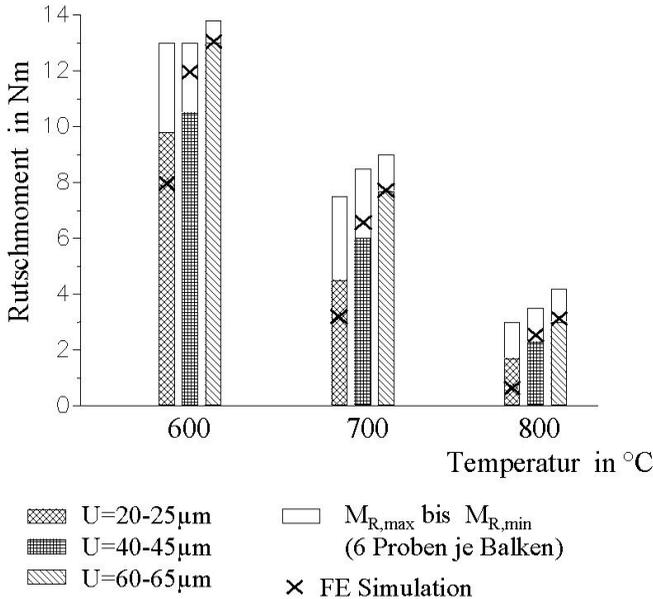


Abbildung 6.12: Rechnungs-Messungs-Vergleich (Variante II-H, II-J, II-K)

Insgesamt wird aus den Resultaten deutlich, dass eine exakte Vorauslegung machbar ist. Allerdings ist auch hier bereits ersichtlich, dass bei einer homogen auf $T=800^\circ\text{C}$ aufgeheizten Verbindung keine Leistungsreserve mehr für die zusätzliche Beanspruchung durch hohe Drehzahlen vorhanden wäre. Zusätzlich berücksichtigt werden müssten die mit der Zeit zunehmenden Kriechverformungen der Nabe, die eine Dauerbeanspruchung bei diesen hohen Temperaturen nicht zulassen.

6.5 Zeitstandversuche

Die Prüfung der Zeitstandfestigkeit erfolgte durch die Warmauslagerung der Proben in einem Ofen bei 600°C , ohne dabei die Beanspruchung durch Rotation zu berücksichtigen. Bei einem sehr hohen Spannungsniveau in der

Nabe werden die Auswirkungen insbesondere der primären Kriechverformungen auf das Übertragungsverhalten der Welle/Nabe-Verbindung untersucht. Bei einer Auslagerungstemperatur von $T=600^{\circ}\text{C}$ kommt es zu Kriechverformungen in der Nabe, wodurch eine Spannungsrelaxation stattfindet, welche die Eigenspannungen in der Pressverbindung insgesamt herabsetzt (**Abb. 6.13**). Spannungsspitzen von bis zu 750 MPa (Mises-Vergleichsspannung) an den Kanten des Freistichs am Bohrungsende in der Nabe vor Beginn der Kriechverformungen verringern sich -gemäß FE-Simulation- auf ca. 420 MPa nach 1006 h Beanspruchungsdauer.

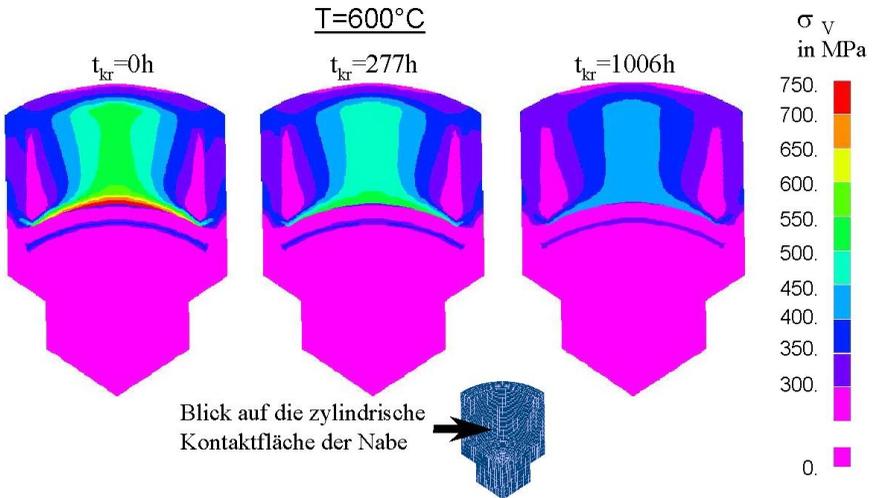


Abbildung 6.13: Vergleichsspannung in der Nabe in Abhängigkeit von der Zeit (Variante II-E)

Nach einer Warmauslagerungszeit von 1006 h verbleiben elastische Dehnungen in der Nabe, die ausreichend hoch sind, die Kraftübertragung zu gewährleisten. Die Torsionsprüfung mit den bei 600°C ausgelagerten Torsionsproben erfolgte nicht bei 600 sondern bei 700°C , um die Beanspruchung der Keramik zu vermindern und die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Torsionsbrüchen, zu verringern. Das experimentell bestimmte Rutschmoment M_R für $t_{kr}=0\text{h}$, $t_{kr}=277\text{h}$ und $t_{kr}=1006\text{h}$ im Vergleich zur FE-Simulation zeigt **Abb. 6.14**. Unerwartet ist der Anstieg von M_R nach Warmauslagerung der Proben über 1006 h. Die Oxidation der Beschichtungswerkstoffe über die langen Versuchszeiten sind hierfür maßgeblich verantwortlich. Allerdings trägt

weniger die Volumenzunahme selbst, als vielmehr die Änderung der tribologischen Eigenschaften der Oxidschicht des Beschichtungswerkstoffes - der quasi als Schmiermittel in der Keramik/Metall-Kontaktzone fungiert - dazu bei, dass das Rutschmoment sich wieder erhöht, nachdem es sich zuvor durch primäre Kriech- und Setzungserscheinungen verringerte.

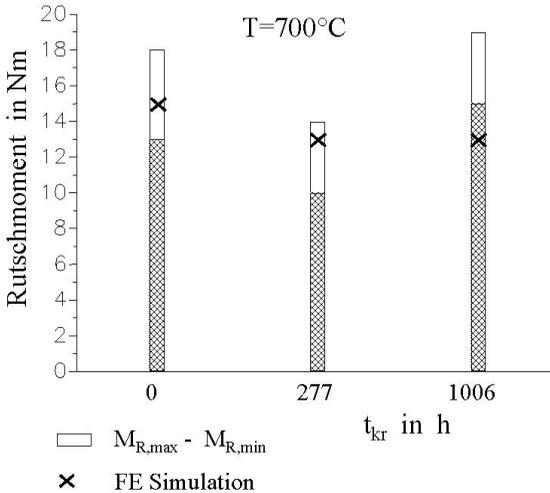


Abbildung 6.14: Ergebnis der Zeitstandversuche (Variante II-E)

6.6 Bruchmechanische Bewertung

Mit den in **Tab. 6.2** aufgelisteten bruchmechanischen Kennwerten wurde die Ausfallwahrscheinlichkeit für die Belastungszeit von $t=0h$ und $1h$, für die Varianten II-B und II-K (unbeschichteter und beschichteter keramischer Wellenansatz) berechnet. Zugrunde gelegt wurde die errechnete Spannungsverteilung für $T=400^\circ C$ bei einer Oberflächenfehlerpopulation mit halbkreisförmigem Oberflächenriss und mit dem Kriterium nach Richard mit $\alpha_1=1,26$. Während $P_f(t=0h)$ für beide Varianten annähernd Null ist, steigt die Ausfallwahrscheinlichkeit nach einer Belastungszeit von nur $1h$ auf 100% bzw. $61,5\%$ an. Anhand der Berechnungsergebnisse lässt sich bereits erkennen, dass die geringe Bruchzähigkeit das Versagen der Keramikteile in starkem Maße begünstigte, wenngleich experimentell kein Versagen ($P_f=0\%$) bei den Varianten mit beschichtetem Keramikschaft (II-K) festgestellt wurde (Unstimmigkeit zur Berechnung; $P_f=61,5\%$). So war an einigen Bruchflächen Versagen durch unterkritisches Risswachstum deutlich zu erkennen.

Tabelle 6.2: Ausfallwahrscheinlichkeiten für Oberflächenfehlerpopulation

Variante	WEIBULL-Parameter m	WEIBULL-Parameter σ_0 in MPa	Risswachstumsparameter n	Risswachstumsparameter B in $\text{MPa}^2 \cdot \text{s}$	$P_f(t=0h)$ in %	$P_f(t=1h)$ in %
II B	8,5	670	50	2,1E-28	0.3	100
II K					0.0	61.5

Wie bereits erwähnt, ist die Bestimmung des Risswachstumsparameters B über dynamische Biegeversuche mit starken Unsicherheiten behaftet. Die Kurve der äquivalenten Zeitstandfestigkeit für $B=2,1 \cdot 10^{-28} \text{MPa}^2 \cdot \text{s}$ und $n=50$ wurde mit dem Programm CERTUB nach der Beziehung gemäß Gl. 6.1 berechnet (Mehrachsigkeit und Rissmodell berücksichtigt) und in Abb. 6.15 dargestellt.

$$\log(t_0) = -n \log(\sigma^*) + \log(\sigma_{T0}^{n-2} B) \tag{6.1}$$

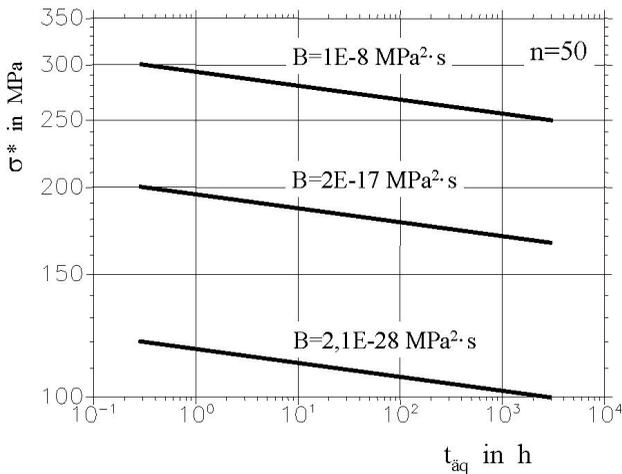


Abbildung 6.15: Berechnete Zeitstandfestigkeit für verschiedene B-Werte

Für einen Si_3N_4 -Werkstoff ist eine derart geringe Zeitstandfestigkeit äußerst ungewöhnlich. Aus Untersuchungen sind Werte bekannt [9], wonach der Risswachstumsparameter B Werte von $1 \cdot 10^{-8} \text{MPa}^2 \cdot \text{s}$ und größer annimmt (in der Regel bei sehr viel höheren Temperaturen). Wie sich die Änderung des Para-

schine nicht derart exakt definiert, wie es bei Vierpunkt-Biegeversuchen der Fall ist. Zweitens differieren die Übermaße der Varianten II-H bis K stark, was die Streuung der Festigkeiten ebenfalls beeinflussen kann. Eine gesonderte Auswertung ist wegen des Mangels an Proben aber nicht sinnvoll. Durch eine Umrechnung des bei der Torsionsprüfung bestimmten WEIBULL-Parameters $\sigma_{0,T}=640$ MPa der Torsionsprüfung auf eine der Vierpunkt-Biegeprobe äquivalente Größe, ergibt sich $\sigma_0=715$ MPa. Diese Festigkeit entspricht annähernd der in [22] angegebenen Festigkeit ($\sigma_0=840$ MPa).

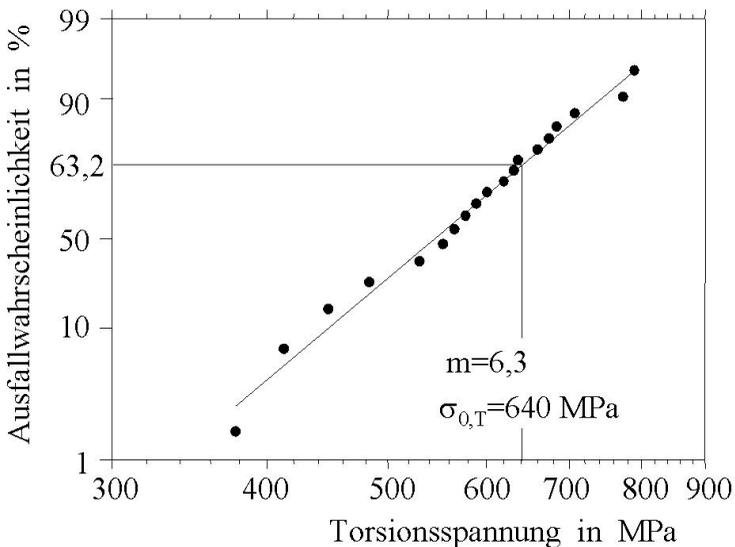


Abbildung 6.17: WEIBULL-Verteilung der Torsionsfestigkeit (20°C)

Der hier vorgestellte bruchstatistische Zuverlässigkeitsnachweis kann als konservativ gelten, weil die Belastung der Welle/Nabe-Verbindung im realen Kleingasturbinenbetrieb geringeren Drehmomenten ausgesetzt sein wird und zudem hochfestere Keramikwerkstoffe eingesetzt würden.

6.7 Auslegung der Verbindung für den 3K-Warner-Rotor

Nachdem die generelle Funktionstüchtigkeit der Welle/Nabe-Verbindung durch das Experiment nachgewiesen werden konnte und die FE-Simulation ihre exakte Auslegung nachweislich ermöglicht, soll ihre generelle Eignung für den praktischen Einsatz abschließend noch für den Rotor des K26-Turboladers

analytisch nachgewiesen werden.

Die stationäre, inhomogene Temperaturverteilung in der Verbindung wurde mit der Vorgabe von Temperaturrandbedingungen errechnet, deren Größenordnung aus den Versuchen am Kleingasturbinenprüfstand bekannt waren. Als Ergebnis zeigt **Abb. 6.18** das stationäre Temperaturfeld der in Längsrichtung geschnittenen Verbindung. Durch gezielte konvektive Kühlung bzw. über den Schmiermitteldurchsatz können die Temperaturen T_{Welle} und T_{Nabe} beeinflusst werden. Die Temperatur T_{K} am Keramikschaft ist hingegen weitestgehend durch die Heißgastemperatur und die Wärmeleitfähigkeit λ des Rotorwerkstoffs vorgegeben.

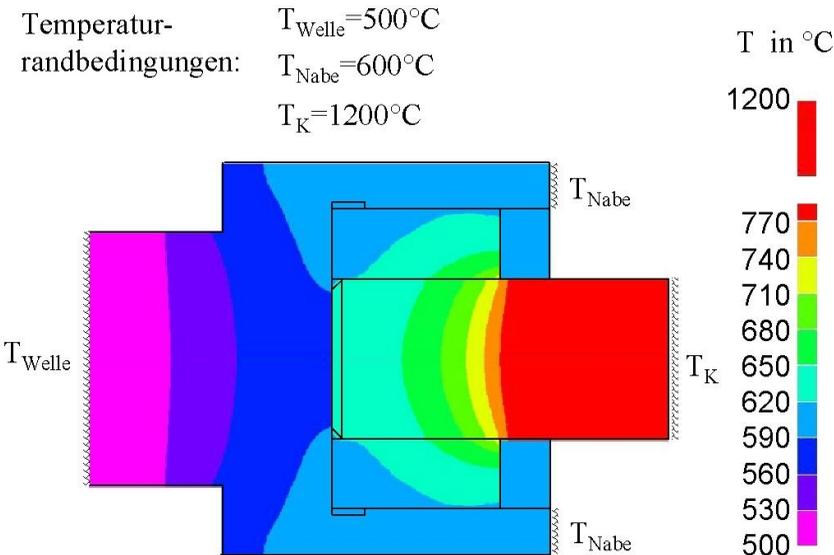


Abbildung 6.18: Inhomogene Temperaturverteilung in der Welle/Nabe-Verbindung (FE Simulation bei Vorgabe von Temperaturrandwerten)

Die Temperatur im Keramikschaft verringert sich ausgehend von $T_{\text{K}}=1200^{\circ}\text{C}$ in axialer Richtung auf ca. 650°C am gegenüberliegenden, eingespannten Ende. Weil in radialer Richtung keine so hohen Temperaturgradienten vorliegen, werden keine nennenswerten Zugspannungen im Keramikschaft hervorgerufen (max. 100 MPa), weswegen sich keine zusätzliche kritische Beanspruchung durch die inhomogene Temperaturverteilung ergibt.

Von besonderem Interesse für die Kraftübertragung der Welle/Nabe-

Verbindung ist vor allem, wie sich die Druckverteilung in der Kontaktzone Segment/Keramikschaft in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen gestaltet. Mit dem oben dargestellten sowie einem zweiten, mit den Randwerten $T_{\text{Nabe}}=650^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{K}}=1200^{\circ}\text{C}$ und $T_{\text{Welle}}=500^{\circ}\text{C}$ berechneten Temperaturfeld, wurde die nachfolgende Beanspruchungsanalyse durchgeführt. Aus **Abb. 6.19** geht hervor, welche Kontaktfläche nach den einzelnen Belastungsschritten jeweils noch für die Kraftübertragung zur Verfügung steht. Der Veranschaulichung wegen wurde der Fugendruck p_{F} in seiner Darstellung begrenzt (maximaler Legendenwert 40 MPa). Ein Fugendruck $p_{\text{F}}>40$ MPa ist bei den hohen Temperaturen ohnehin nicht zur Kraftübertragung nutzbar (geringere ertragbare Scherspannung).

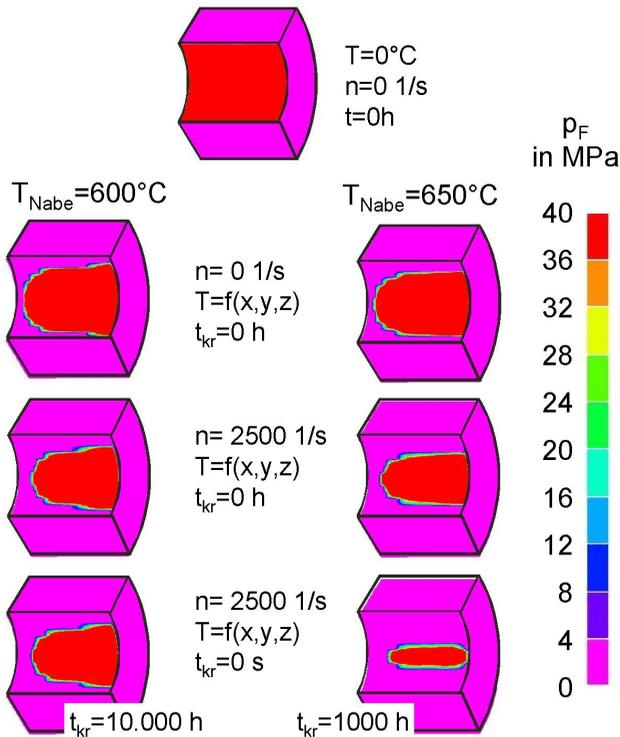


Abbildung 6.19: Rechnerische Druckverteilung in der Kontaktzone Segment/Keramikschaft nach dem Durchlaufen verschiedener Betriebszustände

Durch die inhomogene Temperaturverteilung wird eine ungleichmäßige Druckverteilung in axialer Richtung verursacht. Lauftradseitig baut sich ein relativ hoher Kontaktdruck auf. Am Ende des eingespannten Keramikschafts geht der Kontaktdruck völlig verloren. Bei Nabentemperaturen oberhalb $T_{\text{Nabe}}=650^{\circ}\text{C}$ kann die Nabe den hohen mechanischen Beanspruchungen nicht mehr standhalten. Gemäß den Berechnungsergebnissen verliert die Welle/Nabe-Verbindung spätestens nach 1000 Betriebsstunden ihre Funktionstüchtigkeit aufgrund der Kriechverformungen. Wird die maximale Betriebstemperatur der Nabe auf ca. 600°C begrenzt, bleibt sie dauerhaft voll funktionsfähig. Die obere Kurve in **Abb. 6.20** stellt als Ergebnis von FE-Simulationen das jeweilige Drehmoment dar, welches die Welle/Nabe-Verbindung abhängig von der Drehzahl noch übertragen kann, nachdem sie zuvor über 10.000 Betriebsstunden bei 2500 s^{-1} belastet worden ist. Unter Beachtung des in **Abb. 6.20** auch dargestellten erforderlichen Drehmoments kann festgestellt werden, dass ein ausreichend hohes Rutschmoment auch im Langzeiteinsatz der Verbindung gewährleistet ist (Sicherheit von ca. 2).

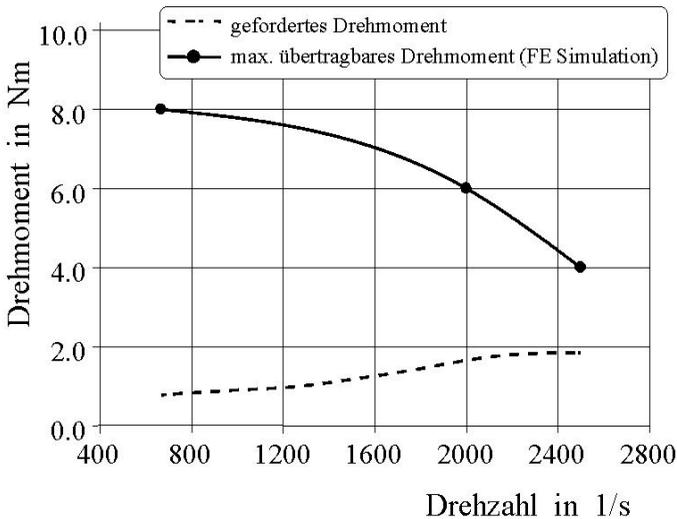


Abbildung 6.20: Drehzahlabhängigkeit des von der Welle/Nabe-Verbindung übertragbaren Drehmoments (nach 10.000h)

Von Bedeutung für die Festigkeitsberechnung sind stets die Prozesse des Anfahrens eines Aggregats. In Ermangelung der Kenntnis der Größe der Wärmequellen und -senken war die direkte rechnerische Bestimmung der instationären Temperaturfelder und Spannungsverteilungen nicht möglich. Dennoch

kann mittels Variation der Randtemperaturen zumindest eine grobe Abschätzung der zu erwartenden Extremwerte vorgenommen werden. Der Wärmefluss innerhalb der hier betrachteten Verbindung von innen nach außen, wie er beim Anfahren der Turbine auftreten wird, wurde durch die Berechnung des Temperaturfeldes unter den Randwerten $T_{\text{Nabe}}=350^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{K}}=1200^{\circ}\text{C}$ und $T_{\text{Welle}}=300^{\circ}\text{C}$ angenähert simuliert. In **Tab. 6.3** sind die maximalen Vergleichsspannungen nach Mises bzw. die Ausfallwahrscheinlichkeit ($B=10^{-8}\text{MPa}^2\cdot\text{s}$) aufgeführt, die aus der anschließenden Spannungsberechnung resultieren. Zum Vergleich sind die Maximalwerte der Spannungen bzw. die Ausfallwahrscheinlichkeiten des stationären Zustands (Temperaturfeld aus **Abb. 6.18**) aufgeführt. Geringe plastische Verformungen beim Anfahren der Turbine treten punktuell auf, beeinträchtigen jedoch nicht die Funktionsfähigkeit der Verbindung.

Tabelle 6.3: Stationärer und instationärer Betriebszustand

Komponente der Verbindung	stationärer Zustand	instationärer Zustand
Nabe	653 MPa ($T=610^{\circ}\text{C}$)	842 MPa ($T=410^{\circ}\text{C}$)
Segmente	506 MPa ($T=620^{\circ}\text{C}$)	607 MPa ($T=400^{\circ}\text{C}$)
Keramikschaft		
$P_f(t=0\text{h})$	0.0 %	0.0 %
$P_f(t=1\text{h})$	0.01 %	0.01 %

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird die Methodik zur Auslegung einer neuartigen Keramikwelle-Metallnabe-Verbindung für den Einsatz in Hochtemperatur-Kleingasturbinen und die experimentelle Verifikation dieser Verbindung mittels relativ einfacher Prüfverfahren vorgestellt.

Durch den Einsatz von experimentellen Methoden in Kombination mit den numerischen Simulationsverfahren ließen sich die für die FE-Berechnung benötigten Randbedingungen -Reibungskoeffizienten effektives Übermaß- bestimmen, die zuvor nur unzureichend bzw. gar nicht bekannt waren. Damit wurde die zwingend erforderliche Kalibrierung der FE-Simulation hinsichtlich der Eigenspannungen und des Reibmodells vorgenommen, was eine wesentliche Voraussetzung für deren Anwendung zur präzisen Vorausberechnung des Rutschmoments der Verbindung darstellt.

Zwei konstruktiv unterschiedlich gestaltete Varianten der Welle/Nabe-Verbindung wurden experimentell und analytisch untersucht. Wegen der hohen Einsatztemperaturen ist die Ausführung der Konstruktion von besonderem Interesse für die Bauteilfestigkeit. Prinzipiell ist aufgrund des Wirkprinzips der Verbindung die rein kraftschlüssige Übertragung des Drehmoments bis zu Temperaturen von 800°C gewährleistet. Wegen der hohen Temperaturen bei gleichzeitig starken mechanischen Beanspruchungen der Nabe wurde das Materialkriechen bei der Auslegung der Verbindung für den Langzeiteinsatz simuliert. Sowohl rechnerisch als auch experimentell (1000h) wurde nachgewiesen, dass die Nabe aus dem Werkstoff INCOLOY 909 den Belastungen standhält, wenn sie längerfristig keinen Temperaturen oberhalb von 600°C ausgesetzt wird.

Für die Funktionstüchtigkeit der Welle/Nabe-Verbindung ist zusätzlich die Beanspruchung und das Versagensverhalten der keramischen Komponente von entscheidender Bedeutung. Trotz der hohen Biegefestigkeit des verwendeten Keramikwerkstoffs kam der Keramikschicht durch thermisch bedingte, hohe axiale Zugspannungen auf seiner Oberfläche zu Bruch. Durch eine dünne, weiche Zwischenschicht (Feststoffschmierung) in der Kontaktzone Keramik/Metall kann der Reibungskoeffizient bzw. die Scherspannung limitiert und

damit die versagenskritische Beanspruchung der Keramik vermieden werden. Im Zuge dieser Maßnahme können Fertigungstoleranzen wesentlich größer gewählt und Kosten gespart werden. Die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit der Keramik mit einer für monolitische Keramik geeigneten bruchstatistischen Theorie erfolgte mit dem eigens für diesen Zweck entwickelten Softwaresystem CERTUB, das als Postprozessor die Ergebnisse der Spannungs- und Temperaturfeldberechnung nutzt. Infolge der hohen Komplexität der Reibprozesse lassen sich die Scherspannungen in den Kontaktflächen mitunter nur unzureichend genau bestimmen. Deshalb ist dieser Zuverlässigkeitsnachweis für das keramische Bauteil mit starken Unsicherheiten behaftet. Trotzdem lassen sich sehr gut tendenzielle Aussagen treffen, die für die konstruktive Gestaltung wichtige Impulse geben können.

Mit einem Rechnungs-Messungs-Vergleich wurde gezeigt, dass eine exakte Vorauslegung der Verbindung möglich ist. Die mit der FE-Simulation vorausgerechneten Rutschmomente unter Annahme einer homogenen Temperatur in den Proben von 600, 700 und 800°C bei nicht rotierender Torsionslast wurden im Torsionsversuch in guter Übereinstimmung mit den Resultaten der Berechnung gemessen. Die exemplarische Auslegung der Welle/Nabe-Verbindung für eine zu übertragende Wellenleistung von ca. 30 kW (150.000 min^{-1} , 2Nm) bei inhomogener Temperaturverteilung bildet den Abschluss dieser Arbeit.

Validiert werden kann das Auslegungskonzept selbst nicht ohne realitätsnahe Bauteilprüfung, weil die im Aggregat zu erwartenden komplexen thermischen, chemischen und mechanischen Beanspruchungen der Komponenten nicht isoliert zu erfassen sind, bzw. ein solches Vorgehen nicht sinnvoll wäre. Deshalb wird weitergehender Forschungsbedarf in der Erprobung dieser Welle/Nabe-Verbindung am Kleingasturbinenprüfstand gesehen. Durch einfache tribologische Untersuchungen kann eine Optimierung der Schichtdicke und des Beschichtungsmaterials erfolgen. Als wesentlich für den Einsatz dieser Verbindung erscheint auch die Verwendung monolithischer Keramiken mit deutlich höherem Risswiderstand, um höhere Scherspannungen an der Oberfläche der Keramik zuzulassen und höhere Kräfte übertragen zu können. Die Fertigung der zur Ausdehnungskompensation erforderlichen Segmente kann in großen Stückzahlen eventuell kostengünstiger erfolgen, wenn sie als gezogenes Stabmaterial vorbereitet und im Pendelschleifverfahren endbearbeitet werden. Als Trennverfahren könnte das Wasserstrahlschneiden genutzt werden, um einen örtlich hohen Wärmeeintrag in die Segmente und ihren Verzug zu vermeiden.

Literaturverzeichnis

- 1 Woschni, G.; Kolesa, K.; Spindler, W.: *Isolierung der Brennraumwände – ein lohnendes Entwicklungsziel bei Verbrennungsmotoren?* Motortechnische Zeitschrift 47 (1986), S. 495-500
- 2 N.N. *In Europa lohnt nur noch die hochwertige Keramik.* VDI-Nachrichten, Band 51 (1997) Heft 41, S. 21
- 3 N.N. *Technische Keramik - Wo steht sie, wohin geht sie?* CFI Ceramic Forum International. (Berichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft), Band 73 (1996) Heft 3, S. 155-159
- 4 Abraham, T.: *Economics of electronic ceramics.* American Ceramic Society Bulletin, Vol. 75, No. 2, pp. 47-49, 1996
- 5 Blumberg, M.: *Keramik als Werkstoff im Maschinenbau. - Auf dem Boden der Tatsachen -* Ind.-Anz. 73, S. 34-35 (1991)
- 6 Petrovic, J.J.: *Mixed-Mode Fracture of Hot-Pressed Si_3N_4 .* Journal of the American Ceramic Society, Vol. 68 No. 6, pp. 348-355, 1985
- 7 Kochendörfer, R.: *Konstruktion mit Keramik;* VDI Bildungswerk BW9429, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- 8 Nitta, I.; Kigoshi, K.; Kato, K.: *Study of the Fitting Strength Between Ceramic and Metal Elements with the Use of a Shrink Fitter at Elevated Temperature.* JSME International Journal, S. II, Vol. 32, No. 4, 1989
- 9 Schenk, B.; Pucher, H.; Heinrich, U.: *Investigations on the Reliability of Ceramic Rotor Components under Static and Cyclic Thermomechanical Load.* 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, Yokohama, Japan, Conference Proceedings III, pp. 65-72, 1995
- 10 Schenk, B.; Pucher, H.; Heinrich, U.: *Probabilistic Reliability Evaluation of Ceramic Rotor Components under Static and Cyclic Thermomechanical Load.* International Symposium ,,
- 11 Schenk, B.: *Einsatz experimenteller und numerischer Methoden zur Untersuchung der Lebensdauer von keramischen Rotorbauteilen für*

Hochtemperatur-Kleingasturbinen. Dissertation, TU Berlin, 1996

- 12 Schenk, H. : *Deutlich längere Standzeiten*. Automobilindustrie, Band 45, S. 74-75, Vogel Verlag, 2000
- 13 Hähn, G.: *Untersuchungen zur werkstoffgerechten Verbindungstechnik für keramische Bauteile*. Schriftenreihe Konstruktionstechnik, H. 14, TU Berlin, 1988
- 14 Maus, O.: *Einflussparameter der temperaturabhängigen Vierpunktbiegefestigkeit von HPSN-HPSN- und HPSN-Metall-Verbindungen mit Silber-Aktivloten*. Diss. TU Berlin 1997, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 5 Grund- und Werkstoffe Nr. 514, 1998
- 15 Turner, D. A.; Holtman, R.L.: *Development of Ceramic Hot Section Components for AGT 100 Gas Turbine*. ASME Paper 87-GT-79, 1987
- 16 Carruthers, W. D.; Smyth, J. R.: *Advanced Ceramic Engine Technology for Gas Turbines*. ASME Paper 91-GT-368, 1991
- 17 Engels, B.; Lingenauber, R.; Langer, M.; Weber, W.: *Keramische Rotoren für Pkw-Turbolader*. Motortechnische Zeitschrift, Band 51, Nr. 12, 1990
- 18 Kawase, H.; Kato, K.; Matsuhisa, T.; Mizuno, T.: *Development of Ceramic Turbocharger Rotors for High Temperature Use*. ASME Paper 91-GT-270, 1991
- 19 Shimizu, T.; Takama, K.; Enokishima, H.; Mikame, K.; Tsuji, S.; Kamiya, N.: *Silicon Nitride Turbocharger Rotor for High Performance Automotive Engines*. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1990, SAE International, SEA Technical Paper Series, 900656
- 20 Neuhof, U.: *Einfluß der Fügebereichsgestaltung auf das Festigkeitsverhalten von Keramik-Metall-Löt- und -Preßverbindungen*. Dissertation, TU Berlin, 1998
- 21 DIN 8593 Teil 0-8 *Fertigungsverfahren Fügen*. Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1985
- 22 Göschel, S.; Beitz, W.: *Tragfähigkeit von lösbaren Welle-Nabe-Verbindungen für den Hochtemperaturbereich*. Abschlussbericht zum DFG-Forschungsvorhaben BE 479/55-2, TU Berlin, 2000
- 23 Newson, D. D.; Pollinger, P. J.; Twait, J. D.: *Status of Silicon Nitride Material Properties, Component Fabrication, and Applications for*

- Small Gas Turbines*. ASME Paper 2000-GT-533, 2000
- 24 Gabrielsson, R.; Avran, P.: *The European Ceramic Gas Turbine Program –AGATA*. Proceedings of the International Gas Turbine Congress, Kobe, 1999
 - 25 Sakamoto, T.; Horinouchi, T.; Maeda, T.: *Ceramics-to-Metal Joining Technology for Gas Turbine Rotors* ASME Paper 89-GT-302, 1989
 - 26 Lüssgen, C.; Maier, R. H.: *FEM-gestützte bruchstatistische Auslegung von Welle-Nabe-Preßverbindungen mit keramischer Hohlwelle*. Welle-Nabe-Verbindungen, VDI Berichte 1384, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1998
 - 27 Takehara, I.; Tatsumi, T.; Ichikawa, Y.: *Development Summary of CGT302 Ceramic Gas Turbine*. . Proceedings of the International Gas Turbine Congress, Kobe, 1999
 - 28 Schenk, B.: *Ceramic Turbine Engine Demonstration Project – A Summary Report – ASME Paper 2000-GT-532*, 2000
 - 29 Wenglarz, A. R.; Konus, K.: *Ceramic Vanes for a Model 501-K Industrial Turbine Demonstration*. ASME Paper 2000-GT-73, 2000
 - 30 Soudarev, A. V.; Podgorets, V. Y.; Souryaninov, A. A.; Tikhplav, V. Y.; Grishaev, V. V.; Soudarev, B. V.: *Ceramic Gas Turbine 2.5 MW Engine for Gas Industry Applications in Russia*. ASME Paper 2000-GT-74, 2000
 - 31 Price, J.; Jimenez, O.; Parthasarathy, V.; Miriyala, N.; Leroux, D.: *Ceramic Stationary Gas Turbine Development Program -Seventh Annual Summary-*. ASME Paper 2000-GT-75, 2000
 - 32 Abe, T.; Sugiura, T.; Okunaga, S.; Nojima, K.; Tsutsui, Y.; Matsunuma, T.: *Research and Development of Practical Industrial Cogeneration Technology in Japan*. ASME Paper 2000-GT-655, 2000
 - 33 Gates, S.; Price, Jr. J.; Parathasarathy, V.; Miriyala, N.; Jimenez, O.: *Recommended Direction of the Solar/DOE Ceramic Stationary Gas Turbine Program*. ASME Paper 2000-GT-76, 2000
 - 34 Heitmann, A.: *Anwendung von Ingenieurkeramik in der chemischen Industrie*. Symposium im November 1997 an der TU Clausthal, Fortschrittsberichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft, Band 13 (1998), Heft 1, S. 29-36

- 35 Lange, D.; Sigl, L.: *Siliziumnitrid in der Wälzlagertechnik*. Konstruieren mit Keramik, VDI Berichte Nr. 1036, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993
- 36 Weinsdörfer, H.: *Keramische Bauteile in der Textilindustrie*. Deutsche Keramische Gesellschaft, Technische keramische Werkstoffe, Loseblattzeitschrift, Hrsg. Kriegesmann, J., Verlagsgruppe Deutscher Wirtschaftsdienst, Köln, 1989 (Grundwerk)
- 37 Okamura, T.; Koga, A.; Itoh, S.; Kawagishi, H.: *Evaluation of 1700C Class Turbine Blades in Hydrogen Fueled Combustion Turbine Systems*. ASME Paper 2000-GT-615, 2000
- 38 *Verbindungsanordnung zwischen einer Keramik- und einer Metallwelle*. NGK Spark Plug Co., Offenlegungsschrift DE 3535511 A1, 1986
- 39 *Einrichtung zur Verbindung eines keramischen Laufrades, insbesondere eines Turbinenlaufrades einer Strömungsmaschine, z.B. eines Gasturbinenriebwerks, mit einer metallischen Welle*. MTU Motoren- und Turbinen-Union München GmbH, Patentschrift DE 3129220 C2, 1987
- 40 *Turbinenrotor und Verfahren zur Herstellung desselben*. NGK Insulators, Ltd., Patentschrift 3619063 C2, 1990
- 41 Kawamoto, H.; Miyazakaki, H.; Toyota, A.: *Turbolader für Verbrennungsmotoren*. Offenlegungsschrift DE 3521058 A1, 1985
- 42 *Isolations-Federkörper und dessen Verwendung*. Rosenthal Technik AG, Patentschrift DE 2851507 C2, 1982
- 43 Fett, T.: *Lebensdauervorhersage an keramischen Werkstoffen mit den Methoden der Bruchmechanik bei elastischem und viskoelastischem Materialverhalten*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1983
- 44 Dini, J.W.: *Properties of coatings: Comparisons of electroplated, physical vapor deposited, chemical vapor deposited, and plasma sprayed coatings*. Materials and Manufacturing Processes, Volume 12, pp. 437-472 Issue 3, May 1997
- 45 Prengel, H.G.; Pfouts, W.R.; Santhmanam, A.T.: *State of the art in hard coatings for carbide cutting tools*. Surface & Coatings Technology, Volume 102, pp. 183-190, ICMCTF Conference, San Diego, CA, USA, April 1996
- 46 He J.-W.; Bai Ch.-D.; Xu K.-W.; Hu N.-S.: *Improving the anticorrosion and mechanical behavior of PACVD TiN*. Surface and Technology, Volume 75, pp. 387-393; 1995

- 47 Eggert, T.: *Turbinenpyrometrie mit hoher örtlicher und zeitlicher Auflösung*. Dissertation TU Berlin, 1999, Wiss. und Technik Verl., 2000
- 48 v. Eisebeck, G.: *Tragfähigkeit von stoffschlüssig hergestellten Formschlussverbindungen für keramische Bauteile*; Dissertation, TU Berlin, 1995
- 49 Munz, D.; Fett, T.: *Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe*. Springer-Verlag, Berlin, 1989
- 50 J.T. Oden; J.A.C. Martins: *Models and Computational Methods for Dynamic Friction Phenomena*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 52, pp. 527-634, 1985
- 51 N.N.: CFI Werkstoffblatt für den Werkstoff N3208
- 52 Gropp, H.: *Eine neue Generation von Preßverbindungen mit beschichteten Preßflächen zur Übertragung höchster statischer und dynamischer Belastungen*. Welle-Nabe-Verbindungen, VDI Berichte 1384, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1998
- 53 Welle, E.: *Analyse von Eigenspannungszuständen in bearbeiteten keramischen Werkstoffen und gelöteten Metall-Keramik-Verbindungen*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1995
- 54 Schmackers, T.: *Untersuchung der Wechselwirkung von Mikrostruktur und Spannungen im metall-keramischen Verbundschichtsystem $ZrO_2-7Y_2O_3 - NiCoCrAlY - In718$* . Dissertation, Technische Universität Berlin, 1999
- 55 Heinrich, U.; Pucher, H.; Reimers, W; Schenk, B.; Schmackers, T.: *Ceramic/Metal-Shaft/Hub Connection for Applications in Small High Temperature Ceramic Gas turbine Rotors*. ASME-Paper 2000 GT 534, 2000
- 56 Gallagher, R.H.: *Finite-Elemente-Analyse*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg 1976
- 57 Groth, P.; Faiss, H.: *TP 2000 – User's Manual*. IGF, Pfullingen, 1997
- 58 Schwarz, H.R.: *Methode der finiten Elemente*. Teubner Verlag, Stuttgart, 1991
- 59 Knothe, K.; Wessels, H.: *Finite Elemente*. Springer Verlag, Berlin, 1991
- 60 Bathe, K.-J.: *Finite-Elemente-Methode*. Springer-Verlag, Berlin, 1986

- 61 Stachowiak, G. W.; Batchelor, A.W.: *Engineering Tribology*. Tribology Series 24, Elsevier Publishers B.V., Amsterdam, 1993
- 62 Oden, J.T.; Martins, J.A.C.: *Models and Computational Methods for Dynamic Friction Phenomena*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Part III-Computational Physics, Vol. 51, pp. 527-634, 1985
- 63 Rombach, M.; Hollstein, T.: *Untersuchungen zum mechanischen Verhalten von Siliciumnitrid in einem Kugel-Platte-Kontakt*. Mat.-wiss. und Werkstofftechnik 26, 276-282, 1995
- 64 Lee, S. K.; Wuttiaphan, S.; Lawn, B.R.: *Role of microstructure in Hertzian contact damage in silicon nitride*. I, mechanical characterisation, Journal of American Ceramic Society 80, 2367-2381, 1997
- 65 Thiemeier, T.: *Lebensdauervorhersage für keramische Bauteile unter mehrachsiger Beanspruchung* (Diss.), Universität Karlsruhe, 1989
- 66 F.Thümmler, G. Grathwohl, F. Porz, R. Hamminger, H. Cohrt: *Hochtemperatur-Langzeit-Eigenschaften von Si₃N₄- und SiC-Werkstoffen*. Keramische Fahrzeug-Gasturbinen III, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, S. 449-485, 1984
- 67 G. Ziegler: *Microstructural Aspects of Thermal Stress Resistance of High-Strength Engineering Ceramics*. Zeitschrift Werkstofftechnik 16 S. 12-18, 1985
- 68 J.E. Siebels: *Oxidation und Festigkeit von Siliziumnitrid und Siliziumcarbid*, Sprechsaal 114, S. 766-769, 1981
- 69 R.E. Tressler, M.D. Meiser, T. Yonushonis: *Molten Salt Corrosion of SiC and Si₃N₄*, Ceramics. J. Am. Ceram. Soc. 59, S. 278-279, 1976
- 70 Zheng, Y.; Vieira, J. M.; Oliveira, F. J.; Davim, J. P.; Brogueira, P.: *Relationship between flexural strength and surface roughness for hot-pressed Si₃N₄ self-reinforced ceramics*. Journal of European Ceramic Society, Vol. 20, Issue 9, 2000
- 71 Munz, D.; Fett, T.: *Ceramics. Mechanical Properties, Failure Behaviour, Materials selection*. Springer Verlag, Heidelberg, 1999
- 72 Pucher, H.; Schenk, B.: *Untersuchungen zum Verhalten von Keramik- und Keramikverbund-Rotorbauteilen bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten sowie stationärer und dynamischer Hochtemperaturbelastung*. Forschungsbericht 1990-92 des Sfb 339, Technische Universität Berlin, 1993

- 73 T. Thiemeier: *Lebensdauervorhersage für keramische Bauteile unter mehrachsiger Beanspruchung*. (Diss.), Universität Karlsruhe, 1989
- 74 Wolf, H.: *Kriechen der Legierungen NiCr22Co12Mo und 10CrMo9 10 bei konstanter und zyklischer Beanspruchung*. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg, 1990
- 75 McDemus, R.: *Creep, Stress-Rupter, and Stress-Relaxation Testing*. Metals Handbook Ninth Edition, Volume 8 (Mechanical Testing), pp. 311-328, American Society for Metals, first printing 1985
- 76 Beitz, W.; Grote, K.-H.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. 20. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2001
- 77 Betten, J.: *Kontinuumsmechanik, Elasto-, Plasto- und Kriechmechanik*. Springer-Verlag Berlin, 1993
- 78 Feldermann, J.: *Schnell drehende Turbinenrotoren – Simulation des Materialkriechens aus Sicht der betrieblichen Praxis*. Zeitschrift Konstruktion, pp. 31-34, 6/2000
- 79 Batdorf, S.B.; Crose, J.G.: *A Statistical Theory for the Fracture of Brittle Structures Subjected to Non-uniform Polyaxial Stresses*. J. Appl. Mech., Vol.41, No.2, pp.459-464, 1974
- 80 A.G. Evans: *A General Approach for the Statistical Analysis of Multi-axial Fracture*. Journal American Ceramic Society, Vol. 61, 7/8, pp. 302-308, 1978
- 81 Weibull, W.: *A Statistical Theory of the Strength of Materials*. Ingeniörsvetenskapsakademiens Handlingar, No. 153, Stockholm, 1939
- 82 Stürmer, G.: *Methodische Ansätze zur konstruktiven Gestaltung keramischer Flammrohrelemente von Brennkammern*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1991
- 83 Heinrich, U.: *Rechnungs-Messungs-Vergleich zur Lebensdaueranalyse keramischer Rotorbauteile für Hochtemperatur-Kleingasturbinen*. Diplomarbeit, TU Berlin, 1994
- 84 N.N.: *TPS10 Benutzerhandbuch*. TSE GmbH, Reutlingen, 1993
- 85 Richard, H.A.: *Bruchvorhersagen bei überlagerter Normal- und Schubbeanspruchung von Rissen*. VDI-Forschungsheft 631/85, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1985