Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung von Querpressverbänden mit Naben aus monolithischer Keramik

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Martin Blacha
geboren in Ulm

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich
Mitberichter:	Prof. Dr. rer. nat. Siegfried Schmauder

Tag der Einreichung:	25.06.2008
Tag der mündlichen Prüfung:	06.02.2009

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Universität Stuttgart

2009

D93

ISBN 978-3-922823-69-8

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz
Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-66055
Telefax: +49 (0)711 685-66219
E-Mail: mail@iktd.uni-stuttgart.de

Für meine Eltern und
für meine liebe Dagmar.

Für Diejenigen, die mir die Promotion ermöglichten,
mich dazu ermunterten und dabei unterstützten.

Für die Musik in den Menschen.

THE CAREFUL TEXT-BOOKS MEASURE
(LET ALL WHO BUILD BEWARE!)
THE LOAD, THE SHOCK, THE PRESSURE
MATERIAL CAN BEAR.
SO, WHEN THE BUCKLED GIRDER
LETS DOWN THE GRINDING SPAN,
THE BLAME OF LOSS, OR MURDER,
IS LAID UPON THE MAN.
NOT ON THE STUFF - THE MAN!

from: *Hymn of Breaking Strain*
by Rudyard Kipling, 1935

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart. Meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz gebührt besonderer Dank für die Betreuung meiner Arbeit, die ohne das von ihm entgegengebrachte Vertrauen und die großen Freiheiten - sowohl beim Füllen des Forschungsthemas mit Leben wie auch während der Anfertigung dieser Niederschrift - erheblich weniger Spaß gemacht hätte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Leidich danke ich für sein unmittelbares Interesse an der Arbeit, das zu intensiver Durchsicht des Manuskripts und zur Übernahme des Mitberichts führte.

Ebenso trifft dies auf Herrn Prof. Dr. rer. nat. S. Schmauder zu, der sich sogleich für das Thema interessierte und gerne den Mitbericht übernahm.

Mein besonderer Dank gilt den Personen, die bereitwillig und mit großer Sorgfalt diese Arbeit korrekturgelesen haben: Herrn Dipl.-Ing. M. Bachmann, Herrn Dr.-Ing. Gunter Geiss, Herrn Dr.-Ing. Daniel Hug und Herrn Dr.-Ing. Robert Watty.

Nicht vergessen werden sollen die studentischen Hilfskräfte und Studienarbeiter, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Insbesondere gilt hier mein Dank den Herren Dipl.-Ing. M. Beck, Dipl-Ing. S. Recker und Dipl.-Ing. S. Tilp, die mich mit großem Einsatz bei der Abarbeitung der großen Vielzahl an theoretischen und praktischen Untersuchungen unterstützten. Nicht weniger möchte ich Herrn Ziegler aus der Institutswerkstatt danken, der mir bei der Jagd auf so manchen zu fertigenden Mikrometer mit hilfreichen Vorschlägen zur Seite stand.

Ein weiterer Dank gilt nicht zuletzt der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG), die einen Teil dieses Forschungsprojekts finanziell gefördert und damit die Untersuchungen in dieser Intensität erst ermöglicht hat.

Nicht zuletzt danke ich von Herzen meinen Eltern, die mir meine Ausbildung ermöglicht haben und mich stets unterstützten. Unendlicher Dank gilt auch meiner Frau Dagmar, die mir an den langen Abenden während der Niederschrift dieser Arbeit nahe war und die Erstellung warmherzig und geduldig begleitete.

Stuttgart, April 2009 Martin Blacha

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen ..... **IX**

Abkürzungen ..... **XIII**

Abstract ..... **XV**

1 Einleitung **1**

1.1 Problemstellung 1

1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit 4

2 Stand der Forschung **7**

2.1 Hybride Welle-Nabe-Verbindungen 7

2.1.1 Kraftschlüssige, hybride Welle-Nabe-Verbindungen 8

2.1.2 Weitere Verbindungstechniken für Keramiken und Metalle 11

2.1.3 Möglichkeiten zur Spannungsreduzierung bei hybriden Pressverbänden 12

2.2 Grundlagen der Keramik-Metall-Reibpaarung 13

2.2.1 Tribologisches Verhalten von Keramik/Stahl-Paarungen 16

2.2.2 Einfluss der Hartbearbeitung auf die Eigenschaften des keramischen Werkstoffs 21

2.2.3 Reibkorrosion bei der Materialpaarung Keramik/Stahl 22

2.3 Charakterisierung und Problematik keramischer Werkstoffe 24

2.3.1 Keramik als Konstruktionswerkstoff 25

2.3.2 Konsequenzen für den Einsatz der Keramik als Nabenwerkstoff 27

2.3.3 Wahl des geeigneten keramischen Werkstoffs für den hybriden Pressverband 28

2.3.4 Qualitätskontrolle keramischer Bauteile 30

3 Konkretisierung der Zielsetzung und Vorgehensweise **33**

3.1 Konkretisierung der Zielsetzung 33

3.2 Vorgehensweise bei den durchgeführten Untersuchungen 34

4 Analysemethoden **37**

4.1 Drehmomentübertragung in Pressverbindungen 37

4.2 Analytische Beschreibung der Spannungen im Pressverband 38

4.3 Die Finite-Elemente-Methode 41

4.4 Belastungsbewertung in keramischen Bauteilen 42

4.4.1 Bruchmechanische Beschreibung des Versagens 43

4.4.1.1 Risszähigkeit 43

4.4.1.2 Unterkritisches Risswachstum 45

4.4.1.3 Kriechen 47

4.4.2 Statistische Beschreibung des Versagens 47

4.4.2.1 Allgemeine Beschreibung der Streuung der mechanischen Eigenschaften 47

4.4.2.2 Modifizierung der Weibull-Theorie auf mehrachsige Spannungszustände 49

4.4.2.3 Lebensdauerverteilung eines keramischen Bauteils 50

4.4.3 Ermittlung der Versagenswahrscheinlichkeit mit Hilfe der Finite Elemente Methode 51

4.4.4 Festigkeits- und Lebensdauernachweis keramischer Bauteile 52

4.4.4.1 Versagenskriterium nach Sonsino 55

4.4.4.2 Designstandard nach Kawamoto 56

4.4.4.3 Belastungsbewertung nach Rentzsch 57

4.4.4.4 Zusammenfassung der unterschiedlichen Kriterien 59

5 Grobauslegung des hybriden Pressverbands 61

5.1 Grundlagen für die Gestaltung der Keramiknabe 61

5.2 Gestaltermittlung der Keramiknabe 62

5.2.1 Ausgangsgeometrie 62

5.2.2 Festlegung des zulässigen Zugspannungsniveaus in der Keramiknabe 63

5.3 Gestaltermittlung an der Einspannstelle der Nabe 67

5.4 Gestaltermittlung der Stahlwelle 69

6 Vorbemerkungen zu den numerischen Analysen 73

6.1 Allgemeines zu Numerik und Materialbeschreibung 73

6.2 Grundlegendes zu Reibungssimulation und Kontaktbedingungen 74

6.3 Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen 75

7 Ergebnisse der numerischen Berechnungen zur Spannungshomogenisierung in der Nabe 77

7.1 Kontaktspannungsoptimierung 77

7.1.1 Ermittlung der grundlegenden Kontur der Stahlwelle unter Axialreibungseinfluss 77

7.1.2 Ableitung einer allgemeinen Beschreibung der Reibung für unterschiedliche Geometrien 85

7.1.2.1 Ermittlung des optimalen Reibungskoeffizienten k in Abhängigkeit von der Fugenlänge 86

7.1.2.2 Ermittlung des optimalen Reibungskoeffizienten k in Abhängigkeit vom Nabenaußendurchmesser 87

7.1.2.3 Skalierbarkeit der Ergebnisse 89

7.1.3 Sensitivitätsuntersuchung des gefundenen Dreiecksmodells zur Reibungssimulation 90

7.1.4 Einfluss einer Fase auf die Spannungen in der Nabe 92

7.1.5 Variation der Rampenlänge 94

7.1.6 Untersuchung asymmetrischer Rampen des Dreiecksmodells 96

7.1.7 Festlegung der Wellenkontur für die Fugendruckhomogenisierung 98

7.1.8 Spannungen während des thermischen Fügens 99

7.1.9 Einfluss von Fertigungstoleranzen 100

7.1.9.1 Variation des Übermaßes 100

7.1.9.2 Variation des Axialversatzes 102

7.1.9.3 Einfluss der Rundheit 104

7.1.9.4 Einfluss der Zylindrizität 106

7.1.10 Einfluss von Torsionslasten auf den Spannungszustand 108

7.1.10.1 Verifikation des dreidimensionalen Modells 108

7.1.10.2 Variation des Drehmoments bei konstant gehaltenem Reibungskoeffizient 111

7.2 Optimierung der ersten Hauptspannung 114
7.2.1 Definition der Trennfugenkontur 115
7.2.2 Einfluss von Fertigungstoleranzen 119
7.2.2.1 Einfluss von radialer Maßhaltigkeit und Rundheit 119
7.2.2.2 Einfluss der Krümmung 120
7.3 Ermittlung der Ausfallwahrscheinlichkeiten mittels statistischem Auswerteprogramm auf FEM-Basis 122
7.4 Spannungsoptimierung mit der FEM-basierten Optimierungssoftware TOSCA 125
7.4.1 Homogenisierung der Kontaktspannung 126
7.4.2 Homogenisierung der Zugumfangsspannungen 128
7.5 Einfluss unterschiedlicher Elastizitätsmoduln auf die Trennfugenkonturierung .128
7.5.1 Variation der Elastizitätsmoduln des keramischen Nabenmaterials 129
7.5.2 Variation der Elastizitätsmoduln von Nabe und Welle 130
8 Vorgehensweise bei den experimentellen Untersuchungen 133
8.1 Durchführung der Versuche 133
8.2 Versuchsbedingungen und Fügeprozess 134
8.3 Anforderungen an Feingestalt und Fertigung der Versuchskörper 135
8.4 Vermessung der Wellen und Naben 137
8.5 Prüfstandskonzept und Versuchsaufbau 140
8.5.1 Grundlegendes Prüfstandskonzept für die Dauerversuche 141
8.5.2 Neu entwickelte Einspannvorrichtung für die keramische Nabe bei den Torsionstests 143
8.5.3 Entwicklung einer Abzugsvorrichtung für keramische Naben 145
8.5.4 Messung des Schlupfs an der Nabenkante 147
8.5.5 Vorrichtung zur Ermittlung des integralen Reibungskoeffizienten in Umfangsrichtung 148
9 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen 151
9.1 Ergebnisse aus den Dauerversuchen 152
9.2 Fraktografische Untersuchung der dynamisch gebrochenen Prüfkörper 156

9.2.1 Nabenbruch auf niedrigem Spannungsniveau (T001) 156

9.2.2 Nabenbruch im Bereich des kritischen Übermaßes (T008) 157

9.3 Ermittlung des integralen Reibungskoeffizienten aus den statischen Versuchen 158

9.3.1 Ergebnisse der Torsionsversuche 159

9.3.2 Ergebnisse aus den Abzugsversuchen 160

9.4 Ergebnisse der Schlupfmessung 162

9.5 Untersuchung von Setzeffekten in der Trennfuge 164

9.6 Untersuchungen hinsichtlich Reibkorrosion 165

9.7 Vergleich von experimentellen und numerischen Ergebnissen 166

9.7.1 Abgleich des Reibungskoeffizienten aus den statischen Versuchen 167

9.7.2 Vergleich des Schlupfwegs an der Nabenkante 168

10 Diskussion der Ergebnisse und Ableitung einer Auslegungsrichtlinie 171

10.1 Diskussion der Ergebnisse 171

10.2 Richtlinie zur Auslegung eines hybriden Querpressverbands mit Naben aus monolithischer Keramik 174

11 Zusammenfassung 179

12 Ausblick 181

Literaturverzeichnis 185

Formelzeichen

Größe	Einheit	Erläuterung
a_c	mm	kritische Länge des Materialdefekts
a_i	mm	Anfangsrisslänge
A	-	Koeffizient der Risswachstumsgleichung (Materialkonstante des keramischen Werkstoffs)
b	mm	Länge des Korbbogenübergangs an der Welle
d	-	Differential (differentielle Größe)
D	mm	Durchmesser
e	-	Euler'sche Zahl
E	GPa	Elastizitätsmodul
f(…)	-	Funktion von …
F	N	Kraft
F_B	-	Bruchwahrscheinlichkeit
$F_Ü$	-	Überlebenswahrscheinlichkeit
G	GPa	Schubmodul
i	-	Laufvariable
I_b	mm^4	Flächenträgheitsmoment der Welle gegen Biegung
k	N	Summe der auf der halben Nabenlänge im Dreiecksmodell für die Reibung aufgebrachten Scherkräfte in der Trennfuge bei den FEM-Berechnungen
K	-	Hilfsgröße nach DIN 7190
K_{Ic}	$MPa \cdot m^{½}$	Kritischer Spannungsintensitätsfaktor
K_{I0}	$MPa \cdot m^{½}$	Spannungsintensitätsfaktor, bis zu dem kein Risswachstum stattfindet
l_F	mm	Pressfugenlänge
m	-	Weibull-Modul
M_T	Nm	Torsionsmoment
n	-	Exponent der Risswachstumsgleichung (Materialkonstante des keramischen Werkstoffs)
N_B	-	Zyklenzahl bis zum Bruch
p	MPa	Fugendruck
q	-	Hilfsgröße bei der Ermittlung der Ausfallwahrscheinlichkeit
Q	-	Durchmesserverhältnis

r	mm	Radius; radiale Richtung
R	-	Spannungsverhältnis
s	-	Standardabweichung der Spannungsamplitude
S	-	Sprungfunktion
S_E	mm²	Effektive Oberfläche
t	s	Zeit
t_B	s	Lebensdauer bis zum Bruch
T	s	Periodendauer
T_s	K	Schmelztemperatur
U_w	mm	wirksames Übermaß
v	m/s	Risswachstumsgeschwindigkeit
V	mm³	Volumen
V_0	mm³	Normvolumenelement (Normierung auf 1 mm³)
w	mm	Durchbiegung der Welle unter Querkrafteinfluss
W	mm	Breite des Bauteils
W_T	mm³	Widerstandsmoment gegen Torsion
x	mm	Axialkoordinate der Welle beim Zerspanprozess (Laufvariable)
Y	-	Geometriefaktor, Form und Größe eines Materialdefektes beschreibend
z	-	normalisierter Sicherheitsfaktor im Versagenskriterium nach Sonsino
Γ	-	Gamma-Funktion
ε	-	Dehnung
θ	°	Winkel
μ	-	Reibungskoeffizient
μ_0	-	Haftreibungskoeffizient
ν	-	Querkontraktionszahl, Haftbeiwert
ξ_w	-	bezogenes wirksames Übermaß
π	-	Kreiszahl
Σ	-	Sicherheitsbeiwert für spröde Werkstoffe nach [Rentzsch02]
σ	MPa	Spannung
$\overline{\sigma}$	MPa	mittlere (Zug-)Festigkeit
σ_0	MPa	Lage der Weibull-Verteilung, charakteristische Festigkeit bei 63,2 %

		Ausfallwahrscheinlichkeit
σ_a	MPa	Ausschlagspannung
σ_{aE}	MPa	Ertragbare Spannungsamplitude
σ_b	MPa	Biegespannung
σ_B	MPa	Bruchspannung
σ_c	MPa	Inertfestigkeit des keramischen Materials
$\overline{\sigma}_c$	MPa	Mittelwert der Bruchspannung
σ_D	MPa	Druckspannung
σ_m	MPa	Mittelspannung
σ_o	MPa	Oberspannung
σ_r	MPa	Radialspannung
σ_t	MPa	Tangentialspannung
σ_u	MPa	minimale Festigkeit, Unterspannung
σ_Z	MPa	Zugspannung
σ_{zul}	MPa	zulässige Zugspannung
τ	MPa	Schubspannung
τ_T	MPa	Torsionsspannung

Indizes

I	Belastungsmode I
II	Belastungsmode II
III	Belastungsmode III
4PB	4-Punkt-Biegung
a	außen
b	Biegung
B	Bruch
Bauteil	Bauteilwert
e, eff	Effektiv
eq	Vergleichswert
F	auf Fügedurchmesser bezogen
g	Gleiten
i	innen; Index für verschiedene Richtungen im Koordinatensystem

max	Maximalwert
N	Nabe
r	radial
T	Torsion
W	Welle
x	in Richtung x eines Koordinatensystems weisend
y	in Richtung y eines Koordinatensystems weisend
z	Zug, in Richtung z eines Koordinatensystems weisend

Abkürzungen

Au	Gold (im Rahmen der ERDS-Analyse)
CARES	**C**eramics **A**nalysis and **R**eliability **E**valuation of **S**tructures (Software der Connecticut Reserve Technologies)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik
EDRS	Energiedispersive Röntgenspektroskopie
FE	Finite Elemente
Fe	Eisen (im Rahmen der ERDS-Analyse)
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FEM	Finite-Elemente-Methode
GPSN	Gasdruck gesintertes Siliciumnitrid
HIP	Heißisostatisches Pressen
HPSN	Heißgepresstes Siliciumnitrid
HPV	Hybrider Pressverband mit vollkeramischer Nabe
HS	Hauptspannung
IKTD	Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design an der Universität Stuttgart
ppm	„parts per million“
REM	Rasterelektronenmikroskop
RBSN	Reaktionsgesintertes Siliciumnitrid
SEO	Oxide der Seltenen Erden
Si_3N_4	Siliciumnitrid
S-N	Spannungsniveau - Bruchlastspielzahl
SSN	Gesintertes Siliciumnitrid
TOSCA	Optimierungssoftware, Fa. FE-Design, Karlsruhe
WNV	Welle-Nabe-Verbindung
ZrO_2	Zirkondioxid

Abstract

Introduction

Among the shaft-hub-connections, the interference fit between a steel shaft and a hub made of monolithic ceramics is a joining technique which is most suitable for ceramics. Nevertheless, such a machine part has not been put into service up to now since the tensile stresses, especially resulting from stress peaks at the ends of the shaft hub connection (SHC), limit the magnitude of the interference and thus the torque transmitting capability. In case of a too high interference, the ceramic hub collapses due to the exceeding of the allowable tensile stress magnitude in the ceramic hub at the ends of the interference fit, see Figure 1.

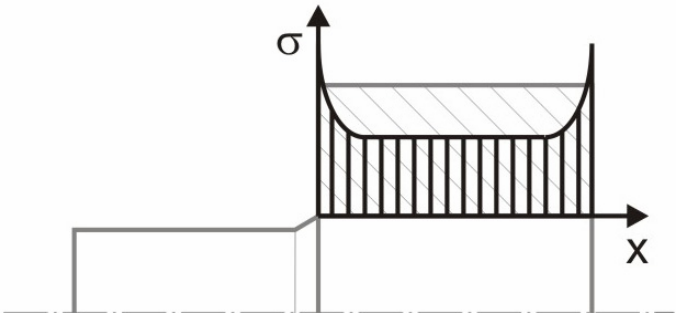


Figure 1: Stress peaks occurring at the end of common interference fits

Moreover, the complex loading condition of the ceramic hub, when achieving such a hybrid press fit with a monolithic ceramic hub (HPF), leads to difficulties in estimating the resulting stresses and their criticality. One big effort is to find a failure criterion for the complex-loaded ceramic material which can be easily applied by the engineer so that subcritical crack growth and a sudden rupture can be excluded.

If a method can be found to reduce the stress peaks at the end of the ceramic hub and and thus a stress level for the ceramic material of the hub can be defined where subcritical stress growth can be excluded, a HPF can be put into service with a very high reliability. Although ceramic parts are often installed at high temperature applications and different loading conditions, all theoretical and experimental examinations are carried out for room temperature and pure torsional loads. A possible application area could be impellers for pumps in chemistry or under highly abrasive environmental conditions.

Emphases of the thesis

Besides the characterisation of ceramic materials concerning their behaviour under the

complex loading conditions of a ceramic hub and the impact on the design of the HPF, a method to reduce the adverse stress peaks by a local reduction of the interference is described. This local reduction of the interference with regard to a stress optimisation is achieved by detailed analyses using the Finite-Element-Method (FEM) including the effect of axial friction in the interstice which leads to a sophisticated shape of the shaft's contour. In case of the comparatively high axial friction in the interstice, a new model for an "a priori" consideration of friction in the Finite-Element-Analyses (FEA) is developed and verified. The stress optimisation in the ceramic hub itself is performed concerning two different optimum stress criteria: On the one hand, a homogeneous distribution of the contact pressure over the whole length of the interstice and on the other hand a preferably homogeneous distribution of the first principal stress to reduce the risk of rupture can be achieved.

After deriving the best-fit shape to ensure a homogeneous contact pressure, the sensitivity of the derived model for the simulation of axial friction is examined and the influence of manufacturing tolerances on the stress level is discussed. The final FE-examinations are carried out to describe the impact of different geometries of the hub on the ideal shape of the shaft with respect to the hub's optimal stress state.

In order to verify the results of the theoretical examinations, experiments are carried out with an exemplarily chosen geometry of a HPF which easily enables a comparison to formerly derived test results of specimens completely made of steel. Therefore, an existing test bed for the application of torsional loads has to be redesigned to allow the testing of ceramic specimens.

Main results of the theoretical examinations

The comparison of different failure criteria described in literature leads to an easily applicable criterion which is comparatively non-conservative in defining a limit for the endurable stress-level in the ceramic hub. After defining a reasonable model for the consideration of axial friction, two different shapes for the shaft are found: one for a homogeneous contact pressure (Figure 2, left) and one for a homogeneous first principle stress (Figure 2, right). Besides the two different shaft radiuses, the corresponding stresses are given in Figure 2.

Moreover, the influence of deviations in manufacturing the HPF (especially radial exactness, circle shape and influence of curvature) are examined in detail and additional measures for a further stress-reduction in the hub are carried out to define a minimum-

stress geometry of the interstice. The influence of torsional loads on the critical stresses in the hub is examined by using this shape for the interstice. The failure probability of different configurations is determined by means of the software tool CARES.

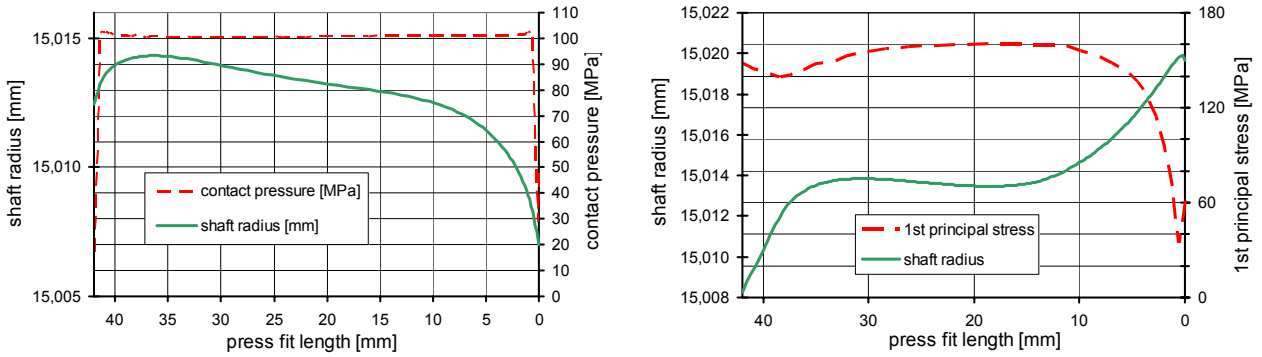


Figure 2: Ideal shape for the shaft with respect to constant contact pressure and homogeneous first principle stress in the hub

Moreover, an optimisation with the numerical optimisation software TOSCA is carried out to find the optimum shape of the interstice for a homogeneous distribution of the contact pressure and the first principal stress. Although the shape of the derived interstice is close to the results of the engineer's approach described above, the results showed that this software (version 6.0) is not capable of finding the exact distribution of the interference with regard to homogeneous contact pressure or first principle stress.

The numerical examinations end with a parameter study of the influence of different Young's Modules for shaft and hub representing different material combinations. Different shapes for some selected material combinations are given and compared to the steel-Si_3N_4-combination.

Experimental Procedure

To verify the theoretical results, different experimental examinations are carried out. At first, HPFs with various interferences are subjected to dynamic torsional tests up to $2 \cdot 10^7$ cycles (or until failure occurred) to find the corresponding "fatigue limit" for the HPF depending on the interference at a torsional load of 850 Nm. In addition, two different kinds of static tests are performed in order to find out the magnitude of slip at the edge of the hub before and after the dynamic torsional tests are performed. A second aim is to get information about the overall coefficient of friction in the interstice in tangential and axial direction.

In order to ensure a minimum stress design for the HPF in the testing devices, the existing test rigs had to be modernised and equipped with a specially designed clamping tool

with special emphasis on a minimum-stress-design for the ceramic parts.

Before testing, all shafts and hubs are gauged precisely with a coordinate measuring machine for a mating-process which ensures that an exact distribution of the interference corresponding to the shape found in the FE-examinations is known and tested.

Results of the experimental examinations

The experimental results show that the chosen failure criterion for defining the tensile stress limit for subcritical crack growth in the ceramic hub was indeed conservatively chosen. The specimens were manufactured with different radial interferences in order to find out the “real” limit for the short-time strength of the hub. All hubs which survived the joining procedure were applied with a swelling torsional load of 850 Nm until $2 \cdot 10^7$ cycles were reached. The experimental examinations showed that, with a radial interference of about 22 µm, the hubs broke suddenly within a few seconds after starting the thermal joining procedure. This means that the theoretical limit of 14.4 µm for the radial interference is exceeded by 50 % in the experimental examinations until a sudden rupture can be observed.

Two specimens failed during the dynamic tests although the calculated stress-state was below the limit for subcritical crack growth. The reasons for rupture were a material inhomogeneity in one hub and a micro-damage caused by machining in another hub.

The evaluation of the static torsional tests to determine the unknown coefficient of friction in the interstice showed that the assumption of $\mu = 0.4$ for the theoretical examinations is very close to the mean value of $\mu = 0.35$ in the experiments. After a re-calibration of the FE-Model with the experimentally derived coefficient of friction, the slip at the edge of the hub of the theoretical results and the experiments is nearly identical.

Conclusion

In general, the consistency of the experiments and the theoretical examinations are good, and the visual examination of the contact surface showed a significantly smaller area where fretting corrosion has been observed. In summary, all derived results in this thesis show that a HPF can be put into service with a failure probability close to zero, when the design and analysis procedures given in this thesis are considered precisely.

At last, a first guideline for designing a HPF is given in this thesis which enables the engineer to design a nearly safe-life HPF using fully ceramic hubs under torsional loads at room temperature.

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Die Steigerung der Leistung, Effizienz und Produktivität von Maschinen und Anlagen führt einzelne Maschinenelemente zunehmend in die Grenzbereiche von Verschleiß-, Korrosions- und Temperaturbelastbarkeit, wenn weiterhin herkömmliche Materialien eingesetzt werden [BERROTH05]. Die Erhöhung der Standzeit verschleißkritischer Elemente, die Einsparung von Schmierstoffen, das Einhalten von Umweltschutzbestimmungen oder auch die Erhöhung der zulässigen Betriebstemperaturen lassen sich oft nur durch die Einführung neuer Materialien realisieren, wobei sich infolge einiger sehr vorteilhafter Eigenschaften keramische Werkstoffe anbieten. Durch ihre hohe Verschleißbeständigkeit und Härte, große Druckfestigkeit, hohe Formstabilität, gute bis sehr gute Hochtemperatureigenschaften, gute Korrosionseigenschaften, ihr häufig thermisch und elektrisch sehr gutes Isolationsvermögen und ihre Umweltverträglichkeit besitzen keramische Werkstoffe ein enormes Potenzial für den industriellen Einsatz, das noch nicht ausgeschöpft ist [BEITZ93], [IZTK03], [HOPPERT99], [ZIMMERMANN06, S. 36]. Jedoch stehen den angeführten positiven Eigenschaften von Keramiken auch einige nachteilige gegenüber. Insbesondere die Sprödigkeit, die geringe Thermoschockbeständigkeit, unterkritisches Risswachstum und teure Nachbearbeitung erschweren den Einsatz der Keramik und machen eine sehr sorgfältige Gestaltung der Keramik wie auch eine Einbettung in das Konzept der Verbindung erforderlich.

Infolge kostenoptimierter Herstellverfahren und durch die Nutzung moderner Berechnungs- und Simulationsverfahren steigerte sich in jüngster Zeit die Wirtschaftlichkeit keramischer Komponenten im klassischen Maschinenbau [ZINS06, S. IW4]. Dies gilt insbesondere, wenn die Betriebskosten als Vergleichsgröße betrachtet werden (z. B.: [ZINS06, S. IW4], [ZIMMERMANN06, S. 38]). Zudem erlauben die großen Fortschritte auf dem Gebiet der Strukturkeramiken den Einsatz von Keramiken in immer höher beanspruchten Bauteilen [MAY06, S. IW10].

Das größte Marktpotenzial keramischer Werkstoffe liegt auf dem Gebiet des gezielten Einsatzes als Problemlöser innerhalb eines Werkstoffverbundes mit metallischen Strukturelementen [HARTMANN99], [HOPPERT99]. Folglich führt der erfolgreiche Einsatz von Keramiken häufig zu Konstruktionselementen aus unterschiedlichen Materialien (soge-

nannte Hybridstrukturen), bei welchen die vorteilhaften Eigenschaften des jeweiligen Werkstoffs ausgenutzt werden und die nachteiligen Eigenschaften nicht zum Tragen kommen. Dabei ist und bleibt die Entwicklung geeigneter Verbindungstechniken unter Berücksichtigung der Richtlinien für werkstoffgerechte Gestaltung von entscheidender Bedeutung [BEITZ93], wobei die Einflüsse von Werkstoff, Verarbeitung und Funktion zu berücksichtigen sind, z. B. [DRAUGELATES93], [ZINS06, S. IW4].

Eine derartige hybride Struktur stellt die in der vorliegenden Arbeit untersuchte Welle-Nabe-Verbindung (WNV) dar, bei der eine Nabe aus monolithischer Keramik in Form einer Querpressverbindung mit einer metallischen Welle verbunden wird. Die herkömmliche Ausführung des Querpressverbands als eine Stahlnabe, die durch Erwärmen kraftfrei auf eine Stahlwelle gefügt wird, ist ein in der Technik sehr häufig eingesetzes Element zur Verbindung von Wellen und Naben zur Übertragung von Torsionsmomenten und Axialkräften. Gründe für dessen breite Anwendung sind eine einfache Herstellbarkeit, eine hervorragende Übertragungsfähigkeit, eine minimale Teilezahl und eine hohe Schadenstoleranz, da der Pressverband bei Überbeanspruchung einfach durchrutscht und bei abnehmender Beanspruchung wieder funktionsfähig ist. Vergleicht man den Querpressverband mit anderen Arten von WNV hinsichtlich dessen Eignung als hybrides Konstruktionselement, so empfiehlt er sich durch die Verwendung einfacher, rotationssymmetrischer Geometrien und eine großflächige Krafteinleitung. Da diese Art der Verbindung zusätzlich noch frei von geometrischen Kerben ist, lässt sich der Pressverband als generell keramikgerechtes Fügeprinzip für eine keramische Nabe auf eine metallische Welle einordnen. Einzig die in der Nabe infolge des Fugendrucks entstehenden Zugumfangsspannungen stellen für die monolithische Keramik eine ungünstige Belastung dar.

Diese Zugumfangsspannungen sind über die Länge der Trennfuge nicht konstant, sondern es treten an der Nabenkante Spannungsüberhöhungen auf. Ursache dafür ist der Steifigkeitssprung an der Nabenkante, wodurch unter Annahme eines linear-elastischen Materialgesetzes ein theoretisch unendlich großer Fugendruck erzeugt wird [LEIDICH83, S. 24ff]. In der Realität werden diese Spannungsspitzen jedoch bei duktilen Nabenmaterialien durch Plastifizieren reduziert. Ausführliche Arbeiten zu diesem Thema finden sich z. B. bei Leidich [LEIDICH83].

Werden spröde Materialien als Nabenwerkstoff eingesetzt, die die lokalen Spannungsspitzen nicht durch Fließen ausgleichen können, versagt bereits während des thermi-

schen Fügens des Pressverbands die Keramiknabe, was einem Einsatz von Keramiknaben bislang entgegensteht. Folglich ist für einen hybriden Pressverband mit vollkeramischer Nabe (HPV) eine zwingende Voraussetzung, dass jegliche Spannungsspitzen unter jedem Beanspruchungszustand vermieden werden müssen. Eine Spannungsminimierung und -homogenisierung in der Keramiknabe ist damit entscheidende Voraussetzung für das zuverlässige Funktionieren eines HPV.

Gelingt es also, die kritischen Zugspannungen in der keramischen Nabe für eine vorgegebene Beanspruchung des HPV deutlich unter dem versagenskritischen Niveau zu halten, so lässt sich dieses neu entwickelte Maschinenelement in vielen Bereichen einsetzen, um die positiven Eigenschaften keramischer Werkstoffe zu nutzen. Folgende Auswahl stellt einige mögliche Anwendungen vor:

- Im Pumpenbau ist durch die große Härte, Verschleiß-, Abrasions- und Korrosionsbeständigkeit sowie chemische Inertheit der Keramik gegenüber vielen Stoffen bei der Realisierung eines aufgeschrumpften Pumpenrades eine Erhöhung der Standzeit im Vergleich zu einer Ausführung in Stahl möglich [TIETZ94, S. 141]. Dies können beispielsweise Komponenten für Zahnradpumpen [BARTH03, S. 104], Flügelzellenplatten für Flügelzellenpumpen [BARTH03, S. 104], Zellenradschleusen oder Dosiereinrichtungen für abrasive oder stark aggressive Medien sein.
- Dieselben Eigenschaften sind auch vorteilhaft beim Langzeiteinsatz unter abrasiven Bedingungen, beispielsweise bei aufgeschrumpften Extruderschnecken [BARTH03, S. 142].
- Die tribologischen Eigenschaften von Keramiken ermöglichen gute Notlaufeigenschaften unter Mangelschmierungszuständen in trockenlaufenden Pumpen [MAY06, S. IW10] oder auch in Gleitführungen z. B. in explosionssensitiven Bereichen, in denen Funkenbildung zu vermeiden ist [ZIMMERMANN06, S. 37].
- Da nur eine geringe Adhäsionsneigung der Keramik zu Metallen sowie eine hohe Korrosions- und Temperaturbeständigkeit vorliegt, ist ein Einsatz bei Walzwerkzeugen wie Drück- und Kalibrierwalzen oder Stauchrollen sinnvoll: erhöhte Standzeiten bei hoher Oberflächengüte und Maßhaltigkeit des Walzgutes sind so realisierbar (siehe z.B. [KAILER04B, S. 7ff, sowie 29ff]). Zudem ist auch die geringe Dichte der Keramik für das rotatorische Beschleunigungsverhalten der Walzen vorteilhaft.

- Eine mögliche Anwendung besteht beim Fügen von keramischen Wellenschutzhülsen für Gleitlager in Kesselspeisewasserpumpen und Rohrgehäusepumpen. Derartige keramische Hülsen sind bislang nur mit Verbundkeramik möglich [LEUCHS02], [BARTZ03]. Hauptmerkmal sind hier sehr geringe Wandstärken der Hülsen.

1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit

Generelles Ziel der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist es, einen hybriden Pressverband mit vollkeramischer Nabe zu realisieren, der weitgehend ausfallsicher und damit in der Praxis sehr zuverlässig einsetzbar ist. Die Vorgehensweise für dieses erstmalig systematisch durchgeführte Vorhaben ist in Bild 1.1 schematisch dargestellt und entspricht dem Aufbau der vorliegenden Arbeit.

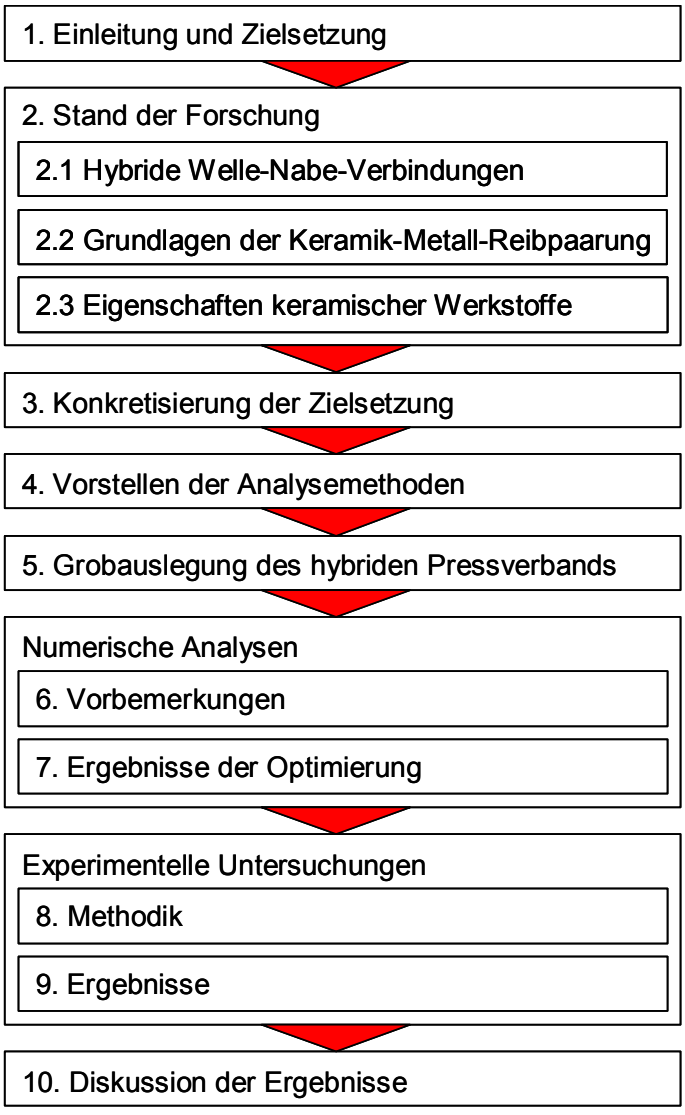


Bild 1.1: Struktur der vorliegenden Arbeit

Die Untersuchung wird durch das enge Zusammenwirken unterschiedlicher Themengebiete charakterisiert, die in den einleitenden Kapiteln vorgestellt werden.

Nachfolgend wird in Kapitel 2 der derzeitige Stand der Forschung dargestellt und dabei in drei Hauptabschnitte untergliedert. In Abschnitt 2.1 wird das Fügen von Keramiken und Metallen im Bereich der kraftschlüssigen WNV aufgezeigt. Aufbauend auf den daraus gewonnenen Erkenntnissen werden unter Einbeziehung der Erfahrungen aus den Versuchen, eine hybride Welle-Nabe-Verbindung stoffschlüssig zu realisieren, die bisher verfolgten Möglichkeiten zur Spannungsminimierung in hybriden Pressverbindungen erläutert. Im Anschluss daran wird in Abschnitt 2.2 der Wissensstand des Keramik-Metall-Tribosystems dargestellt, da dieses Tribosystem einerseits den Mechanismus der Torsionsmomentenübertragung im Pressverband charakterisiert und andererseits - wie gezeigt werden wird - das Spannungsniveau in der Keramiknabe deutlich beeinflusst. In Abschnitt 2.3 werden die speziellen Eigenschaften keramischer Werkstoffe insbesondere im Hinblick auf die Schwierigkeit beim Einsatz im vorliegenden Anwendungsfall der Nabe in einem Pressverband dargestellt.

Eine Präzisierung der Aufgabenstellung erfolgt in Kapitel 3, wo auch auf die Vorgehensweise bei der Durchführung der numerischen und experimentellen Arbeiten detailliert eingegangen wird. Die in dieser Arbeit angewendeten analytischen und numerischen Analyse- und Bewertungsmethoden werden in Kapitel 4 genauer erläutert. Eine grundlegende Gestalt der in dieser Arbeit exemplarisch untersuchten Geometrie des HPV wird in Kapitel 5 anhand der verschiedenen Anforderungen aus Materialverhalten, der Weiterverwendung eines vorhandenen Prüfstands und aus dem Erreichen der wesentlichen Untersuchungsziele festgelegt.

Die Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen wird in Kapitel 6 beschrieben und deren Ergebnisse in Kapitel 7 vorgestellt. Dieses 7. Kapitel stellt den zentralen Bereich der Arbeit dar, in dem sämtliche theoretischen Erkenntnisse und die Variationen zur Spannungsanalyse, die Berücksichtigung von Axialreibungseffekten in den Simulationsrechnungen und die abgeleiteten Ergebnisse dargestellt sind. Mit einer in diesem Kapitel definierten Konturierung der Trennfuge der Stahlwelle zur Homogenisierung der Spannungen in der Nabe werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt, deren Methodik in Kapitel 8 beschrieben wird. Die Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen werden in Kapitel 9 dargestellt und auch eine Korrelation zwischen theoretischen und experimentellen Ergebnissen vorgenommen.

In Kapitel 10 erfolgt eine Diskussion der Ergebnisse, die die Angabe einer vorläufigen Auslegungsvorschrift einschließt. Kapitel 11 beinhaltet eine kurze Zusammenfassung der Arbeit, ein Ausblick wird in Kapitel 12 gegeben.

2 Stand der Forschung

2.1 Hybride Welle-Nabe-Verbindungen

Mit der Einführung der Keramik im Maschinenbau wurde bald klar, dass die Leistungsfähigkeit der Keramik nur dann voll ausgeschöpft werden kann, wenn die Anbindung der Keramik an die Metallstruktur bzw. in das System erfolgreich gelöst wird, [BURGHARDT80B, S. 75], [ALBERT02], [ALBERS06, S. 22]. Somit stellt bis heute die Anbindung keramischer Bauteile an eine metallische Substruktur das zentrale Problem beim Einsatz keramischer Komponenten dar. Der Schlüssel für den erfolgreichen Einsatz einer Keramikkomponente liegt in der keramikgerechten Konstruktion der gesamten Einheit, also einschließlich der Konstruktion der metallischen Substruktur [KAILER04B, S. 94]. So treten infolge der Nichtbeachtung der Regeln für keramikgerechtes Konstruieren immer wieder Brüche auf [KAILER04B, S. 29].

Die zentrale Aufgabe beim Einsatz keramischer Komponenten ist also konstruktiver Natur und besteht in einer belastungsbegrenzten Abstimmung der Eigenschaften der Keramikkomponenten auf diejenigen der umgebenden (Sub-)Struktur [BURGHARDT80A, S. 18], [ALBERS06, S. 23f]. Wird jedoch eine homogene Druckbelastung der Keramik realisiert, so ist in der Regel kein Versagen der Keramik zu erwarten. Folglich wird das Prinzip des Einschrumpfens von Keramikkomponenten in metallische Strukturen bereits vielfach erfolgreich in der Praxis eingesetzt. Dazu gehören beispielsweise Laufbuchsensegmente aus Zirkonoxid in Graugusszylinderblöcken, Gleitringdichtungen, vorgespannte Pressmatrizen oder auch als Spezialfall des Schrumpfens das Eingießen keramischer Komponenten [LÜßGEN01]. Dabei ist stets die Keramik der druckbeaufschlagte Fügepartner.

Die Konsequenz für den erfolgreichen Einsatz von Keramiken in der Fügetechnik kraftschlüssiger, hybrider Welle-Nabe-Verbindungen besteht in dem Bestreben, die Keramik als druckbelasteten Fügepartner einzusetzen. Das bisherige Scheitern bei der Realisierung eines derartigen Pressverbands liegt an dem beschriebenen Umstand, dass die keramischen Naben entweder infolge der viel zu großen Spannungsüberhöhungen an der Nabenkante sofort versagen oder im Gegenzug die erforderliche, extreme Reduzierung des theoretischen Übermaßes dazu führt, dass keine technisch relevanten Lasten (Dreh- oder Biegemomente bzw. Axiallasten) mehr übertragen werden können. Eine

vollkeramische Nabe erschien damit bislang als praktisch nicht realisierbar und wird selbst in der neueren Forschung noch als ungeeignet angesehen (z. B. [SPERRFECHTER98]). Bedingt durch diese grundlegende konstruktive Erkenntnis lässt sich nach eingehender Literaturrecherche formulieren, dass bislang keine systematischen Forschungsaktivitäten betreffend einen HPV mit einer vollkeramischen Nabe, die nicht durch einen metallischen Stützring zugentlastet wird, bekannt sind. Infolgedessen werden im Folgenden lediglich einige Forschungsaktivitäten vorgestellt, bei denen im Bereich der kraftschlüssigen WNV Stahl und Keramik gefügt wurden und Probleme und Erkenntnisse auftraten, die auch für die vorliegende Arbeit relevant sind.

2.1.1 Kraftschlüssige, hybride Welle-Nabe-Verbindungen

Einige neuere Forschungstätigkeiten im Bereich der kraftschlüssigen WNV verfahren nach dem umgekehrten Prinzip des Umschließens einer Keramikwelle durch eine Stahlnabe [KAWASE91], [NEUHOF98], [LÜßGEN01], [HEINRICH02], [Kang04]. Exemplarisch ist eine derartig ausgeführte Konstruktion in Bild 2.1 gegeben. Ziel war oft die Verbindung eines vollkeramischen Turboladerrotors mit einer metallischen Welle, wobei es Schwierigkeiten gab u. a. mit Brüchen des Rotors an der Einspannstelle infolge lokaler Spannungsüberhöhungen. Das Umfassen der Keramik ist jedoch ein großer konstruktiver Aufwand, da die Keramik in der Regel die Funktion einer Nabe besitzt, aber im Bereich der jeweiligen WNV die Funktion der Welle übernimmt. In der Praxis ist jedoch die am häufigsten anzutreffende Bauform eine Stahlwelle als torsionsmomentübertragendes Element mit einer keramischen Nabe als Funktionskeramik.

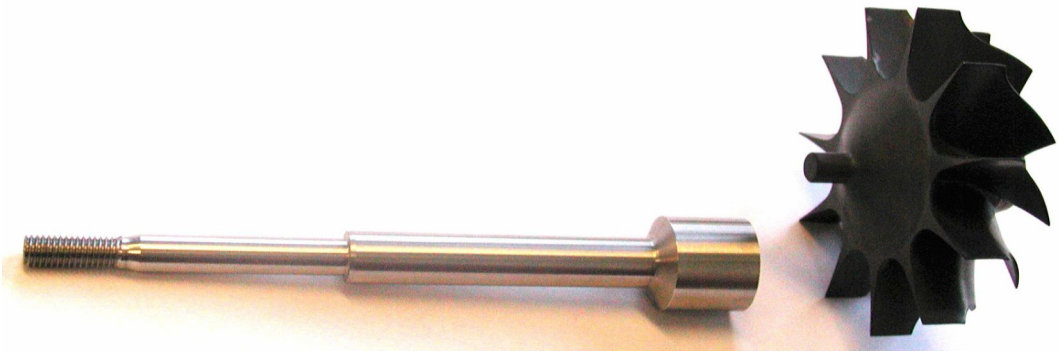


Bild 2.1: Keramikrotor mit Metallwelle ausgeführt als hybride WNV [Heinrich02]

Auch sämtliche im Zuge der Entwicklung der **A**dvanced **G**as **T**urbine (AGT, Modellserien 100 und 101) durchgeführten Untersuchungen basierten auf einer von einer Stahlnabe umfassten Keramikwelle. Im Falle der AGT 100 wurde die Keramikwelle durch

eine Isolierschicht von der Stahlnabe getrennt [TURNER87]. Schwachstelle waren in dieser Konstruktionsvariante Brüche an der Einspannstelle der Keramikwelle. Darauf aufbauend wurde bei der weiterentwickelten Version AGT 101 eine deutlich aufwändigere Konstruktion in Form einer Luftlagerung ausgeführt [CARRUTHERS91].

Anders als bei der oben beschriebenen Umfassung der zu einer Welle umfunktionierten Keramiknabe durch eine Stahlnabe wird das Fügen eines Schaufelrades aus monolithischer Keramik mittels Reibschluss in [BARTH93] dargelegt. Die darin beschriebene WNV wird mittels eines Zugankers aus einer thermisch hoch belastbaren, gesinterten Superlegierung realisiert, der die Nabe aus monolithischer Keramik durch axiales Verspannen zwischen zwei Stirnflächen auf der Welle fixiert (sog. „Axialpressverband“). Die axiale Zugkraft wird durch ein Tellerfederpaket aufgebracht, um thermisch induzierte Spannungen auszugleichen. Ein Nachteil der dort realisierten Art der Zentrierung ist das Auftreten eines radialen Spiels zwischen Welle und Nabe bei erhöhten Temperaturen. Bei der beschriebenen WNV handelt es sich zwar um eine reibschlüssige Drehmomentübertragung zwischen einer keramischen Nabe und einer metallischen Welle, jedoch ist es kein Querpressverband, wie er in der vorliegenden Arbeit untersucht wird.

Das Problem des unter thermischer Belastung entstehenden Spaltes infolge unterschiedlicher Wärmedehnungen von Keramikwelle und Stahlnabe wird auf unkonventionelle Weise von Nitta [NITTA91] kompensiert. In den Spalt werden Bimetall-Ringsegmente („Bimetal-Shrink-Fitter“) eingebracht, deren Radius sich bei Erwärmung verändert, siehe Bild 2.2. Diese erwünschte Radiusänderung führt zu einer Verklemmung der Segmente im Spalt zwischen Welle und Nabe. Nachteil dieser bis etwa 600 °C einsetzbaren Verbindung ist die sehr begrenzte Drehmomentübertragung infolge der geringen radialen Steifigkeit und der sehr kleinen Kontaktzonen an Welle und Nabe sowie die punktuelle Einleitung von Kräften in die Keramik.

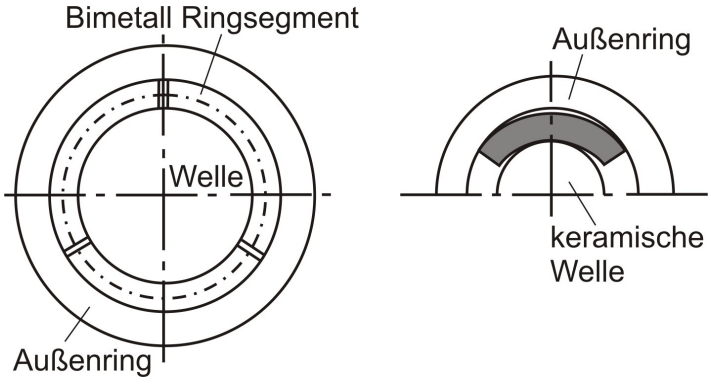


Bild 2.2: Temperaturkompensierte WNV mittels Bimetallschrumpfring nach [NITTA91]

Aufbauend auf dem Prinzip von Nitta [NITTA91] sind von Heinrich [HEINRICH02] ähnliche Untersuchungen durchgeführt worden. Allerdings sind die Segmente zwischen Metallnabe und Keramikwelle nicht als Bimetall ausgeführt, sondern aus Metall mit hohem Wärmeausdehnungskoeffizienten, damit der bei hoher Temperatur entstehende Spalt kompensiert wird. Zusätzlich wurden der Innen- und Außenradius der Zwischensegmente im Vergleich zur exakten Geometrie etwas kleiner ausgeführt, damit durch Aufspreizung eine gewisse Vorspannung zwischen Keramikwelle und Metallnabe erreicht wird, die dann bei Erwärmung teilweise kompensiert wird. Es wurden zwei Modellvarianten untersucht, welche in folgender Abbildung schematisch dargestellt sind. Selbst die günstigere der beiden Konstruktionsvarianten versagte durch Bruch am keramischen Wellenansatz.

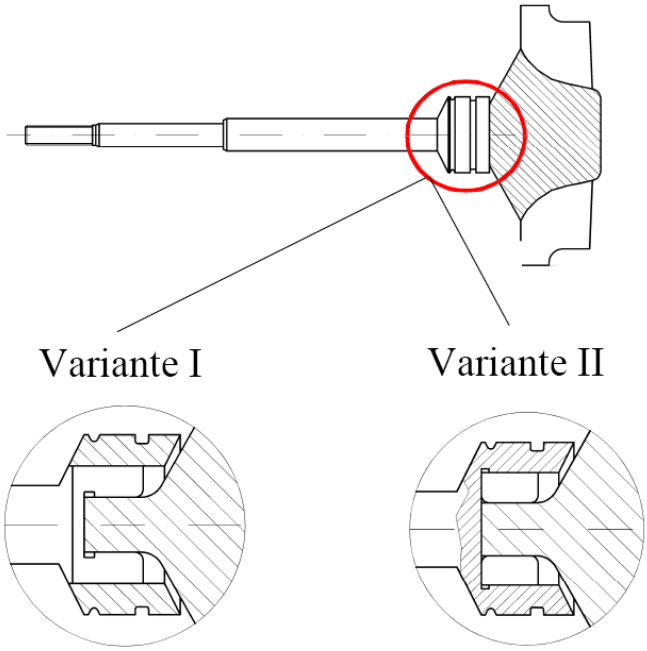


Bild 2.3: Hybride WNV mit Keramikwelle und Stahlnabe [HEINRICH02]

Als Einziger beschreibt Leuchs [LEUCHS02] das Aufschrumpfen faserkeramischer Wellenschutzhülsen für Gleitlager von Großpumpen bzw. Gleitlagerkomponenten in hoch belasteten, kryogen geschmierten Lagern von Turbopumpen in der Raumfahrt. Entscheidender Unterschied zu der hier dargestellten Arbeit ist, dass es sich bei den aufgeschrumpften Keramikhülsen um eine vielfach teurere faserverstärkte Keramik handelt, die insbesondere infolge ihrer Schadenstoleranz nicht das totale Versagen monolithischer Keramiken bei Überlast zeigt. Eine Zugspannungshomogenisierung war also wie bei den herkömmlichen metallischen Pressverbänden nicht erforderlich, weil im Vergleich zur monolithischen Keramik ein quasi-duktiles Material eingesetzt wurde.

2.1.2 Weitere Verbindungstechniken für Keramiken und Metalle

Ein Spezialfall der Umfassung eines Wellenstummels aus monolithischer Keramik von einer Stahlnabe wird von Neuhof [NEUHOF98] untersucht: Es werden in die Trennfuge zwischen Keramik und Stahl durch Aktivlöten elastische Zwischenschichten eingebracht, die die keramische Komponente und die Stahlwelle verbinden. Auch bei dieser Fügetechnik wird das Prinzip der Umschließung der Keramik zur Aufbringung des Fugendrucks angewendet. Bemerkenswert bei dieser Art der Fügetechnik ist, dass ein Versagen der Verbindung nicht durch Bruch eintritt, sondern durch Durchrutschen der Verbindung. Die Ursache hierfür liegt in dem durch das Fügeverfahren bedingten geringen erzielbaren Übermaß des Presssitzes.

Eine ähnliche Fügemöglichkeit von keramischen Naben auf metallische Wellen besteht im Gasdruckdiffusionsschweißen in einer heißisostatischen Presse (HIP). Dieses stoffschlüssige Verfahren wird beispielsweise von Draugelates [DRAUGELATES93] beschrieben und stellt ein Pressschweißverfahren dar, bei dem unter gleichzeitiger Anwendung von Druck und erhöhter Temperatur die Fügepartner in einer Festkörperreaktion verbunden werden.

In [BEITZ93] werden weitere Möglichkeiten für das Fügen von Keramiken mit Metall beschrieben. Beispielsweise werden keramische Naben stoffschlüssig mittels Kleben und Löten auf Stahlwellen gefügt. Grundlegendes Merkmal sind Keilwellen- oder Polygonprofile, für die jeweils die Tragfähigkeit von Klebstoff- und Lot-Formelementen in statischen und dynamischen Torsionsversuchen untersucht wird. Die als weiche Zwischenschichten fungierenden Formelemente zeigten die keramikgerechte Gestaltung und das große Potenzial dieser Art von hybrider Welle-Nabe-Verbindung. Der Nachteil dieser stoffschlüssigen Verbindungen ist zum einen die begrenzte Hochwarmfestigkeit der Verbindung. Zum anderen existiert keine Dauerfestigkeitsgrenze, da auch nach mehr als 10^6 Lastwechseln noch Brüche auftraten. Nachteilig ist auch die mitunter recht aufwändige Vorbehandlung der zu klebenden bzw. zu lötenden Flächen und die Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen (z. B. chemisch Aggressive Medien), welche die Verbindungsfestigkeit herabsetzen oder die Verbindung frühzeitig zerstören können.

Auch Tietz gibt Konstruktionshinweise für die Verbindung von keramischen Naben mit metallischen Wellen, aber eine radiale Pressverbindung wird nicht behandelt [TIETZ94, S. 106ff und S. 131ff]. Die vorgeschlagenen Lösungen beschränken sich auf Axial-

pressverbände mit Zugankern oder Formschlusselementen. Dagegen finden sich viele dieser Konstruktionsbeispiele für den umgekehrten Fall, dass eine keramische Welle mit einer metallischen Nabe als Pressverbindung ausgeführt wird.

2.1.3 Möglichkeiten zur Spannungsreduzierung bei hybriden Pressverbänden

Erste Untersuchungen, wie eine ballig geschliffene Welle mit variabler Übermaßverteilung über der Fügelänge hinweg das Spannungsniveau in der Nabe beeinflussen, wurden bereits von Fredriksson [FREDRIKSSON78] durchgeführt und mit der Methode der Finiten Elemente verifiziert. Diese ballige Geometrie resultiert allerdings nicht wie in der vorliegenden Arbeit aus einer Spannungsoptimierung, sondern es werden zwei unterschiedliche, rein hypothetische Krümmungsarten mit Hilfe der Finiten Elemente nachgerechnet und der Einfluss auf die Spannungsüberhöhungen ausgewertet [FREDRIKSSON78, S. 72]. Eine systematische Suche nach einer optimierten Geometrie findet nicht statt.

Ebenso wurde in einem Forschungsvorhaben des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) nach einer Möglichkeit gesucht, Rohre aus Faserkeramik in einen Flansch aus monolithischer Keramik einzuschrumpfen [KESSLER90]. In diesen Untersuchungen wurde als Möglichkeit der Spannungsreduzierung an der Nabenkante eine sehr sanfte Fase vorgesehen. Die Ergebnisse zeigten eine Verringerung der Spannungen [KESSLER90, S. 49ff], wobei aber keine spannungsseitige Optimierung der Fase erfolgte, sondern lediglich der positive Effekt einer Fase ausgenutzt wurde. Der Fugendruck in der Trennfuge lag im Bereich von etwa 113 MPa, wobei zusätzlich für die real auszuführende Baugruppe das dünne Rohr durch eine mit einem keramischen Schlicker als Zwischenschicht eingebrachten Innenring ausgesteift wurde. Der in radialer Richtung geringe E-Modul des faserkeramischen Rohrs wirkt dabei günstig auf die entstehenden Belastungen.

Auch seitens der reinen analytischen Beschreibung einer Welle-Nabe-Verbindung mit monolithischer Keramik als Nabenwerkstoff findet sich in der Literatur lediglich eine auf der klassischen, analytischen Auslegung von Pressverbindungen basierenden zweidimensionalen Auslegung in Anlehnung an die DIN 7190 [DIN7190] (siehe beispielsweise [KAILER04B, S. 15f]). Dabei werden aber die Spannungsüberhöhungen an der Nabenkante nicht berücksichtigt und der Pressverband als zweidimensionales Problem opti-

miert.

Ausgangspunkt einer Spannungsoptimierung für Pressverbindungen ist eine am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) durchgeführte Untersuchung von Brüchen an Walzen, die als Pressverband gefügt wurden und infolge Spannungsüberhöhungen an den Nabenkanten versagten [GSCHWENDNER95]. Infolge einer Übermaßrücknahme an den Nabenkanten konnte der Bruch des spröden Nabenmaterials (Guss) vermieden werden. Die Größe dieser Übermaßrücknahme wurde mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente auf numerischem Wege bestimmt. In dieser Arbeit wurde der Grundstein für den Gedanken gelegt, durch Homogenisierung des Fugendrucks und damit der Umfangsspannung den Bruch spröder Nabenmaterialien zu vermeiden.

In einer am Institut angefertigten Dissertation von Glöggler [GLÖGGLER03] wurde eine Untersuchung torsionsbelasteter Pressverbände mit Stahlwelle und –nabe durchgeführt. Dabei wurde das Prinzip der lokalen Übermaßrücknahme an den Nabenkanten mit dem Ziel eingesetzt, die Reibdauerbeanspruchung zu verringern und damit die Lebensdauer zu erhöhen. Die Übermaßrücknahme wurde mit der Zielsetzung durchgeführt, den Fugendruck über der Pressfugenlänge konstant zu halten. Damit ist jedoch keine gezielte Beeinflussung des gesamten Spannungszustands in den Fügepartnern verbunden, um beispielsweise eine versagenskritische Spannung zu minimieren. Eine Spannungsoptimierung der Nabe im eigentlichen Sinne, wie sie für die vorliegende Arbeit erforderlich ist, wurde nicht vorgenommen.

Generell kann als Schlussfolgerung aus der einsehbaren Literatur festgehalten werden, dass ein Querpressverband, wie er in der vorliegenden Arbeit untersucht wird, bislang noch nicht systematisch untersucht worden ist.

Den größten noch unbekannten Einfluss auf die durchzuführende Spannungsoptimierung beim Fügen der Keramiknabe auf die Stahlwelle üben die tribologischen Verhältnisse im Kontakt zwischen Keramiknabe und Stahlwelle aus. Die Grundlagen dieser wichtigen Einflussgröße werden im folgenden Kapitel dargestellt.

2.2 Grundlagen der Keramik-Metall-Reibpaarung

Basis sämtlicher in der Literatur beschriebenen Untersuchungen (z. B. [HUQ02]) ist der Umstand, dass ein zyklischer, Hertz'scher Kontakt untersucht wird, der als zentrale Ursache für die mechanische Ermüdung des keramischen Materials angesehen wird.

Dies steht im Gegensatz zu den in der vorliegenden Arbeit untersuchten tribologischen Bedingungen, denn in der Trennfuge des Pressverbands herrscht keine schwellende Belastung wie bei der permanenten Be- und Entlastung im Hertz'schen Kontakt, sondern eine nahezu gleich bleibende Druckspannung, überlagert von einer wechselnden Schubspannung. Diese Druckspannung wirkt rissschließend, wodurch die Tendenz einer Herauslösung von einzelnen Körnern aus der Keramikoberfläche verringert wird. Die Ermüdungsbelastung wird folglich von der Gleitbewegung dominiert, die durch die wirkenden Schubspannungen ebenfalls zu allmählichem Risswachstum führt [HUQ02]. Eine überlagerte, statische Drucklast kann diesen Effekt jedoch nahezu verhindern. Damit ist ein wesentlicher Unterschied des Reibkontakts des in der vorliegenden Arbeit untersuchten Pressverbands zu den modellhaften Forschungen gegeben. Dennoch soll im Folgenden eine Übersicht über den derzeitigen Stand der Forschung im Bereich Reibung und Verschleiß gegeben werden.

Generell kann festgehalten werden, dass trotz der enormen Vielfalt der in der Literatur beschriebenen Messungen und theoretischen Modellbildungen noch immer keine zufrieden stellende Beschreibung und Vorhersagbarkeit von Reibung möglich ist [OSTERMEYER03], da Effekte wie elastische und akustische Schwingungen, plastische Oberflächenänderungen und physikalische sowie chemische Materialänderungen in der Grenzschicht der Reibpartner beschrieben werden müssen. Zudem gilt, dass sämtliche tribologisch induzierten Wechselwirkungen zweier Körper im Reibkontakt auf kleine Kontaktflächen begrenzt sind und des Weiteren nur in einer sehr dünnen Randschicht von wenigen dutzend Nanometern auftreten [ZUMGAHR06A, S. 1].

Bis heute existieren auch keine umfassenden Modelle zur Berechnung der Reibungskraft, in welchen der Systemzustand, die Materialeigenschaften sowie die Lastparameter berücksichtigt sind (z. B.: [GEIKE06, S. 5], [DAUBER01, S. XI]). Dies gilt für sämtliche tribologischen Systeme, wobei bei der Beschreibung einer Keramik-Metall-Paarung weitere Effekte hinzukommen: Gemäß Dudek [DUDEK80, S. 122] dominiert neben der Haftung die Festigkeit der Komponenten in der Nähe der Grenzflächen das mechanische Verhalten von Keramik-Metall-Verbindungen. Die Untersuchungen von Hartelt [HARTELT06] belegen zudem, dass selbst eine Übertragung der Reibungs- und Verschleißverhältnisse aus konventionellen Versuchen auf die Verhältnisse der Mesotribologie (kleine Schwingweiten und Normalkräfte) identischer tribologischer Paarungen nur mit größeren Fehlern möglich ist [Hartelt06, S. 23].

Obwohl also eine exakte Beschreibung sämtlicher tribologischer Effekte insbesondere bei Keramiken noch nicht möglich ist, besteht doch in der aktuellen Forschung Einigkeit über die grundlegenden Mechanismen, z. B. [HUQ02], [USAMI01], [ZUMGAHR01]. Demgemäß gehen Risse in Abhängigkeit von der Kontaktgeometrie von kleinen, seit dem Fertigungsprozess der Keramik bestehenden Fehlstellen wie z. B. Poren aus und wachsen unter zyklischer Belastung. In schweren Fällen wachsen Korngrenzenrisse zusammen, so dass einzelne Körner herausgelöst werden.

Nach Schargott [Schargott04] stellt sich im Allgemeinen bei der Gleitreibung zweier Körper kein stationärer Gleitzustand ein, sondern es kommt zu Instabilitäten, die auch unter der Bezeichnung „stick-slip-Effekt“ bekannt sind. Diese oszillierenden Phasen von Haften („stick“) und Gleiten („slip“) führen zu akustischen Wellen und erhöhtem Verschleiß. Der Übergang von Haften zum Gleiten wird geprägt durch die beiden konkurrierenden Prozesse der Haftreibungszunahme bei verschwindender Gleitgeschwindigkeit infolge plastischer Deformation und des Zerreißens von Bindungen bei einsetzender Bewegung. Dem stick-slip-Effekt sehr ähnlich sind die so genannten Losbrechinstabilitäten. All diese Effekte werden durch die jeweilige Materialpaarung, das Schmiermedium, die Temperatur und die Oberflächenstrukturen der Reibpartner beeinflusst. Neue Untersuchungen deuten darüber hinaus darauf hin, dass eine Keramik-Stahl-Reibpaarung einen gegenüber der Stahl-Stahl-Reibpaarung deutlich geringeren Stick-Slip-Effekt aufweist [ZIMMERMANN06, S. 36], was für den in dieser Arbeit auftretenden Mikroschlupf von Bedeutung ist.

Der Einfluss der Mikrostruktur auf die Rissbildung und den abrasiven Verschleiß in Keramiken wurde in vielen unterschiedlichen Studien untersucht. Eine zusammenfassende Darstellung wird von Xie [XIE03] gegeben und durch praktische Versuche erweitert. Xie legt dar, dass die Mikrostruktur einen entscheidenden Einfluss auf die Rissbildung und den nachfolgenden Materialabtrag hat. Obwohl eine feinkörnige Mikrostruktur einen hohen Widerstand gegen Materialabtrag zeigt, wird bei grobkörniger Mikrostruktur die Bildung und Ausbreitung von Mikrorissen besser unterdrückt. Generell ist jedoch die Anfälligkeit grobkörniger Pulver gegen Mikrorisse größer als bei feinkörnigen, womit sie sich für Anwendungen mit abrasivem Verschleiß weniger gut eignen.

Zum Gahr [ZUMGAHR06A] stellt die für eine generelle Beschreibung von Reibung und Verschleiß zu berücksichtigenden Parameter in folgender Abbildung übersichtlich dar.

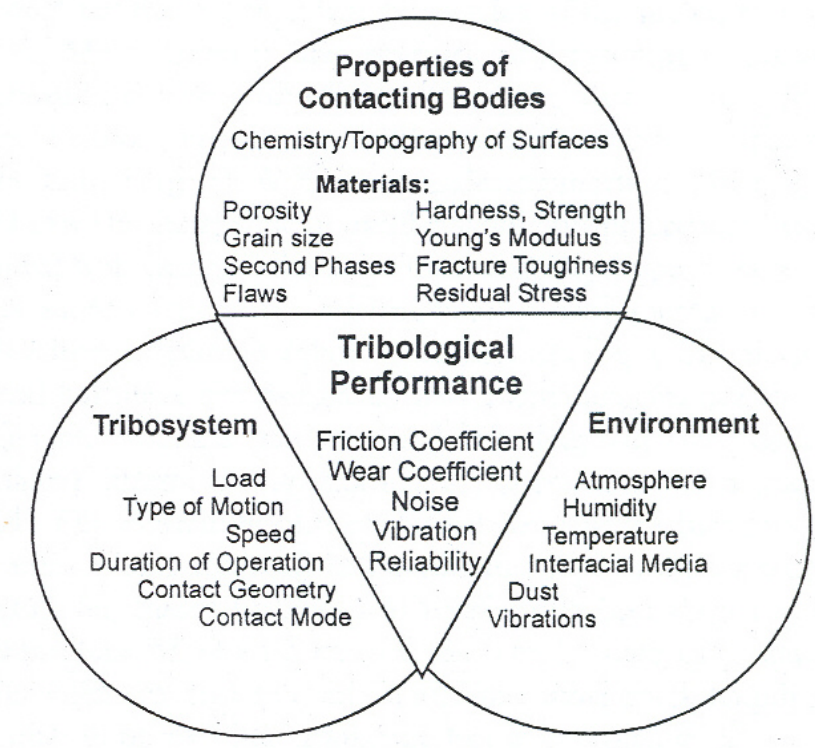


Bild 2.4: Übersicht über die ein Tribosystem beeinflussenden Größen [ZUMGAHR06A, S. 2]

Nur wenige der in obigem Bild dargestellten Parameter können bei den Untersuchungen im Anwendungsfall „Pressverband“ beeinflusst werden, da die Umgebungsbedingungen durch den Ort des Prüfstands am IKTD vorgegeben sind. Die Eigenschaften der in Kontakt befindlichen Körper werden durch die Festlegung der gewünschten Materialpaarung herstellerseitig definiert und die Art des Tribosystems ist durch den Anwendungsfall „Pressverband“ weitestgehend vorgegeben. So verbleiben als einzige noch unbekannte und damit im Verlauf der Arbeit genauer zu betrachtende Größen der Reibungskoeffizient und die Verschleißrate (Abschnitt 2.2.1), der Einfluss der Hartbearbeitung auf die Festigkeit der Keramik (Abschnitt 2.2.2) und das Reibkorrosionsverhalten der Paarung Keramik-Stahl (Abschnitt 2.2.3).

2.2.1 Tribologisches Verhalten von Keramik/Stahl-Paarungen

Nach Lüßgen [LÜßGEN01, S. 19f] ist basierend auf den Arbeiten von Biederstedt [BIEDERSTEDT63] eine grundlegende Erkenntnis beim Kontakt zwischen einem ungeschmierten, spröden Nabenmaterial und einer duktilen Welle, dass der Haftreibungskoeffizient im elastischen Bereich nahezu unabhängig vom Fugendruck ist. Bedingt durch den Umstand, dass eine Art Mikroverzahnung auftritt, erfolgt das Abscheren der Rau-

heitsspitzen im weicheren, duktilen Fügepartner, und somit wird der Haftbeiwert von den Werkstoffeigenschaften des weicheren Körpers dominiert. Diese Mikroverzahnung konnte auch in neueren Arbeiten experimentell bestätigt werden, z. B. von Heinrich [HEINRICH02]. In den Untersuchungen von Lüßgen wurde diese Mikroverzahnung detailliert untersucht, indem er als Gegenpartner zu der sehr harten Aluminiumoxidkeramik den sehr weichen Baustahl St37 betrachtete. Es konnte geradezu eine Verklammerung festgestellt werden, da sich der Stahl durch plastische Verformung in die Oberflächenspitzen der Keramik hineindrückte. Dabei glich der Stahl Rauheitsspitzen bis zu 100 µm durch plastische Verformung aus. Damit konnte Lüßgen bestätigen, dass selbst bei einer rein rechnerisch elastischen Auslegung des Pressverbandes in der Trennfuge selber plastische Deformationen zu erwarten sind [LÜßGEN01, S. 20]. Dies ist ebenso bei einer Keramik-Metall-Pressverbindung für den metallischen Fügepartner infolge der Einebnung von Rauigkeitsspitzen zu erwarten.

Die detaillierten Untersuchungen an unterschiedlichen Keramik/Stahl-Paarungen von Vogt [VOGT00] und Zum Gahr [ZUMGAHR01] zeigen ein stark von der Materialpaarung abhängiges tribologisches Verhalten: Die Reibungskoeffizienten von Aluminiumoxid gegen Stahl lagen bei Hertz'schen Pressungen von 65 bis 320 MPa bei den Werten 0,7 bis 0,95, wohingegen eine Gleitpaarung mit Siliciumnitrid rund um 0,4 lag. Ebenfalls zeigte sich im Verlauf der Ausbildung bis zum stationären Wert ein unterschiedliches Verhalten: Bei der Aluminiumoxid/Stahl-Gleitpaarung stieg der Reibungskoeffizient asymptotisch gegen den stationären Endwert, wohingegen bei der Siliciumnitrid/Stahl-Gleitpaarung nach einem anfänglichen starken Anstieg der Reibungskoeffizienten auf ca. 0,9 sich schnell der stationäre Wert einstellte. Die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten und des Verschleißes von der Normalkraft bzw. Flächenpressung ist in Bild 2.5 gegeben. Die im Langhubtribometer ermittelten Werte wurden an einer Zylinder-Platte-Paarung bestimmt, wobei eine Normalkraft von 10 N einer Hertz'schen Pressung von 65 bis 80 MPa entspricht, die Maximalkraft von 160 N dagegen 260 bis 320 MPa. Dabei ist gemäß den Untersuchungen von Mittwollen [MITTWOLLEN88] im Allgemeinen die Streuung der Reibungskoeffizienten beispielsweise bei Siliciumnitrid größer als bei Siliciumcarbid. Zudem hat insbesondere die Korngröße der Keramik einen signifikanten Einfluss auf die Verschleißrate, welche wiederum von der Kontaktspannung abhängig ist.

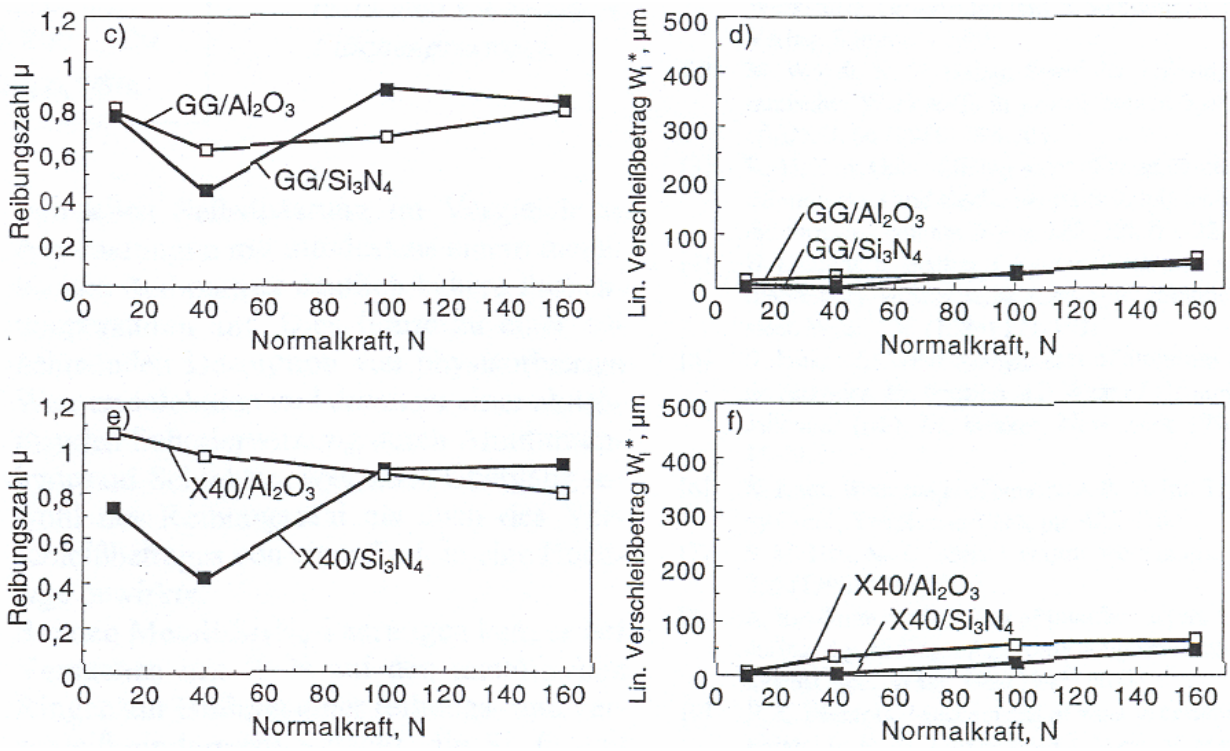


Bild 2.5: Abhängigkeit von Verschleiß und Reibungskoeffizient von der Normalkraft [VOGT00]

Sulek [SULEK01] führte experimentelle Untersuchungen zu unterschiedlichen Keramik/Metall-Gleitpaarungen bei geringen Anpressdrücken durch und ermittelte reibwegabhängige Gleitreibungskoeffizienten. Die Unterschiede in den ermittelten Reibungskoeffizienten liegen in der Ausbildung von reibungsbeeinflussenden Zwischenschichten in der Keramik/Metall-Kontaktzone begründet, wobei im Falle von Siliciumnitrid als Kontaktpartner eine Reibungsverminderung auftritt, bei Aluminiumoxid eine Erhöhung. Es konnte ein Materialübertrag vom metallischen Reibpartner auf den keramischen festgestellt werden, der mit steigender Oberflächenrauigkeit der Keramik zunimmt. Dadurch ändert sich im Falle von nicht polierten Proben während des Reibprozesses die Oberflächenrauigkeit der Keramik hin zu geringeren Rauigkeiten.

Albers [ALBERS05A] untersuchte ebenfalls unterschiedliche trockenlaufende metallkeramische Friktionspaarungen und stellt primär die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Gleitgeschwindigkeit fest. Vernachlässigbar ist dagegen die Anpresskraft und damit der spezifische Energieeintrag.

Kailer [KAILER04A] untersuchte tribologische Paarungen von Siliciumnitrid und Stahl im Gleitkontakt und findet eine deutliche Abhängigkeit der Reibungskoeffizienten von den Werkstoffen (GPSN mit verschiedenen Anteilen an SiC, ZrO_2, SEO, Yttrium-, Titan- und

Aluminiumadditiven), aber auch von den Prüfbedingungen. Der Verschleiß wirkt sich direkt auf das tribologische Verhalten aus, wobei mit zunehmendem Verschleiß die günstigeren tribologischen Bedingungen erreicht werden. Das Verschleißverhalten wird von tribochemischen Reaktionen dominiert. Diese bewirken einen sehr schonenden Abtrag der Keramikoberflächen, wodurch sich einerseits feine Riefen und andererseits glatte Oberflächen ausbilden. Dies wird auch von [ZHOU03] bestätigt.

In einer weiteren Untersuchung ermittelt Kailer [KAILER04B, S. 74ff] für einen trockenlaufenden Si_3N_4-Stahl-Kontakt einen anfänglichen Reibungskoeffizienten von ca. 0,4. Dabei kamen unterschiedliche Si_3N_4-Keramiken in GPSN-Qualität als Stift mit gerundeter Spitze und unterschiedlichen Anpresskräften mit einer Stahlscheibe (1.6580) in Kontakt. Obwohl die ermittelten Reibungskoeffizienten bei etwa dem gleichen Wert von $\mu = 0{,}4$ anfingen, unterscheiden sich die ermittelten Reibungskoeffizienten bei Erhöhung der Flächenpressung nach einigen 100 m Verschleißweg und zeigten Reibweg- und Normalkraftabhängigkeit. Auch die Untersuchungen von Xingzhong [XINGZHONG99] ergaben für eine Si_3N_4-Stahl-Reibpaarung einen Reibungskoeffizienten von $\mu \approx 0{,}4$. Da in der vorliegenden Arbeit nur sehr kurze Reibwege von max. einigen Metern betrachtet werden, kann für die Rechnungen von diesem Wert ausgegangen werden. Die von Kailer ermittelten Verschleißbeträge waren äußerst gering.

Die wesentliche Erkenntnis der von Schulz [SCHULZ03] durchgeführten Untersuchungen an einem Wälzradtribometer mit Siliciumnitridproben ist die Abhängigkeit des Verschleißbetrages und des Reibkoeffizienten von Korngröße, Pulverbeschaffenheit, Pulverzusammensetzung und Sinterparametern. Die ermittelten Reibkoeffizienten liegen zwischen 0,4 und 0,5 bei einer Keramik-Keramik-Paarung. Die Zunahme der Kontaktspannung bzw. der Beanspruchungszeit bewirkt nach einer Phase der Glättung der Reibspur einen intergranularen Bruch und schließlich das Herausreißen einzelner Körner.

Klaffke (z. B. [KLAFFKE89], [KLAFFKE01A]) diskutiert in seinen Versuchen mit unterschiedlichen keramischen Materialien die starke Abhängigkeit der Reibung und der Verschleißmechanismen in einem Keramik-Keramik-Tribosystem von der Luftfeuchtigkeit. Er bestätigt auch die Abhängigkeit der Verschleißrate von der Zyklenzahl: Mit zunehmender Zyklenzahl wird der Verschleißbetrag geringer, da die Flächenpressung infolge Verschleiß abnimmt. Bei Siliciumnitridkeramiken ist nur eine geringe Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Luftfeuchtigkeit feststellbar [KLAFFKE89, S. 95],

jedoch besteht eine deutliche Abhängigkeit des Verschleißkoeffizienten: Bei trockener Luft ist der Verschleiß geringer als bei feuchter Luft. Klaffke findet in seinen Untersuchungen zwischen Stahlkugeln (100Cr6) und einer SSN-Scheibe Reibkoeffizienten von rund 0,9 [KLAFFKE89, S. 95], bei einer Paarung von 100Cr6 zu GP–Si_3N_4 rund 0,8 [KLAFFKE04, S. 1415], [KLAFFKE06A, S. 2f]. Weiterhin beeinflusst die Ausbildung von tribochemischen Reaktionsschichten in der Kontaktzone die Reibungs- und Verschleißeigenschaften erheblich. Diese Schichten sind in ihrer Stabilität und Bildungsgeschwindigkeit wiederum von der Luftfeuchtigkeit und den Beanspruchungsparametern abhängig. Generell wird in den umfassenden Arbeiten von Klaffke die begrenzte Übertragbarkeit von Laborwerten aus Tribometermessungen auf reale Anwendungsbeispiele diskutiert, wenn die tribologische Modellbildung im Labor nicht sehr exakt den realen Verhältnissen entspricht [KLAFFKE01A], [KLAFFKE01B]. Trotz aller bisherigen Erkenntnisse auf dem Gebiet der Tribologie besteht folglich noch ein erheblicher Erkenntnisbedarf [STÜWE07, S. 38].

Weiterhin zeigt sich gemäß den Untersuchungen von Ostermeyer [OSTERMEYER03] im Gegensatz zu dem in den meisten Fällen als Beschreibungsmodell gewählten Coulomb'schen Reibungsmodell im Allgemeinen eine Geschwindigkeitsabhängigkeit des Gleitreibungskoeffizienten μ_G. Darüber hinaus wird im Spezialfall der Pressverbindungen nicht der allgemein übliche Reibungskoeffizient μ angegeben, sondern der Haftbeiwert ν. Dies liegt in dem Sachverhalt begründet, dass bei Pressverbänden eine präzise Ermittlung der Normalkraft nicht möglich ist und damit auch nicht die Bestimmung von μ in der klassischen Weise. Die Ermittlung der Haftbeiwerte kann durch Längsauspressen oder durch Verdrehen erfolgen, wobei jeweils die Kräfte bzw. Momente beim Lösen und Rutschen unterschieden werden [LEIDICH83, S. 75]. Die dabei gewonnenen Haftbeiwerte beinhalten sämtliche den Haftbeiwert beeinflussende Parameter, wie z. B. Materialpaarung, Oberflächengüten, Schmierungsbedingungen etc.

Es lässt sich folglich aus den Untersuchungen zur Tribologie von Keramik-Stahl-Paarungen zusammenfassen, dass die Reibungskoeffizienten zum einen stark streuen, insbesondere, wenn noch nicht der stationäre Endzustand der Reibungsverhältnisse erreicht ist. Zum anderen ist die Übertragbarkeit der Laborversuche auf reale Reibungsverhältnisse schwierig. Aus der Gesamtheit der Literaturergebnisse kann aber für die Reibung in den theoretischen Untersuchungen ein Startwert von $\mu \approx 0{,}4$ angenommen werden. Dennoch muss der tatsächliche Reibungskoeffizient in den Versuchen ermittelt

werden, um eine sichere Auslegung zu ermöglichen. Trotz der wenig guten Eignung des Coulomb'schen Modells wird in der vorliegenden Arbeit wegen der immer noch nicht zufriedenstellenden Beschreibungsmöglichkeiten aller wichtigen Effekte auf dieses Reibmodell zurückgegriffen.

2.2.2 Einfluss der Hartbearbeitung auf die Eigenschaften des keramischen Werkstoffs

Obwohl Keramiken endkonturnah hergestellt werden, sind die bei der Realisierung des Welle-Nabe-Pressverbandes erreichbaren Form- und Maßgenauigkeiten beim Formgeben und Sintern nicht ausreichend. Daher sind für die Endbearbeitung der Kontaktfläche zur Stahlwelle Feinbearbeitungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide unerlässlich [HOFFMEISTER02]. Die funktionalen Zusammenhänge zwischen Fertigungsparametern, Qualitätsmerkmalen und Funktionseigenschaften sind aber bis heute noch nicht ausreichend bekannt [HOFFMEISTER02]. Weiterhin besteht ein noch nicht genau bekannter Einfluss des Spannens keramischer Bauteile für die Bearbeitung bereits im Grünzustand [TIETZ94, S. 168].

In unterschiedlichen Untersuchungen wurde festgestellt, dass die Tragfähigkeit und das Verschleißverhalten keramischer Werkstoffe abhängig sind von den Bearbeitungsparametern und der Art der Oberflächenbehandlung. Die Interaktion zwischen Bauteilfunktion, Material und deren Bearbeitung ist jedoch oft nicht genau genug bekannt [HOFFMEISTER99], [HOLLSTEIN01], [FRIEMUTH01], [KANEMATSU04]. So konnte beispielsweise in Versuchen mit keramischen Walzen festgestellt werden, dass die sachgemäße Bearbeitung deren Lebensdauer entscheidend beeinflusst, wobei der Qualität der Oberfläche eine zentrale Bedeutung zukommt [WÖTTING01], [KAILER04B, S. 97ff], [KANG04].

Kanematsu [KANEMATSU04] untersuchte den Einfluss der Oberflächenbearbeitung auf das Festigkeitsverhalten von Siliciumnitridkeramiken. Es wurden zweierlei Versuche durchgeführt, einer mit konstant gehaltener Spannung und ein weiterer mit konstanter Dehnrate. Wichtigstes Ergebnis ist eine erhebliche Steigerung der Biegebruchfestigkeit beim Übergang von geschliffenen Proben auf polierte Proben. Weiterhin ließ sich ein Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit (siehe Abschnitt 4.4.1.2) auf die Bruchfestigkeit feststellen. Wichtig ist ebenfalls die Beobachtung, dass eine mechanische Hartbearbeitung der Keramik das unterkritische Risswachstum negativ beeinflusst, was neben Siliciumnitridkeramiken auch an Aluminiumoxid und Siliciumcarbid beobachtbar war.

Ebenso konnte ein Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf das unterkritische Risswachstum von Siliciumnitridkeramiken festgestellt werden.

Die allgemeinen Bearbeitungs- und Behandlungsmethoden bei der Herstellung keramischer Bauteile führen folglich zu spezifischen Oberflächentopographien, zu Vorschädigungen, mikroplastischer Deformation und induzierten Spannungen in oberflächennahen Bereichen. Dieselben oberflächennahen Bereiche werden bei Aufbringung einer Scherlast – wie es in dem hier untersuchten Pressverband der Fall ist – am höchsten beansprucht. Nun ergeben sich je nach Art der Oberflächenbearbeitung in der Keramik in der oberflächennähesten Schicht teilweise erhebliche Druckvorspannungen von bis zu 400 MPa [HOLLSTEIN01], wobei mit grober werdendem Werkzeug die Schädigungen durch Mikrorisse im keramischen Material steigen. Die oberflächennahen Verfestigungen in der Keramik führen gemäß den Untersuchungen von Hollstein [HOLLSTEIN01] auch zu einer signifikanten Verringerung des Verschleißes. Ebenso führt das Läppen zu den geringsten Verschleißwerten bei Kontakt von Keramik auf Keramik.

Für den Fall des hier untersuchten Pressverbands ergeben sich aus den vorgestellten Untersuchungsergebnissen zwei Konsequenzen: Zunächst muss die Oberflächenqualität der spanend nachzubearbeitenden Trennfuge in der Keramiknabe möglichst hoch sein. Dies bedeutet zwar höhere Kosten für das Bauteil, aber im Gegenzug auch eine minimierte Schädigung der Keramik, wenn nicht sogar eine Steigerung der Festigkeit. Andererseits kann der Einfluss des Verschleißes in der Trennfuge des HPV vernachlässigt werden: Wenn aufbauend auf den von Glöggler [GLÖGGLER03] ermittelten Schlupfwegen von ca. 100 µm je Zyklus auch bei der Keramik (trotz erheblich größerem Reibungskoeffizienten) 20 Mio. Zyklen zu Grunde gelegt werden, ergibt sich ein Gesamtverschleißweg von rund 2 km. Wird auf diesem Verschleißweg ein relevanter Verschleiß erzeugt, so führt er zu einer begünstigenden Verringerung des Übermaßes an der Nabenkante und verringert so die versagenskritischen Spannungen.

2.2.3 Reibkorrosion bei der Materialpaarung Keramik/Stahl

Ein detaillierter Überblick über die Reibkorrosion und die entscheidenden Einflussparameter, auch beim Keramik-Metall-Tribokontakt, wird von Simon [SIMON90] gegeben. Grundvoraussetzung für die Entstehung von Reibkorrosion ist demnach das Vorhandensein oxidierender Stoffe wie Luftsauerstoff, Kohlendioxid oder Feuchtigkeit in der Umgebungsatmosphäre und das Vorhandensein einer Relativbewegung zweier Körper

im Reibkontakt in der Größenordnung von mindestens wenigen Mikrometern. Insgesamt demonstrieren die Untersuchungsergebnisse von Simon, dass die korrosive Beanspruchung bei Keramik-Stahl-Paarungen hinsichtlich der Oberflächenschädigung gegenüber der mechanischen Beanspruchung gering ist.

Weitere wesentliche Einflussparameter auf die Tribokorrosion im allgemeinen Fall sind nach Simon das Vorhandensein und die Art eines Schmiermittels, die Konzentration der Luftfeuchtigkeit und die (Oberflächen-)Temperatur der Reibpartner. Für den Einfluss der Luftfeuchtigkeit gilt, dass sich mit zunehmender Konzentration der Feuchtigkeit die Intensität der Reibkorrosion verringert, da sich die Bildung von Oxidationsprodukten verlangsamt [SIMON90, S. 15]. Jedoch kommt andererseits auch unter Inertgasbedingungen die Reibkorrosion zum Erliegen. Insbesondere bei Keramiken ist dieser Effekt sehr ausgeprägt. Die Abhängigkeit der Reibkorrosion von der Temperatur ist komplexer, da abhängig von der Temperatur unterschiedliche Verschleißeffekte auftreten können. Zum einen entstehen bei Raumtemperatur in sauerstoffhaltiger Umgebung Oxidationsprodukte, die eine sogenannte „Reibkorrosion“ bewirken. Zum anderen tritt unter Beanspruchungen mit plastischer Verformung in sauerstoffhaltigen Medien verstärkte Oxidation und Bildung von Oxidationsprodukten auf, wobei der metallische Werkstoff mit Sauerstoff chemisch reagiert. Hierbei spricht man von „Reiboxidation“.

Zudem geht als weitere die Reibkorrosion beeinflussende Größe die Oberflächengüte ein. Eine steigende Oberflächengüte begünstigt das Auftreten von Reibkorrosion, dagegen nimmt mit zunehmendem Härteunterschied der Reibpartner die Sensitivität gegenüber Reibkorrosion ab. Ebenso hat die Gestaltung der reibenden Oberflächen beispielsweise durch Riefen etc. einen erheblichen Einfluss auf das Maß der Reibkorrosion.

Nach Simon [SIMON90] besteht auch bei technischen Keramiken die Gefahr der Reibkorrosion, die jedoch grundsätzlich stark von der Keramikart abhängt. Beispielsweise ist das in dieser Arbeit gewählte und in der technischen Praxis weit verbreitete Siliciumnitrid weitgehend unempfindlich gegen Reibkorrosion, wohingegen Siliciumkarbidkeramiken sogar schneller oxidieren als der Reibpartner aus Stahl. Hohe Temperaturen begünstigen diesen Effekt zusätzlich. Darüber hinaus können im Einzelfall entstehende Triboreaktionsschichten den Verschleiß bei speziellen Keramik-Metall-Paarungen verlangsamen, aber auch infolge ihrer abrasiven Wirkung erhöhen.

Gemäß den Untersuchungen von Kailer [KAILER04A] besteht bei der Kontaktpaarung

Siliciumnitrid-Stahl lediglich eine geringe Neigung zu Verschweißungen und Materialauftrag, was den Betrag der Reibkorrosion günstig beeinflusst. Im Gegensatz zu rein metallischen Pressverbänden ist bei der hybriden Materialpaarung Keramik-Metall der Aspekt des „fretting fatigue“ sehr wahrscheinlich von untergeordneter Bedeutung, da ein Verschweißen infolge Anschmelzen der beiden Gleitpartner bei der Keramik-Metall-Paarung nicht zu erwarten ist [ZIMMERMANN06, S. 37].

Generell kann also für die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen davon ausgegangen werden, dass Reibkorrosion nur von nachgeordneter Bedeutung ist. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit bestätigten durch die nur geringen festgestellten Tribokorrosionseffekte diese Annahme. Die Verschleißeigenschaften von Keramik haben also einen günstigen Einfluss auf die Auswirkungen der Reibdauerbeanspruchung der keramischen Nabe.

Nach der Darstellung der tribologischen Verhältnisse zwischen Stahl und Keramik, die die Effekte in der Trennfuge dominieren, wird im folgenden Kapitel das Verhalten keramischer Werkstoffe unter verschiedenen Belastungen beleuchtet, insbesondere im Hinblick auf den Anwendungsfall eines torsionsbelasteten Pressverbands. Darüber hinaus werden die Schwierigkeiten bei der Bewertung der auftretenden Spannungen dargestellt und Konsequenzen für einen Pressverband mit keramischer Nabe angegeben, damit eine weitgehend sichere Auslegung erfolgen kann.

2.3 Charakterisierung und Problematik keramischer Werkstoffe

Wie in Abschnitt 4.4 noch genauer beschrieben werden wird, besteht die Schwierigkeit in der Belastungsbewertung keramischer Komponenten bei der Bewertung inhomogener und mehrachsiger Beanspruchungszustände, die einerseits eine detaillierte Spannungsanalyse sämtlicher thermischer und mechanischer Lastfälle mittels FEM-Werkzeugen unabdingbar machen, und dennoch andererseits lediglich zur Aussage „hält mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit“ führen. Ein in der Praxis bei hohen Anforderungen an die Ausfallsicherheit durchgeführter Prooftest führt bei einer 100%-Prüfung wenigstens zu der Gewissheit, dass das Bauteil die geforderte Last für eine gewisse Zeitdauer erträgt. Damit wird nach heutigem Designstandard jede noch so detaillierte Berechnung keramischer Komponenten durch ein Verfahren zur individuellen Qualitätssicherung jedes Bauteils kontrolliert [STERNAGEL01].

2.3.1 Keramik als Konstruktionswerkstoff

Nachteilig beim Einsatz keramischer Werkstoffe wirkt sich primär das infolge der ionischen oder kovalenten Bindung linear-elastische Verhalten bei Zugbeanspruchung aus. Dieses spröde Materialverhalten führt durch das Fehlen einer plastischen Verformungsreserve zu spontanem, katastrophalem Versagen, sobald im Bereich der kritischen Gefügeinhomogenitäten die örtliche Materialfestigkeit erreicht wird [HARTMANN99], [RENTZSCH02]. Weitere Nachteile sind bedingt durch die hohe Streuung der Materialeigenschaften das statistische Versagensverhalten, die Volumenabhängigkeit der Fehlerrate, ein gegenüber Stahl deutlich geringerer thermischer Ausdehnungskoeffizient und die infolge des teuren Rohmaterials und der aufwändigen Nachbearbeitung höheren Kosten.

Konstruktionskeramiken besitzen eine starke Festigkeitsanisotropie. Sie sind hervorragend auf Druck und Schub beanspruchbar (z. B. [LÜßGEN01 S. 4ff]), jedoch nur sehr gering auf Zug. Wird der Schubbelastung noch eine Druckbelastung überlagert, so erfolgt nach den Mohr-Coulomb'schen Gesetzen [LÜßGEN01, S. 5f] eine Zunahme der Schubfestigkeit. Dieser Effekt ist für den in der vorliegenden Arbeit vorgestellten hybriden Pressverband günstig, jedoch ist gleichzeitig zur radialen Druckbeanspruchung eine in ihrem Betrag etwas größere Umfangszugspannung überlagert (siehe Abschnitt 4.2), was einen gegenläufigen Effekt hat. Der aus diesen Belastungen resultierende mehrdimensionale Spannungszustand ist für die Lebensdauer und Übertragungsfähigkeit des hybriden Pressverbands entscheidend.

Von großer Bedeutung für die Beurteilung der Zuverlässigkeit keramischer Bauteile ist, dass die Dauerfestigkeitswerte von keramischen Materialien generell unterhalb der statischen Festigkeitswerte liegen [KO01]. Zuverlässige Daten zu Ermüdungsverhalten, Bruchmechanik und Rissfortschritt sind jedoch jedoch gemäß Ko [KO01] kaum verfügbar. Darüber hinaus ist zu beachten, dass Keramiken für den Reversierbetrieb unter wechselnder Beanspruchung nur bedingt geeignet sind [KAWAMOTO01]. Neuere Untersuchungen von Usami [USAMI01] haben gezeigt, dass oberflächennahe Scherlasten, wie sie in einem torsionsbelasteten Pressverband zwangsweise auftreten, die kritische Normallast für das Initiieren eines Risses herabsetzen. Die sich infolge einer kombinierten Normal-Scherlast einstellende Risswachstumsgeschwindigkeit ist anfänglich hoch und nimmt dann ab. Jedoch ist auch unter der in der vorliegenden Arbeit aufgebrachten schwellenden Beanspruchung ein möglichst geringes Zugspannungsniveau anzustre-

ben, da Keramik eine große Mittelspannungsempfindichkeit zeigt [SONSINO01].

Auch gegenüber Kerben sind keramische Werkstoffe sehr empfindlich, weswegen möglichst geringe Kerbfaktoren anzustreben sind [SONSINO01]. Dabei gilt, dass wie bei spröden metallischen Werkstoffen auch die Formzahl und die Kerbwirkungszahl bei Si_3N_4 identisch sind und die Dauerfestigkeit durch Kerben folglich um die Formzahl gemindert wird [SONSINO92]. Auch herstellungsbedingte Riefen, wie sie beispielsweise beim Extrudieren auftreten, führen zu einer weiteren Erhöhung der Kerbempfindlichkeit. Somit sind die Festigkeitseigenschaften je nach Herstellungsart des keramischen Bauteils unterschiedlich, da verschiedene Verdichtungsgrade und damit unterschiedliche Porositäten erreicht werden. Das Gleiche gilt für den Einfluss der Oberflächenbearbeitung, da die Ritzbewegung des Schneid- oder Schleifkorns Risse und spröde Ausbrüche, kombiniert mit duktilem Abtrennen von Keramikpartikeln im Mikrobereich, induziert [RUßNER02]. Dadurch kommt es indirekt zur Ausbreitung und Fortpflanzung tieferliegender Risse zu Risssystemen. Zur Minimierung des Einflusses auf die Festigkeit des Materials und auch hinsichtlich der Kostenersparnis ist eine möglichst geringe Nacharbeit anzustreben [ALBERT02], [GLÄSER 93], [HARTMANN99], was sich jedoch mit der Forderung nach möglichst hohen Oberflächengüten kombiniert mit einer möglichst exakten Zylinderform und Geradheit der Fügefläche wenig verträgt.

Darüberhinaus sind die Materialwerte keramischer Werkstoffe stark von den Herstellbedingungen der einzelnen Probe abhängig [HELBIG01], und zudem beeinflussen die Korngröße sowie die Reinheit des verwendeten Pulvers die mechanischen Eigenschaften. Dadurch wird die Vergleichbarkeit der ohnehin schon stark streuenden Festigkeitskennwerte deutlich erschwert.

Da trotz der begrenzten Zugfestigkeit die Keramik in einem HPV entgegen ihrer Materialeigenschaften als zugbeanspruchte Komponente eingesetzt wird, sind die versagenskritischen Zugspannungen für das Übertragen eines definierten Torsionsmoments genau zu untersuchen. Dies ist auch vor dem Hintergrund des unterkritischen Risswachstums unbedingt zu beachten. Dieses unterkritische Risswachstum führt dazu, dass eine keramische Komponente auch ohne gestiegene äußere Belastung nach Ablauf einer gewissen Zeit versagen kann, obwohl das Bauteil mit einer unterkritischen Last beaufschlagt ist [WILLMANN90]. Dieser Effekt ist im englischen Sprachraum auch als *static fatigue* bekannt [RICHERSON92]. Dagegen ist im Allgemeinen für Anwendungen im unteren Temperaturbereich Kriechen unkritisch [RICHERSON92].

Übergeordnete Konsequenz aus den Eigenschaften der Keramik und den im Folgenden noch genauer beschriebenen Schwierigkeiten bei der Spannungsbewertung sowie aus der Natur des statistischen Versagensverhaltens ist es, die Bruchwahrscheinlichkeit resultierend aus dem unterkritischen Risswachstum bei einer definierten äußeren Beanspruchung so gering wie möglich zu halten.

2.3.2 Konsequenzen für den Einsatz der Keramik als Nabenwerkstoff

Erst die Berücksichtigung grundlegender Konstruktionsprinzipien für keramische Materialien ermöglicht einen erfolgreichen Einsatz der Keramik in der Praxis. Diese grundlegenden Konstruktionsprinzipien werden in der Literatur vielfach beschrieben (z. B.: [BURGHARDT80A, S. 21], [BURGHARDT80B, S. 79], [IZTK03, S. 170ff], [GLÄSER93, S. 76ff], [FRANKE93, S. 194], [TIETZ94, S. 75ff]) und lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- einfache, kerbfreie Formen anstreben,
- kleinvolumige Bauteile anstreben / Modulbauweise,
- Spannungsspitzen vermeiden / Spannungen homogenisieren,
- Zugspannungen minimieren / Druckbeanspruchung anstreben,
- großflächige Krafteinleitung anstreben (Punkt- und Linienlasten vermeiden),
- Materialanhäufungen und plötzliche Querschnittssprünge vermeiden,
- Nachbearbeitung minimieren und
- fertigungsspezifische Besonderheiten berücksichtigen.

Beim Einsatz der Keramik als Nabe in einem Pressverband können prinzipbedingt nicht alle Gestaltungsrichtlinien für keramikgerechtes Konstruieren berücksichtigt werden, wie beispielsweise das Anstreben von Druckbelastungen oder die Modulbauweise. Die Unmöglichkeit, bei der angestrebten Keramiknabe sämtliche Konstruktionsprinzipien zu berücksichtigen und insbesondere die für keramische Werkstoffe hohe auftretende Zugbeanspruchung erfordern im Gegenzug eine sehr sorgfältige Auslegung und Analyse der Keramikkomponente, siehe Abschnitt 4.4 und Kapitel 6.

Generell wirkt sich auf die Realisierung eines HPV günstig aus, dass sich zum einen mit der Untersuchung des Bauteils Nabe eine verhältnismäßig einfache, rotationssymmetrische und kerbfreie Geometrie realisieren lässt. Zum anderen gleicht der hohe Reibungskoeffizient in der Trennfuge den infolge der niedrigen Zugbeanspruchbarkeit der

Keramik geringer ausfallenden Fugendruck im Vergleich zum Stahl-Stahl-Pressverband zu einem gewissen Maß aus.

Darüber hinaus bestehen wesentliche Ziele bei der Auslegung der Keramiknaben neben der beschriebenen Spannungsoptimierung zwecks Verringerung der Ausfallwahrscheinlichkeit (bzw. Erhöhung der Lebensdauer) in der Ermöglichung einer endkonturnahen Formgebung zur Minimierung der Rohmaterialkosten sowie in einer Minimierung der Grün- und Endbearbeitung (siehe z. B. [KAILER04B, S. 39]). Zudem wirken sich geringe Oberflächenrauigkeiten nach Tietz [TIETZ94, S. 103] günstig aus, weil der Oberflächentraganteil erhöht wird. Des Weiteren sollte die Auflage der Kontaktflächen möglichst gleichmäßig sein, was in einer besonders guten Rundheit der zylindrischen Passflächen resultiert [TIETZ94, S. 103].

Es muss beachtet werden, dass sich keramische Werkstoffe bei der Herstellung verziehen und durch Schrumpfprozesse ein erhöhtes Eigenspannungsniveau besteht. Nachdem infolge des auszuführenden Konstruktionskonzepts kein fail-safe-Design möglich ist, muss ein safe-life-Konzept angestrebt werden. Dies wird bei (zugbelasteten) Keramiken nur möglich durch eine exakte Kenntnis und Beherrschung der (Zug-)Spannungen und der gesamten Spannungsverhältnisse. So können sämtliche Spannungen auf einem so geringen Niveau gehalten werden, dass auch langfristig die Ausfallwahrscheinlichkeit gering bleibt [BARTH93].

Die Bereiche der Momentenüberleitung aus der Keramiknabe in die Probenhalterung müssen sehr sorgfältig gestaltet werden, damit die Probe während der experimentellen Untersuchungen im Torsionsbetrieb nicht an der Einspannstelle versagen.

2.3.3 Wahl des geeigneten keramischen Werkstoffs für den hybriden Pressverband

Neben der Wahl des am besten geeigneten keramischen Grundwerkstoffs muss auch dessen Herstellverfahren, Nachbearbeitung und Oberflächenbeschaffenheit definiert werden. Dabei ist der bestmögliche Kompromiss aus Herstellungskosten und Festigkeit des Bauteils anzustreben, die beide stark abhängig von der Hartbearbeitung sind.

Gefordert werden für das Erreichen einer maximalen Übertragungsfähigkeit auf dauerfestem Niveau neben einer möglichst großen Vierpunktbiegefestigkeit insbesondere ein hoher K_{Ic}-Wert und ein hoher Weibull-Modul [RENTZSCH02]. Eine niedrige Risswachstumsgeschwindigkeit ist dabei von Vorteil. Ein geringer Elastizitätsmodul des kerami-

schen Werkstoffs wirkt sich günstig aus, weil fertigungsbedingte radiale Maßabweichungen mit sinkendem Elastizitätsmodul die kritischen Zugumfangsspannungen in der keramischen Nabe weniger stark beeinflussen.

Sehr weit in der Materialentwicklung fortgeschritten und mit hervorragenden mechanischen Eigenschaften ausgestattet sind Siliciumnitride [HIRAO01, S. 2579], weswegen sie bereits eine breite Anwendung im konstruktiven Einsatz erlangt haben. Diese Werkstoffgruppe wurde in der Vergangenheit bereits intensiv untersucht, und damit haben viele heute verfügbare Siliciumnitride die erforderliche Bruchzähigkeit und einen hohen Widerstand gegen unterkritisches Risswachstum erreicht, um strukturelle Anforderungen nicht nur bei niedrigen, sondern auch bei hohen Temperaturen mit einer großen Zuverlässigkeit zu gewährleisten [WIEDERHORN01]. So sind beispielsweise in den Arbeiten von Kang [KANG04] erfolgreiche Tests zu einer thermisch und mechanisch extrem hoch belasteten Turbinenschaufel erfolgt, wobei das Bauteil zwar hoch belastet war, die absolute Größe des Bauteils aber sehr gering (Durchmesser: 12 mm, Drehzahl: 830.000 min^{-1}). Stellvertretend für viele andere Arbeiten seien hier die von Lube durchgeführten theoretischen und praktischen Untersuchungen zum stabilen Risswachstum an Siliciumnitrid erwähnt [LUBE01], die zu einem vertieften Verständnis des Materials beitragen. Von einer absoluten Zuverlässigkeit ist man jedoch auch bei dieser Keramik noch weit entfernt. Gemäß den Untersuchungen von Sternagel [STERNAGEL01] ist eine weitere sehr positive Eigenschaft von Siliciumnitrid die im Vergleich zu den Oxidkeramiken wie Al_2O_3 oder ZrO_2 sehr geringe Tendenz zu Ermüdung.

Nach Zhou [ZHOU03] ist der Gleitreibungskoeffizient von Siliciumnitridkeramik in ungeschmiertem Gleitkontakt sehr hoch, auch im Vergleich zu Zirkonoxid. Dieser Effekt ist in der Trennfuge zwischen Keramik und Metall erwünscht, da er die Größe des übertragbaren Drehmoments erhöht und das Maß des Schlupfes herabsetzt. Dadurch verliert auch der Einfluss der Verringerung des Widerstandes gegen Verschleiß an Bedeutung, da mit verringertem Schlupf auch der Verschleißweg kleiner wird.

Infolge der vielfältigen, intensiven Forschungsarbeiten und Untersuchungen sowie der weiten Verbreitung in strukturellen Maschinenbauanwendungen erscheint Siliciumnitrid als Werkstoff mit dem besten Kompromiss aus Festigkeit und Kosten für die vorgesehene Strukturaufgabe. Hier wird aus Kostengründen drucklos gesintertes Siliciumnitrid (SSN) gewählt.

2.3.4 Qualitätskontrolle keramischer Bauteile

Infolge der oben beschriebenen extremen Sensitivität der keramischen Materialien in Bezug auf Risse ist trotz der Einhaltung der Gestaltungsregeln und der sorgfältigen Analyse der ertragbaren und auftretenden Spannungen in einem Bauteil in der Regel eine Qualitätskontrolle erforderlich. Obwohl die Methoden zur Rissprüfung eines keramischen Bauteils die Grenze der detektierbaren Risse zu immer kleineren Werten hin verschieben, sind die gegenwärtig verfügbaren Methoden der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung nicht in der Lage, Werkstoffinhomogenitäten mit einer Längenausdehnung < 20 - 40 µm standardmäßig und mit großer Sicherheit zu erfassen [SONSINO02], [WAGNER01], [WÖTTING01].

Daher besteht die zweckmäßigste und preisgünstigste Möglichkeit für die Verifikation der Tragfähigkeit eines keramischen Bauteils in der Durchführung eines sogenannten Proof-Tests, bei dem jedes fertige keramische Bauteil mit einer kurzzeitigen, definierten Prüflast beaufschlagt wird. Diese Spannung σ_p ist größer als die im normalen Betrieb zu erwartende Spannung. Alle Bauteile, bei denen die kritische Festigkeit kleiner ist als die während des Proof-Tests auftretende Spannung ($\sigma_c < \sigma_p$), versagen beim Proof-Test [KAWAMOTO01]. Bis heute stellt der Proof-Test mit einer Prüfdichte von bis zu 100 % die Standardmethode zur Gewährleistung der hohen Qualität dar [STERNAGEL01]. Eine übersichtliche Darstellung des Proof-Test-Konzepts ist in [FISCHER92, S. 52] gegeben.

Ko [Ko01] berichtet, dass im Falle von Proben, die mit einer Vorlast von der Größe der Dauerfestigkeit beaufschlagt wurden, zumindest bei Raumtemperatur die ertragbare Zyklenzahl bei unterschiedlichen Siliciumnitridkeramiken um mindestens eine Größenordnung gesteigert werden kann. Dies ist ein Grund dafür, keine Proof-Tests durchzuführen, sondern die statische „Vor“-Belastung durch den Grundspannungszustand des Pressverbands ohne äußere Last zu verwenden.

Die Durchführung des Proof-Tests bei den in dieser Arbeit hergestellten Keramiknaben besteht daher lediglich in dem Bereitstellen des Pressverbands. Die beim Fügen versagenden Keramiknaben werden folglich zwangsweise aussortiert, womit eine Art „Quasi-Proof-Test“ durchgeführt wird. Zudem haben die FEM-Berechnungen ergeben, dass sich das Niveau der größten Hauptspannung bereits während des thermischen Fügens des Querpressverbands einstellt und sich in seiner Größe praktisch nicht von dem Beanspruchungsfall bei einem Torsionsmoment von 800 Nm unterscheidet.

Nachdem an dieser Stelle sämtliche für die Auslegung eines HPV wichtigen Aspekte

der Tribologie und des Verhaltens keramischer Werkstoffe dargestellt wurden, kann eine genauere Definition der Zielsetzung erfolgen, was im folgenden Abschnitt geschieht.

3 Konkretisierung der Zielsetzung und Vorgehensweise

Aufbauend auf dem in den vorangehenden Abschnitten dargestellten Stand der Forschung und der Beschreibung der relevanten Grundlagen wird in diesem Kapitel die Zielsetzung für die vorliegende Arbeit präzisiert und die Vorgehensweise vorgestellt.

3.1 Konkretisierung der Zielsetzung

Das Hauptziel der in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen besteht darin, die grundsätzliche praktische Realisierbarkeit eines torsionsbelasteten, hybriden Querpressverbands mit einer Nabe aus monolithischer Keramik zu demonstrieren. Dies schließt die Angabe einer ersten, ingenieurwissenschaftlichen und konservativen Auslegungsrichtlinie mit ein. Diese WNV wird durch gezielte Beeinflussung des Spannungszustands mittels einer lokalen Rücknahme des Übermaßes innerhalb der Grenzen keramischer Werkstoffe als ausfallsicheres Maschinenelement realisiert.

Das Erreichen dieses Hauptziels besteht im Wesentlichen aus der Summe des erfolgreichen Erreichens folgender Einzelziele:

1. Erlangen der grundlegenden Kenntnis aller wesentlichen Einflussgrößen auf den Spannungszustand im HPV, insbesondere an der Kante der keramischen Nabe. Erst durch die Kenntnis der Auswirkung sämtlicher für den sich einstellenden Spannungszustand bedeutenden Parameter kann ein minimales Spannungsniveau der Keramiknabe realisiert und damit die Überlebenswahrscheinlichkeit maximiert werden. Dies beinhaltet auch die numerische Untersuchung des vollständigen Spannungszustands in der Nabe unter jedem im praktischen Einsatz möglichen Beanspruchungszustand, ebenso den Einfluss von Fertigungsabweichungen bei der Herstellung des Pressverbands.
2. Ableiten systematischer Maßnahmen zur gezielten Beeinflussung des dreidimensionalen Spannungszustands im Bereich der Nabenkante. Dies erfolgt durch definierte Übermaßrücknahme, um dadurch das Niveau der für das Versagen ursächlichen ersten Hauptspannung unter ein für die jeweilige Keramik versagenskritisches Niveau zu senken. Gleichzeitig wird angestrebt, das gesamte Übermaß so groß wie möglich zu halten, damit die Übertragungsfähigkeit der Verbindung durch die spannungsverringernden Maßnahmen so wenig wie möglich negativ

beeinflusst wird und der korrosionsfördernde Schlupf an der Nabenkante minimiert wird. Die Beeinflussung des Spannungszustands muss also über eine Konturierung der gesamten Trennfugenlänge erfolgen.

3. Berücksichtigung des Einflusses von Axialreibung in der Trennfuge auf den Spannungszustand. Es soll eine Möglichkeit gefunden werden, um die Axialreibung bei der numerischen Generierung einer Konturierung der Trennfuge für die Spannungsoptimierung des HPV berücksichtigen zu können.
4. Identifizieren eines in der Literatur verfügbaren und einfach zu handhabenden Versagenskriteriums für die komplex beanspruchte Keramik. Ein konservatives Versagenskriterium ermöglicht die Auslegung eines weitgehend ausfallsicheren Maschinenelements. Je nach Beanspruchungszustand und Geometrie zeigen keramische Komponenten ein nicht einfach zu analysierendes Ausfallwahrscheinlichkeitsverhalten.

Für die vorliegende Arbeit wird eine Beschränkung auf torsionsbelastete hybride Pressverbände mit vollkeramischer Nabe vorgenommen, da in den vorgesehenen praktischen Einsatzgebieten einer derartigen Verbindung die Beanspruchungsart Torsion gegenüber einer (Umlauf-)Biegebeanspruchung dominiert. Da in der Praxis Welle-Nabe-Verbindungen überwiegend im schwellenden oder gar quasistatischen Belastungsbereich eingesetzt werden und monolithische Keramiken gegenüber reversierender Belastung (Wechselbeanspruchung) empfindlich sind, werden die Untersuchungen im Bereich eines Spannungsverhältnisses von $R \approx 0$ durchgeführt. Die Untersuchungen in dieser grundlegenden Arbeit beschränken sich weiterhin auf die Verhältnisse bei Raumtemperatur und Normalbedingungen.

Auf Basis einer exemplarischen Geometrie mit einer Nabe aus SSN sollen intensive numerische Analysen durchgeführt werden, deren iterativ gefundenes Ergebnis eine numerisch ermittelte, spannungsoptimale Konturierung der Trennfuge ist, die im Anschluss experimentell verifiziert wird. Damit sollen die Grundlagen für den zuverlässigen Einsatz eines HPV in der Praxis geschaffen und eine erste, konservative Auslegungsrichtlinie angegeben werden.

3.2 Vorgehensweise bei den durchgeführten Untersuchungen

Die Vorgehensweise bei den theoretischen und experimentellen Untersuchungen lässt

sich in folgende Teilgebiete untergliedern, um die genannten Ziele zu erreichen:

- Problemanalyse des Ausgangszustands und der auftretenden Schwierigkeiten.
- Theoretische Untersuchungen unter Verwendung der FEM
  Diese beinhalten das Identifizieren der spannungsbeeinflussenden Parameter und eine auf den daraus gewonnenen Erkenntnissen basierende Generierung einer ersten Konturierung für die Trennfuge. Die Wahl eines geeigneten Versagenskriteriums für die Keramik und das Finden einer geeigneten Modellierung der Axialreibung ist darin eingeschlossen. Diese erste Konturierung wird durch Parametervariation der getroffenen Annahmen iterativ verfeinert und spannungsseitig optimiert. Im Anschluss daran kann eine optimale Geometrie der Kontur festgelegt werden, die mit unterschiedlichen Lastfällen beaufschlagt wird, um den Einfluss verschiedener Beanspruchungen auf den HPV zu untersuchen. Durch Variation fertigungsbedingter Geometrieabweichungen werden zulässige Toleranzen für die Fertigung der beiden Fügepartner festgelegt.
- Experimentelle Untersuchungen
  Die experimentellen Untersuchungen gliedern sich in die Bereitstellung des Versuchsumfelds, in die Herstellung und Vermessung der Fügepartner für den Pressverband sowie nach dem Fügen die Durchführung und Auswertung von statischen und dynamischen Versuchen.
- Im Anschluss daran werden die Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Untersuchungen zusammengeführt, bewertet und, falls erforderlich, in numerischen Nachlaufrechnungen abgeglichen. Mit der erfolgreichen Versuchsdurchführung ist die praktische Einsetzbarkeit des HPV demonstriert. Weiter kann eine erste Auslegungsvorschrift zur weitgehend ausfallsicheren Dimensionierung eines HPV angegeben werden.

Bedingt durch den Umstand, dass in einzelnen Teilgebieten wie Tribologie, Materialbeschreibung und Versagenskriterien für keramische Werkstoffe keine ausreichende Kenntnis einzelner Parameter verfügbar sind, müssen Annahmen getroffen und aus den theoretischen Untersuchungen abgeleitet werden, bei denen vielfältige wechselseitige Einflüsse eine iterative Vorgehensweise erfordern.

Der generelle Ablauf der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist in Bild 3.1 nochmals schematisch dargestellt.

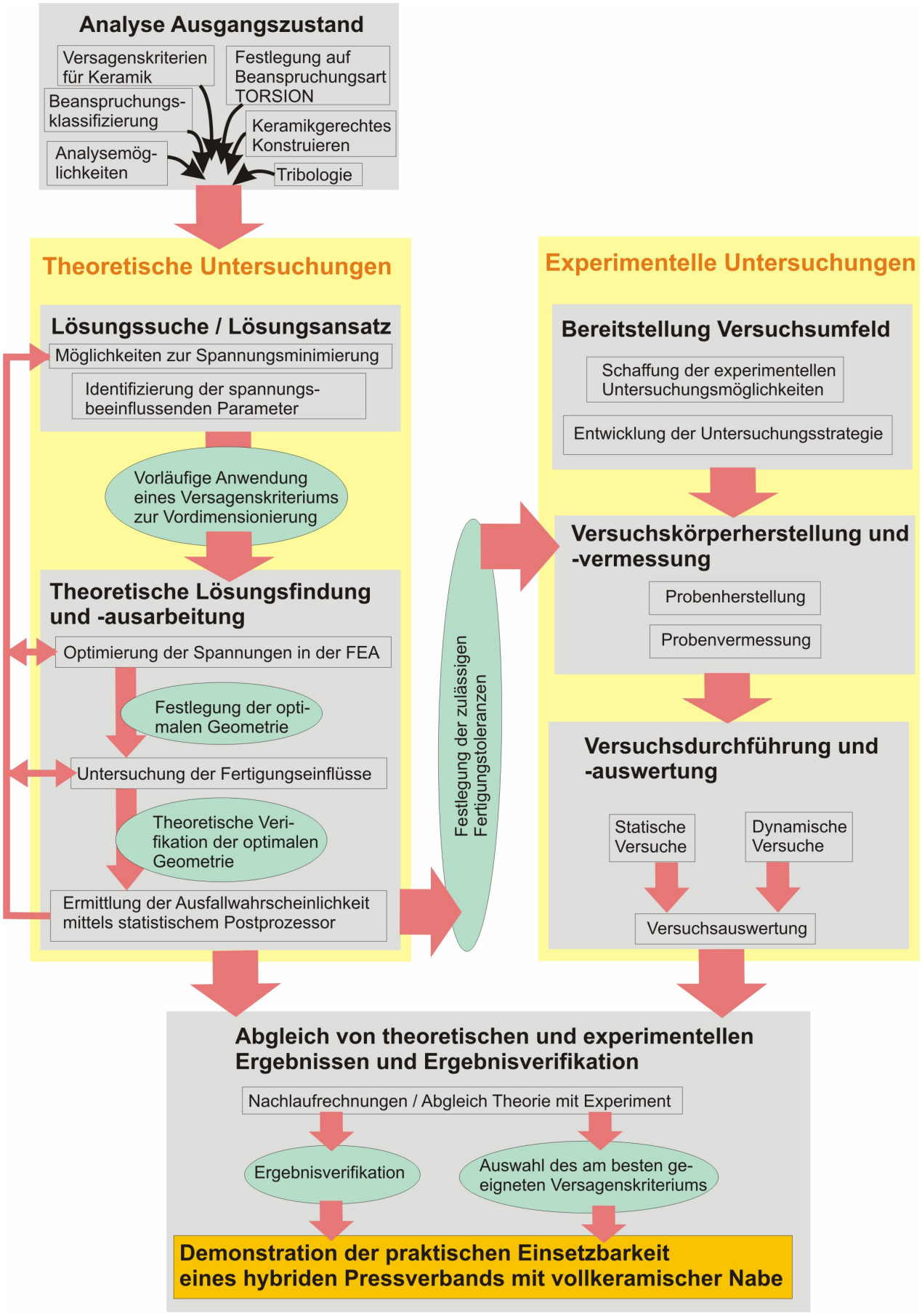


Bild 3.1: Ablaufschema der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen

4 Analysemethoden

4.1 Drehmomentübertragung in Pressverbindungen

Pressverbindungen gehören zu der Gruppe der kraft- bzw. reibschlüssigen Verbindungen. Das Wesen der kraftschlüssigen Verbindungen ist die Übertragung von Kräften und/oder Momenten durch Reibung, wofür Normalkräfte erforderlich sind. Diese Normalkräfte in der Trennfuge verursachen Umfangszugkräfte in der Nabe.

Infolge des Umstands, dass die nur gering auf Zug beanspruchbare Keramik als zugbelastetes Nabenmaterial eingesetzt wird, darf der Fugendruck einen Grenzwert nicht überschreiten. Dieser Grenzwert liegt infolge der Zugspannungsempfindlichkeit auf einem relativ geringen Niveau, bei dem Fließen in der Nabe ausgeschlossen werden kann. Berücksichtigt man noch das linear-elastische Materialverhalten der Keramik bis zum Bruch, so kann davon ausgegangen werden, dass eine rein elastische Betrachtung des gesamten Pressverbandes nach DIN 7190 [DIN7190] ausreichend ist. Davon unberührt bleibt der Umstand, dass lokales Plastifizieren an Spannungsspitzen infolge der Rauigkeit in der Trennfuge auftritt. Dieses lokale Fließen hat jedoch nichts mit einer elastisch-plastischen Auslegung des Pressverbands zu tun, da dieser Effekt durch das Einebnen von Oberflächenrauigkeiten berücksichtigt wird.

Im Falle einer reinen Torsionsbelastung wird die äußere Belastung kraftschlüssig von der Welle auf die Nabe übertragen [GROPP03A]. Bild 4.1 zeigt einen rein auf Torsion beanspruchten Pressverband.

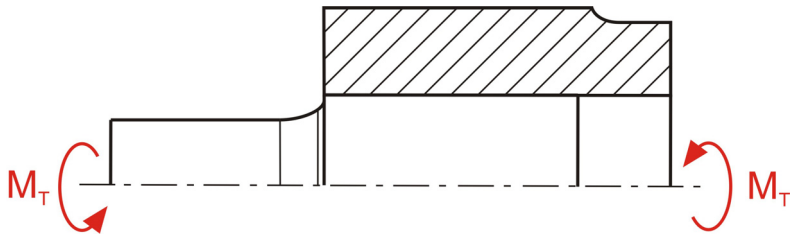


Bild 4.1: Skizze eines rein torsionsbelasteten Pressverbands

Je nach Größe des zu übertragenden Drehmoments erfolgt die Drehmomentübertragung schlupffrei, d. h. ohne Relativverschiebung in der Pressfuge. Wird das Drehmoment weiter gesteigert, tritt an beiden Enden des Pressverbands örtliches Gleiten bzw. Schlupf auf. Diese Bereiche werden als Gleitzonen bezeichnet [GROPP03A]. Diese Gleitzonen werden immer größer, bis der Pressverband auf seiner gesamten Länge

durchrutscht. Wechselt das Torsionsmoment in Größe und/oder Richtung, entsteht in einem Verdrehwinkel/Torsionsmomentschaubild eine Hystereseschleife, deren Flächeninhalt der in einem Belastungszyklus verrichteten Reibarbeit entspricht, siehe Bild 4.2.

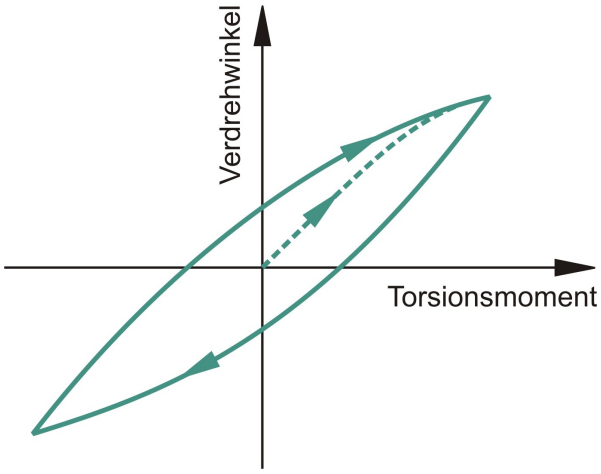


Bild 4.2: Prinzipbild einer Hystereseschleife an der Nabenkante eines Pressverbands

Das Tribosystem, gebildet aus den Kontaktpartnern in der Trennfuge des Pressverbands und hervorgerufen durch das örtliche, dynamische Wechselgleiten, beeinflusst die Dauerfestigkeit des (Stahl-)Pressverbands entscheidend [GROPP03A]. Die Einflussgrößen auf Umfang und Intensität der Passungsrostbildung und damit auf die Haltbarkeit des Pressverbands bestehen nach Gropp [GROPP03A] aus den tribologischen Bedingungen in der Trennfuge (Materialien, Beschichtungen, Schmierstoffe…), der Größe und der Art der Belastung, der Größe des Lamédrucks, den Gleitwegen und der Lastwechselzahl.

4.2 Analytische Beschreibung der Spannungen im Pressverband

Die Mehrzahl der in der Literatur beschriebenen analytischen Verfahren zur Ermittlung der Spannungszustände in Pressverbindungen gehen von starken Vereinfachungen aus, indem sie z. B. einen ebenen Spannungszustand, elastisch-ideal plastisches Materialverhalten oder eigenspannungsfreies Fügen voraussetzen (z. B.: [DIN7190]). Spannungskonzentrationen infolge von Stützwirkungen (Dehnungsbehinderung) an den Nabenkanten werden meist nicht erfasst oder über gleichmäßig angenommenen Fugendruck idealisiert [PUCHINGER93, S. 162].

Die grundlegenden, in diesem Abschnitt dargestellten Mechanismen der Drehmomentübertragung in Pressverbänden folgen der Norm DIN 7190 [DIN7190], siehe Bild 4.3. Entsprechend dieser Norm werden für die analytische Auslegung von Pressverbänden

die Durchmesserverhältnisse

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} \tag{4-1}$$

$$Q_I = \frac{D_{il}}{D_F} \tag{4-2}$$

sowie das bezogene wirksame Übermaß

$$\xi_W = \frac{U_W}{D_F} \tag{4-3}$$

und die Hilfsgröße K benötigt:

$$K = \frac{E_A}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \tag{4-4}$$

Dabei wird für das wirksame Übermaß U_w in Gleichung (4-3) infolge der großen Härte der Keramik davon ausgegangen, dass der Setzbetrag in der Trennfuge null ist.

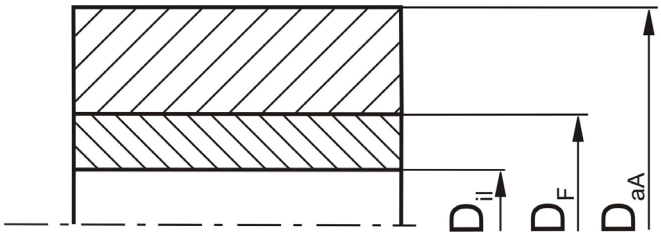


Bild 4.3: Bezeichnung der geometrischen Größen nach DIN 7190 [DIN7190]

Mit diesen Größen lässt sich der in der Trennfuge herrschende Fugendruck gemäß folgender Gleichung ermitteln:

$$p = \frac{\xi_w \cdot E_A}{K} \tag{4-5}$$

Die in einer Welle herrschende Torsionsspannung ergibt sich, indem das aufgebrachte Torsionsmoment durch das Widerstandsmoment gegen Torsion geteilt wird:

$$\tau_T = \frac{M_T}{W_T} \tag{4-6}$$

Dabei gilt für eine Welle mit kreisförmigem Querschnitt:

$$W_T = \frac{\pi \cdot D^3}{12} \tag{4-7}$$

Die in Bild 4.4 dargestellte Spannungsverteilung gilt für den Fall einer Pressverbindung mit einer Vollwelle, wie sie in der vorliegenden Arbeit betrachtet wird. Dabei gilt folgende Beziehung:

$$\sigma_{tW} = \sigma_{rW} = p = \text{const.} \tag{4-8}$$

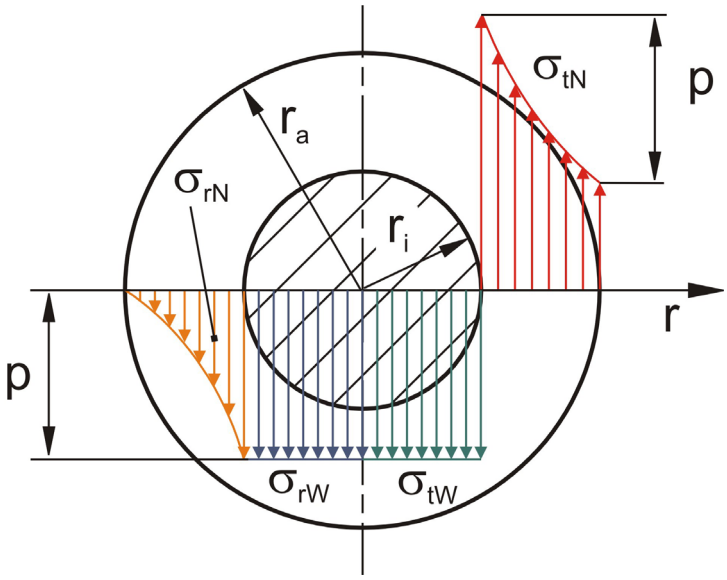


Bild 4.4: Verlauf der Spannungen in einem zylindrischen Pressverband mit Vollwelle (elastisch)

Speziell die Spannungen in der zugspannungsempfindlichen Keramiknabe sind von Bedeutung für diese Arbeit. Diese infolge des Fugendrucks p entstehenden tangentialen und radialen Spannungen lassen sich wie folgt beschreiben [BEITZ95] (für die Definition von r_a und r_i siehe Bild 4.4):

$$\sigma_t(r) = p \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \left(\frac{r_a^2}{r^2} + 1 \right) \tag{4-9}$$

$$\sigma_r(r) = -p \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \left(\frac{r_a^2}{r^2} - 1 \right) \tag{4-10}$$

Dabei ist zu beachten, dass diese Gleichungen nur für theoretisch unendlich lange Pressverbindungen bzw. den ungestörten Bereich des Pressverbandes „weit“ entfernt von den Nabenkanten exakt sind [GSCHWENDNER95, S. 3]. Zudem wird dabei keinerlei Reibung in der Trennfuge berücksichtigt, welche beim thermischen Fügen des Querpressverbandes während des Abkühlens zur Entstehung von Zugspannungen in axialer Richtung führt.

Die Berücksichtigung von Reibungseffekten in der Trennfuge einerseits beim thermischen Fügen des Querpressverbandes infolge der Unterschiede in den Wärmeausdehnungskoeffizienten und andererseits während der Beanspruchung unter Torsionsbelastung führt bedingt durch inhomogene Fugendruckverhältnisse ($\tau = \mu \cdot p(z,t)$) zu sehr komplizierten Gleichungen. Da ohnehin für jeden Lastfall eine exakte Spannungsanalyse mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode in Kapitel 6 vorgenommen wird, bietet sich eine Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit der keramischen Nabe mit Hilfe eines statistischen Postprozessors an. Auf eine Darstellung analytischer Berechnungsformeln, die die realen Verhältnisse nur eingeschränkt bzw. idealisiert erfassen können, wird daher verzichtet und auf einschlägige Literatur verwiesen (z. B. [MUNZ89], [LÜßGEN01], [CHEN92]).

4.3 Die Finite-Elemente-Methode

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist seit vielen Jahren ein sehr weit verbreitetes Werkzeug in der Analyse komplex geformter oder sehr hoch beanspruchter, sicherheitskritischer Bauteile. Sie ist ein numerisches Näherungsverfahren auf Basis der Zerlegung eines zu untersuchenden Bauteils oder einer Baugruppe in einzelne, beliebig kleine („finite“) Elemente, deren Beanspruchungsverhalten vereinfachend auf Basis linearer oder polynomischer Funktionen angenähert werden kann. Diese elementweise Näherung kann nahezu beliebig genau an die tatsächliche, exakte Lösung angenähert werden, indem die Elementgröße in Bereichen großer Spannungskonzentration oder hoher Spannungsgradienten verringert wird oder/und der Grad des beschreibenden Polynoms erhöht wird. Die Finiten Elemente werden abhängig von der Wahl der Elemente und der Art der Analyse an mehreren Stellen durch Knoten verbunden und damit eine Verknüpfung der mathematischen Beschreibung der einzelnen aneinandergrenzenden Elemente vorgenommen. Diese Verknüpfung der Knoten unterschiedlicher Finiter Elemente führt mathematisch betrachtet zu einer Matrix, in der jedem Knoten zu einer aufgebrachten Kraft über eine Steifigkeit eine Verschiebung zugeordnet wird, woraus in einer Nachlaufrechnung knoten- bzw. elementweise die zu der errechneten Verschiebung gehörige Spannung ermittelt wird. Für eine eingehendere Beschreibung des Verfahrens wird auf die umfassende und vielfältige Literatur zu diesem Thema verwiesen, z. B.: [BATHE02], [DEGER06], [KLEIN07], [REDDY05], [STEINKE07], [WRIGGERS01].

Bei der Generierung korrekter Ergebnisse mit Hilfe der FEM muss in sämtlichen Bereichen der Finite-Elemente-Analyse (FEA) mit großer Sorgfalt vorgegangen werden, da mit der Qualität der Diskretisierung, der Wahl der Elemente und der Aufbringung von Lasten und Randbedingungen das Ergebnis erheblich beeinflusst werden kann und mitunter auch falsche oder unsinnige Lösungen berechnet werden können, ohne dass dies im Verlauf der Simulation zu Schwierigkeiten führt. Damit ist eine kritische Überprüfung der Ergebnisse unerlässlich, was bereits bei der Modellbildung des realen Problems (Idealisierung) beginnt und bei der Überprüfung der Netzunabhängigkeit der Ergebnisse endet. Bis einschließlich der Auswahl einer problemspezifischen, zutreffenden (Vergleichs-)Spannung, die von den gewählten Elementen zuverlässig generiert werden können muss, ist das sorgfältige und kritische Abarbeiten der einzelnen Arbeitsschritte entscheidend für die Qualität der durchgeführten Analyse.

In der vorliegenden Arbeit wurde als Analysewerkzeug das Softwarepaket ANSYS in der Version 10.0 in Form einer Hochschullizenz verwendet, bei der eine Beschränkung auf 128.000 Knoten besteht. Daraus ergibt sich bei diversen Analysen die Notwendigkeit, bei der Diskretisierung mit einem gröberen Netz zu starten und iterativ die Stellen mit hohen Spannungsgradienten in mehreren Rechenschritten zu verfeinern. Als Hardware kam hauptsächlich ein handelsüblicher PC mit Intel Pentium 4 Prozessor zur Anwendung. Lediglich für einige rechenaufwändige gekoppelte thermomechanische Analysen (siehe Abschnitt 7.1.8) und die geometrisch nichtlinearen dreidimensionalen Rechnungen (siehe Abschnitte 7.1.9 und 7.1.10) wurde ein Rechnercluster des Höchstleistungsrechenzentrums (HLRS) der Universität Stuttgart verwendet.

Für die numerische Simulation von Komponenten aus monolithischer Keramik ist in der Regel der Einsatz der linear-elastischen FEM ausreichend, denn diese Werkstoffe erfüllen die Forderung nach linear-elastischem Spannungs-Dehnungs-Verhalten bis zum Bruch zumeist ideal. Entscheidend bei der Auswertung der FEA ist darüber hinaus die Wahl einer geeigneten Vergleichsspannung, welche die Eigenschaften des keramischen Materials am besten abbildet, siehe Abschnitt 4.4.4.

4.4 Belastungsbewertung in keramischen Bauteilen

Für die Gestaltung der WNV mit einer Nabe aus monolithischer Keramik ist das spröd-elastische Bruchverhalten von großer Bedeutung. Mit diesem charakteristischen Verhalten ist das Auftreten eines katastrophalen Bruchs, unterkritisches Risswachstum und

große Thermoschockempfindlichkeit verbunden [HOPPERT99], [MUNZ89]. Zudem streuen die Festigkeitswerte sehr stark [TIETZ94, S. 40]. Dies steht im direkten Gegensatz zum Belastungs- und Bruchverhalten von metallischen Werkstoffen, die lokale Spannungsspitzen mit plastischer Verformung ausgleichen und durch dieses Fließen ein gutmütiges und deterministisches Belastungsverhalten aufweisen.

Dem spröden Materialverhalten der Keramik wird durch unterschiedliche Beschreibungsmodelle entsprochen, wobei gleichzeitig mehrere Kriterien eingehalten werden müssen, um einen sicheren Betrieb des keramischen Bauteils zu gewährleisten. Einen entscheidenden Faktor stellt hier - wie bei allen spröden Werkstoffen - die Kerbempfindlichkeit des Materials dar.

Die Reaktion der Keramik auf eine äußere Belastung beginnt mit der Sequenz der elastischen Verformung, folgt bei weiterer Belastung mit unterkritischem Risswachstum und endet bei höheren Risswachstumsgeschwindigkeiten durch katastrophalen Bruch [HOPPERT99]. Natürliche Fehler im Material, die in Lage und Größe statistisch im Material verteilt sind, stellen Ausgangspunkte für Risse dar, wobei an jedem Fehler individuell durch die äußeren Spannungen ein komplexer Beanspruchungszustand entsteht und die am höchsten beanspruchte Fehlstelle zum Versagen führt [SCHIRMER93, S. 76].

Die heute angewendeten Modelle zur Berechnung keramischer Komponenten fußen zum einen auf den Arbeiten von Griffith [GRIFFITH21] zur Bruchbeschreibung und zum anderen auf der von Weibull [WEIBULL39] begründeten statistischen Beschreibung der Festigkeit keramischer Komponenten. Das Charakteristikum der Weibull'schen Theorie ist die Betrachtung eines keramischen Bauteils als Aneinanderkettung einzelner Elemente. Versagt ein Element der Kette, so tritt totales Versagen der gesamten Komponente ein („weakest-link"-Modell).

Im Folgenden wird eine kurze Übersicht über die Grundlagen und derzeitigen Beschreibungsmodelle für den Festigkeitsnachweis keramischer Bauteile gegeben.

4.4.1 Bruchmechanische Beschreibung des Versagens

4.4.1.1 Risszähigkeit

Ausgangspunkt für den Bruch keramischer Bauteile sind Fehlstellen und Materialinhomogenitäten, die bereits bei der Herstellung des keramischen Werkstoffs in Form von Einschlüssen, Poren oder Rissen entstehen. Unterschieden wird bei diesen Materialfeh-

lern zwischen Rissen an der Oberfläche und im Volumen, die als planare Risse mit einer unendlich scharfen Spitze modelliert werden und je nach Orientierung in Bezug auf das Hauptachsensystem eine unterschiedliche Belastung hervorrufen [CHIANG97], [MUNZ89], [BRÜCKNER-FOIT93]. Die Belastungsart I entspricht einer Zugbeanspruchung senkrecht zur Rissebene und stellt für spröde Materialien die kritischste Beanspruchung dar.

Charakterisiert werden die Beanspruchungen über den Spannungsintensitätsfaktor K_I, der neben dem Beanspruchungsmodus von der Risslänge a, der Bauteilgeometrie und der Größe der Belastung abhängt, siehe Bild 4.5:

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{a} \cdot Y\left(\frac{a}{W}\right) \tag{4-11}$$

σ ist die Spannung im ungestörten Bereich des Bauteils.

Bei Belastung der rissbehafteten Probe steigt K_I mit wachsender Belastung an, bis der kritische Wert für instabiles Risswachstum erreicht ist und damit eine Rissverlängerung einsetzt. Dieser Wert stellt den experimentell zu ermittelnden, werkstoffspezifischen kritischen Spannungsintensitätsfaktor K_{Ic} dar.

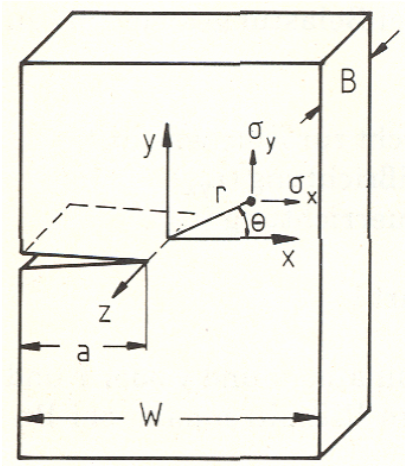


Bild 4.5: Geometrische Verhältnisse an einem Oberflächenriss [MUNZ89]

Der dimensionslose Geometriefaktor Y kann für das gewählte Material der Literatur entnommen werden, z. B. [MUNZ89]. Der Geometriefaktor Y hängt vom Beanspruchungsmodus ab, von der Lage des Risses zur Richtung der größten Hauptspannung, von der Form des Risses, der Querkontraktionszahl des Materials sowie davon, ob sich der Riss an der Oberfläche des Materials befindet oder im Inneren liegt [SCHÖPKE 98, S. 38f.]. Der für die Ermittlung der korrespondierenden Versagensspannung ungünstigste

Wert für den Geometriefaktor Y im Beanspruchungsmodus liegt demnach bei $\pi^{0,5}$, da sich mit diesem Maximalwert die geringsten zulässigen Spannungswerte ergeben.

4.4.1.2 Unterkritisches Risswachstum

Der Mechanismus des unterkritischen Risswachstums, bei dem sich ein Riss mit der Anfangslänge a_i allmählich bis zur belastungs- und geometrieabhängigen Größe a_c verlängert, geht bei vielen Keramiken dem instabilen Bruch voraus [MUNZ89]. Die Risswachstumsgeschwindigkeit v ist im Gültigkeitsbereich der linear-elastischen Bruchmechanik ausschließlich vom Spannungsintensitätsfaktor abhängig:

$$v = \frac{da}{dt} = f(K_I) \tag{4-12}$$

Der typische Verlauf der Abhängigkeit der Rissausbreitungsgeschwindigkeit vom Spannungsintensitätsfaktor ist in Bild 4.6 gegeben. Der in der doppeltlogarithmischen Darstellung lineare Bereich der Rissausbreitungsgeschwindigkeit (Bereich I in Bild 4.6) kann durch die temperaturabhängigen Materialkonstanten A und n mittels folgendem Potenzgesetz beschrieben werden:

$$\frac{da}{dt} = A \cdot K_I^n \tag{4-13}$$

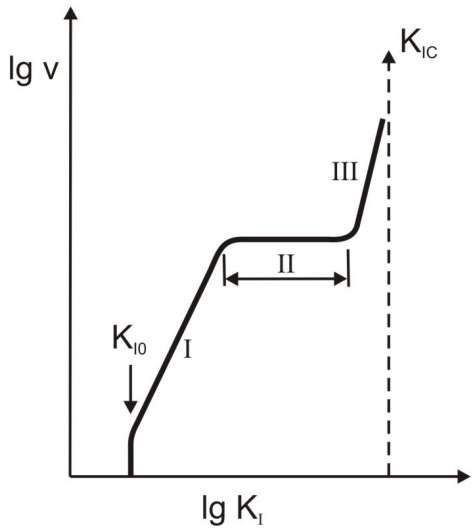


Bild 4.6: Typisches v-K_I-Diagramm eines keramischen Werkstoffs, nach [MUNZ89]

Der Bereich II in obigem Bild ist in der Regel bei Keramiken sehr klein. Unterhalb des Schwellwertes K_{I0} ist die Risswachstumsgeschwindigkeit null, d. h. es findet kein Risswachstum statt. Für diesen Schwellenwert lassen sich in der Literatur jedoch nur weni-

ge Werte finden (siehe auch Abschnitt 4.4.4.3). Eine zusätzliche Schwierigkeit bei der praktischen Verwendung dieses Wertes besteht darin, dass genau genommen unterhalb des K_{I0}-Werts die Risswachstumsgeschwindigkeit nicht null ist, sondern nur unterhalb einer technisch relevanten Grenze liegt. Ein Risswachstum findet also auch unterhalb von K_{I0} statt. Dies könnte eine Affinität zu Sonsino sein [SONSINO05, S. 87ff], der im Fall von Metallen auch bei Schwingspielen oberhalb der sogenannten Dauerfestigkeitsgrenze (meist: $5 \cdot 10^6$ Schwingspiele) Brüche festgestellt hat.

Lebensdauer unter statischer Last:

Eine Beziehung für die Ermittlung der Bruchzeit lässt sich gemäß Munz [MUNZ89] in folgender Form angeben:

$$\int_0^{t_B} \sigma(t)^n \, dt \cong \frac{2K_{Ic}^{2-n}\sigma_c^{n-2}}{AY^2(n-2)} \tag{4-14}$$

Beschränkt man die Gültigkeit von Gleichung (4-14) auf statische und damit zeitlich unveränderliche Lasten, so ergibt sich für die Bruchzeit einer statischen Belastung mit $\sigma(t) = \sigma = \text{const.}$:

$$t_B = \frac{2K_{Ic}^{2-n}\sigma_c^{n-2}}{AY^2(n-2)} \sigma^{-n} \tag{4-15}$$

Mit dieser Beziehung lässt sich die Zeit bis zum Eintreten des Bruchs bei dem definierten Spannungsniveau σ ermitteln.

Lebensdauer bei wechselnder Belastung:

Der in der Praxis weitaus häufigere Fall einer wechselnden Beanspruchung besteht aus einer Überlagerung unterschiedlicher Effekte. Zum einen verursacht die zeitlich veränderliche Last allein durch die Dauer ihrer Einwirkung eine Beschränkung der Lebensdauer, und zum anderen tritt in vielen Fällen auch bei Keramiken eine Materialermüdung in Form der Ausbildung von Ermüdungsrissen auf.

Wird für statische Beanspruchungen der identische Ermüdungsmechanismus wie für dynamische angenommen, lässt sich die Lebensdauer unter zyklischer Belastung aus derjenigen für die statische Belastung wie folgt ermitteln:

$$t_{Bz} = \frac{1}{\frac{1}{T}\int_0^T \left[1 + \left(\sigma_a(t)/\sigma_m\right)\right]^n dt} \cdot \left(\frac{\sigma}{\sigma_m}\right)^n t_B \qquad (4\text{-}16)$$

Für konstante Spannungsverhältnisse R lässt sich beim Übergang von der Darstellung der Mittelspannung σ_m zur Spannungsamplitude σ_a Gleichung (4-16) anders darstellen:

$$t_{Bz} = \frac{1}{\frac{1}{T}\int_0^T \left[1 + \left(\sigma_a(t)/\sigma_m\right)\right]^n dt} \cdot \frac{2K_{Ic}^{2-n}}{AY^2(n-2)} \cdot \sigma_c^{n-2}\left(\frac{1-R}{1+R}\right)^n \sigma_a^{-n} \qquad (4\text{-}16a)$$

4.4.1.3 Kriechen

Da der Effekt des Kriechens lediglich bei hohen Temperaturen einen relevanten Einfluss auf die strukturelle Beanspruchbarkeit des keramischen Bauteils besitzt [CHOI01], kann dieser bei Temperaturen unterhalb etwa 0,5 · T_s vernachlässigt werden, wobei T_s die Schmelztemperatur des Materials darstellt. Weiterhin ist der Kriechwiderstand von Nichtoxidkeramiken wie das hier verwendete Siliciumnitrid aufgrund ihrer kovalenten Bindung hoch [NESTLE01]. Folglich kann für die vorliegende Arbeit der Kriecheffekt der Keramik unberücksichtigt bleiben. Entsprechende Versuche zum Kriechen von Pressverbindungen bei Raumtemperatur wurden von Lüßgen [LÜßGEN01] durchgeführt. Die von ihm gewonnenen Ergebnisse bestätigen die getroffene Annahme.

4.4.2 Statistische Beschreibung des Versagens

4.4.2.1 Allgemeine Beschreibung der Streuung der mechanischen Eigenschaften

Der Bruch eines keramischen Bauteils geht stets von kleinen, im Werkstoff vorhandenen Fehlern aus. Die Streuung der Festigkeit ist daher bedingt durch die Streuung der Fehlergröße. Damit ist auch eine Volumenabhängigkeit der Festigkeit gegeben und in Kombination mit dem bimodularen Verhalten keramischer Werkstoffe (verschiedene Zug- und Druckfestigkeit) ergeben sich bei der Betrachtung beispielsweise der mittleren Bruchspannung Abweichungen von ±80 % in der tatsächlichen Festigkeit [FISCHER92, S. 40]. Die den Bruch verursachenden Fehler können dabei entweder Oberflächenfehler oder Volumenfehler sein.

Ausgehend von dem Ansatz einer Verteilungsdichtefunktion für die Streuung der Fes-

tigkeit σ_c erhält man für die Versagenswahrscheinlichkeit F_B eines Bauteils bei einer definierten inhomogenen, einachsigen Beanspruchung σ:

$$F_B = 1 - \exp\left\{ -\frac{1}{V_0} \int_V \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m dV \right\} \tag{4-17}$$

Dabei entspricht V_0 einem Normvolumenelement. Für die minimale Festigkeit σ_u wird bei Keramiken üblicherweise der Wert 0 gesetzt. σ_0 ist eine Skalierungskenngröße, die sogenannte Weibull-Festigkeit, welche die Festigkeit bei 63,2 % Ausfallwahrscheinlichkeit beschreibt [FISCHER92, S. 42] und die Größe m ist der Weibull-Modul. Für die Herleitung von Gleichung (4-17) wird auf entsprechende Literatur verwiesen, z. B. [MUNZ89], [FISCHER92], [MICHALOWSKY94].

Für den Fall einer homogenen Spannungsverteilung ist der größte Fehler für das Bauteil versagenskritisch. Die Wahrscheinlichkeit für das Vorhandensein einer gewissen Fehlergröße ist aber volumenabhängig. Dafür muss die Festigkeit eines Bauteils mit folgender Beziehung aus den Festigkeitswerten der Normprobe umgerechnet werden (z. B.: [QUINN03B, S. 475]):

$$\sigma_{Bauteil} = \sigma_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_{Bauteil}} \right)^{\frac{1}{m}} \tag{4-18}$$

Für $V_{Bauteil}$ ist das unter Beanspruchung stehende Bauteilvolumen einzusetzen. Weiterhin gilt Beziehung (4-18) nur für vergleichbare Belastungsbedingungen (Zug, Biegung) und nicht für Druckbelastungen. Für den Fall, dass Oberflächendefekte gegenüber den Volumendefekten dominieren, müssen in Gleichung (4-18) anstelle der effektiven Volumina die effektiven Oberflächen S_E eingesetzt werden [QUINN03B, S. 475]. Analog zu den Erkenntnissen von Klaffke [KLAFFKE01A] hinsichtlich der Übertragbarkeit von tribologischen Laborversuchen auf reale Bauteile (siehe Abschnitt 2.2.1) müssen für eine sichere Übertragung der mechanischen Kennwerte von Werkstoffproben auf das zu entwickelnde Bauteil auch die Geometrien, Herstellungs- und Belastungsbedingungen so weit wie möglich übereinstimmen [BARTZ03].

Mittelwertbetrachtung:

Geht man von der allgemeinen Beschreibung der Bruchwahrscheinlichkeit zu der Betrachtung von Mittelwerten über, so erhält man die mittlere Bruchspannung mit $\sigma_u = 0$

aus folgender Gleichung:

$$\overline{\sigma}_c = \frac{\sigma_0}{\left(V/V_0\right)^{\frac{1}{m}}} \cdot \Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right) \tag{4-19}$$

Zusammenhang zwischen 4-Punkt-Biegefestigkeit und Zugfestigkeit:

Im Allgemeinen wird in experimenteller Weise meist der Mittelwert aus der 4-Punkt-Biegfestigkeit ermittelt und daraus der Mittelwert der Zugfestigkeit bestimmt. Für eine Umrechnung der Biege- in eine Zugfestigkeit von Proben mit identischem Volumen wird folgende Gleichung herangezogen (z. B. [FISCHER92, S. 43], [WILLMANN85A, S. 115]):

$$\overline{\sigma}_{c,z} = \left[\frac{4(m+1)^2}{m+2}\right]^{-\frac{1}{m}} \overline{\sigma}_{c,4PB} \tag{4-20}$$

4.4.2.2 Modifizierung der Weibull-Theorie auf mehrachsige Spannungszustände

Für die bisher in diesem Abschnitt abgeleiteten Beziehungen galt die Einschränkung, dass diese lediglich für einachsige Spannungszustände in einem keramischen Bauteil gelten. Dies ist zum einen in realen Bauteilen nur in Ausnahmefällen gegeben und zum anderen herrscht insbesondere in der Umgebung eines Risses, der das Versagen einer monolithischen Keramik verursacht, ein dreidimensionaler Spannungszustand [SÄHN89, S. 25]. Nicht nur die Überlagerung verschiedener Versagensarten aus den drei unterschiedlichen Beanspruchungsmodi

I: Zugbeanspruchung senkrecht zur Rissebene (σ_y in Bild 4.5)
II: Schubbeanspruchung in Rissrichtung (τ_{yx} in Bild 4.5)
III: Schubbeanspruchung in Querrichtung (τ_{yz} in Bild 4.5),

sondern auch die stark unterschiedlichen Festigkeitseigenschaften je nach Belastungsart (Festigkeitsanisotropie) erschweren eine genaue Beschreibung. Durch die Festigkeitsanisotropie gilt nicht nur $\sigma_D > \sigma_B > \sigma_Z$ [HOPPERT99, S. 17], sondern es ist auch die experimentell nachgewiesene Eigenschaft zu beachten, dass ein hydrostatischer Druckspannungszustand nicht zu einer Werkstoffzerstörung führt [FISCHER92].

Infolge der Beschreibungsschwierigkeiten sind in der Literatur verschiedene Ansätze zur Formulierung der Versagenswahrscheinlichkeit eines mehrachsig beanspruchten keramischen Bauteils bekannt. An dieser Stelle folgt eine Beschränkung der Auswahl auf zwei Modelle, die auf der oben dargestellten, sogenannten unimodalen Weibull-

Verteilung basieren und in einer konservativen Abschätzung der Versagenswahrscheinlichkeit resultieren.

Das erste Beschreibungsmodell basiert auf der Hypothese der unabhängig voneinander wirkenden Hauptspannungen (Freudenthal-Theorie), welche besagt, dass die Überlebenswahrscheinlichkeit eines Volumenelements bei einem dreiachsigen Spannungszustand gleich dem Produkt der Überlebenswahrscheinlichkeiten dieses Elements bei den jeweils einzeln aufgebrachten und damit unabhängig voneinander wirkenden Hauptspannungen ist [FISCHER92].

Das zweite Beschreibungsmodell definiert in Anlehnung an Gleichung (4-17) für den dreidimensionalen Spannungszustand folgende Versagenswahrscheinlichkeit für ein Volumenelement

$$F_B = 1 - \exp\left[-\sum_{i=1}^{3} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{0,i}} \right)^{m_i} \right] \tag{4-21}$$

wobei angenommen wurde, dass wie für den unidirektionalen Spannungszustand $\sigma_{u,i} = 0$ gilt. Beträgt das Verhältnis $V/V_0 \approx 1$ und gilt $m_i = m$, so kann mit einer Sprungfunktion $S(\sigma_I)$ zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Wirkung von Zug- und Druckspannungen die Versagenswahrscheinlichkeit F_B wie folgt formuliert werden:

$$F_B = 1 - \exp\left\{ -\left[\Gamma\left(1 + \frac{1}{m} \right) \right]^m \cdot \frac{1}{V_0} \int_V \left[\sum_{i=1}^{3} \left(\frac{\sigma_i}{S(\sigma_i)\overline{\sigma}_c} \right)^m \right] dV \right\} \tag{4-22}$$

4.4.2.3 Lebensdauerverteilung eines keramischen Bauteils

In den oben genannten Hypothesen für die Versagenswahrscheinlichkeit wird lediglich die Streuung der Festigkeit zu einem bestimmten Zeitpunkt beschrieben, da das unterkritische Risswachstum nicht berücksichtigt wird. Dieser im Laufe der Zeitdauer einer Bauteilbeanspruchung zu einer Verringerung der Festigkeit führende Faktor resultiert in einem Anstieg der Bruchwahrscheinlichkeit für das Bauteil.

Es soll hier wieder von einem einachsigen, homogenen Spannungszustand ausgegangen werden, und es wird vorausgesetzt, dass die Lebensdauer und die Bauteilfestigkeit durch die identischen Fehler verursacht werden. Dies bedeutet, dass die Lebensdauer verschiedener identischer und identisch belasteter Bauteile streut, da die die Lebens-

dauer bestimmende Ausgangsfehlergröße streut. Die Verteilungsfunktionen der Lebensdauer und der Festigkeit sind folglich über die Verteilungsdichte des maximalen Fehlers gekoppelt, und damit gilt, dass das Integral der Verteilungsdichte der Festigkeit für eine bestimmte kritische Festigkeit gleich dem Integral der Verteilungsdichte für eine bestimmte Lebensdauer ist.

Für $V/V_0 = 1$ und $\sigma = \sigma_c$ ergibt sich mit Hilfe von Gleichung (4-17)

$$F_B = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t_B}{t_0} \right)^{\frac{m}{n-2}} \right] \tag{4-23}$$

mit $$t_0 = \frac{2K_{Ic}^{2-n}}{A\,Y^2(n-2)} \cdot \frac{\sigma_0^{n-2}}{\sigma^n}$$

Für den Weibull-Parameter σ_0 muss in obiger Gleichung der Wert für die Festigkeit des betrachteten Bauteils eingesetzt werden.

4.4.3 Ermittlung der Versagenswahrscheinlichkeit mit Hilfe der Finite Elemente Methode

Die völlig fehlende plastische Verformungsreserve des Materials, kombiniert mit der großen Streuung der mechanischen Festigkeitswerte und dem unterkritischen Risswachstum, erfordert die Durchführung sehr sorgfältiger Spannungs- und Versagensanalysen. Insbesondere bei Keramiken ist dabei die vollständige Kenntnis des Spannungstensors in den unterschiedlichen Bereichen von grundlegender Bedeutung, um eine materialgerechte Bewertung der einzelnen Spannungskomponenten vornehmen zu können. Dieser Forderung nach detaillierter Kenntnis des Beanspruchungszustands wird in bestmöglicher Weise durch eine Analyse mittels der Methode der Finiten Elemente entsprochen, siehe Abschnitt 4.3. Damit liegt der Beanspruchungszustand in jedem Bereich des keramischen Bauteils näherungsweise vor.

Darüber hinaus besteht die Strategie einer detaillierten Ermittlung der Versagenswahrscheinlichkeit eines keramischen Bauteils in der Summierung bzw. Integration von Spannungen in einzelnen Volumenelementen (siehe Abschnitte 4.4.2.1 und 4.4.2.2). Diese Umstände legen in ihrer Konsequenz nahe, die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit direkt mit einem numerischen Verfahren zur Integration der Versagenswahrscheinlichkeit über sämtliche örtlichen Spannungszustände vorzunehmen.

Eine derartige Software stellt das ursprünglich von der NASA entwickelte Programm CARES (**C**eramics **A**nalysis and **R**eliability **E**valuation of **S**tructures) dar, das auf den Postprozessor eines FEM-Programms aufsetzt [CARES06], [CARES07]. Es basiert im Wesentlichen auf der Forderung, dass das Integral in Gleichung (4-22) ausgewertet werden muss, was im allgemeinen Fall des komplexen, geometrie- und beanspruchungsabhängigen Spannungszustands in analytischer Form kaum möglich ist. Nun ist aber durch die Analyse des Beanspruchungszustands mittels der FEM bereits eine Unterteilung der Gesamtgeometrie und damit des gesamten Beanspruchungszustands in kleine Volumenelemente erfolgt und das Integral entspricht näherungsweise einer Aufsummierung der Versagenswahrscheinlichkeit aller Einzelelemente.

Für das Versagenskriterium wurde das Weibull-Modell verwendet, da diesem ähnliche Annahmen zu Grunde liegen wie bei der analytischen Ermittlung des zulässigen Spannungsniveaus in Abschnitt 5.2.2. In der vorliegenden Arbeit wurde die Software CARES in der Version 8.0 verwendet.

4.4.4 Festigkeits- und Lebensdauernachweis keramischer Bauteile

Für die Bewertung von konstruktiven Entwürfen sind für Keramik nur wenige bewährte Modelle bekannt, die zudem recht aufwändig sind. Oft fehlen sogar die erforderlichen Werkstoffkennwerte wie Basisdaten zur Zeitfestigkeit [RENTZSCH02], was dem Erstellen von verbindlichen, universellen Versagenskriterien entgegensteht. In vielen Fällen wird anstelle einer detaillierten Analyse lediglich eine überschlägige Bewertung des Bauteils vorgenommen und zur Bauteilprüfung ein Proof-Test (siehe Abschnitt 2.3.4) durchgeführt. Darüber hinaus gibt es nur wenige Untersuchungen zum Zweck der Bereitstellung anwendungsnaher Kennwerte, damit eine schwingfeste Bemessung keramischer Komponenten ermöglicht wird [SONSINO92, S. 1].

Praktische Untersuchungen des Ermüdungsverhaltens monolithischer Al_20_3 und Si_3N_4 Keramiken von Sonsino [SONSINO92, S. 10], [SONSINO93] und [SONSINO01] haben gezeigt, dass infolge der sehr flach verlaufenden S-N-Kurven dieser Werkstoffe eine Unterscheidung in Zeit- und Dauerfestigkeit bei Keramiken kaum möglich ist. Schon im Gebiet der Zeitfestigkeit treten große Streuungen auf, und oft ist der Einfluss der Lebensdauerstreuung (Zyklenzahl) deutlich größer als der Ermüdungseinfluss selber [AWAJI01]. Daraus folgt, dass zur Vermeidung vorzeitiger Brüche eines Bauteils das Spannungsniveau unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze des Materials zu bleiben hat

[SONSINO92, S. 23f], [SONSINO93, S. 163], [MAY, S. IW11]. Demgemäß lässt sich für eine bestimmte Dauerfestigkeitsgrenze σ_{aE1} der Einfluss einer material- und belastungsabhängigen Defektgröße Y mit Tiefe a_1 und Länge c_1 wie folgt beschreiben:

$$K_{th} = 2\,\sigma_{aE1}\sqrt{\pi\,a_1}\;Y(a_1, c_1) \tag{4-24}$$

Das Verhältnis von K_{th} zu K_c ist vergleichbar mit dem Verhältnis zwischen Zugfestigkeit und Dauerfestigkeit eines Materials.

Eventuell wirkende Ermüdungsmechanismen können nach dem Stand der Forschung bei der Berechnung der Lebensdauer noch nicht berücksichtigt werden, z. B. [BARTZ03]. Ebenso ist der Einfluss der Beanspruchungsfrequenz und des Spannungsverhältnisses R quantitativ noch nicht genau geklärt. Sicher ist aber, dass sich nach Sonsino [SONSINO93, S. 162f], [SONSINO01] Zugmittelspannungen sehr ungünstig auf die Ermüdungsfestigkeit eines Bauteils auswirken. In Bezug auf die Kerbempfindlichkeit lässt sich bei den untersuchten Keramiken eine fehlende Abhängigkeit der Volumeneffekte vom Spannungsgradienten feststellen, da für eine bestimmte Zyklenzahl das lokal ertragbare Spannungsmaximum in der Kerbe vergleichbar dem Dauerfestigkeitswert für die ungekerbte Probe ist [SONSINO93, S. 162f]. Ein Volumeneffekt, wie er für die statische Belastung bekannt ist, ist bei zyklischer Belastung folglich von deutlich geringerer Bedeutung.

Oft lassen sich die in Versuchen ermittelten Werkstoffkennwerte bereits bei statischen Lastfällen nur sehr schlecht auf anwendungsbezogene Festigkeiten übertragen. Ursache dafür ist, dass im Verlauf der Fertigung eines keramischen Bauteils die zahlreichen Fertigungsschritte vom Pulver bis hin zur Endbearbeitung Einfluss auf die größen- und formabhängige Bauteilfestigkeit und ihre Streuung nehmen [SONSINO92, S. 1]. Dynamische Kennwerte für Siliciumnitridkeramiken sind zudem fast gar nicht existent [SONSINO92, S. 2]. Wesensbedingt ist der Keramik als Sinterwerkstoff durch den Herstell- und Bearbeitungsprozess eine meist unbekannte Eigenspannung eingeprägt, welche die vom jeweiligen keramischen Bauteil ertragbare Spannung reduziert. Dieses Eigenspannungsniveau verringert die ertragbaren äußeren Lasten und wird in der Regel dennoch bei den in der Literatur beschriebenen Auslegungskriterien vernachlässigt.

Zu diesen Schwierigkeiten und Unsicherheiten bei der durchzuführenden, weitestgehend ausfallsicheren Auslegung keramischer Bauteile kommt das Fehlen einer allgemein zutreffenden Festigkeitshypothese für komplexe Beanspruchungen: Die Tauglichkeit der verwendeten Festigkeitshypothese zur Bruchbeschreibung hängt neben ande-

ren Kriterien wesentlich vom Beanspruchungszustand ab [SÄHN89, S. 94 u. S. 115].

Das allgemeine Konzept einer bruchmechanischen Berechnung und Auslegung ist in Bild 4.7 dargestellt, das eine schematisierte Darstellung der üblichen Vorgehensweise bei der bruchmechanischen Berechnung keramischer Komponenten beinhaltet und primär auf der Vorgehensweise von Fischer [FISCHER92, S. 55] aufbaut. Es ist zu beachten, dass der Ablaufschritt „Berechnungsmodelle“ das zentrale Analysewerkzeug enthält, für das nur im Fall einer sehr detaillierten Analyse die Finite-Elemente-Methode zur Anwendung kommt. Bis Lebensdauernachweis, Kurzzeitfestigkeitsnachweis und Zuverlässigkeitsnachweis erbracht sind und ein Proof-Test durchgeführt werden kann, ist in der Regel das Durchlaufen mehrerer Optimierungsschleifen erforderlich.

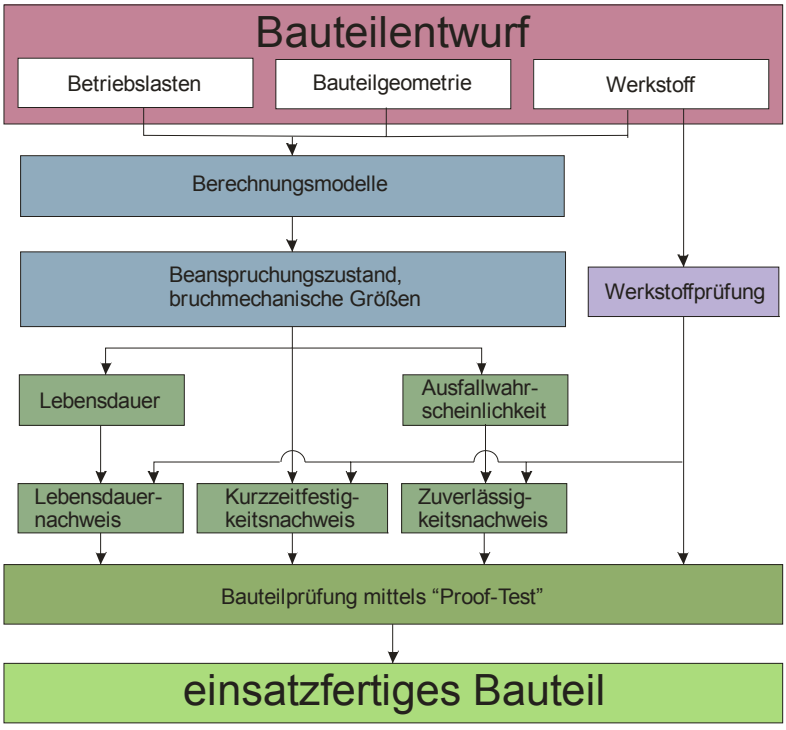


Bild 4.7: Vorgehensweise bei der bruchmechanischen Berechnung eines Keramikbauteils, erweiterte Darstellung basierend auf [FISCHER92]

Da der Werkstoff Siliciumnitrid infolge seiner ausgezeichneten Hochtemperatureigenschaften eben auch sehr häufig in derlei Anwendungen eingesetzt wird, sind in der Literatur zumeist Methoden zur Designverifikation bei hohen Temperaturen zu finden, z. B. [KANG04], [NAKAZAWA01], [SONSINO01], [WIEDERHORN01]. Im Wesentlichen unterscheidet sich die Versagensanalyse von Hochtemperatur zu Raumtemperatur in der Vernachlässigung des Einflusses des hochtemperaturspezifischen Kriechens, das für Siliciumnitrid bei Temperaturen oberhalb 1200 °C die dominierende Versagensursache

darstellt [NAKAZAWA01]. Die derzeit verfügbaren Veröffentlichungen lassen noch keine eindeutige Zuordnung einer für die Beurteilung des versagenskritischen Spannungsniveaus geeigneten Vergleichsspannung zu einem bestimmten Material, Herstellungs- und Bearbeitungsverfahren zu [SCHÖPKE98, S. 44]. Daher wird oft für einen (Kurzzeit-) Festigkeitsnachweis die maximal im Bauteil auftretende Spannung mit einem Sicherheitsbeiwert gegen eine „geeignete“ Vergleichsspannung abgesichert (z. B.: [FISCHER92 S. 56]).

Dennoch lässt sich für Si_3N_4 aus der Vielzahl in der Literatur beschriebenen Auslegungsverfahren konstatieren, dass das Normalspannungskriterium das am besten geeignete ist. Dieses Normalspannungskriterium wird vielfach verwendet und zur Anpassung an unterschiedliche Beanspruchungsarten modifiziert und erweitert. Die unterschiedlichen Verfahren stützen sich zumeist auf semi-empirisch ermittelte Sicherheitsfaktoren, die in Abhängigkeit von der Sicherheitsrelevanz der jeweiligen Anwendung, der dominierenden Bauteilbeanspruchung und den Werkstoffparametern auf Basis des Normalspannungskriteriums ermittelt werden.

Exemplarisch werden im Folgenden aus einer großen Zahl von in der Literatur vorgestellten Versagenskriterien drei Versagens- und Beurteilungskriterien für mechanisch belastete Keramikkomponenten bei Raumtemperatur vorgestellt.

4.4.4.1 Versagenskriterium nach Sonsino

Nach Sonsino [SONSINO01] muss die maximale im Betrieb auftretende Spannung unterhalb der mit einem Sicherheitsfaktor j_σ abgesicherten maximal zulässigen Dauerfestigkeitsgrenze liegen, bei der die Überlebenswahrscheinlichkeit $F_Ü$ 50 % beträgt:

$$\sigma_{zul,\infty} = \sigma_{aE}(F_Ü = 50\ \%) / j_\sigma \qquad (4\text{-}25)$$

Der Sicherheitsfaktor ist abhängig von der Festigkeitsstreuung T_σ und der geforderten Ausfallwahrscheinlichkeit F_B. Nach den Untersuchungen von Sonsino an Si_3N_4-Versuchskörpern in Praxistests und Laborversuchen bei Spannungsverhältnissen von R = 0 und R = -1 kann für die Festigkeitsstreuung T_σ ein Wert von 1/1,4 angenommen werden. Es wird von einer logarithmischen Gauß’schen Verteilung ausgegangen, wodurch j_σ geschrieben werden kann als

$$j_\sigma = 10^{-s \cdot z} \qquad (4\text{-}26)$$

mit: $s = [\lg(1/T_\sigma)]/2{,}56$ (Standardabweichung der Spannungsamplitude)

z = normalisierter, ausfallwahrscheinlichkeitsabhängiger Sicherheitsfaktor

F_B	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-5}	10^{-6}	10^{-7}	10^{-8}	10^{-9}	10^{-10}	10^{-11}	10^{-12}
$-z(F_B)$	1,28	2,33	3,09	3,72	4,27	4,75	5,20	5,61	6,00	6,36	6,71	7,03

Tabelle 4.1: Normalisierter Sicherheitsfaktor $-z(F_B)$ nach Sonsino [SONSINO01]

Bleibt also die Betriebsspannung im Bauteil unterhalb der mit j_σ abgesicherten Dauerfestigkeitsgrenze des Materials, so kann ein Versagen des Bauteils ausgeschlossen werden. Mehrachsige Spannungszustände werden mit der Hypothese der maximalen Hauptspannungen erfasst. Für die Bewertung der Spannungszustände werden Mittelspannung-Amplitude-Diagramme benötigt, die experimentell aus S-N-Kurven mit unterschiedlichen Spannungsverhältnissen ermittelt werden. Nachteil dieser Methode ist, dass der Mittelwert der Dauerfestigkeit zum einen experimentell an dem zu entwerfenden Bauteil unter Betriebsbeanspruchung ermittelt werden muss. Zum anderen gilt die daraus abgeleitete zulässige Spannung ausschließlich für diesen speziellen stoff- und fertigungsparameterabhängigen Werkstoffzustand und die zugehörigen tolerierten Fehlergrößen [SONSINO92, S. 23]. Weiterhin müssen das höchstbeanspruchte Werkstoffvolumen von Probe und zu bemessendem Bauteil eine ähnliche Größe besitzen und hinsichtlich Werkstoff- und Oberflächenzustand, Belastungsart und Umgebungsbedingungen sehr vergleichbare Bedingungen aufweisen.

Generell wird in dem Versagenskriterium von Sonsino der Erkenntnis großes Gewicht gegeben, dass die S-N-Kurve lediglich sehr leicht abfällt. Damit besteht weder ein ausgeprägter Zeitfestigkeitsbereich, noch ist eine Dauerfestigkeitsgrenze identifizierbar wie bei metallischen Werkstoffen. Dennoch handelt es sich auch bei dieser gewissenhaften Vorgehensweise lediglich um eine konservative Vordimensionierung, weswegen zur letztendlichen Verifikation nach der Herstellung von Prototypen eine Verifikation unter Betriebsbedingungen stattzufinden hat.

4.4.4.2 Designstandard nach Kawamoto

Aufbauend auf den langjährigen Erfahrungen des Einsatzes technischer Keramik in der japanischen Industrie gibt Kawamoto im Rahmen der Entwicklung eines Designstandards für Keramikbauteile als Dauerfestigkeitsgrenze im sogenannten static fatigue einen unteren Grenzwert von 85 % der minimalen statischen Festigkeit an [KAWAMOTO01].

Desgleichen formuliert er für unterschiedliche Spannungsverhältnisse R bei zyklischer Belastung keramischer Bauteile folgende untere Grenzen für die Dauerfestigkeit des keramischen Materials:

$$\sigma_{zul,\infty} = \begin{cases} 0{,}75 \cdot \sigma_{zul} & \text{für } R \geq 0 \\ 0{,}5 \cdot \sigma_{zul} & \text{für } R < 0 \end{cases} \tag{4-27}$$

σ_{zul} ist hier das Zugspannungsniveau mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 99 %. Dabei ist zu beachten, dass für $\sigma_{zul,\infty}$ die Vergleichsspannung wie folgt zu ermitteln ist:

$$\sigma_{zul,\infty} = S_0 \cdot S_1 \cdot \left[\sigma_1^m + \sigma_2^m + \sigma_3^m + \left(\tau_{max} - \varsigma\left(-\sigma_N\right)\right)^m\right]^{1/m}, \tag{4-28}$$

wobei ς ein Parameter für die Schubspannung ist und σ_N die Normalspannung bezeichnet.

Diese Vergleichsspannung wird mit einem Produkt aus Standardsicherheitsfaktor von S_0 = 1,3 und einem weiteren, je nach Sicherheitsklasse des keramischen Bauteils abhängigen Bauteilsicherheitsbeiwert S_1 gegen die Dauerfestigkeitsgrenze abgesichert:

$$\sigma_{max,eq} \leq \frac{\sigma_{zul}}{S_0 \cdot S_1 \cdot \left(\frac{V}{V_0}\right)^{\frac{1}{m}}} \tag{4-29}$$

In der vorliegenden Arbeit wird der Bauteilsicherheitsbeiwert S_1 = 1,0 gesetzt, da der durch Gleichung (4-29) ermittelte Gesamtsicherheitsfaktor deutlich größer ist als der im vorangehenden Abschnitt ermittelte, siehe auch Tabelle 4.2 auf Seite 4.

Die Einfachheit dieser Berechnungsvorschrift für die konservative Abschätzung der statischen und dynamischen Dauerfestigkeitsgrenze führt zu ungenauen, jedoch weitestgehend ausfallsicheren Bauteilbewertungen.

4.4.4.3 Belastungsbewertung nach Rentzsch

Rentzsch [RENTZSCH02] hat basierend auf den Arbeiten von Willmann [WILLMANN85A] ein empirisches Konzept zur Abschätzung der maximal zulässigen (Zug-)Spannungen entwickelt. Dieses Konzept ermöglicht durch das Einführen eines vom Weibull-Modul und der Ausfallwahrscheinlichkeit abhängigen Sicherheitsbeiwertes eine gute Bewertung der Konstruktion. Die Herleitung dieses Sicherheitsbeiwerts für spröde Werkstoffe Σ(F,m) geht von einem einachsigen Spannungszustand aus und wird analog zur Defini-

tion des Sicherheitsbeiwerts für duktile Werkstoffe festgelegt mit dem Unterschied, dass die mittlere (Zug-)Festigkeit des keramischen Materials die zulässige Spannung darstellt:

$$\Sigma(F,m)=\frac{\overline{\sigma}}{\sigma} \tag{4-30}$$

Unter Berücksichtigung der Weibull-Statistik und der Rechenvorschriften zur Ermittlung der mittleren Zugfestigkeit spröder Materialien gibt Rentzsch den Sicherheitsbeiwert für spröde Werkstoffe wie folgt an:

$$\Sigma(F,m)=\frac{\Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right)}{\left[\ln\left(\frac{1}{1-F}\right)\right]^{\frac{1}{m}}} \tag{4-31}$$

Je kleiner der Weibull-Modul und je geringer die geforderte Ausfallwahrscheinlichkeit, desto größer ist der erforderliche Sicherheitsbeiwert. Dieser Zusammenhang ist in Bild 4.8 graphisch dargestellt.

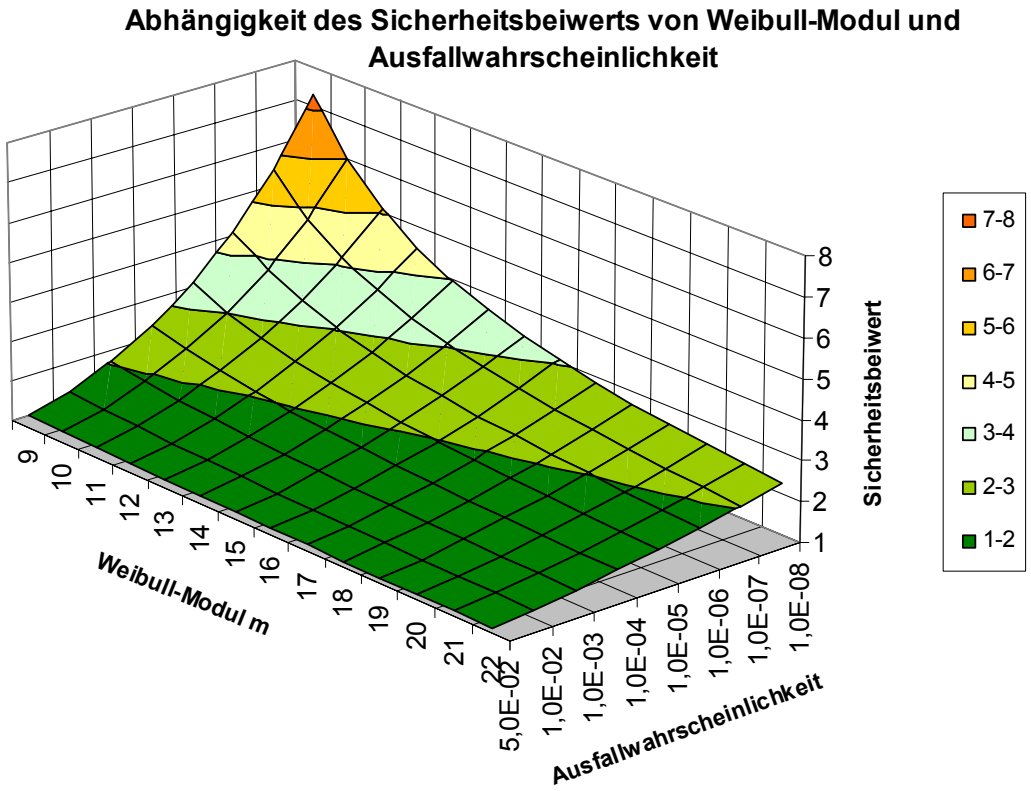


Bild 4.8: Abhängigkeit des Sicherheitsbeiwerts von Weibull-Modul und Ausfallwahrscheinlichkeit, abgeleitet von Rentzsch [RENTZSCH02]

Infolge des unterkritischen Risswachstums ist dies jedoch im Wesentlichen lediglich ein Nachweis der Kurzzeitfestigkeit. Daher wird zusätzlich als Versagenskriterium der Schwellenwert K_{I0} des Spannungsintensitätsfaktors K_I herangezogen, bei dem die Rissfortschrittsgeschwindigkeit v null ist („fatigue limit“) und somit kein unterkritisches Risswachstum stattfindet. Infolge des Mangels an Literaturwerten für diesen Schwellenwert kann in einer ersten Näherung für diesen Wert ein Viertel des kritischen Spannungsintensitätsfaktors K_{Ic} angenommen werden:

$$K_{I0} \approx ¼\ K_{Ic} \tag{4-32}$$

Das Konzept dieses Sicherheitsbeiwertes geht von der Voraussetzung aus, dass die im Betrieb auftretenden Spannungsintensitäten K_I stets unterhalb des Schwellwerts für unterkritisches Risswachstum K_{I0} liegen. Dies muss gegebenenfalls in den FEM-Rechnungen verifiziert werden.

4.4.4.4 Zusammenfassung der unterschiedlichen Kriterien

Eine Übersicht über die unterschiedlichen Sicherheitsbeiwerte der einzelnen Versagenskriterien wird in folgender Tabelle gegeben. In dieser vergleichenden Darstellung wird für die Bruchwahrscheinlichkeit $F_B = 10^{-4}$ angenommen, sowie die vom Lieferanten der Keramiknabe gegebenen Materialwerte aus Tabelle 5.1 und die Geometriegrößen entsprechend Abschnitt 5.2.2 zu Grunde gelegt.

Kriterium	**Sonsino**	**Kawamoto**	**Rentzsch**
Dargestellt in Abschnitt	4.4.4.1	4.4.4.2	4.4.4.3
Sicherheitsfaktor	**1,63**	**1,87**	**1,62 (m = 18)**
Bemerkung	Sicherheitsfaktor nicht direkt abhängig von m	Ermittelt für ein Spannungsverhältnis von R = 0	Sicherheitsfaktor ist nur abhängig von Ausfallwahrscheinlichkeit und Weibull-Modul

Tabelle 4.2: Vergleich der aus den unterschiedlichen Versagenskriterien ermittelten Sicherheitsfaktoren

Der Vergleich in obiger Tabelle zeigt, dass das Kriterium von Rentzsch bei den für Siliciumnitrid üblichen hohen Weibull-Moduln den geringsten Sicherheitsfaktor generiert. Bei allen Kriterien sind die Eigenspannungen im keramischen Bauteil - soweit diese bekannt sind - zu berücksichtigen (z. B. [SÄHN89, S. 120]).

Damit sind die für den rechnerischen Nachweis einer bruchmechanischen Auslegung

der Keramiknabe erforderlichen Werkzeuge und Verfahren dargestellt. Jetzt kann in einem ersten Schritt die grundlegende Gestalt der Prüfkörper definiert werden, was im folgenden Kapitel vorgenommen wird.

5 Grobauslegung des hybriden Pressverbands

Ausgangspunkt für die numerische Optimierung des zu untersuchenden HPV ist eine erste Geometriedefinition. Es wird angestrebt, die Proben in den vorhandenen Prüfstand zu integrieren. Dies limitiert einerseits die geometrischen Dimensionen des zu entwickelnden Pressverbands und andererseits das maximal übertragbare Torsionsmoment. Andererseits wird damit dem Wunsch nach Vergleichbarkeit der gewonnenen experimentellen Ergebnisse des zu entwickelnden HPV mit den in der Literatur dargestellten Pressverbindungen in Stahl-Stahl-Ausführung entsprochen, denn auf dem Prüfstand wurden derartige Pressverbindungen untersucht [GLÖGGLER03].

5.1 Grundlagen für die Gestaltung der Keramiknabe

Die Regeln des keramikgerechten Konstruierens fordern eine Minimierung des Bauteilvolumens der Nabe, siehe Abschnitt 4.4.2.1. Werden zudem die Naben aus einfachen Grundgeometrien herausgearbeitet, senkt dies einerseits die Bearbeitungskosten für die Keramik und andererseits werden die noch unbekannten Eigenspannungen der Keramik minimiert. Die Nabe kann als zylindrisches, uniaxial gepresstes Bauteil ausgeführt werden. Damit enthält die entstehende Geometrie für den Sinterprozess keine großen Wandstärkensprünge und Kerben, was auch den Sinterverzug minimiert. Da eine Hartbearbeitung sehr teuer ist und eine Nachbearbeitung der Keramik Riefen und Mikrorisse induziert, die die Überlebenswahrscheinlichkeit reduzieren, wird eine Nachbearbeitung nur im Bereich der Pressfuge ausgeführt, ansonsten wird die Nabe „as fired“ belassen.

Neben den Beanspruchungen in der Trennfuge muss die Einspannung der Nabe im Prüfstand Wechseltorsionslasten mit mehreren Mio. Zyklen spielfrei aushalten, und sie darf sich im Verlaufe der Belastungszyklen in ihren Einspannbedingungen nicht verändern. Um ein Wandern und Kriechen auszuschließen - wie dies bei unzureichend ausgelegten reibschlüssigen Verbindungen auftreten kann - wird eine formschlüssige Anbindung der Nabe realisiert.

Da die Weibull-Statistik zur genauen Beschreibung der Versagenswahrscheinlichkeit verschiedene Werkstoffkenngrößen wie K_{Ic}, A und n benötigt, ist ebenfalls eine möglichst exakte Kenntnis von Form und Größe der versagenskritischsten Werkstoffinhomogenität Y_I erforderlich. Die gegenwärtig verfügbaren Methoden der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung sind jedoch nicht in der Lage, Werkstoffinhomogenitäten mit sehr

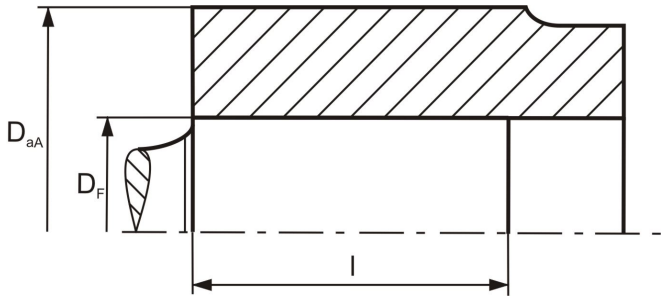
geringer Längenausdehnung standardmäßig und mit großer Sicherheit zu erfassen [SONSINO02], [WAGNER01], [WÖTTING01]. Damit wird eine überschlägige Abschätzung bzw. eine worst-case Betrachtung erforderlich.

5.2 Gestaltermittlung der Keramiknabe

Bevor das zulässige Spannungsniveau festgelegt werden kann, muss wegen der Volumenabhängigkeit der Festigkeit keramischer Komponenten die Dimension des unter Beanspruchung stehenden Volumens ermittelt werden.

5.2.1 Ausgangsgeometrie

Um den Vergleich zu den Arbeiten von Leidich (z. B.: [LEIDICH83]) und Gropp (z. B.: [GROPP03A] und [GROPP03B]) zu ermöglichen, wird im Bereich des eigentlichen Pressverbands folgende Geometrie übernommen, siehe Bild 5.1:



Fügedurchmesser: D_F = 30 mm
Außendurchmeser: D_{aA} = 65 mm
Länge der Trennfuge: l_F = 42 mm

Bild 5.1: Geometrie des eigentlichen Pressverbands

Ein wesentlicher Parameter für die Gestaltung der Nabe besteht in den spezifischen Eigenschaften der Keramik. Nachdem wie in Abschnitt 2.2.2 beschrieben eine hohe Oberflächengüte positive Auswirkungen auf die Festigkeit des Bauteils hat und durch eine hohe Oberflächengüte auch der Einfluss des noch unbekannten Setzens in der Trennfuge des HPV minimiert wird, wird die Bohrung in der Keramiknabe nach dem Sinterprozess auf den Durchmesser 30H5 gehont. Damit ist eine minimale Nachbearbeitung gewährleistet, und durch die hohe Oberflächenqualität wird die Festigkeit geringstmöglich herabgesetzt.

Die Übermaßkorrektur („Konturierung“) zur Gewährleistung des homogenen Fugendrucks wird durch Feindrehen auf die Pressfugenfläche der Welle aufgebracht, da einerseits Stahl leichter zu bearbeiten ist, andererseits die Konturierung eines Außendurchmessers infolge der besseren Zugänglichkeit erheblich einfacher ist als bei einer Bohrung. Der Vorteil der einfacheren Herstellbarkeit macht allerdings die möglichst

exakte Einhaltung der axialen Position der Nabe zur Welle beim Fügen erforderlich. Wie sensibel die optimierten Spannungen auf Positionsungenauigkeiten von Welle und Nabe reagieren, wird in Abschnitt 7.1.9 mittels FE-Simulationen untersucht.

Einen wichtigen Hinweis für die grundlegende Gestaltung gibt Dürr in seinen Untersuchungen zu im Druckkontakt stehenden Körpern aus Keramik und Metall [DÜRR89, S. 58ff]: Besteht ein *reibungsfreier* Druckkontakt zweier Körper, „bei dem ein Kontaktpartner übersteht, [kann] grundsätzlich der Schluss gezogen werden, dass es im Hinblick auf eine Verringerung oder Vermeidung von Spannungskonzentrationen günstiger ist, wenn das überstehende Bauteil das steifere ist“ [DÜRR89, S. 59]. Obwohl bei den Analysen der vorliegenden Arbeit nicht mehr von einer reibungsfreien Trennfuge ausgegangen wurde, ist dieser Erkenntnis entsprochen worden, indem die steifere Keramiknabe an ihrem torsionseinleitenden Flanschende (siehe Bild 5.1) deutlich über die Stahlwelle übersteht und an ihrem anderen Ende bündig mit dem senkrechten Absatz an der Stahlwelle abschließt.

Infolge der im Allgemeinen sehr geringen Kantenbruchfestigkeit der Keramik sollte an den Nabenkanten eine Fase vorgesehen werden. Diese Gestaltungsrichtlinie ist umso konsequenter einzuhalten, als sich nach dem thermischen Fügen eine Belastung an der Nabenkante einstellt, welche die Nabenkante aufstülpt (z. B. [LEIDICH83]). Lüßgen konnte für den Fall nicht angefaster Kanten an der Keramik Kantenbrüche im Bereich von 200 µm nachweisen [LÜßGEN01]. Daher scheint eine Fase von 0,3 mm angemessen.

5.2.2 Festlegung des zulässigen Zugspannungsniveaus in der Keramiknabe

Zu Beginn der Analysen wird als Ausgangspunkt für die Ermittlung der Spannungen das Niveau der äußeren Belastungen definiert. Die unterschiedlichen in Abschnitt 4.4.4 vorgestellten Versagenskriterien für keramische Bauteile führen zu unterschiedlichen zulässigen (Zug-)Spannungsniveaus für die Keramiknabe. Infolge des zu Beginn der Analysen noch nicht exakt bekannten Spannungszustands in der Nabe wird mit dem Kriterium von Rentzsch dasjenige ausgewählt, das den am wenigsten konservativen Sicherheitsfaktor für das Bauteil ergibt. Mit diesem Kriterium lässt sich auch ohne exakte Kenntnis des gesamten Spannungszustands ein zulässiger Spannungswert für die keramische Nabe generieren.

Der Grund für die Wahl des am wenigsten konservativen Sicherheitsfaktors liegt darin,

dass die Mehrzahl aller in der Literatur beschriebenen Vorgehensweisen zur Ermittlung der zulässigen Spannungen in einem keramischen Bauteil sowie die damit verbundene Bestimmung eines Sicherheitsfaktors für die keramische Komponente auf der Hypothese der unabhängig voneinander wirkenden Hauptspannungen (Freudenthal-Theorie) bzw. der Hypothese der maximalen Hauptspannungen basiert. Dies bedeutet, dass im vorliegenden Fall eines Pressverbandes der rissschließende Effekt der Druckspannung in der Trennfuge vernachlässigt wird. Obschon der Einfluss der Schubspannungen infolge der Torsionsmomentenübertragung in der Trennfuge vernachlässigt wird, scheint die Wahl des am wenigsten konservativen Sicherheitsfaktors gerechtfertigt, da die Größenordnung der erwarteten mittleren Schubspannung bei einem Drehmoment von 800 Nm um rund eine Zehnerpotenz geringer ist als der angestrebte Fugendruck.

Die Ermittlung des zulässigen Fugendrucks für die Keramiknabe erfolgt gemäß Gleichung (4-5) und unter Verwendung der in Tabelle 5.1 angegebenen Materialwerte.

Material: SSN, Fa. H.C.Starck Ceramics			
Elastizitätsmodul	E	=	300 GPa
Querkontraktionszahl	ν	=	0,28
4-Punkt-Biegefestigkeit	σ_{4PB}	$\geq$	820 MPa
Kritischer Spannungsintensitätsfaktor (Bruchzähigkeit)	K_{IC}	=	6,0 MPa $m^{1/2}$
Weibull-Modul	m	=	15 (– 18)

Tabelle 5.1: Materialwerte für SSN der Keramiknabe gemäß Herstellerangaben

Mit Hilfe der in Abschnitt 4.2 angegebenen Formeln lassen sich für die Durchmesserverhältnisse und die Hilfsgröße K des Pressverbands gemäß den Formeln (4-1), (4-2) und (4-4) folgende Werte berechnen:

$$Q_A = 0{,}46 \tag{5-1}$$

$$Q_I = 0 \text{ (Vollwelle)} \tag{5-2}$$

$$K = 2{,}85 \tag{5-3}$$

Zur Ermittlung des ausfallwahrscheinlichkeitsabhängigen Sicherheitsbeiwerts wird die angestrebte Ausfallwahrscheinlichkeit mit $F_B = 10^{-4}$ festgelegt. Des Weiteren wird für die im Folgenden durchgeführte Ermittlung des zulässigen Spannungsniveaus in der Keramiknabe mit m = 15 der konservativere Wert des herstellerseitig angegebenen Weibull-Moduls verwendet. Mit Hilfe der oben angegebenen Werte wird entsprechend des Versagenskriteriums von Rentzsch [RENTZSCH02] (siehe Abschnitt 4.4.4) der Sicher-

heitsbeiwert nach Gleichung (4-31) ermittelt zu:

$$\Sigma\left(F_B = 10^{-4}, m = 15\right) = 1{,}784 \tag{5-4}$$

Da die dominierende Beanspruchung in der keramischen Nabe eine Zugbeanspruchung ist, muss die 4-Punkt-Biegefestigkeit nach Gleichung (4-20) in eine Zugfestigkeit umgerechnet werden:

$$\overline{\sigma}_{c,z} = 624 \text{ MPa} \tag{5-5}$$

Zusätzlich muss infolge der Volumenabhängigkeit der Festigkeit noch die Probenfestigkeit auf die Bauteilfestigkeit umgerechnet werden. Nach DIN EN 843-1 [DIN EN 843-1] besitzt die normierte 40/20-Prüfkörpergeometrie die Abmessungen l x b x h = 40 mm x 4 mm x 3 mm, woraus sich gemäß der Bestimmung des effektiv belasteten Volumens nach Quinn [QUINN03A, S. 509] ein belastetes Volumen von V_0 = 7,97 mm^3 ergibt. Das auf Zug belastete Volumen der keramischen Nabe wird auf die Pressfugenlänge der Verbindung begrenzt, obwohl die Nabe über das Wellenende hinausragt. Mit einem Außendurchmesser von D_{aA} = 65 mm, einem Nabeninnendurchmesser von D_{iA} = 30 mm und einer Pressfugenlänge von l = 42 mm ergibt sich ein auf Zug belastetes Bauteilvolumen von

$$V_{Bauteil} = 109.680 \text{ mm}^3 \tag{5-6}$$

Mit diesen geometrischen Größen kann nach Gleichung (4-18) das für das entsprechende Volumen und die Beanspruchungsart „Zug“ zulässige Spannungsniveau für die Keramik ermittelt werden:

$$\sigma_{Bauteil} = 330{,}6 \text{ MPa} \tag{5-7}$$

Diese maximal zulässige Spannung im Bauteil muss mit dem in Gleichung (5-4) ermittelten Sicherheitsfaktor Σ abgesichert werden, womit die maximal zulässige Zugbeanspruchung in der Nabe ermittelt werden kann:

$$\sigma_{Zug,zul} = \frac{\sigma_{Bauteil}}{\Sigma\left(F_B = 10^{-4}, m = 15\right)} = 185{,}3 \text{ MPa} \tag{5-8}$$

Wird die Umrechnung der Probenfestigkeiten anstelle des volumenfehlerdominierten Ausfalls mit einem oberflächenfehlerdominierten Versagen (z. B. gemäß Quinn [QUINN03A, S.509]) durchgeführt, so führt dies zu höheren Werten für die ertragbare Zugspannung.

Die Anwendung des Sicherheitsfaktors nach Rentzsch [RENTZSCH02] impliziert aber zusätzlich, dass an keiner Stelle im keramischen Bauteil der Wert für den Spannungsintensitätsfaktor K_{I0}, bis zu dem kein Risswachstum stattfindet, überschritten wird. Nachdem zuverlässige K_{I0}-Werte in der Literatur kaum verfügbar sind ([RENTZSCH02, S. 185] und [SCHÖPKE98, S. 47]), kann gemäß Rentzsch [RENTZSCH02, S. 185] als gute Näherung für K_{I0} folgende Abschätzung vorgenommen werden:

$$K_{I0} \approx \frac{1}{4} K_{Ic} \tag{5-9}$$

Unter der Voraussetzung, dass die Risslänge a, die Bauteilgeometrie sowie der die Rissgeometrie beschreibende Geometriefaktor Y unverändert bleiben, entspricht gemäß Gleichung (4-11) K_{I0} somit einer Viertelung der mit Gleichung (5-5) für die SSN-Keramik von H.C. Starck ermittelten kritischen Zugbeanspruchbarkeit:

$$\overline{\sigma}_{c,z_Bauteil} \approx ¼\ \overline{\sigma}_{c,z} = 156\ \text{MPa} \tag{5-10}$$

Dieser Wert stimmt gut überein mit der Aussage von Bartz [BARTZ03, S. 115], dass bei Lagerinnenringen keramischer Wälzlager aus Siliciumnitrid etwa 150 MPa Zugspannung akzeptiert werden können und bei diesem Spannungsniveau Dauerfestigkeit gegeben ist. Damit bleibt als Schlussfolgerung aus der Dimensionierungsvorschrift nach Rentzsch, dass der kleinere der beiden Werte aus den Gleichungen (5-8) und (5-10) für die Festlegung des maximalen Dauerfestigkeits-Zugspannungsniveaus anzuwenden ist. Dies gilt insbesondere deswegen, weil im Falle des Pressverbands auch ohne das Vorhandensein einer äußeren Last ein erhebliches Zugspannungsniveau vorhanden ist, was im Folgenden als Grundspannungszustand bezeichnet wird. Somit beträgt die maximal zulässige Zugspannung in der Nabe ca. 156 MPa.

Löst man Gleichung (4-9) nach dem Fugendruck p auf und setzt für σ_t die in Gleichung (5-10) ermittelte Zugfestigkeit ein, so ergibt sich ein korrespondierender Fugendruck von

$$p = 101{,}2\ \text{MPa} \tag{5-11}$$

Mit diesem Fugendruck lässt sich nach Gleichung (4-3) das zugehörige nominelle radiale Übermaß mit

$$U_{rad} = 14{,}4\ \mu\text{m} \tag{5-12}$$

ermitteln. Dabei wurde kein Setzen in der Trennfuge berücksichtigt, da es sich infolge des Fügens als Querpressverband um ein schonendes Fügeverfahren handelt und zudem die keramische Nabe infolge ihrer Härte und mangelnder Plastifizierbarkeit als setzfrei angesehen werden kann. Diese Annahme wird in den experimentellen Ergebnissen bestätigt, siehe Kapitel 9.

Wird bei der Ermittlung des zulässigen Übermaßes anstatt des minimalen Weibull-Moduls von m = 15 der vom Hersteller angegebene obere Grenzwert m = 18 in die Gleichungen (5-4) bis (5-8) eingesetzt (siehe Tabelle 5.1), ergibt sich eine Zunahme des radialen Übermaßes von rund 0,5 µm. Der Einfluss des streuenden Weibull-Moduls auf das Grenzübermaß befindet sich unterhalb der Fertigungsgenauigkeit. Damit ist das bei den vorangehenden Versuchen von Glöggler [GLÖGGLER03] realisierte Übermaß von 40 µm nicht auf die Keramiknabe übertragbar. Es würde bei der Keramiknabe zu einem Fugendruck von über 140 MPa und zu nominellen Zugspannungen von über 200 MPa gemäß der analytischen Berechnung nach DIN 7190 [DIN7190] führen.

5.3 Gestaltermittlung an der Einspannstelle der Nabe

Die Wahl einer formschlüssigen Krafteinleitung führt zu einem geänderten Kraftfluss in der Nabe verglichen mit den Untersuchungen von vollmetallischen Pressverbänden (insbesondere von Leidich [LEIDICH83] und den darauf aufbauenden Forschungsarbeiten) und macht eine neue Art der Einspannung erforderlich. Wichtigstes Hauptmerkmal der neu zu entwickelnden Krafteinleitung ist die unbedingte Berücksichtigung der Regeln für keramikgerechtes Konstruieren, zumal generell an Krafteinleitungsstellen Spannungsspitzen entstehen. Diese konstruktive Aufgabe muss im direkten Zusammenspiel mit der Gestaltdefinition der Keramiknabe erfolgen, siehe Abschnitt 5.2.

Ausgangspunkt der Spannungsoptimierung der Einspannstelle der Nabe hinsichtlich einer Krafteinleitung mit möglichst geringen Zugspannungsspitzen war damit die Untersuchung verschiedener Geometrievarianten an der Einspannstelle. In dieser grundlegenden Parametervariation hatte die Reduzierung der Spannung bzw. Ausfallwahrscheinlichkeit der Nabe oberste Priorität. Gelingt es, bei Optimierung der Geometrie der Einspannstelle die dort auftretenden Spannungen unter das Niveau der Zugspannungen durch den Pressverband abzusenken, ist nur eine minimal höhere Bruchwahrscheinlichkeit gegeben.

Die untersuchten geometrischen Varianten betreffen sowohl die Form der Einspannstel-

le (Zweiflach, Vierkant, Sechskant, Achtkant, Zwölfkant), als auch Wandstärke und Außendurchmesser dieser Formen. Bei der numerischen Untersuchung wurden ein homogener Fugendruck in der Nabe von 101,2 MPa sowie ein Drehmoment von 850 Nm aufgebracht. Der beste Kompromiss aus minimiertem Zugspannungsniveau, einfacher Herstellbarkeit und minimalem Bauteilvolumen aus dieser Parametervariation besteht in einem Sechskant, dessen Außendurchmesser dem Nabenaußendurchmesser entspricht, siehe Bild 5.2 und Bild 5.3. Dabei wurde die Einspannung des Sechskants unter Berücksichtigung des Formschlusses bestehend aus radial eingespannten Spannklötzen aus Stahl modelliert, die mittels Kontaktelementen den Formschluss simulieren.

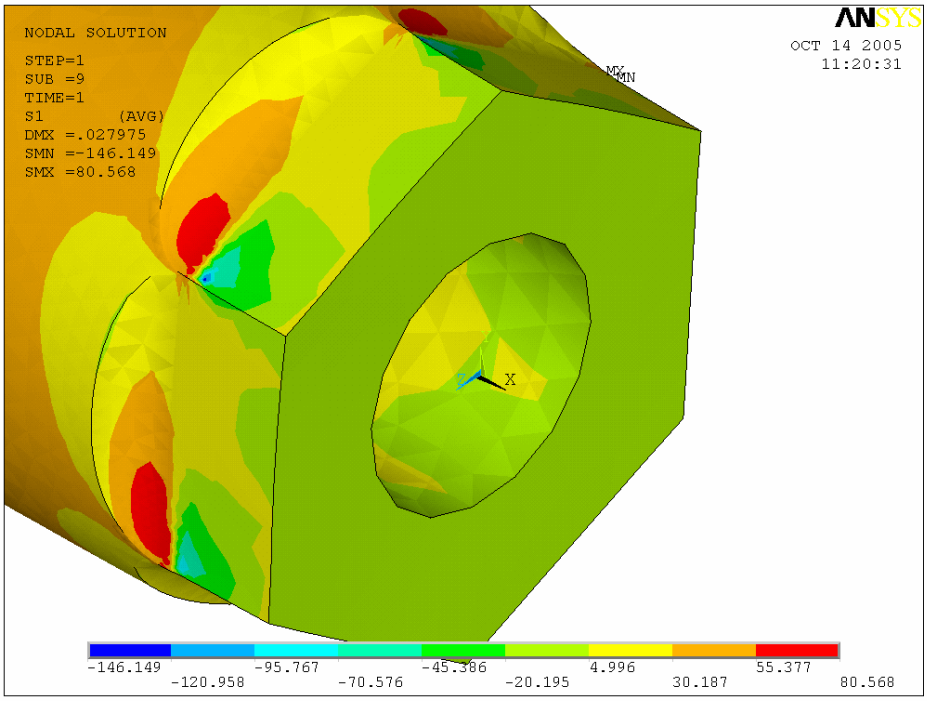


Bild 5.2: Verteilung der 1. HS nach Optimierung der Einspannstelle

Da die höchsten Zugspannungen im Übergangsradius vom Sechskant in den zylindrischen Teil des Pressverbands auftreten, wurde zur bestmöglichen Spannungsminimierung die Kerbform am Übergang in einer weiteren Parametervariation untersucht. Ergebnis der Untersuchung ist, dass ein Übergangsradius von 6 mm zwischen zylindrischem Bereich der Nabe und Sechskant die geringsten Werte bei der kritischen ersten Hauptspannung zeigt. Obschon die Spannungen mit dieser Optimierung bereits unterhalb der Umfangsspannungen im Presssitz liegen, wurde eine weitere Verringerung der ersten Hauptspannung angestrebt. Dadurch soll die Versagenswahrscheinlichkeit des gesamten Bauteils durch die Einspannung auch bei größeren statisch auf-

gebrachten Torsionsmomenten (z. B. die in Abschnitt 9.3.1 dargestellten Durchrutschversuche) möglichst gering gehalten werden.

Nach Optimierung der Einspannstelle ergibt sich ein minimales Spannungsniveau im Sechskant, das mit gut 80 MPa (siehe Bild 5.2) deutlich unter der aus dem Fugendruck resultierenden Zugumfangsspannung liegt. Damit kann die optimale Geometrie der keramischen Nabe wie in Bild 5.3 dargestellt festgelegt werden.

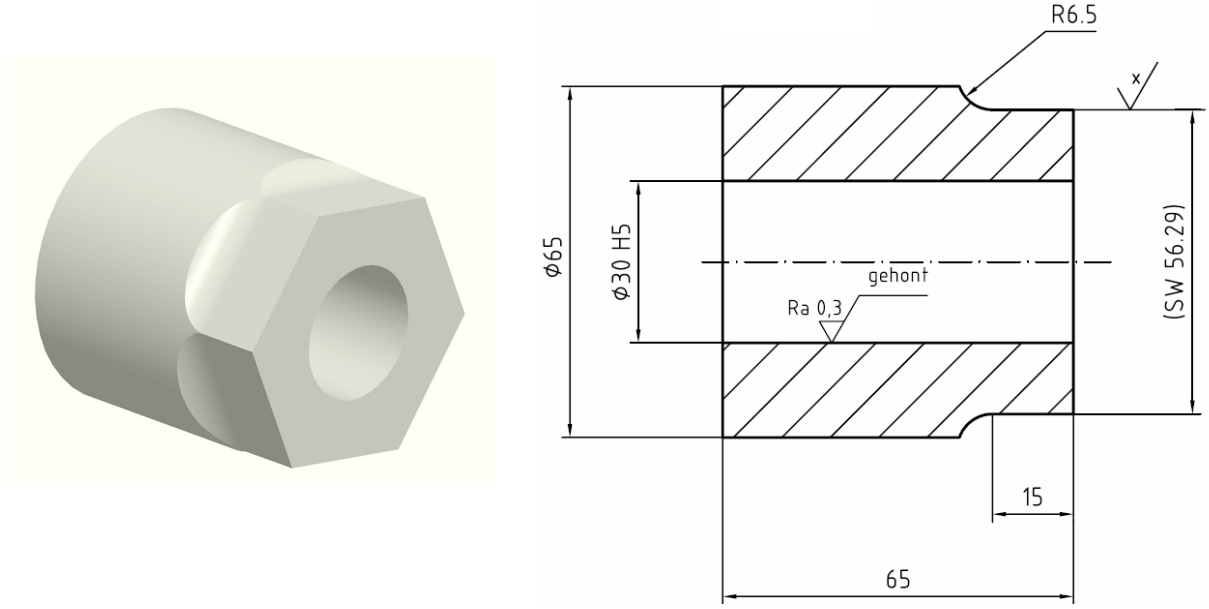


Bild 5.3: Nabengeometrie nach erfolgter Optimierung der Einspannstelle

Die ermittelten Spannungen gelten für den Fall, dass jede Seite des Sechskants an der Einleitung des Drehmoments zu gleichen Teilen beiträgt. Diese Forderung wurde bei der Realisierung der Einspannvorrichtung für die keramischen Naben auf dem Prüfstand sowie bei sämtlichen anderen Testeinrichtungen als Forderung für das zu entwickelnde Konzept aufgenommen, siehe Abschnitte 8.5.2 und 8.5.4.

Der Einfluss einer radialen Verspannung infolge einer Einspannung der Keramiknabe mittels Druckbeaufschlagung am Sechskant auf die Ergebnisse ist sehr gering und die Auswirkung auf den Fugendruck und damit auf die Übermaßkorrektur (Bombierung) der Welle damit vernachlässigbar. Der Grund hierfür liegt in der aus dem hohen Elastizitätsmodul resultierenden großen Steifigkeit der Nabe und in der Entkopplung des fugendruckbeaufschlagten Teils der Nabe und der Einspannung durch axialen Versatz.

5.4 Gestaltermittlung der Stahlwelle

Um einen frühzeitigen Bruch der Stahlwelle infolge Reibkorrosion weitestgehend aus-

zuschließen, wird entsprechend der Untersuchungen von Gropp [GROPP03B, S. 66] ein optimiertes Design der Stahlwelle gewählt: Die Nabe wird auf einem Wellenabsatz angeordnet, wobei der Fügedurchmesser des Pressverbands gegenüber dem anschließenden Wellendurchmesser vergrößert ist. Dies vereinfacht einerseits das definierte Aufbringen der Kontur auf die Welle und andererseits beim thermischen Fügen die exakte Einhaltung der axialen Position der Nabe zur Welle. Zudem wird mit der Realisierung eines Wellenabsatzes der zusätzliche Einfluss der Reibkorrosion an der Stahlwelle weitestgehend eliminiert [Gropp03B, S. 66]. Die Optimierung der Gestalt dieses Wellenabsatzes unter Berücksichtigung von DIN 743 [DIN743_04] und hinsichtlich einer möglichst geringen Vergleichsspannung soll gewährleisten, dass bei der experimentellen Untersuchung des HPV das Versagen in der Keramiknabe auftritt und nicht durch Ermüdungsbruch der Stahlwelle.

Die numerischen Optimierungsrechnungen im Verlauf dieses Kapitels ergaben bei einer Torsionsbelastung von 850 Nm eine maximale Von-Mises-Vergleichsspannung von 426 MPa (Bild 5.5). Mit diesem Spannungsniveau kann das bisher für die am Institut getesteten Stahl-Stahl-Pressverbände [GLÖGGLER04] verwendete Wellenmaterial 42CrMo4 V weiter verwendet werden, um eine bessere Vergleichbarkeit des HPV zu den bisherigen Versuchen zu ermöglichen. Dieser Wellenwerkstoff zeichnet sich weiterhin dadurch aus, dass er ohne zusätzliches Aufkohlen härtbar wäre, noch akzeptable Verarbeitungseigenschaften besitzt und zusätzlich eine ausreichende Warmfestigkeit besitzt, so dass im Falle zukünftiger, weiterführender Versuche des untersuchten HPV im Bereich erhöhter Temperaturen der Wellenwerkstoff beibehalten werden kann.

Die Welle wird so gestaltet, dass einerseits der vorhandene Prüfstand mit möglichst geringen Modifikationen weiterverwendet werden kann und andererseits eine maximale Gestaltfestigkeit der Welle erreicht wird. Dabei werden als Ausgangspunkt die Arbeiten von Gropp [GROPP03B] herangezogen, in welchen ein Korbbogen als Übergangsradius mit minimaler Kerbwirkung empfohlen wird. Dieser Korbbogen besteht in dem stetigen Übergang zweier Ausrundungsradien, wobei jedoch keine senkrechte Anschlagfläche für die Positionierung der Nabe auf der Welle entsteht. Um diese zu erreichen, wurde ein modifizierter Korbbogen in numerischen Rechnungen iterativ verfeinert, bis eine minimale Kerbwirkung erreicht wurde. Ausgangsforderung der iterativen Optimierung war gemäß Gropp [GROPP03B] ein Verhältnis von $D_F/d \approx 1{,}1$. Die in folgender Abbildung dargestellten Parameter a, b, d, r_1 und r_2 wurden separat variiert. Um einen definierten

Anfangspunkt zu erhalten, wird in Abweichung zur Literatur der Koordinatenursprung an das rechte Wellenende gelegt.

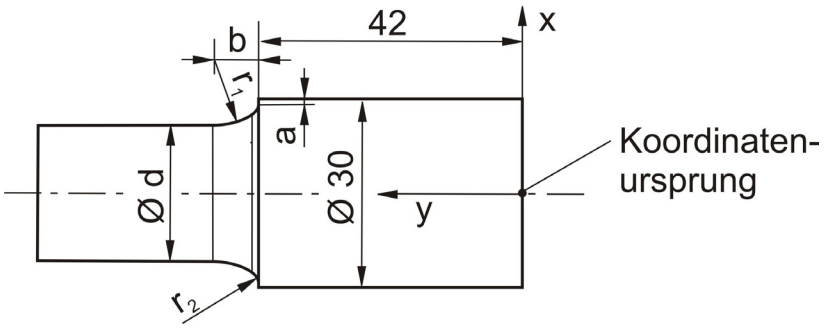


Bild 5.4: Modifizierter Korbbogen basierend auf Gropp [GROPP03B] hinsichtlich Kerbwirkungsminimierung

Das Optimum hinsichtlich einer minimalen Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese findet sich für die Parameter bei folgenden Werten:

$a = 0{,}2$ mm; $b = 4{,}52$ mm; $d = 27$ mm; $r_1 = 11$ mm; $r_2 = 0{,}5$ mm.

Bild 5.5 zeigt für die optimale Geometrie die Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese in einer Schnittdarstellung, in der die nur geringe Überhöhung der Spannungen gut zu erkennen ist. Die gefundene Gestalt des Korbbogens unterscheidet sich in dem Betrag der Kerbwirkung nur minimal von dem nach Gropp als ideal definierten Korbbogen ohne senkrechten Wellenanschlag [GROPP03B, S. 63ff].

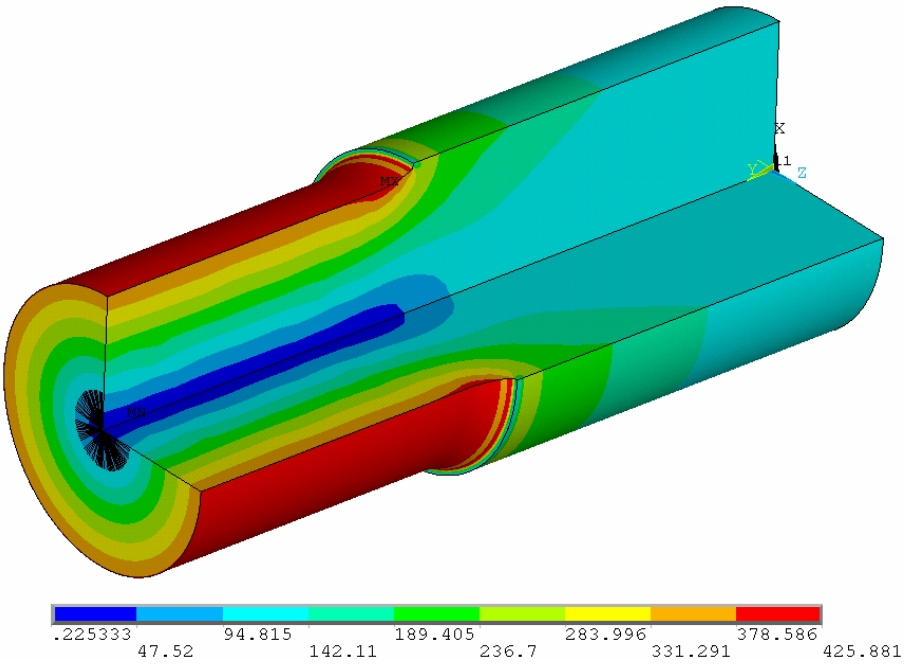


Bild 5.5: Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese in MPa unter Torsionslast $M_T = 850$ Nm und konstantem Fugendruck $p = 101{,}2$ MPa

Bild 5.6 zeigt einen Vergleich der Spannungen zwischen einem nicht modifizierten Korbbogen nach Gropp und dem spannungsminimierten modifizierten Korbbogen mit senkrechter Anschlagfläche. In der vorliegenden Arbeit wurde dieser Wellenübergang für sämtliche theoretischen Analysen sowie für sämtliche Versuchskörper verwendet.

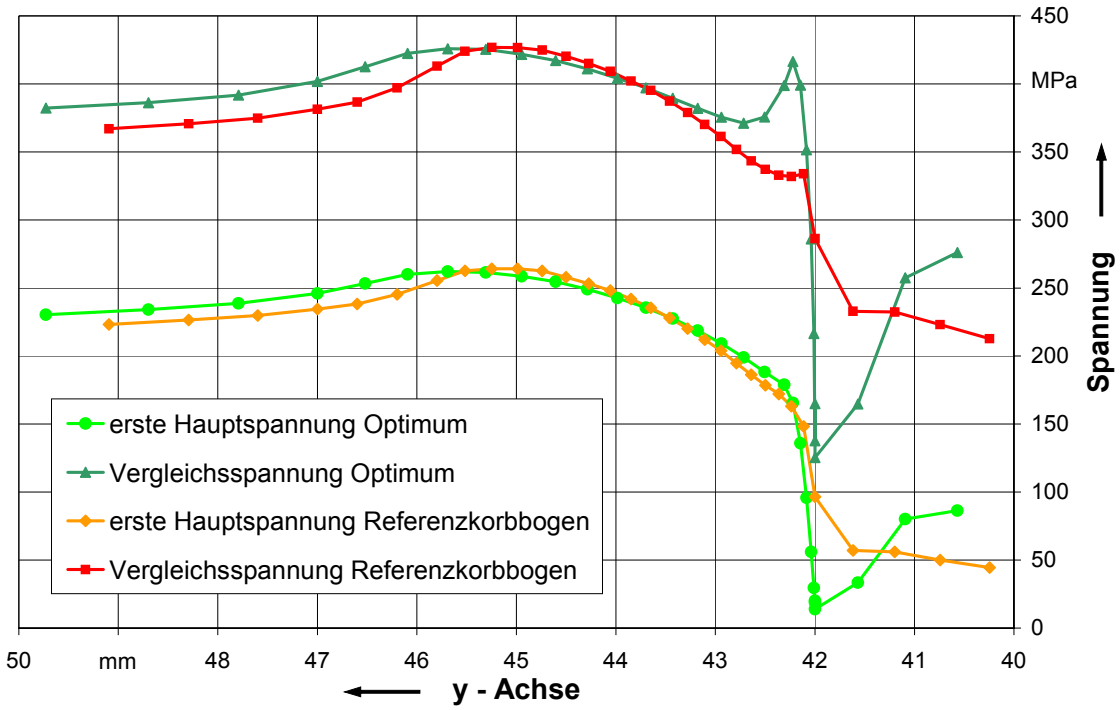


Bild 5.6: Vergleich der Spannungswerte unter Torsion zwischen Referenzkorbbogen nach Gropp [GROPP03B] und dem gefundenen Optimum mit senkrechter Anschlagfläche, μ = 0,4

Aufbauend auf den Anforderungen aus bestehendem Prüfstand und die Eigenschaften des gewählten keramischen Werkstoffs wurde in diesem Kapitel neben der grundlegenden Gestalt der Keramiknabe ein Startwert für die zulässige Spannung in der Keramiknabe für eine dauerfeste Auslegung festgelegt. Auf dieser Basis kann die umfassende Analyse und Optimierung und endgültige Auslegung des HPV durchgeführt werden. Die Vorgehensweise für die numerisch durchgeführten Analysen wird im folgenden Kapitel vorgestellt.

6 Vorbemerkungen zu den numerischen Analysen

6.1 Allgemeines zu Numerik und Materialbeschreibung

Ein genereller Mangel in der Untersuchungsmethodik zur Spannungsermittlung in der Nabe und insbesondere deren Überhöhungen dicht an der Nabenkante besteht im Wesen der Finite-Elemente-Methode als Näherungsverfahren. Dieses numerische Näherungsverfahren führt dazu, dass im Gegensatz zur dreidimensionalen Elastizitätstheorie an den Nabenkanten trotz des extremen Spannungsgradienten nahe der Singularität endliche Werte für den Fugendruck errechnet werden, wodurch dieser Gradient nicht exakt abgebildet werden kann (siehe u. a. [LEIDICH83], [KOLLMANN84]).

Dieses Problem besteht im Prinzip nicht mehr, wenn eine Spannungshomogenisierung durch Übermaßkorrektur durchgeführt wird. Einschränkend muss aber gesagt werden, dass die durchgeführte Spannungshomogenisierung jeweils nur für einen einzigen diskreten Betriebspunkt gilt, d. h. entweder für die torsionsfreie WNV oder ein exakt einzuhaltendes Übermaß. Jeder andere Lastfall führt infolge eines veränderten Spannungszustands bzw. der Größe der elastischen Verformung zu einer anderen Geometrie der spannungsoptimierten Trennfugenkonturierung.

Obwohl es gelingt, den Verlauf des Fugendrucks für den Fall der (axial-)reibungsfrei angenommenen Trennfuge zu homogenisieren (siehe [GLÖGGLER03]), prägen sich bei reibungsbehafteter Simulation der Trennfuge erneut die durch die linear-elastische Theorie bedingten Spannungsüberhöhungen an den Nabenkanten aus. Der Betrag dieser Überhöhungen ist abhängig von der Diskretisierung an der Nabenkante und erfüllt damit nicht die Forderung nach einer netzunabhängigen Ermittlung der Spannungen. Die Spannung an der Singularität der Nabenkante steigt mit feinerer Diskretisierung, weswegen die Maximalspannung in der von Leidich [Leidich83] vorgeschlagenen Weise an einer definierten Position z* ausgewertet wird. Die sogenannte Mikrostützwirkung sehr nahe an der Nabenkante führt gemäß dieser Theorie dazu, dass die Gesetze der elastischen Werkstoffbeschreibung nicht mehr gelten. Für einen Fügedurchmesser von 30 mm wird der von Leidich [LEIDICH02, S. 20] gewählte Wert für die Referenzstelle $z^* \approx 1{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot D_F$ übernommen. Die Diskretisierung an der Nabenkante muss also mit einer Elementlänge von weniger als 0,045 mm durchgeführt werden. Die gewählte Elementlänge von 0,01 mm in den zweidimensionalen Berechnungen erfüllt diese Be-

dingung. Die dreidimensionale Modellierung kann diese Forderung mit einer durchschnittlichen Elementlänge an der Kante von ca. 0,22 mm infolge der Knotenbegrenzung nicht erfüllen, weswegen die auftretende Singularität am letzten Knoten nicht als aussagekräftig bewertet wurde. Dennoch wird dieser Knotenwert in den Diagrammen unkorrigiert wiedergegeben.

6.2 Grundlegendes zu Reibungssimulation und Kontaktbedingungen

Entscheidend für die vorliegende Arbeit ist die Berücksichtigung der Axialreibung in der Trennfuge und deren simulationsseitige Realisierung. Dabei besteht das Problem, komplexe Reibungsverhältnisse (Gleitreibung, Haftreibung, jeweils bei unterschiedlichen Reibungsverhältnissen im Verlauf der Zahl der Belastungszyklen durch zunehmende Passungsrostbildung sowie unterschiedliche Oberflächenrauigkeiten) genau genug abzubilden, um mit den realen Verhältnissen vergleichbare Ergebnisse zu erreichen. Neueste Forschungsarbeiten versuchen, diese komplexen Reibungseffekte in ein numerisches Verfahren zu überführen und in FE-Programme zu integrieren, da das Coulomb'sche Reibgesetz, das der üblichen Kontaktbeschreibung in den gängigen FE-Programmen zu Grunde liegt, für die Beschreibung der Kraftübertragung nur bedingt geeignet ist [MEIßNER06, S. 53f]. Dennoch wird in der vorliegenden Arbeit das Coulomb'sche Reibgesetz ohne Modifikation weiterverwendet, denn von Glöggler [GLÖGGLER03, S. 131] wurde bereits nachgewiesen, dass selbst eine aufwändige Reibungssimulation mit Anpassung des örtlichen Reibungskoeffizienten insbesondere bei höheren Reibungskoeffizienten zu keiner spürbaren Verbesserung der Simulation führt.

Die große Unsicherheit in den Reibungskoeffizienten (siehe Kapitel 2.2) macht eine Kalibrierung der FE-Modelle erforderlich. Dies erfolgt in Anlehnung an die von Smetana [SMETANA01] beschriebene Vorgehensweise. Diese Kalibrierung wird mit den in Abschnitt 8.5 dargestellten Versuchen vorgenommen, mit deren Hilfe der integrale Reibungskoeffizient des HPV ermittelt wird. Dieser experimentell ermittelte Reibungskoeffizient wird in Nachlaufrechnungen (siehe Abschnitt 9.7.1) in die numerischen Modelle eingefügt, und es werden erneute Rechnungen vorgenommen.

Die Formulierung der eigentlichen Kontaktbedingung erfolgt durch die Lagrange'sche-Multiplikator-Methode, so dass bei maximierter Steifigkeit der Kontaktelemente keine Resteindringung wie bei Verwendung der Penalty-Methode auftritt.

6.3 Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen

Die Optimierung der Spannungen wird insbesondere im Hinblick auf die versagenskritischen Spannungen in der Keramik durchgeführt. Nachdem in Abschnitt 5.3 bereits eine Untersuchung und Optimierung der Spannungen in der Keramiknabe außerhalb des eigentlichen Pressverbands vorgenommen wurde, verbleibt die Optimierung im Bereich der Trennfugengeometrie. Diese numerischen Untersuchungen in der Trennfuge des eigentlichen Pressverbands werden hinsichtlich zweier unterschiedlicher Zielsetzungen durchgeführt, da im Verlauf der Untersuchungen deutlich wurde, dass die Bereitstellung eines weitestgehend ausfallsicheren HPV auf zwei unterschiedliche Arten erreicht werden kann:

1. Die erforderliche Minimierung der auftretenden Spannungen im HPV erfolgt hinsichtlich einer Homogenisierung des Fugendrucks (wird im Weiteren als *Fugendruckhomogenisierung* bezeichnet). Diese Vorgehensweise führt zu einer nichthomogenen Verteilung der versagenskritischen ersten Hauptspanung in der Keramiknabe.
2. Die Minimierung der Spannungen erfolgt hinsichtlich einer *Homogenisierung der ersten Hauptspannung*. Dies bedingt einen nicht-homogenen Fugendruck.

Dementsprechend wird in Kapitel 7 in einer ersten Optimierung die in der Trennfuge herrschende Kontaktspannung für unterschiedliche Reibungskoeffizienten (Haftmaße) und Lastfälle so homogenisiert, dass für jede geänderte Randbedingung in den numerischen Analysen ein ***konstanter Fugendruck*** in der Trennfuge erreicht wird (Abschnitt 7.1). Die ermittelten Konturierungen für die Welle bei jeder einzelnen Parametervariation werden miteinander verglichen und anschließend auf eine Referenzkontur reduziert, so dass diese Endkontur in jedem Lastfall Zugspannungen in der Nabe unterhalb der versagenskritischen Grenze zur Folge hat. Für diesen Prozess der Definition einer universellen Kontur wird im Folgenden der Begriff Kontaktspannungsoptimierung verwendet. Die Untersuchungen in Abschnitt 7.1 beinhalten auch die Ermittlung des Einflusses weiterer Gestaltungsparameter auf die gefundene Reibungsmodellierung. Es werden verschiedene Übermaßbeträge, Nabenaußendurchmesser und Pressfugenlängen untersucht, um die breite Einsetzbarkeit der Modellierung zu verifizieren.

In einer weiteren Optimierung wird die im vorangehenden Schritt gefundene Kontur weiterentwickelt, um nicht nur den Fugendruck in der Trennfuge zu optimieren, sondern

für eine homogenere Ausnutzung der Tragfähigkeit des Nabenwerkstoffs eine Kontur hinsichtlich einer homogenen Verteilung der versagenskritischen ersten Hauptspannung über die Nabenlänge zu finden (entspricht nahezu einer konstanten Zugumfangsspannung). Dies wird daher als ***Zugumfangsspannungshomogenisierung*** bezeichnet und in Abschnitt 7.2 dargestellt.

Für die Darstellung der Ergebnisse sämtlicher in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird das in Bild 6.1 angegebene Koordinatensystem zu Grunde gelegt. Der Ursprung dieses Koordinatensystems befindet sich am rechten Rand der Welle im HPV.

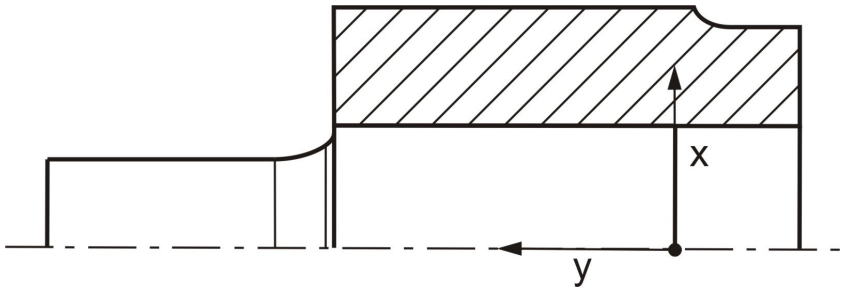


Bild 6.1: Definition des Koordinatensystems für den HPV

Ergänzend zu der beschriebenen Untersuchung von Konturierungen und Spannungen an der für die experimentellen Untersuchungen vorgesehenen Geometrie der hybriden WNV in den Abschnitten 7.1 und 7.2 wird in Abschnitt 7.3 eine Bestimmung der Ausfallwahrscheinlichkeit auf Basis der FE-Berechnungen durchgeführt. Neben der ingenieurwissenschaftlich geprägten Vorgehensweise in den Abschnitten 7.1 und 7.2 wird der Versuch unternommen, mit Hilfe einer FEM-gestützten Optimierungssoftware die Konturierung der Trennfuge zu generieren. Die Ergebnisse werden in Abschnitt 7.4 vorgestellt. In wie weit eine Änderung der Elastizitätsmoduln von Welle und Nabe die Kontur der Trennfuge beeinflussen, ist Thema von Abschnitt 7.5.

7 Ergebnisse der numerischen Berechnungen zur Spannungshomogenisierung in der Nabe

7.1 Kontaktspannungsoptimierung

In diesem Abschnitt wird unter Berücksichtigung der Axialreibung in der Trennfuge zunächst eine Ausgangsgeometrie für die Konturierung der Welle definiert (Abschnitt 7.1.1). Für diese Ausgangsgeometrie wird in den Abschnitten 7.1.2 bis 7.1.4 der Einfluss von Störgrößen auf die gefundene Axialreibungsmodellierung untersucht. Der Einfluss von Fasen auf die Konturierung der Trennfuge wird in Abschnitt 7.1.4 vorgestellt und die Auswirkungen einer langsamen Rücknahme des Übermaßes ist Thema von Abschnitt 7.1.5. Danach wird die endgültige Geometrie der Trennfuge festgelegt (Abschnitt 7.1.7).

Im Anschluss daran werden einige Lastfälle hinsichtlich der Beeinflussung der Kontur für das Erreichen eines konstanten Fugendrucks untersucht:

- Thermisches Fügen (Abschnitt 7.1.8)
- Einfluss von Fertigungsungenauigkeiten (Abschnitt 7.1.9)
- Einfluss von Torsionslasten auf den Spannungszustand (Abschnitt 7.1.10)

7.1.1 Ermittlung der grundlegenden Kontur der Stahlwelle unter Axialreibungseinfluss

Basis für die in der FEM-Simulation durchgeführte Spannungshomogenisierung sind die entsprechend der DIN 7190 [DIN7190] ermittelten analytischen Spannungs- und Verschiebungswerte, siehe Abschnitt 5.2.2. Die Vorgehensweise der Fugendruckhomogenisierung erfolgt in Anlehnung an [GSCHWENDNER95]. Wird grundsätzlich keine Spannungshomogenisierung vorgenommen, reagiert der HPV im Gegensatz zu einem vollmetallischen Pressverband nicht durch lokales Fließen an der Nabenkante, sondern durch vorzeitiges, spontanes Versagen infolge der lokalen Spannungsüberhöhungen an der Nabenkante bei geringen Übermaßen. Die Spannungshomogenisierung ist also nicht wie in den Untersuchungen von Glöggler [GLÖGGLER03] eine Strategie zur Optimierung der Reibdauerbeanspruchung für den Fall eines vollmetallischen Pressverbands. Vielmehr ist sie unbedingte Voraussetzung für das Funktionieren des hybriden

Pressverbands mit Keramiknabe.

Ausgangspunkt für die Konturdefinition der Welle in der Trennfuge ist die Untersuchung des statischen Lastfalls des Pressverbands ohne äußere Torsionslast. Der in Abschnitt 5.2 in seinem Betrag festgelegte und aus einem entsprechenden Übermaß resultierende Fugendruck soll konstant über der Trennfugenlänge wirken und darf an keiner Stelle der Keramiknabe zu einem über dem fatigue limit K_{I0} liegenden Niveau der ersten Hauptspannung führen, wenn das Bauteil eine hohe Ausfallsicherheit und lange dynamische Lebensdauer besitzen soll.

Grundlegender Unterschied zu den in der Literatur beschriebenen Analysen der Kontaktspannungen ist die Berücksichtigung von Axialreibung bereits beim Fügen des hybriden Pressverbands. Die Motivation für die Berücksichtigung von Reibung und deren näherungsweiser Beschreibung liegt in dem Umstand, dass der Tribokontakt von Keramik zu Stahl einen sehr hohen Reibungskoeffizienten besitzt, der bis zum Vierfachen des für eine konventionelle Stahl-Stahl-Paarung gültigen Wertes betragen kann (siehe Abschnitt 2.2.1).

Der Berücksichtigung der (Axial-)Reibung bei der Ermittlung der Spannungen in der hybriden Pressverbindung wird in der vorliegenden Arbeit eine zentrale Bedeutung beigemessen. Bestätigt wird dies durch die im Folgenden abgeleiteten Konturen zur Spannungsminimierung, bei welchen sich im Unterschied zu den reibungsfrei optimierten Trennfugenkonturen für Stahl-Stahl-Pressverbindungen gemäß den Arbeiten von Glöggler [Glöggler03] ein deutlicher Unterschied ergibt und sich infolgedessen signifikant unterschiedliche Spannungsniveaus einstellen.

Zielwert für den Fugendruck ist der aus dem fatigue limit für die gewählte Si_3N_4-Keramik abgeleitete Grenzwert für die maximal zulässige Zugumfangsspannung in der Nabe von 156 MPa, der bei der gewählten Referenzgeometrie einem Betrag von 101,2 MPa entspricht. Dieser Wert für den Fugendruck soll über einen möglichst großen Bereich der Trennfuge konstant sein.

Wird die Übermaßkorrektur ohne Berücksichtigung von Reibung in der Trennfuge definiert, ergibt sich die in Bild 7.1 dargestellte Kontur. Die jeweiligen Einzelverschiebungen in radialer Richtung von Welle und Nabe werden ermittelt, indem in separaten FE-Modellen von Welle und Nabe im Bereich der Trennfuge ein homogener Fugendruck aufgebracht wird und die daraus resultierenden radialen Verformungen ausgelesen werden. Beide Verformungsbeträge summieren sich betragsmäßig zu der in blauer

Farbe dargestellten Kontur, die – wird sie auf die Welle aufgebracht und die Nabe als zylindrisch betrachtet – zu dem konstanten und gewünschten Fugendruck von 101,2 MPa führt. Diese Verifikation wurde vorgenommen, indem die in Bild 7.1 dargestellte Übermaßverteilung in der Trennfuge modelliert und zwischen Welle und Nabe ein reibungsfreier Kontakt angenommen wurde.

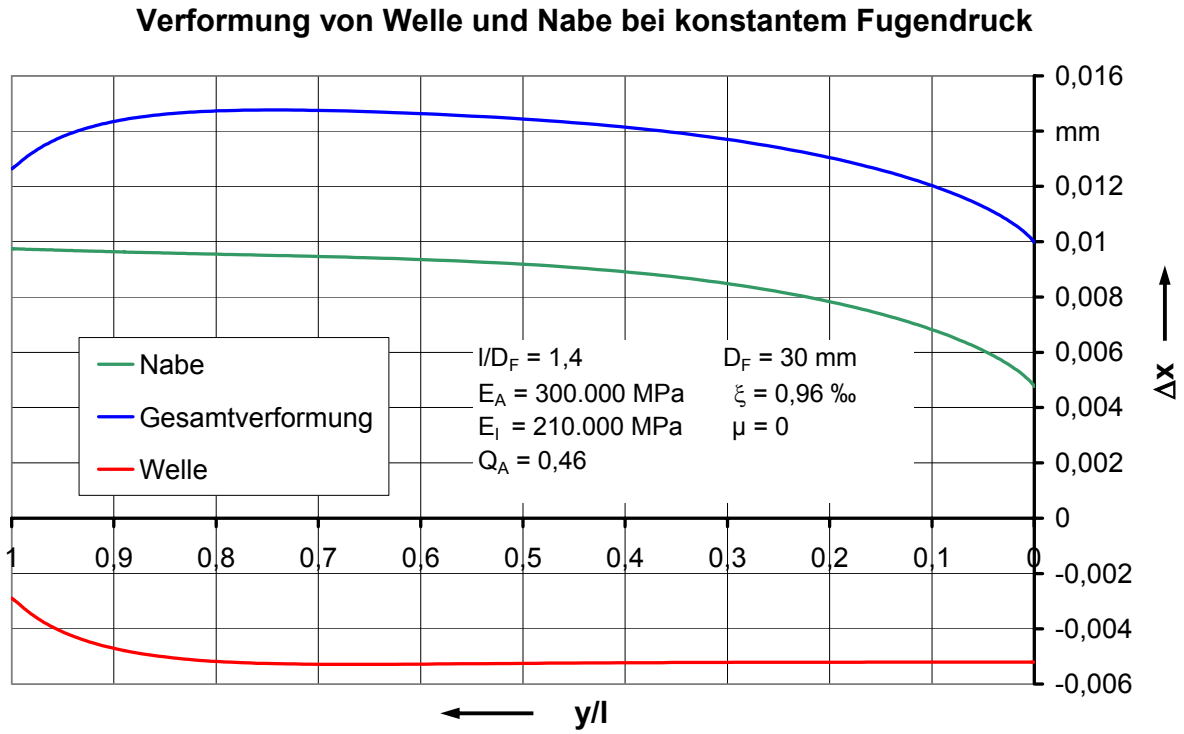


Bild 7.1: Radiale Knotenverschiebung von Welle und Nabe sowie Gesamtverschiebung unter 101,2 MPa Fugendruck bei reibungsfrei betrachteter Trennfuge

Dieser Rechenschritt mit den beiden sich in Kontakt befindlichen Körpern, wird im Folgenden als „Nachlaufrechnung“ bezeichnet. Dabei wird in diesem Abschnitt vornehmlich die Druckspannung im Kontakt ausgewertet, da dieses Ziel der Optimierung ist. Diese aus der Konturierung der Welle resultierende Druckspannungsverteilung über der Pressfugenlänge ist in Bild 7.2 dargestellt. Die sehr geringen Schwankungen liegen in der numerischen Beschreibung des Kontakts begründet.

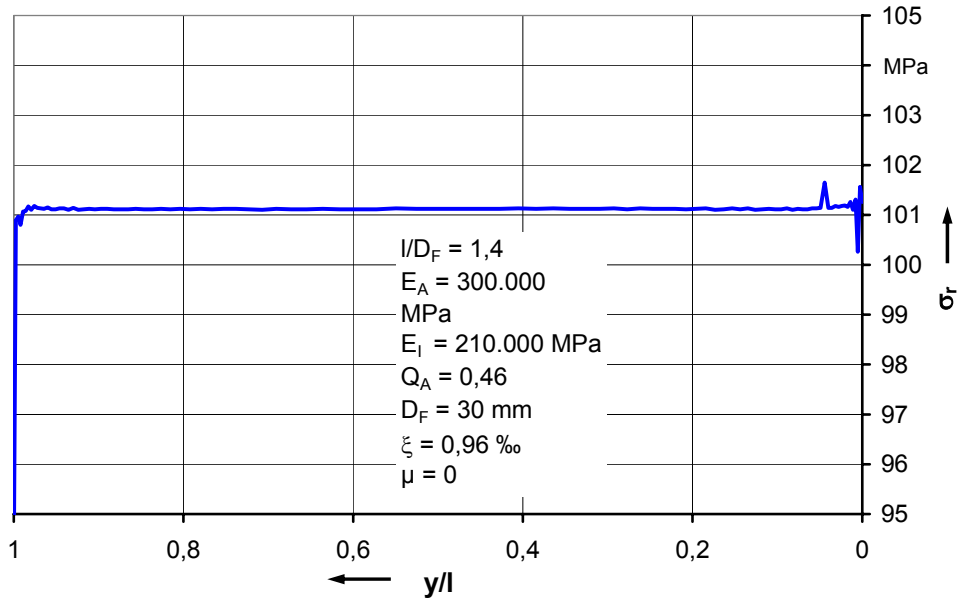


Bild 7.2: In der Nachlaufrechnung ermittelter Fugendruck bei geometrischer Modellierung des reibungsfrei ermittelten Übermaßes

Diese Art der Kontaktspannungsoptimierung entspricht der Vorgehensweise nach Gschwendner [GSCHWENDNER95], da keine Reibung bei der Kontaktspannungsoptimierung berücksichtigt ist. Werden zusätzlich Reibungseffekte in der Trennfuge berücksichtigt, ändert sich die Verteilung der Normalspannungen und damit auch die Kontur für einen ideal ebenen Fugendruckverlauf über der Fugenlänge. Dies zeigt Bild 7.3, in dem lediglich die reibungsfrei optimierte Kontur aus Bild 7.1 in den FE-Berechnungen mit einem Reibungskoeffizienten von μ = 0,4 in der Trennfuge beaufschlagt wurde.

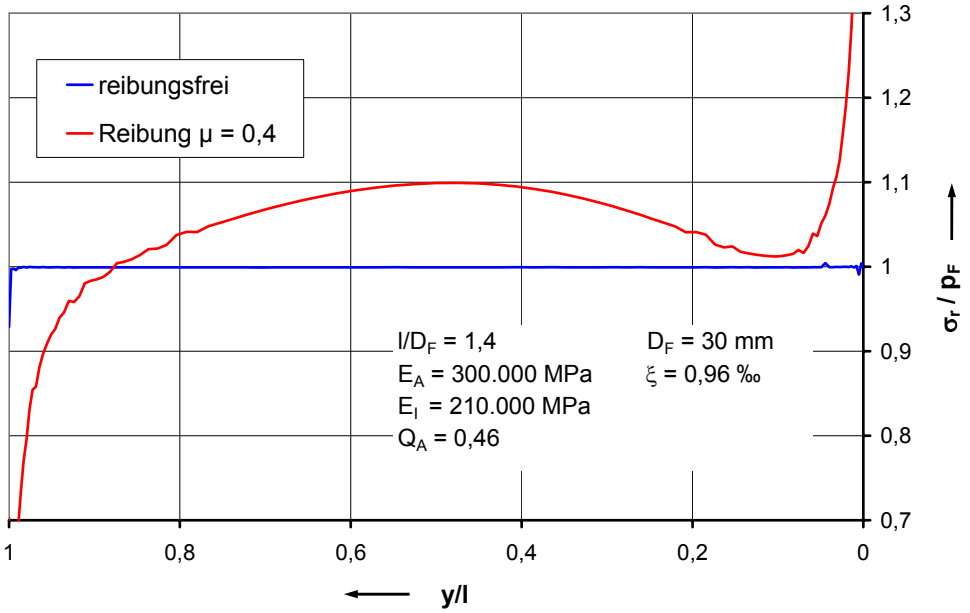


Bild 7.3: Einfluss der Reibung auf die Verteilung der Kontaktspannung

Durch die Berücksichtigung dieses Reibungskoeffizienten ohne weitere Anpassung sinkt der Kontaktspannungsverlauf im Bereich $1 \geq y/l \geq 0{,}88$ sehr deutlich ab, siehe Bild 7.3. Der Grund für die Abnahme des Fugendrucks in diesem Bereich liegt in den elastischen Verformungen von Welle und Nabe im Verlauf des Fügens als Querpressverband. Während die Nabe ihren Durchmesser durch elastische Verformung vergrößert, behindert die Reibung in der Trennfuge ihre Verkürzung in axialer Richtung. Im Gegenzug wird die Welle radial zusammengedrückt und durch die Reibung an ihrer axialen Ausdehnung behindert. Folge ist ein Aufstülpen der Nabe und ein Einziehen der Welle, was sich in einem lokal verringerten Fugendruck äußert. In Bild 7.4 ist dies schematisch dargestellt, wobei die radiale Aufweitung der Nabe bzw. das Zusammendrücken der Welle durch den Fugendruck zur besseren Übersichtlichkeit nicht dargestellt ist.

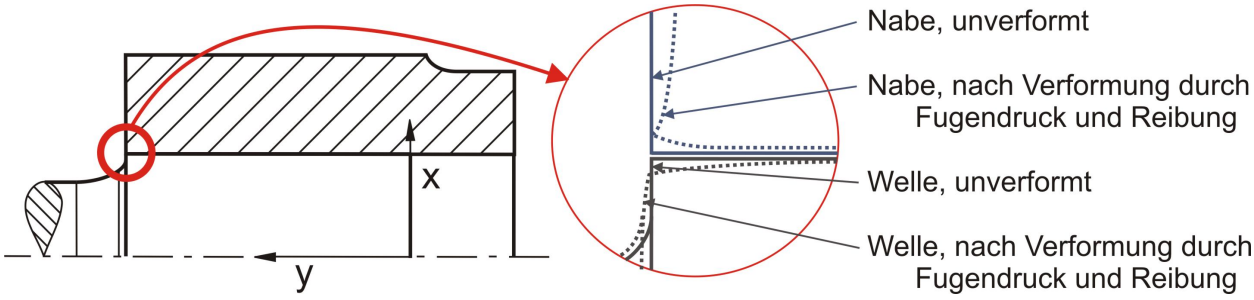


Bild 7.4: Prinzipbild der axialen Verformungsbehinderung durch Axialreibung während des Fügens (stark vergrößert dargestellt)

Die Fugendruckverringerung an der Nabenkante führt zu einer verringerten ertragbaren Schubspannung unter Torsionslast und dadurch zu einer vergrößerten Schlupfbewegung, womit die Gefahr einer erhöhten Reibkorrosionsbeanspruchung und auch die Möglichkeit einer verstärkten Gefügezerrüttung der Keramik verbunden ist. Die weitere Spannungsoptimierung ist also auch darauf auszurichten, dass der Fugendruck bis möglichst nahe an die Nabenkante auf dem hohen Niveau von 101,2 MPa gehalten wird. Der Umstand, dass bei Berücksichtigung von Reibung in der Trennfuge wiederum Zugspannungsspitzen an der Nabenkante auftreten, erfordert eine neue Konturierung der Trennfuge, so dass wieder ein homogener Fugendruck erreicht wird.

Einen weiteren Effekt in der Trennfuge wird in den Untersuchungen von Leidich erwähnt [LEIDICH83]: Infolge der im dynamischen Betrieb auftretenden Schubspannungsüberlagerungen tritt ein Rutschen in der Trennfuge ein, was schließlich zur axialen Entspannung der Nabe führt, womit sich die Trennfugenkontur der schubspannungsfreien Betrachtung annähert. In wie weit diese Annahme für den hybriden Pressverband zutrifft,

kann jedoch nicht genau gesagt werden, da – wie von Lüßgen [LÜßGEN01] dargestellt – durch den großen Härteunterschied von Keramik und Stahl eine Art Mikroverzahnung auftritt, die die Haftreibung deutlich erhöht. Eine Berücksichtigung der Axialreibung in der Trennfuge ist daher wichtig für eine zuverlässige Auslegung der Verbindung, auch hinsichtlich einer Maximierung der Überlebenswahrscheinlichkeit während des thermischen Fügens, wo noch keine dynamischen Effekte eine Entspannung zulassen. Wie stark der Schlupf durch die Mikroverzahnung reduziert wird und sich der reibungsbehaftete Zustand dem reibungsfreien annähert, soll in der Korrelation zwischen FE-Untersuchungen und realen Versuchen geklärt werden.

Die Berücksichtigung von Reibung in der Trennfuge zur Definition der Wellenkonturierung kann nicht auf Basis von in der Literatur verfügbaren Modellen vorgenommen werden: Die im Fall eines hybriden Pressverbandes mit einer Keramik-Metall-Paarung z. B. von Lüßgen [LÜßGEN01, S. 36] vorgeschlagene Vorgehensweise der Beschreibung von Kontakt und Reibung durch knotenweise Aufbringung von jeweils konstanten Drucklasten p bzw. Einzelkräften μ·p auf die jeweils getrennt betrachtete Welle und Nabe führte nicht zum gewünschten homogenen Spannungsverlauf. Zentrales Problem der von ihm beschriebenen Vorgehensweise ist, dass sich einerseits in der Mitte der Kontaktfläche durch die Umkehrung der aufgebrachten Einzelreibkräfte eine Singularität in den Spannungen ergibt und andererseits die sehr hohe Reibkraft an der Nabenkante zu der von Leidich beschriebenen Aufstülpung der Nabenkante führt und damit der Fugendruck stark verringert wird [LEIDICH83, S. 37]. In ersten FE-Analysen konnte dieses Verhalten bestätigt werden.

Dies legt in der Anpassung der Reibungsberücksichtigung folgende Maßnahmen nahe: Erstens muss der Betrag der simulierten Reibkräfte ausgehend von der Mitte der Trennfuge hin zu den Nabenkanten linear ansteigen, da auch die Coulomb`sche Reibungskraft linear mit dem Betrag der elastischen Verformung steigt. Dabei ist die Relativverschiebung zwischen Welle und Nabe in der Nabenmitte null und an den Nabenkanten maximal. Zweitens muss eine Rücknahme des Übermaßes an den Nabenkanten erfolgen, damit dort wegen der verringerten Normalkraft auch die Axialreibkraft entsprechend reduziert wird und infolgedessen das Umstülpen der Nabenkanten verringert wird. Dies kommt den Untersuchungsergebnissen von Lüßgen [LÜßGEN01, S. 22] entgegen, wonach Fasen und Radien am stählernen Fügepartner zur Erhöhung der Zuverlässigkeit der Keramik von großer Bedeutung sind. Dadurch wird die Gefahr von

Abplatzern an den Nabenkanten deutlich reduziert. Folglich wurde eine lineare Rücknahme des Übermaßes in einem Bereich der äußeren 0,6 mm an den Nabenkanten gewählt, um zusätzlich eine maximal erlaubte Nabenfase von ca. 0,3 mm mit zu berücksichtigen. Auf diese Weise nimmt die Reibungskraft in der Trennfuge vom „homogenen“ Wert μ·p auf den Wert Null an den Nabenkanten ab, da direkt an der Nabenkante die Scherkraft null sein muss. Diese Randbedingungsbetrachtung findet sich auch in Kollmann [KOLLMANN84, S. 52]. Folgende Abbildung zeigt qualitativ die auf Welle und Nabe aufgebrachte, knotenbezogene Größe der Reibkraft.

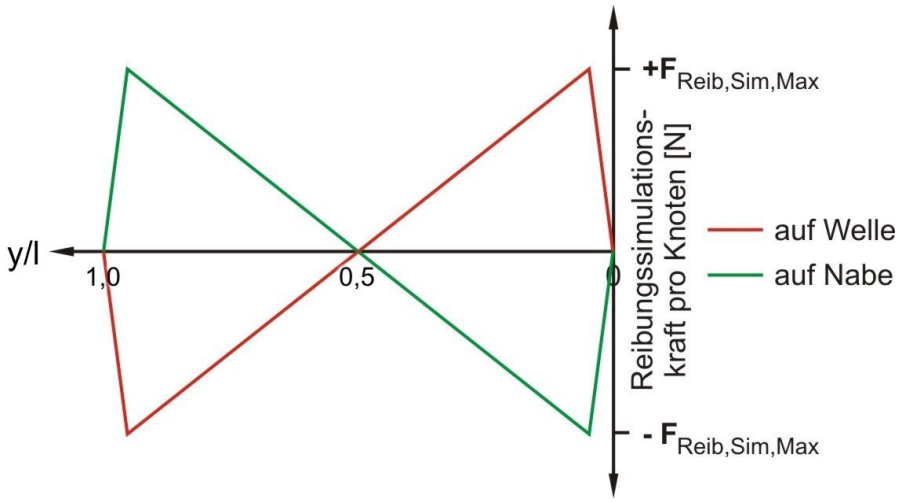


Bild 7.5: Simulation der Reibkraft bei Ermittlung eines homogenen Fugendrucks

Zur Skalierung und Aufteilung der Beträge der einzelnen Reibkräfte je Knoten wird der Wert k definiert, der die Summe der auf die Hälfte der Nabenlänge aufgebrachten Einzelreibkräfte je Knoten darstellt:

$$k = \left| \sum_{y/l=0}^{0,5} F_{Reib,sim} \right| = \left| \sum_{y/l=0,5}^{1} F_{Reib,sim} \right| \qquad (7\text{-}1)$$

Damit ist der qualitative Verlauf der Reibungssimulationskraft definiert, jedoch ist der für einen bestimmten Reibungskoeffizienten passende Betrag für den Wert k noch unbekannt. Eine größere Reibung entspricht einer Streckung der in Bild 7.5 dargestellten Dreiecke in Ordinatenrichtung. Folglich werden mit steigendem Reibungskoeffizienten μ auf jeden Knoten von Welle und Nabe in der Trennfuge größere Reibungskräfte aufgebracht. Reibungsfreiheit entspricht demnach einem Wert k = 0. Zunehmende Reibungskoeffizienten führen mit dem gewählten Reibmodell zu größeren Werten von k und unterschiedlichen Formen der Wellenkonturierung für homogenen Fugendruck, siehe Bild 7.6. Dabei wird von einer Nullnabe ausgegangen, sodass das gesamte Übermaß

auf die Welle aufgeschlagen wird.

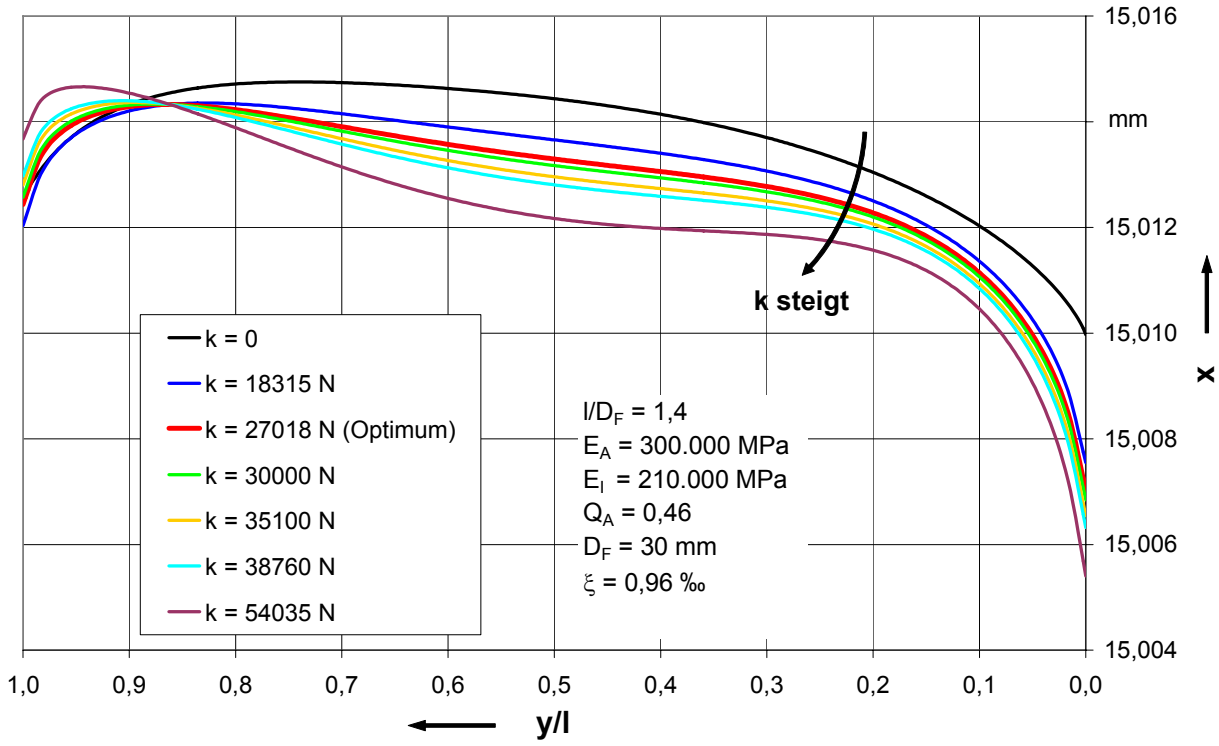


Bild 7.6: Aus unterschiedlichen k-Werten resultierende Formen der Wellenkonturierung

Die schwarze Kurve in Bild 7.6 (k = 0) entspricht der von Glöggler [GLÖGGLER03] gefundenen Korrekturfunktion. Mit steigendem k, was einem zunehmendem μ entspricht, ergeben sich aber immer größere Abweichungen von dieser Kontur, und es prägt sich eine sattelförmige Kurve aus. In der Nabenmitte zeigt sich zwischen dem Wert k und dem sich in den FEM-Rechnungen einstellenden Übermaß eine strenge Proportionalität.

Die Skalierung des Wertes k zum simulierten Reibungskoeffizienten μ erfolgt iterativ in FEM-Rechnungen, wobei jeweils die in Bild 7.6 gefundenen Konturen auf die Welle aufgebracht werden und mit einem Reibungskoeffizienten μ in der Kontaktrechnung korreliert werden. Als Kriterium für die Güte der Reibwertkorrelation wird der gewünschte ebene Fugendruckverlauf herangezogen. Der Wert für k wird so lange variiert, bis sich in den FEM-Ergebnissen ein über die gesamte Länge konstanter Fugendruck einstellt, siehe Bild 7.7. Die geringen Überschwinger an den Nabenkanten werden verursacht durch numerische Ungenauigkeiten infolge axialer Knotenverschiebungen, die die Kontaktknoten gegeneinander verschieben. Damit ist die Präzision in der Kontaktbeschreibung nicht mehr optimal.

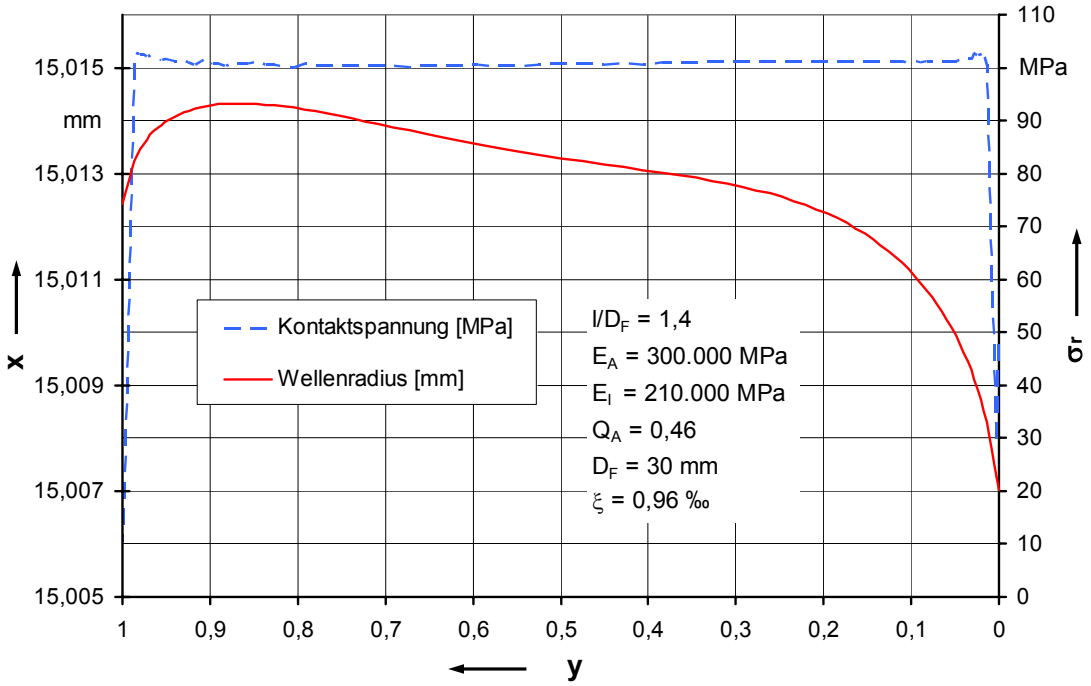


Bild 7.7: Konturierung und Kontaktspannungsverlauf beim Optimum des entwickelten Reibmodells nach Skalierung des k-Werts zum Reibungskoeffizienten μ

Das entwickelte Reibmodell gilt in dieser Form nur für den Fall, dass in der gesamten Trennfuge Haften vorliegt. Mit der für den Wert von μ = 0,4 gefundenen, optimalen Kontur wurde in verschiedenen Nachlaufrechnungen der simulierte Reibungskoeffizient variiert, um das Auftreten von Gleitreibung in der Trennfuge zu untersuchen. Ab einem Reibungskoeffizient von etwa μ = 0,2 ist keinerlei Axialgleiten mehr in der Trennfuge vorhanden und auf der gesamten Fugenlänge besteht Haften. Folglich ergab auch eine weitere Steigerung des Reibungskoeffizienten auf Werte bis zu μ = 0,8 keinen relevanten Unterschied im Kontaktspannungsverlauf. Dies spricht für eine geringe Sensitivität der gefundenen Reibungsmodellierung, was bezüglich der mit großer Unsicherheit behafteten Reibungskoeffizienten von Stahl zu Keramik vorteilhaft ist.

7.1.2 Ableitung einer allgemeinen Beschreibung der Reibung für unterschiedliche Geometrien

Um das im vorangehenden Abschnitt gefundene Reibmodell zu überprüfen und auf andere Geometrien auszuweiten, wird in diesem Abschnitt ein Zusammenhang zwischen der die Reibung beschreibenden Hilfsgröße k (siehe Gleichung 7-1) und den drei als dominierend ermittelten Parametern Reibungskoeffizient μ, Pressfugenlänge l sowie Nabenaußendurchmesser D formuliert. Ausgehend von der Referenzgeometrie werden

in FE-Analysen jeweils Fugenlänge und Nabenaußendurchmesser abhängig von der Reibung variiert. Die diesen numerischen Analysen zu Grunde liegenden Werte für die Hilfsgröße k wurden in diesen Rechnungen so lange angepasst, bis sich der gewünschte homogene Fugendruckverlauf (wie in Bild 7.7) einstellt. Im Folgenden wird für die Kontaktspannungsoptimierung der zu diesem homogenen Fugendruckverlauf gehörige k-Wert als „optimaler k-Wert“ bezeichnet. Jeder dieser einzeln optimierten k-Werte wird tabellarisch dargestellt und der jeweilige Zusammenhang zwischen k und μ abhängig von der Fugenlänge bzw. dem Nabenaußendurchmesser mit einer analytischen Formel angenähert.

Generell lässt sich aus diesen gefundenen Zusammenhängen ablesen, dass die ermittelte Lösung für die ideale Kontur oberhalb eines Reibungskoeffizienten von μ = 0,4 nahezu unabhängig von dessen Betrag ist.

7.1.2.1 Ermittlung des optimalen Reibungskoeffizienten k in Abhängigkeit von der Fugenlänge

Das Ergebnis der Ermittlung des optimalen k-Werts für die FE-Simulation in Abhängigkeit von Reibungskoeffizient und Fugenlänge ist in Bild 7.8 dargestellt. Dabei werden die Naben- und Wellenlängen proportional verkürzt und Q_A konstant gehalten.

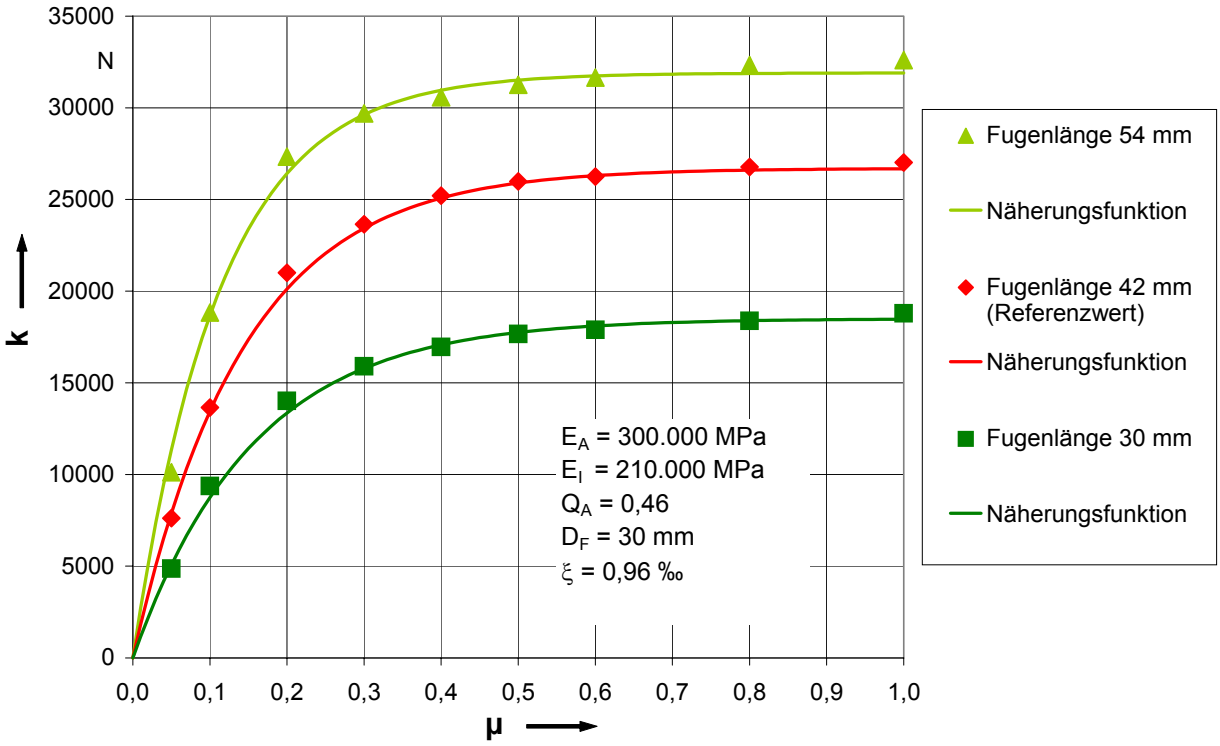


Bild 7.8: k-Wert-Bestimmung anhängig von Reibungskoeffizient und Fugenlänge

Unter Zuhilfenahme von Bild 7.8 kann der ermittelte analytische Zusammenhang zwischen Hilfsgröße k in Abhängigkeit von Reibung und Fugenlänge in folgender Größengleichung dargestellt werden:

$$k = 40000N \cdot \left(1 - \exp\left(-0{,}04 \cdot \left(l - 14{,}4\right)\right)\right) \cdot \left(1 - \exp\left(\mu \cdot \left(-5{,}15 - \exp\left(8{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot l^3\right)\right)\right)\right) \quad (7\text{-}2)$$

Dabei ist die Pressfugenlänge l in mm einzusetzen.

Zur Verifikation wurden zwei weitere beliebige Nabenlängen von 20 mm und 35 mm bei einem gewählten Reibungskoeffizienten von μ = 0,4 in einer FE-Rechnung untersucht. Die Ergebnisse für einen konstanten Fugendruck lagen nahezu exakt auf der mit Gleichung 7-2 vorhergesagten Kurve, siehe Bild 7.9. Die grau unterlegten Kurven entsprechen denjenigen aus Bild 7.8. Die Tauglichkeit des k-Wert-Modells für unterschiedliche Fugenlängen in der FEM-Simulation ist damit verifiziert.

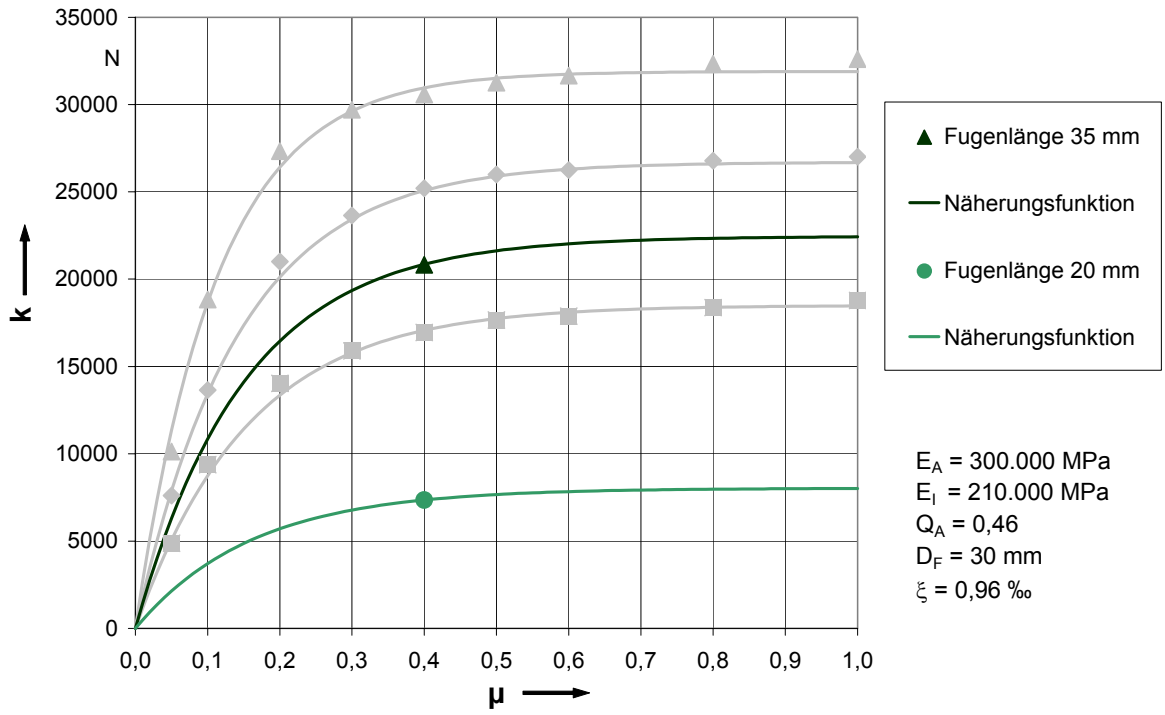


Bild 7.9: Verifikation des gefundenen analytischen Zusammenhangs anhand zweier beliebig gewählter Reibungskoeffizienten und Fugenlängen

7.1.2.2 Ermittlung des optimalen Reibungskoeffizienten k in Abhängigkeit vom Nabenaußendurchmesser

Das Ergebnis der Ermittlung des optimalen k-Werts zur Berücksichtigung der Reibungseffekte in der FE-Simulation in Abhängigkeit vom Nabenaußendurchmesser ist in Bild 7.10 dargestellt.

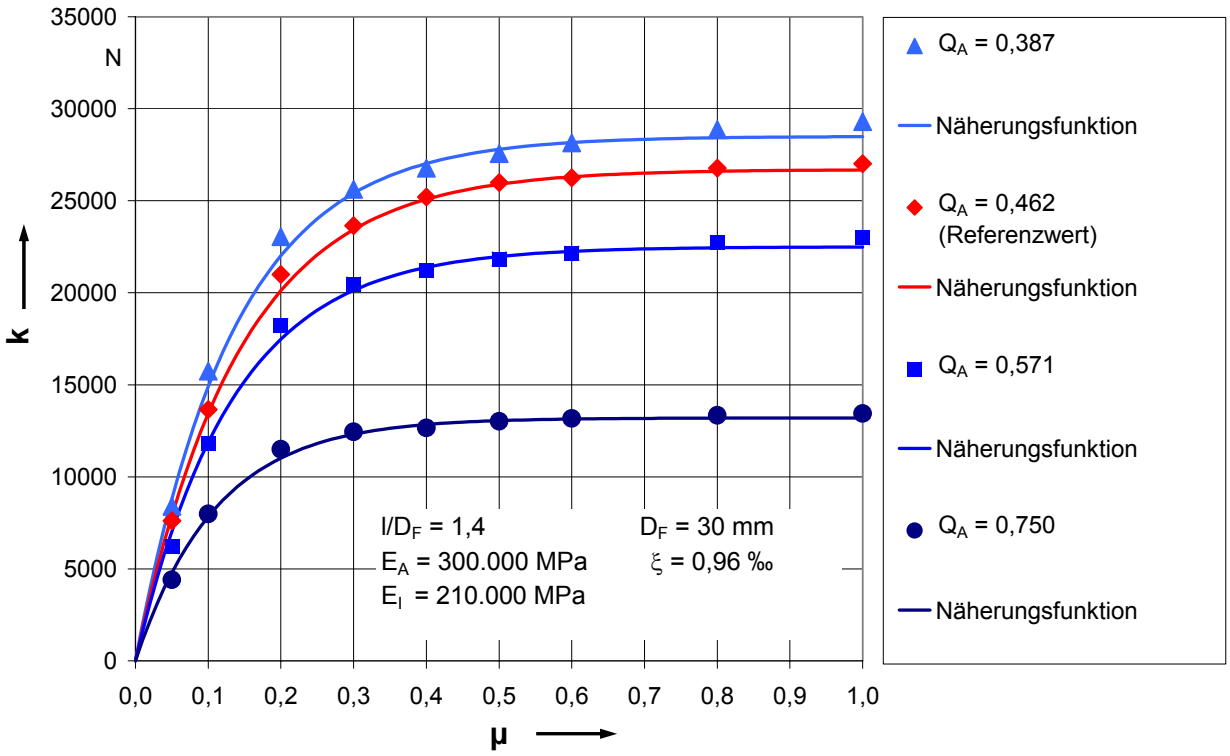


Bild 7.10: k-Wert-Bestimmung in Abhängigkeit von Reibungskoeffizienten und Nabenaußendurchmessern

Wie die Abhängigkeit von der Pressfugenlänge lässt sich auch dieser Zusammenhang in analytischer Form mit einer Größengleichung näherungsweise darstellen:

$$k = 30000N \cdot \left(1 - \exp\left(-0{,}065\left(D_{Na} - 31{,}1\right)\right)\right) \cdot \left(1 - \exp\left(-7 - 0{,}003 \cdot \mu\left(D_{Na} - 66\right)^2\right)\right) \quad (7\text{-}3)$$

Identisch wie in Gleichung 7-2 sind hier die Außendurchmesser der Nabe D_{Na} in mm einzusetzen.

Auch für diesen analytischen Zusammenhang wurde eine Verifikation vorgenommen, die wiederum eine sehr gute Übereinstimmung von analytischer Bestimmung des optimalen k-Werts mit der FEM-Verifikationsrechnung ergab, siehe Bild 7.11. Es wurde ein Nabenaußendurchmesser von Q_A = 0,353 beliebig gewählt, wiederum bei dem erwarteten Reibungskoeffizient von μ = 0,4.

Damit konnte gezeigt werden, dass sich ohne jeweilige iterative Berechnung des k-Werts für unterschiedliche Geometrien zuverlässig ein Simulationswert für die Reibungsberücksichtigung bei der Generierung der Trennfuge finden lässt. Die aufwändigen FE-Kontaktrechnungen zur Verifikation der definierten, idealen Trennfugenkonturierung für eine Fugendruckhomogenisierung sind damit entbehrlich.

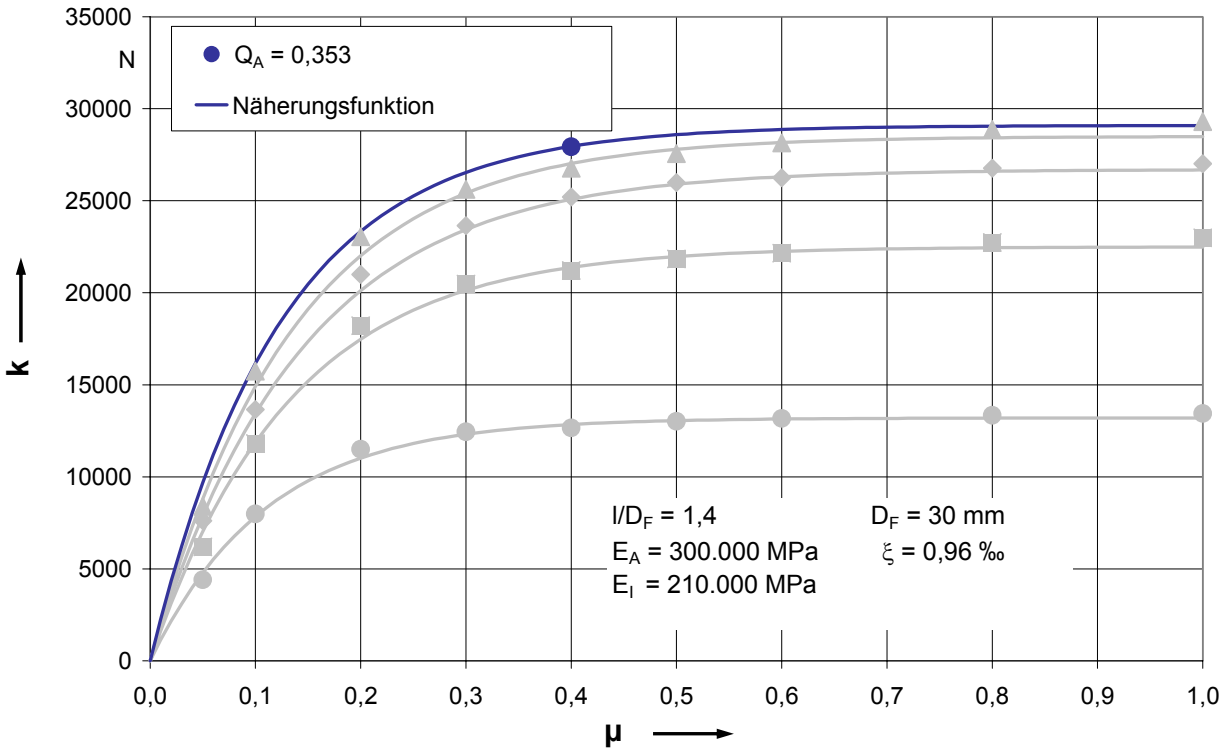


Bild 7.11: Verifikation des gefundenen analytischen Zusammenhangs anhand eines beliebig gewählten Nabenaußendurchmessers

Bei gleichzeitiger Variation von Fugenlänge und Nabenaußendurchmesser konnte kein einfach beschreibbarer analytischer Zusammenhang mehr gefunden werden.

Werden beide geometrischen Parameter gleichzeitig verändert, empfiehlt es sich, entsprechend des stärker veränderten Parameters „Fugenlänge“ oder „Nabenaußendurchmesser“ die entsprechende Gleichung aus Abschnitt 7.1.2.1 bzw. 7.1.2.2 anzuwenden. Werden ausgehend von der untersuchten Referenzgeometrie die Fugenlänge und der Nabenaußendurchmesser etwa in gleichem Maße verändert, sollte eine lineare Interpolation zwischen den Ergebissen aus Gleichung (7-2) und (7-3) vorgenommen werden.

7.1.2.3 Skalierbarkeit der Ergebnisse

Um die in obigen Untersuchungen gewonnenen Ergebnisse auf beliebige zu realisierende Fugendrücke übertragen zu können, wird in diesem Abschnitt auf der Grundlage weiterer FE-Rechnungen die radiale Skalierbarkeit überprüft. Gemäß der analytischen Betrachtungen in der DIN 7190 [DIN7190] ist eine lineare Skalierbarkeit zu erwarten, was sich in den FE-Untersuchungen auch auf die Spannungsüberhöhungen im Bereich der Nabenkanten übertragen lässt: Mit einer Verdoppelung des angestrebten Fugen-

drucks erhöhen sich sowohl die zugehörige Übermaßverteilung (Konturierung der Welle) wie auch die nabenseitige erste Hauptspannung auf der gesamten Fugenlänge um den Faktor 2. Eine lineare Skalierung der Reibsimulationskraft k (Gleichung 7-1) dagegen ist nur angenähert möglich. Wird mit dem gewünschten Fugendruck auch k verdoppelt, ergeben sich in der Auswertung der FE-Rechnungen an den Nabenkanten geringfügig über der doppelten Kontaktspannung liegende Werte. Daraufhin wurde in einer Variationsrechnung der Wert für k so lange geändert, bis sich erneut ein praktisch konstanter Fugendruck einstellte. Da jedoch mit einem Skalierungswert von 1,95 für k bei einer Verdoppelung des Fugendrucks die Linearitätsabweichung im betrachteten Bereich sehr gering ist, kann ohne größeren Fehler näherungsweise eine lineare Abhängigkeit aller geometrischen und spannungsseitigen Größen vom Fugendruck angenommen werden.

7.1.3 Sensitivitätsuntersuchung des gefundenen Dreiecksmodells zur Reibungssimulation

Das für die Reibungssimulation ermittelte Dreiecksmodell (siehe Bild 7.5) für die Aufbringung der Reibkräfte in der Trennfuge wird in diesem Abschnitt in einer Parametervariation hinsichtlich der Sensitivität der getroffenen Annahmen untersucht. Ziel ist die Klärung der Frage, ob sich dieses Modell zuverlässig auch bei nicht homogener Verteilung von Fugendruck und Reibung in der Trennfuge einsetzen lässt, denn die Verteilung des Fugendrucks einerseits und auch der Verlauf der Reibschubspannungsverteilung andererseits ist je nach Gestaltung des Pressverbands nicht notwendigerweise symmetrisch zur Mitte der Pressfuge.

In der durchgeführten Variation wird davon ausgegangen, dass die Summe der Reibkräfte konstant ist (k = const. im Dreiecksmodell) und dass die Summe aller Reibkräfte in axialer Richtung null ist. Der Nulldurchgang der im Dreiecksmodell definierten axialen Reibkräfte befindet sich je nach Variation bei 30 %, 50 % und 70 % der Pressfugenlänge. Entsprechend der Größe der Reibungsverteilung, die proportional zur Relativverschiebung zwischen Welle und Nabe ist, bleibt der Maximalwert der Reibkraftsimulation bei einer Entfernung von 0,6 mm vor den Nabenkanten unverändert. Diese Annahmen sind in Bild 7.12 dargestellt.

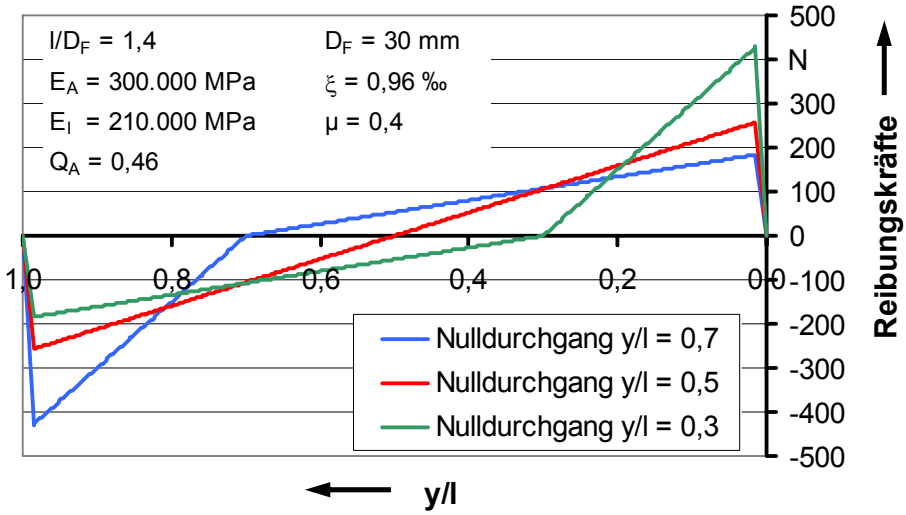


Bild 7.12: Variation der aufgebrachten Reibungskräfte in den FE-Modellierungen

Die so aufgebrachte Reibkraft beeinflusst den in der Trennfuge entstehenden Fugendruck nur gering, siehe Bild 7.13. Verglichen mit dem für einen Nulldurchgang in Trennfugenmitte gefundenen Optimum des Fugendrucks führt ein Verschieben des Nulldurchgangs zu einer Abweichung von etwa 1 % fast über die gesamte Länge des Presssitzes. Lediglich im Bereich der Nabenkanten liegt die Abweichung lokal bei gut 4 %. Diese Abweichungen sind unerheblich verglichen mit den in den folgenden Abschnitten gefundenen Einflüssen.

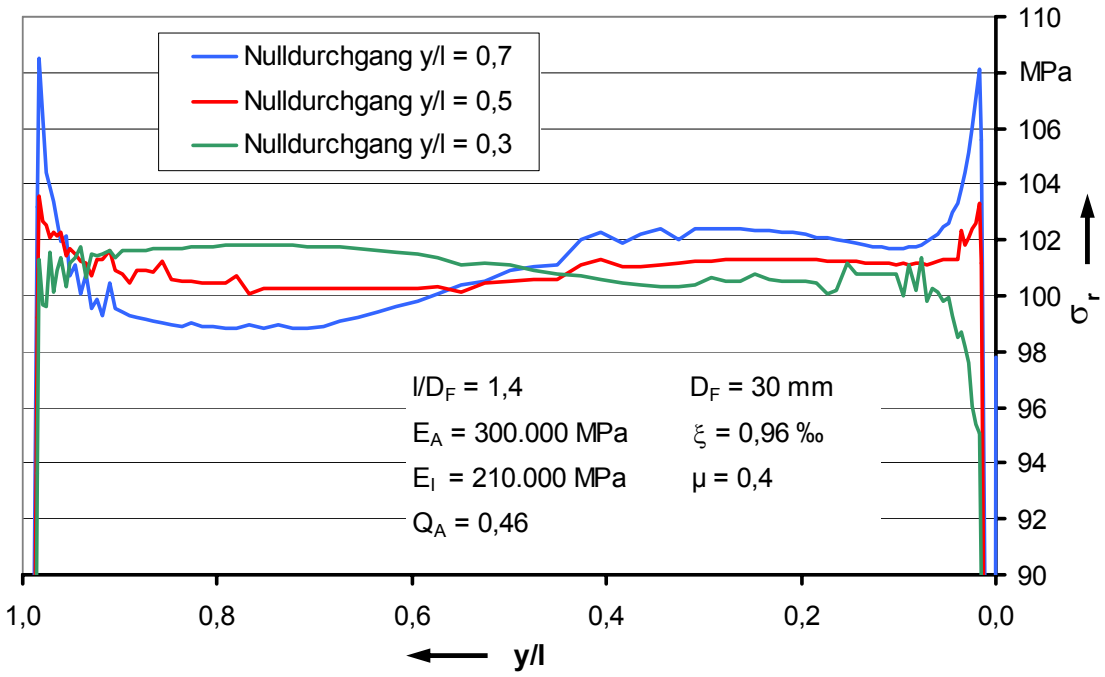


Bild 7.13: Einfluss des nichtmittigen Nulldurchgangs des Dreiecksmodells auf den Fugendruck

Auch der Einfluss auf die Konturierung der Trennfuge ist mit etwa 0,5 µm sehr gering und liegt deutlich unterhalb der derzeitig realisierbaren Fertigungsgenauigkeit für Nabe und Welle auf Standarddrehmaschinen, siehe Bild 7.14.

Mit diesen geringen Abweichungen von Fugendruck und Kontur kann das gefundene Dreiecksmodell als unempfindlich gegenüber dem sich real einstellenden Reibkraftverlauf angesehen werden. Auch die in Abschnitt 7.1.2 festgestellte geringe Beeinflussung der Reibung oberhalb eines Reibungskoeffizienten von µ = 0,4 unterstreicht die gute Anwendbarkeit des Reibmodells für die Anwendung in der FE-Simulation des hybriden Pressverbands.

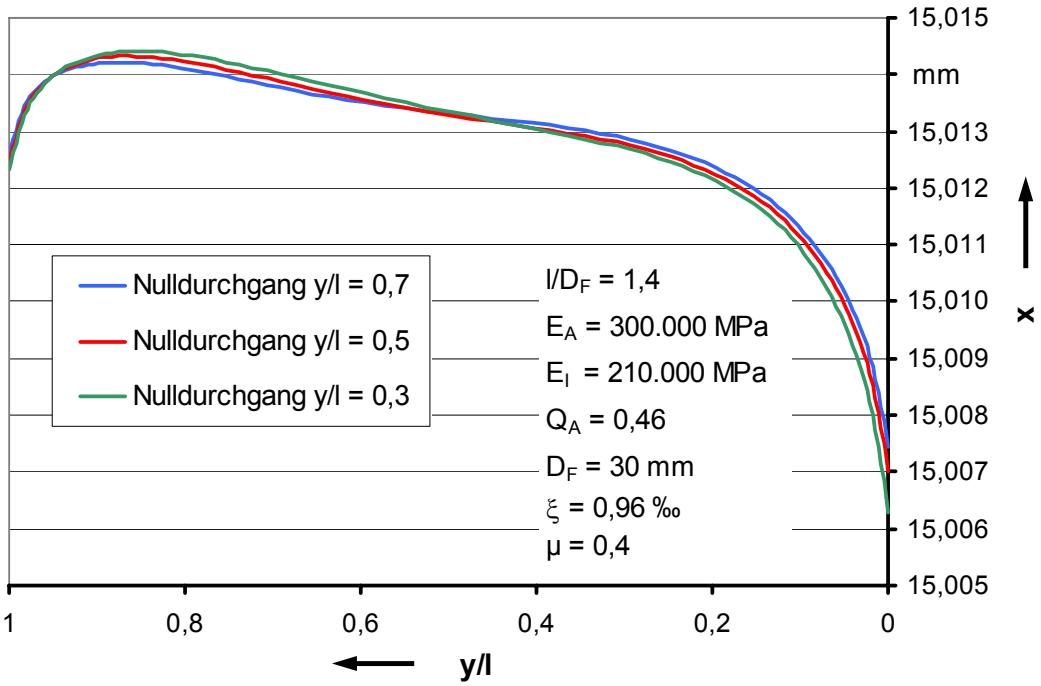


Bild 7.14: Einfluss des nichtmittigen Nulldurchgangs des Dreiecksmodells auf die Wellenkontur

7.1.4 Einfluss einer Fase auf die Spannungen in der Nabe

Wie in Abschnitt 7.1.1 beschrieben, wird bei Berücksichtigung von Reibung in der Trennfuge infolge eines Aufstülpens der Nabe der Fugendruck sehr nahe an der Nabenkante stark reduziert. Dieses Aufstülpen ist für die kantenbruchgefährdete Keramik besonders kritisch und macht eine Fase an den Kanten der keramischen Nabe erforderlich. Zudem sind entsprechend den Untersuchungen von Lüßgen [LÜßGEN01, S. 22] Fasen und Radien am stählernen Fügepartner zur Erhöhung der Zuverlässigkeit der Keramik von großer Bedeutung. In Abstimmung mit dem Hersteller der Versuchskörper

wurde die Größe der Fase auf 0,3 mm festgelegt. Diese Fase kann infolge der spanenden Nachbearbeitung durch das Honen der Passung jedoch etwas geringer ausfallen.

Mit Hilfe der FEM wird in diesem Abschnitt der Einfluss einer Fase auf die Spannungen in der Nabe untersucht, siehe Bild 7.15.

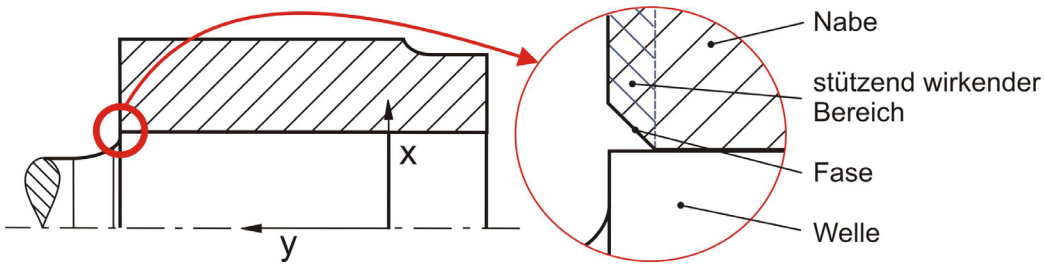


Bild 7.15: Nabenseitige Fase mit entstehendem, stützend wirkendendem Bereich

Es wurde eine Variation der Größe dieser Fase an der Nabe vorgenommen, um neben deren Einfluss auf die Spannungsverteilung in der Nabe auch die Auswirkung auf die zugehörige Konturierung zu ermitteln. In Bild 7.16 sind die Ergebnisse der Fasenvariation hinsichtlich Kontaktspannungsverteilung, Zugumfangsspannungsverteilung und der Konturierung der Welle für eine konstante Zugspannungsverteilung dargestellt.

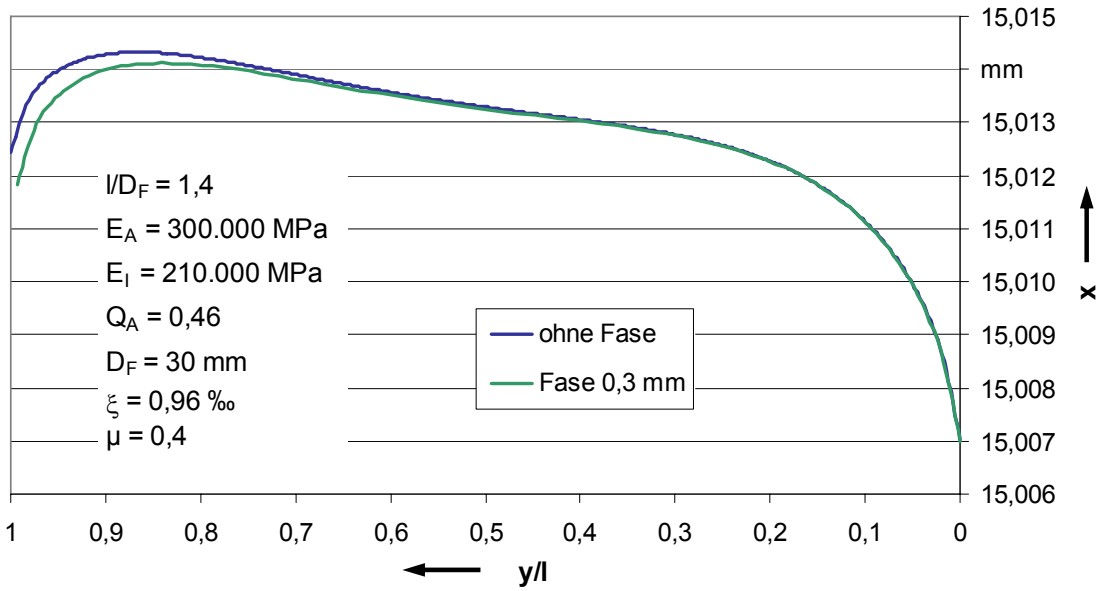


Bild 7.16: Einfluss einer 0,3 mm Fase an der linken Nabenkante auf die Kontur der Welle

Infolge der Stützwirkung durch den nicht mit Innendruck beaufschlagten Bereich der Nabe verringert sich bei gleichbleibendem Fugendruckniveau das realisierbare lokale Übermaß (siehe Bild 7.16). Dies ist gleichbedeutend mit einer erhöhten Steifigkeit nahe der Nabenkante. Günstig wirkt sich die Fase auf das Zugspannungsniveau in der Nabe

aus: Die versagenskritische erste Hauptspannung wird durch die Stützwirkung deutlich verringert, siehe Bild 7.17.

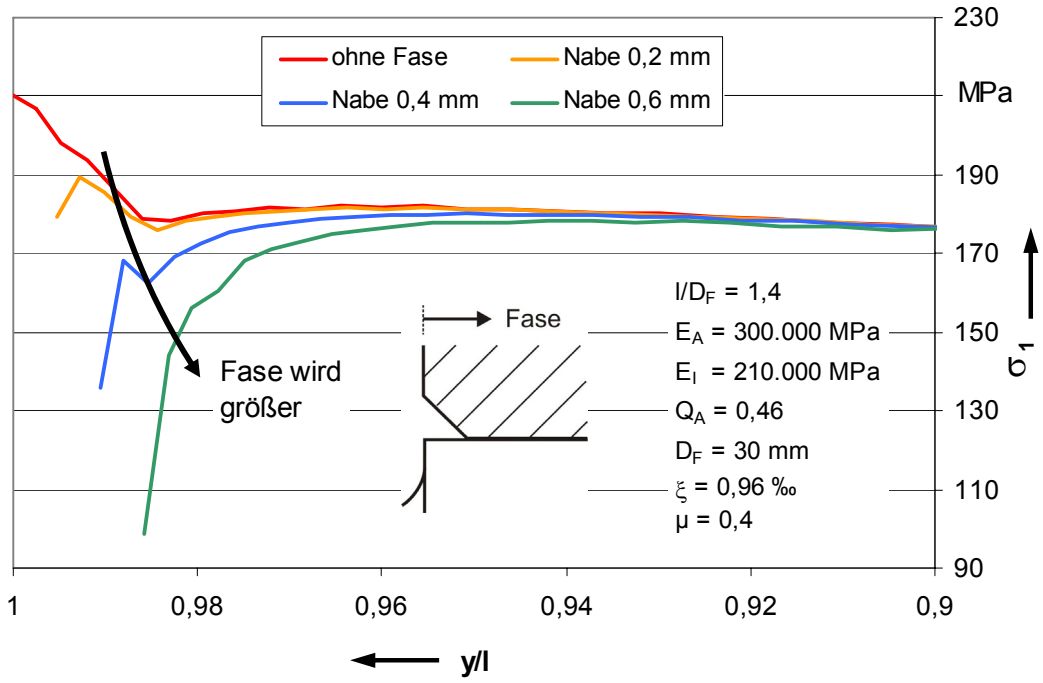


Bild 7.17: Einfluss der Nabenfase auf die erste Hauptspannung in der Nabe im Bereich der Trennfuge nahe der Nabenkante nach dem Schrumpfen

7.1.5 Variation der Rampenlänge

Wie im vorangehenden Abschnitt dargestellt, hat eine Fase einen günstigen Einfluss auf den Spannungsverlauf in der Nabe. Einen ähnlichen Effekt wie eine Fase hat auch die in Abschnitt 7.1.1 gefundene Möglichkeit zur Modellierung des Reibeinflusses, bei der eine lineare Absenkung des Fugendrucks vom Maximalwert auf den Wert Null im Bereich der äußersten 0,6 mm Länge der Trennfuge vorgenommen wurde. Da diese Absenkung aber eine Beeinflussung der Trennfugenkonturierung ist, wird diese Absenkung im Folgenden als „Rampe“ bezeichnet. Diese Rampe vermeidet, wie gezeigt, das Auftreten von Spannungsüberhöhungen (Singularitäten) an den Nabenkanten und ermöglicht eine Reibungssimulation, ohne dass ein Kontakt der Fügepartner stattfinden muss („a priori“-Kontaktberücksichtigung).

Um zu verifizieren, dass neben einer Fase auch eine Rampe einen günstigen Einfluss auf die Spannungen hat, wird in diesem Abschnitt die Länge dieser Rampe variiert. Der optimale k-Wert für eine gewählte Rampenlänge von 0,6 mm wird dabei mit k = 27850 N konstant gehalten.

Mit zunehmender Rampenlänge nimmt der nicht bzw. nur gering belastete Anteil an der gesamten Trennfugenlänge zu und beeinflusst infolge dieses Stützeffekts durch veränderte Spannungsverhältnisse auch die ideale Trennfugenkontur. In wie weit diese Rampenlänge die Konturierung des Wellenübermaßes beeinflusst, zeigt Bild 7.18.

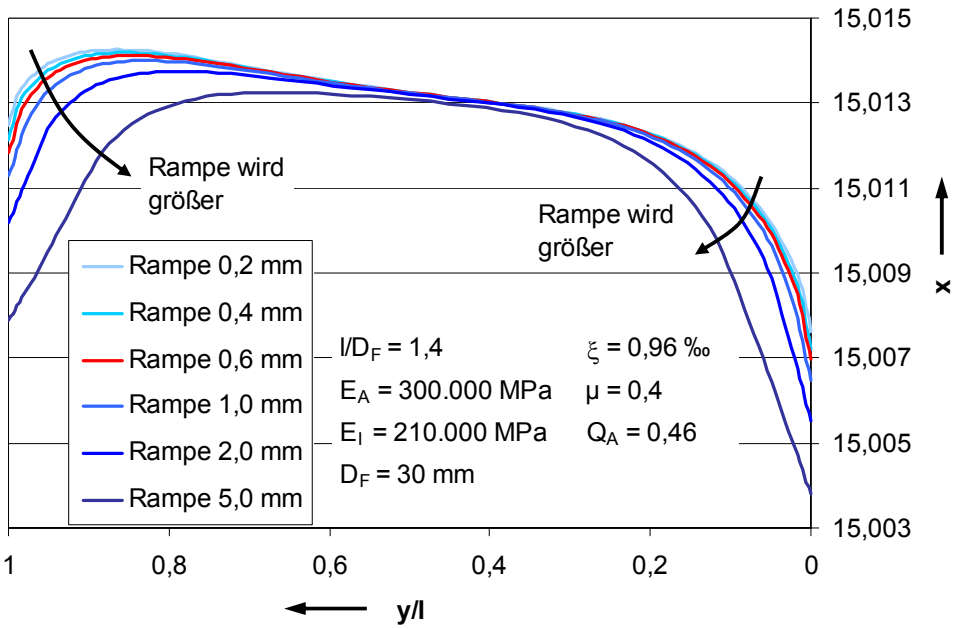


Bild 7.18: Konturbeeinflussung durch Variation der Rampenlänge

Bild 7.19 zeigt den Einfluss auf den Fugendruckverlauf. Deutlich ist zu erkennen, dass der Fugendruck auch bei unterschiedlichen Rampenlängen weitestgehend konstant bleibt und nur geringfügige Schwankungen auftreten.

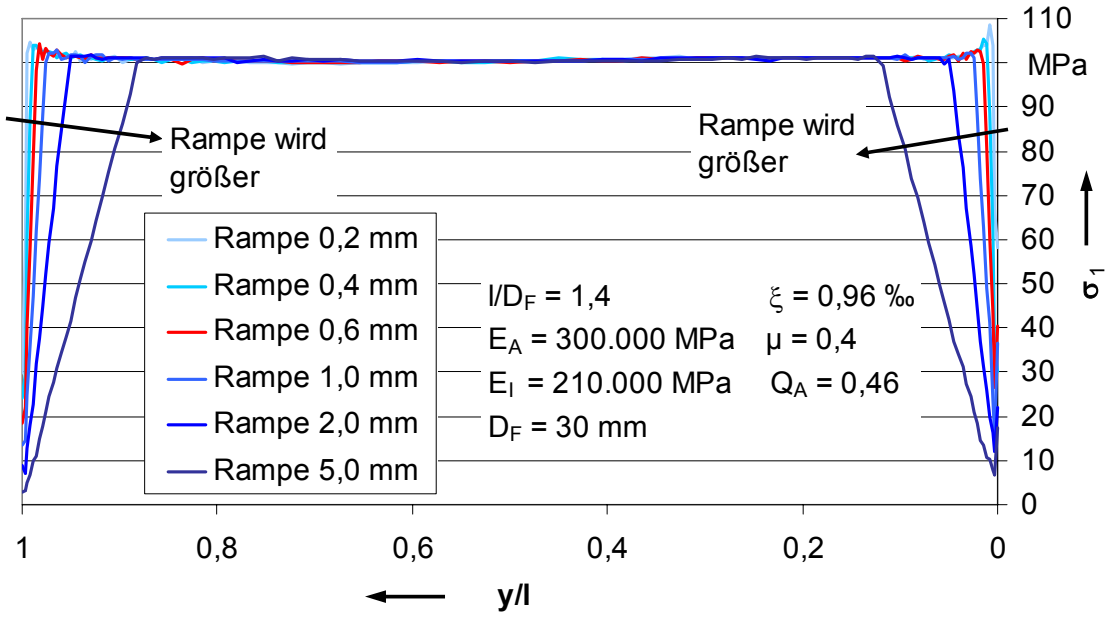


Bild 7.19: Fugendruckverlauf bei unterschiedlichen Rampenlängen

Die bruchrelevante erste Hauptspannung wird von der Rampenlänge dagegen sehr deutlich beeinflusst. Mit steigender Rampenlänge wird die Spannungsüberhöhung an der linken Nabenkante immer mehr verringert und es stellt sich ein näherungsweise konstanter Verlauf der ersten Hauptspannung zwischen $0{,}5 \leq y/l \leq 1$ ein. Dieses Verhalten wird in Abschnitt 7.2 dazu genutzt, um eine Homogenisierung der versagenskritischen ersten Hauptspannung zu verfolgen.

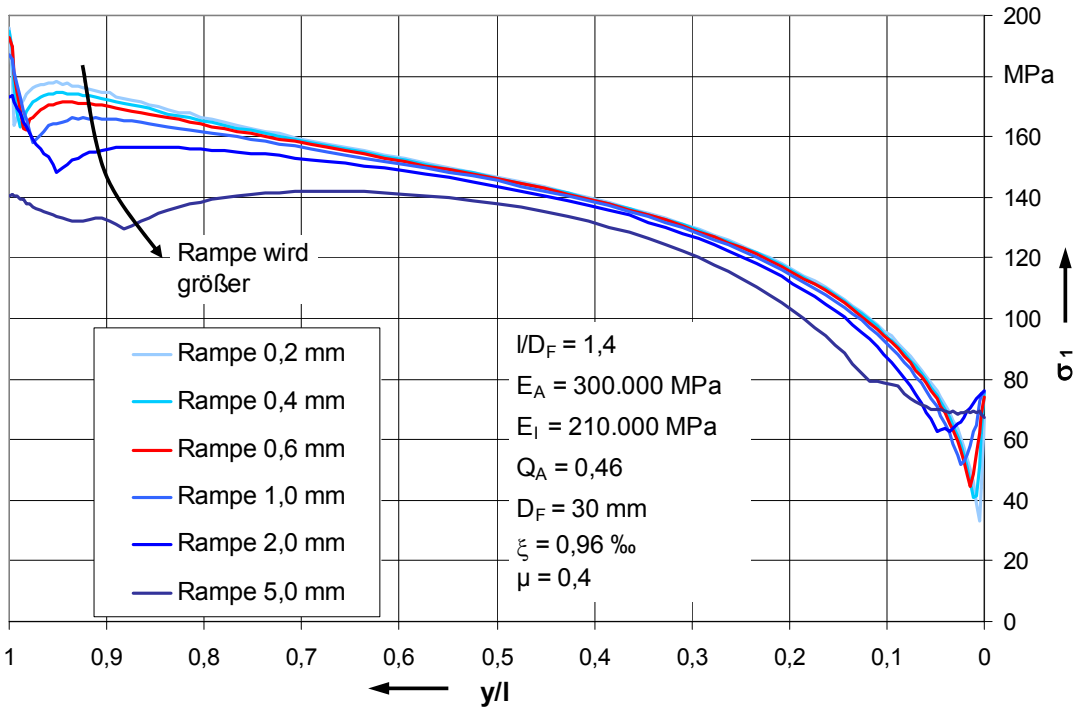


Bild 7.20: Verlauf der 1. HS bei unterschiedlichen Rampenlängen

7.1.6 Untersuchung asymmetrischer Rampen des Dreiecksmodells

Um die günstigen Effekte der Rampe bestmöglich nutzen zu können, soll in diesem Abschnitt die gegenseitige Beeinflussung der beiden Nabenenden durch deren unterschiedliche Konturierung untersucht werden. Diese unterschiedliche Konturierung soll durch unterschiedliche Rampenlängen an den beiden Nabenenden vorgenommen werden. Dabei wird am rechten Nabenende die in Abschnitt 7.1.1 gewählte Rampenlänge von 0,6 mm aufgebracht, am linken Nabenende dagegen eine größere Rampe mit 5 mm Länge. Diese Rampenform wird mit einer beidseitigen Rampe von 0,6 mm bzw. 5 mm verglichen.

Gütekriterium für die Konturierung der Trennfuge ist wiederum ein homogener Fugendruck im Bereich außerhalb der Rampen. Bild 7.21 zeigt, dass der Fugendruck von den verschiedenen Rampenlängen unbeeinflusst bleibt und sich nach dem linearen Anstieg

an den Rampen auf konstantem Niveau befindet. Dies entspricht dem erwarteten Verhalten der in Abschnitt 7.1.3 durchgeführten Untersuchungen zu den Rampenformen.

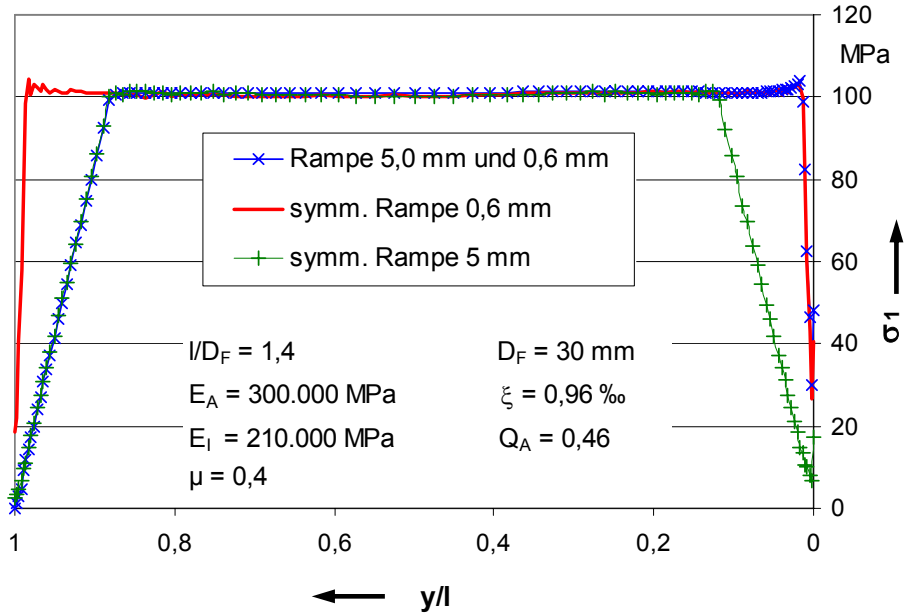
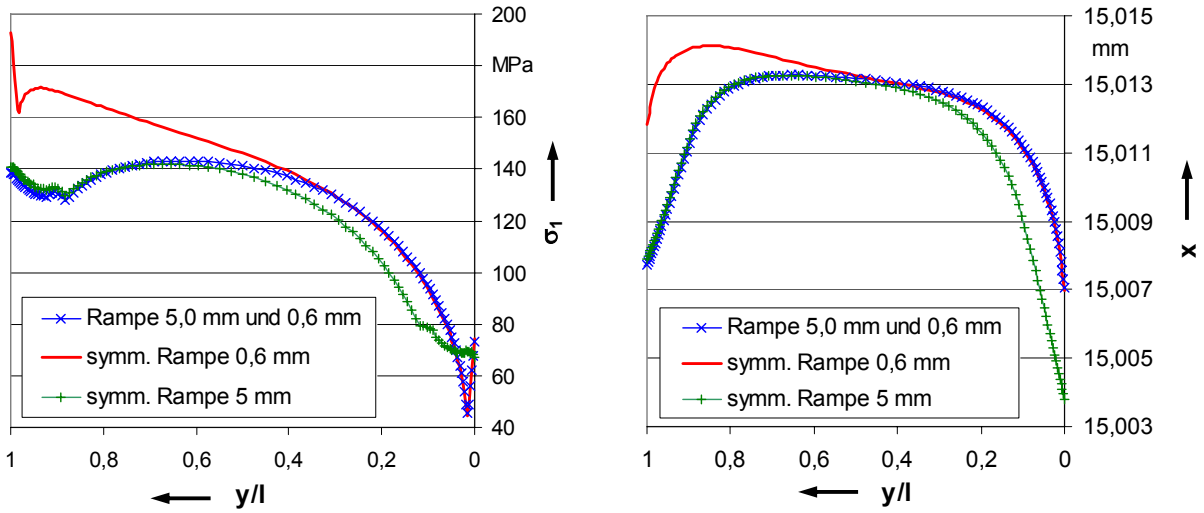


Bild 7.21: Fugendruckverlauf bei unterschiedlichen Rampenlängen an beiden Nabenenden

Die Verläufe der Kontur wie auch der ersten Hauptspannung (Bild 7.22) verdeutlichen, dass die beiden unterschiedlichen Konturierungen der Nabenenden sich nicht gegenseitig beeinflussen. Vielmehr gehen in der Mitte des Presssitzes die Verläufe von Konturierung und der ersten Hauptspannung ineinander über und passen sich fließend der am jeweiligen Wellenende dominierenden Rampe an.



a) erste Hauptspannung b) Konturverlauf

Bild 7.22: Kontur und erste Hauptspannung in der Nabe bei Variation der Rampenlänge

Der Umstand, dass sich die Konturierungen beider Nabenenden bei ausreichender Fugenlänge gegenseitig praktisch nicht beeinflussen, ermöglicht eine differenzierte Gestaltung der Nabe hinsichtlich unterschiedlicher Effekte wie beispielsweise der Homogenisierung der Zugumfangsspannung in Abschnitt 7.2. Damit kann bereits bei der vorliegenden Geometrie nahezu jeder beliebige Spannungsverlauf eingestellt werden.

7.1.7 Festlegung der Wellenkontur für die Fugendruckhomogenisierung

Die Ergebnisse der vorangehenden Abschnitte führen zu einer Vielzahl an Gestaltungsforderungen für die zu realisierende Wellenkontur. Dazu gehört auch die Forderung nach Berücksichtigung einer Fase (siehe Abschnitt 7.1.4) sowie nach Reduzierung des Übermaßes an den Nabenkanten, um die Überlebenswahrscheinlichkeit der keramischen Nabe zu erhöhen. Bei der zu definierenden Form der Übermaßkorrektur muss zudem der Fugendruck an der Nabenkante auf den theoretischen Wert 0 reduziert werden, um nicht zuletzt die Gefahr von Abplatzern an den Nabenkanten deutlich zu verringern. Die entsprechend der Analyseergebnisse als Referenzgeometrie für die Wellenkonturierung gewählte Formgebung ist in Bild 7.23 dargestellt.

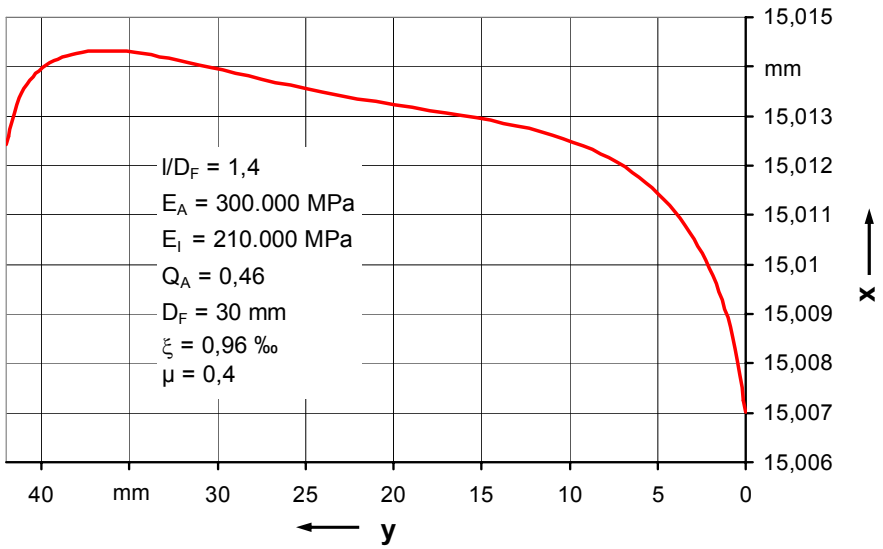


Bild 7.23: Referenzgeometrie der Wellenkontur

Bedingt durch die in axialer Richtung nicht symmetrische Geometrie von Welle und Nabe ergibt sich durch die Stützeffekte der dargestellte unsymmetrische Verlauf der Trennfugenkonturierung. Für jede Geometrie und jeden individuellen Elastizitätsmodul der Nabe muss diese Konturierung spezifisch per FEM-Untersuchung und der in Abschnitt 7.1.1 beschriebenen Vorgehensweise unter Berücksichtigung des jeweiligen Reibungsbetrags ermittelt werden.

Nachdem mit den Erkenntnissen aus den bisherigen Abschnitten das grundsätzliche Verformungsverhalten des HPV bekannt ist und damit die in obigem Bild dargestellte ideale Übermaßverteilung für einen fugendruckhomogenisierten Pressverband definiert werden kann, gilt es, in den folgenden Abschnitten das Verhalten dieser idealen Kontur bei unterschiedlichen Lastfällen und hinsichtlich Fertigungsabweichungen zu untersuchen. Die in Bild 7.23 definierte Kontur dient dabei jeweils als Basis.

7.1.8 Spannungen während des thermischen Fügens

Der Spannungszustand innerhalb des Pressverbands, insbesondere an den Nabenkanten, hängt neben der Geometrie, den Fügeteilwerkstoffen und dem Übermaß wesentlich vom Fügevorgang ab [KOLLMANN84, S. 51]. Infolge der großen Zugspannungsempfindlichkeit der keramischen Naben müssen entsprechende numerische Analysen zur Abschätzung der während des thermischen Fügens auftretenden Spannungen durchgeführt werden. Damit wird die gesamte Lasthistorie des Keramikbauteils erfasst. Die Ergebnisse werden in diesem Abschnitt vorgestellt.

Die zur Untersuchung der thermo-mechanischen Spannungen durchzuführenden Analysen sind multidiziplinär, da sich thermische und mechanische Größen im reibungsbehafteten Kontakt gegenseitig beeinflussen. Da die während des thermischen Fügens dominierenden Effekte näherungsweise unabhängig von der Umfangsposition sind, können die durchzuführenden Berechnungen ohne großen Fehler mit einem zweidimensionalen FE-Modell mit rotationssymmetrischen Elementen durchgeführt werden.

Die Analysen zum thermischen Ausgleich gehen davon aus, dass zu Beginn des Abkühlungsprozesses die Ausgangstemperatur der Keramik 200 °C beträgt, diejenige der Welle -196 °C. Die Umgebungstemperatur (Raumtemperatur) liegt bei 20 °C. Ziel ist die Ermittlung der Thermalspannungen einschließlich der reibungsbedingten Effekte.

Ausgangspunkt der Simulation ist eine vereinfachte Geometrie beider Fügepartner, die zunächst einer transienten, rein thermischen Berechnung unterzogen wurde, um zu diskreten Zeitpunkten die Temperaturverteilungen in Welle und Nabe zu ermitteln. Anschließend werden die ermittelten Temperaturfelder auf ein reines Strukturmodell als Belastung aufgeprägt und die entstehenden Spannungen ausgewertet. Grund für diese Vorgehensweise ist die andernfalls numerisch sehr aufwändige und rechenzeitintensive Durchführung einer gekoppelten Multiphysikrechnung, bei der sich thermische und mechanische Größen gegenseitig beeinflussen und komplexe Wechselwirkungen im

reibungsbehafteten Kontakt erzeugen, was sich auf die numerische Stabilität der durchzuführenden Rechnungen auswirkt.

Ergebnis der Untersuchungen ist, dass sich im Verlauf des sich ausbildenden thermischen Kontakts ein leicht erhöhtes Spannungsniveau bei den Axialzugspannungen ergibt. Mit diesem kurzzeitig wirkenden erhöhten Spannungsniveau ist zwar ein gewisses Bruchrisiko gegeben, jedoch ist der Betrag dieser Axialspannung deutlich geringer als dasjenige der maximalen Zugumfangsspannungen im stationären Endzustand.

7.1.9 Einfluss von Fertigungstoleranzen

Die in den Simulationen ermittelten Beanspruchungen gehen bislang von den theoretisch idealen Geometrien aus und berücksichtigen nicht die bei der realen Fertigung auftretenden Abweichungen. Wie groß der Einfluss einzelner Abweichungen von dem theoretisch idealen Zustand der Verbindung ist, wird in diesem Abschnitt untersucht.

Ausgehend von der in Abschnitt 7.1.7 definierten Kontur für die Welle wird eine Parametervariation aller relevanten Form- und Lageabweichungen des hybriden Pressverbands durchgeführt:

1. Absolutwert des nominellen Übermaßes
2. Axialversatz (resultierend aus einem Fügefehler von Welle und Nabe)
3. Rundheit von Welle und Nabe
4. Zylindrizität von Welle und Nabe

Bei der Betrachtung der Fertigungsabweichungen ist es ausreichend, die Summenabweichung beider Fügepartner zu untersuchen. Dies bedeutet, dass ein Fügepartner als „ideal“ angesehen wird und die gesamte Abweichung beider Fügeteile auf den zweiten Fügepartner aufgeschlagen wird. Im Folgenden wird bei allen Parametervariationen dieses Abschnitts die Welle als ideal angesehen und ist somit frei von Fertigungsfehlern. Die keramische Nabe wird mit der Summe der geometrischen Abweichungen von Welle und Nabe modelliert.

7.1.9.1 Variation des Übermaßes

Ausgangspunkt für die Betrachtung einer Übermaßabweichung ist die Tatsache, dass das Absolutmaß des nominellen Fügedurchmessers auch bei hoher Fertigungsgenauigkeit nie exakt gefertigt werden kann. Zur Beschreibung dieser Abweichung wird

ausgehend von dem theoretischen Nominaldurchmesser ein Radialversatz x_R für eine Über- bzw. Unterschreitung dieses Zielmaßes eingeführt. Ein positiver Wert von x_R = 13,9 entspricht dabei einer konstanten Überschreitung des bezogenen wirksamen Nennübermaßes ξ_w der Welle um 13,9 % über der gesamten Nabenlänge, was bei der untersuchten Geometrie einer konstanten Überschreitung der Idealkontur von 2 µm bei einem nominellen radialen Übermaß von 14,4 µm entspricht. Bild 7.24 zeigt schematisch die Definition dieses Radialversatzes.

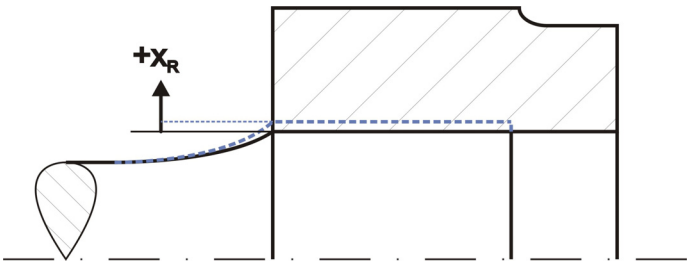


Bild 7.24: Definition des Radialversatzes x_R

Das Ergebnis der Parametervariation in der FEM-Simulation ist in Bild 7.25 dargestellt. In dieser Grafik bedeutet x_R = 0, dass die nominellen Verhältnisse vorliegen und die theoretische Übermaßverteilung (wie in Bild 7.23 dargestellt) genau getroffen wurde.

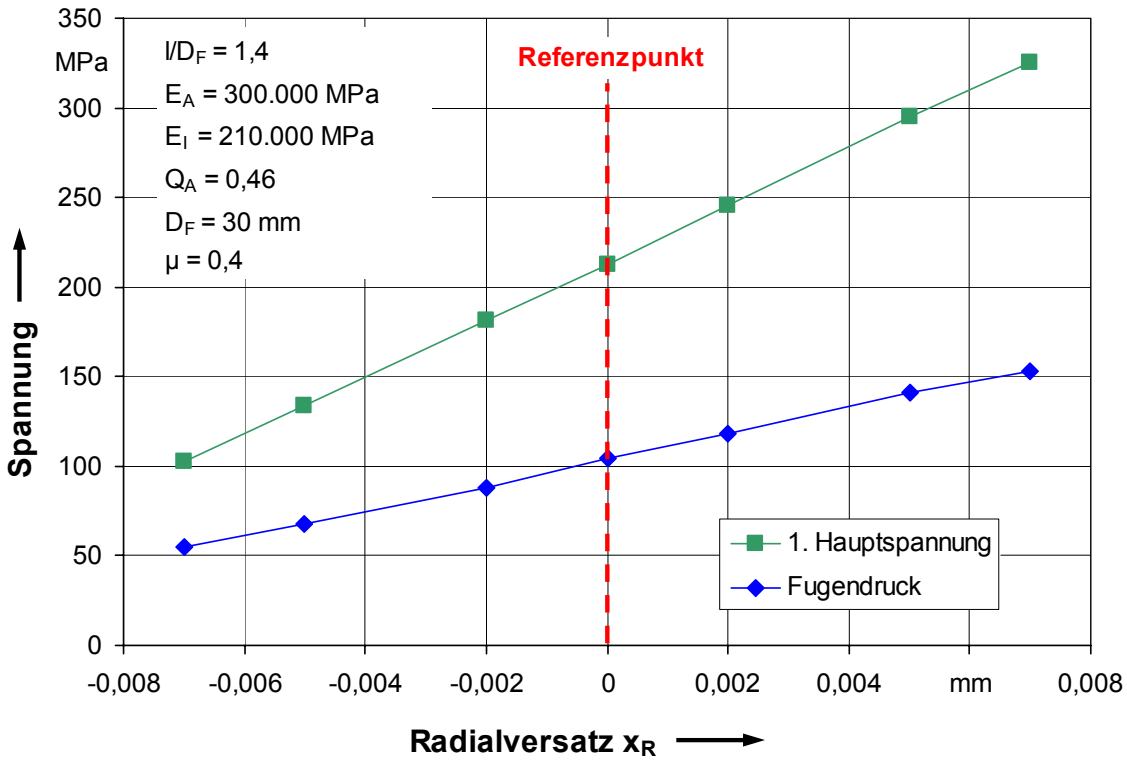


Bild 7.25: Einfluss einer Übermaßabweichung auf die Spannungen in der keramischen Nabe an deren Innendurchmesser im Bereich des kritischeren linken Endes des Pressverbands

Trotz der Berücksichtigung von Reibung in der Trennfuge und der Optimierung der Übermaßkontur auf einen Fugendruck von 101,2 MPa ergibt sich eine lineare Abhängigkeit des Fugendrucks und der maximalen Hauptspannung. Damit lässt sich die Gültigkeit des linearen Zusammenhangs zwischen Größe des Übermaßes, Fugendruck und Zugumfangsspannung der analytischen Formeln nach DIN 7190 [DIN7190] ohne Einschränkung auf den Pressverband mit Berücksichtigung axialer Reibung übertragen.

Das obige Diagramm zeigt eine extreme Sensitivität der Spannungen von einer Übermaßabweichung. Eine Grenze für einen noch zulässigen Bereich wird an dieser Stelle nicht festgelegt. Ersatzweise wird lediglich die bestmögliche Einhaltung des Radialmaßes gefordert, da die Maßhaltigkeit durch die verfügbare Maschine vorgegeben wird. Zudem kann durch einen sogenannten „mating“-Prozess diese Abweichung kompensiert werden, indem einfach eine andere Kombination von Welle und Nabe gewählt wird. Der „mating“-Prozess besteht in der Zuordnung und dem anschließenden Fügen passender Kombinationen von Wellen und Naben nach deren exakter Vermessung, siehe Abschnitt 8.4.

7.1.9.2 Variation des Axialversatzes

Das Aufbringen der Übermaßverteilung erfolgt auf die Welle, wohingegen die Nabe zylindrisch ausgeführt wird. Damit verschiebt sich bei einer Veränderung der Axialposition der Nabe auf der Welle auch die Wellenkontur. Da diese Konturierung an der idealen Position der Nabe vorgenommen wurde und sich infolge einer Axialverschiebung der Welle auch die Stützwirkung durch die unbelasteten Bereiche der Nabe verändert, ist die in Abschnitt 7.1.7 ermittelte Wellenkonturierung nur für die ideale Axialposition gültig. Eine Abweichung beim Fügen der Nabe auf die Welle hat eine Veränderung des Spannungszustandes zur Folge. Nachdem dieser Axialversatz insbesondere hinsichtlich der praktisch erreichbaren Positionierungsgenauigkeit beim thermischen Fügen untersucht wird, werden für diesen axialen Versatz absolute Größen angegeben.

Die Beschreibung der axialen Positionsabweichung von Welle und Nabe aus der Idealposition wird mit dem Parameter x_A beschrieben. Ein positiver Wert von $x_A = 0{,}02$ entspricht dabei einer Verschiebung der Nabe von 20 µm nach „rechts“, siehe Bild 7.26.

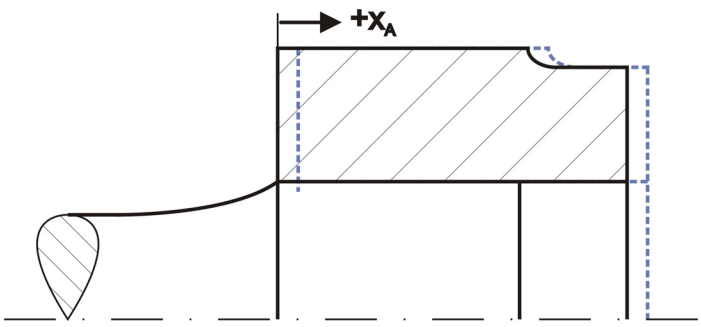


Bild 7.26: Definition des Axialversatzes x_A

Bild 7.27 zeigt, dass die Sensitivität des Pressverbands gegenüber einem axialen Versatz von Welle und Nabe verschwindend gering ist. Sowohl der Fugendruck als auch die maximalen Zugspannungen sind innerhalb der untersuchten Grenzen nahezu konstant. Die leichten Schwankungen in der Kurve der maximalen ersten Hauptspannung liegen in der Diskretisierung begründet, da durch das axiale Verschieben der Nabe gegenüber der Welle die Kontaktknoten (bzw. die Gauß'schen Integrationspunkte) nicht bei jeder Axialposition direkt übereinander liegen und sich damit geringfügige Änderungen in den ermittelten Spannungen ergeben. Würden sich die der Kontaktmodellierung zu Grunde gelegten Gauß'schen Integrationspunkte über der gesamten Trennfugenlänge exakt übereinander befinden, würde dieser numerische Effekt verschwinden.

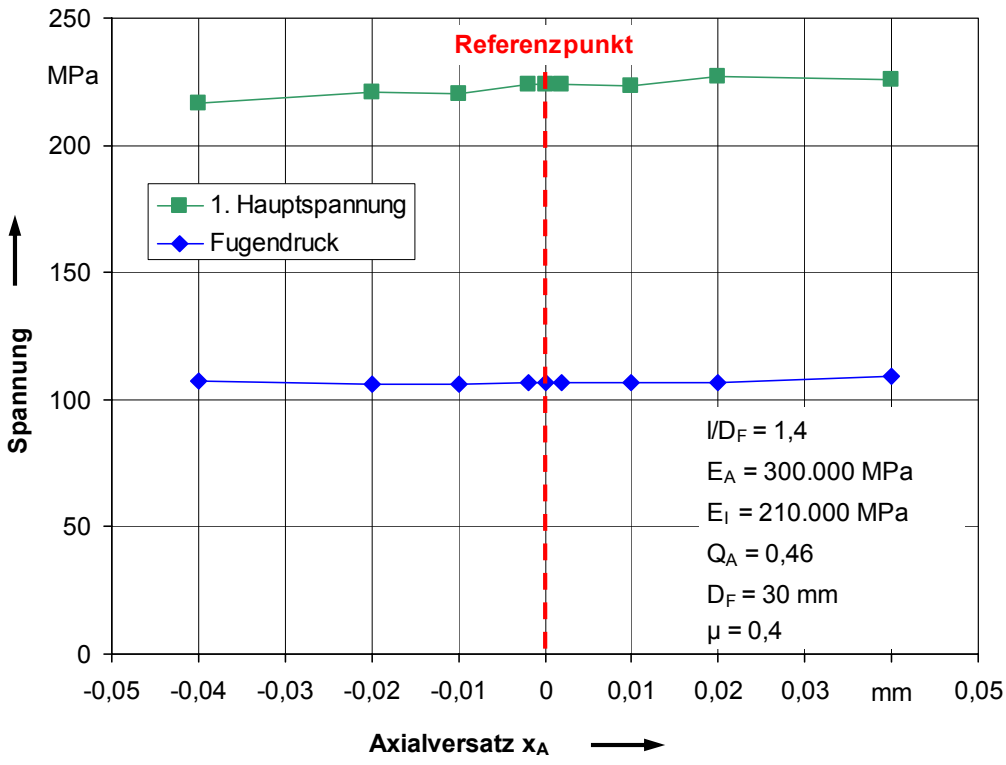


Bild 7.27: Einfluss eines Axialversatzes auf die Spannungen in der Nabe am Innendurchmesser

Damit kann der Fehlereinfluss der axialen Positionierung innerhalb der untersuchten Grenzen während des thermischen Fügens bei den experimentellen Untersuchungen vernachlässigt werden. Eine Grenze für den axialen Versatz braucht demnach nicht festgelegt zu werden.

7.1.9.3 Einfluss der Rundheit

Obwohl beide Fügeteile durch eine drehende Bearbeitung hergestellt werden, treten Abweichungen von der idealen Kreisform auf. Mögliche Kreisformabweichungen sind in Bild 7.28 dargestellt [JORDEN98]. Dabei ist die für die Keramiknabe kritischste Abweichung die als Fall a bezeichnete Ellipsenform, da während des thermischen Fügens beim Prozess des thermischen Angleichs die Nabe zuerst am kleineren Halbmesser der Ellipse an zwei gegenüberliegenden Stellen Kontakt zur ideal runden Stahlwelle bekommt. Damit entsteht am kleinsten Halbmesser infolge des ungleichmäßigen Übermaßes der maximale Fugendruck in der Nabe, was mit den Erkenntnissen von Lüßgen [LÜßGEN01, S. 52f] übereinstimmt. Folglich sind die Fälle c bis e wegen des geringeren Abstands von maximalem zu minimalem Durchmesser in Umfangsrichtung als weniger kritisch einzustufen. Fall b wurde nicht untersucht, da die Messungen an den realen Geometrien von Welle und Nabe durch die drehende Bearbeitung keine derartige Form erkennen ließen, siehe Abschnitt 8.4.

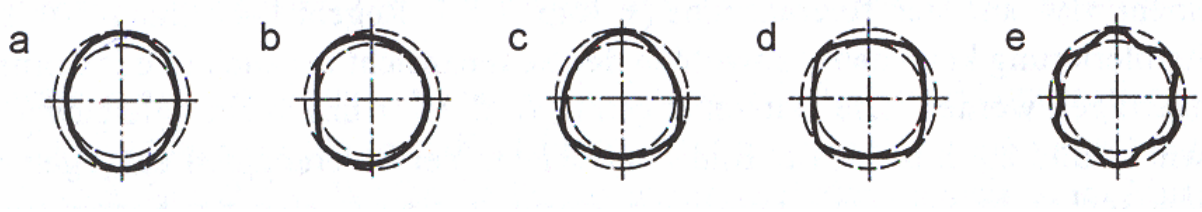


Bild 7.28: Mögliche Abweichungen der Kreisform nach [JORDEN98]

Infolge des vor dem Fügen stattfindenden Mating-Prozesses werden die Beträge der Unrundheiten von Welle und Nabe nicht addiert, sondern näherungsweise voneinander subtrahiert. Es ergibt sich für die Unrundheit die in folgendem Bild dargestellte Definition des Rundheitsparameters x_E. Dabei wird für die numerische Simulation davon ausgegangen, dass die Abweichung von der Kreisform gleich große positive wie negative Beträge besitzt und die sich damit einstellende Form eine Ellipse ist. Die Rundheitsabweichung wird dabei auf den Fügedurchmesser bezogen, so dass ein Wert von $\tilde{x}_E$ = 0,1 ‰ bei dem hier untersuchten Fügedurchmesser von 30 mm einer Rundheitsabweichung von 3 µm entspricht.

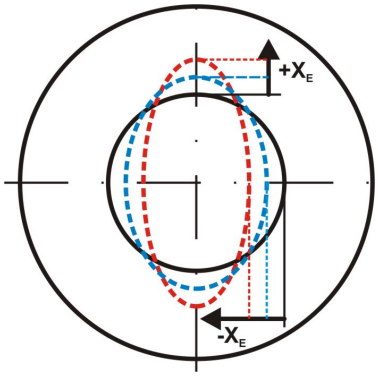


Bild 7.29: Definition des Parameters x_E für die Abweichung von der Kreisform

Durch das Mating und das anschließende Aufsummieren der Rundheiten können die Absolutwerte der Unrundheit gering gehalten werden. Der in Bild 7.30 dargestellte Anstieg der maximalen ersten Hauptspannung mit zunehmender Ovalisierung kann damit minimiert werden. Wie in dieser Darstellung zu erkennen, verursacht eine relative Rundheitsabweichung von $\tilde{x}_E = 0{,}067$ ‰ bereits einen Spannungsanstieg von gut 10 %. Somit muss eine möglichst gute Rundheit der Fügeteile angestrebt werden, um Sekundärspannungen zu vermeiden bzw. zu minimieren. Die in der Vermessung der untersuchten Versuchskörper erzielte Summenrundheit beider Fügepartner nach dem Fügen (siehe Abschnitt 8.4 unten) beläuft sich auf etwa 3 µm. Dieser Erwartungswert für die Abweichung von der Kreisform ist in unten stehender Abbildung als rot gestrichelte Grenze bei $\tilde{x}_E = 0{,}1$ ‰ eingezeichnet.

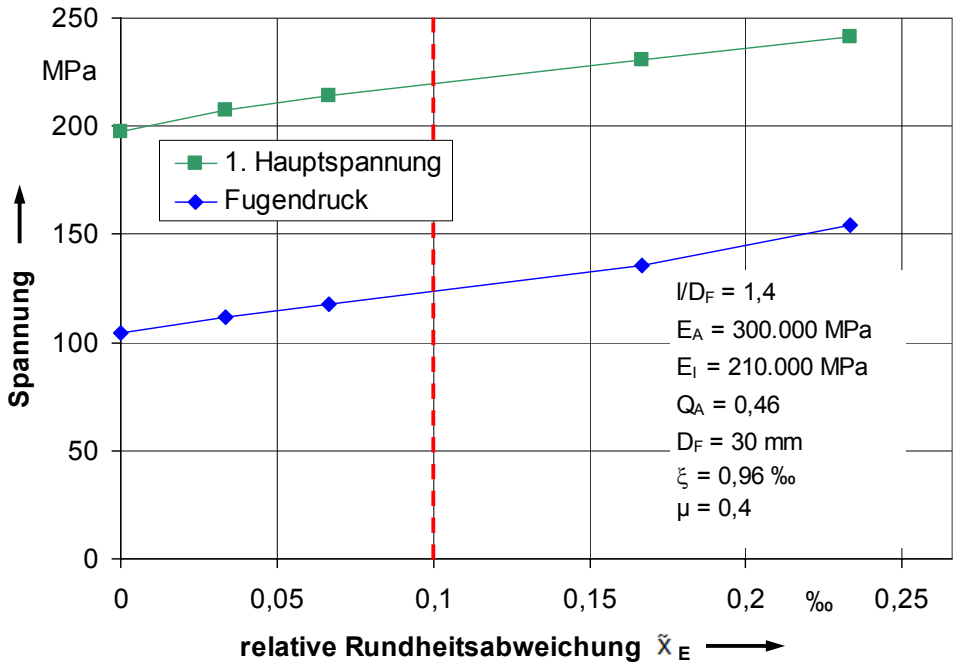


Bild 7.30: Einfluss der Rundheit auf die Spannungen in der keramischen Nabe am Innendurchmesser

Als Folge der Untersuchung des Rundheitseinflusses werden Welle und Nabe hier vor dem Fügevorgang entsprechend ihrer Rundheit ausgerichtet und so gefügt, dass sich die Rundheitsabweichungen von Welle und Nabe bestmöglich aufheben.

7.1.9.4 Einfluss der Zylindrizität

Mögliche Zylinderformabweichungen nach [JORDEN98] sind in Bild 7.31 dargestellt. Die Einflüsse dieser unterschiedlichen Zylindrizitätsabweichungen sind nicht so leicht zu erfassen und einem kritischsten Fall zuzuordnen. In den vorangegangenen Abschnitten dieses Kapitels wurden aber genau diese Fälle als mögliche Formen der zu gestaltenden Wellenkonturierung untersucht und schließlich eine der Form b ähnliche Gestalt gewählt. Folglich können die Formabweichungen der Fälle a, b und c in Bild 7.31 gewissermaßen als „Gestaltungsparameter“ der oben durchgeführten Variation zur Definition der Wellenkontur angesehen werden. Damit verbleibt als einzige nicht untersuchte Abweichung von der Zylindrizität Fall d.

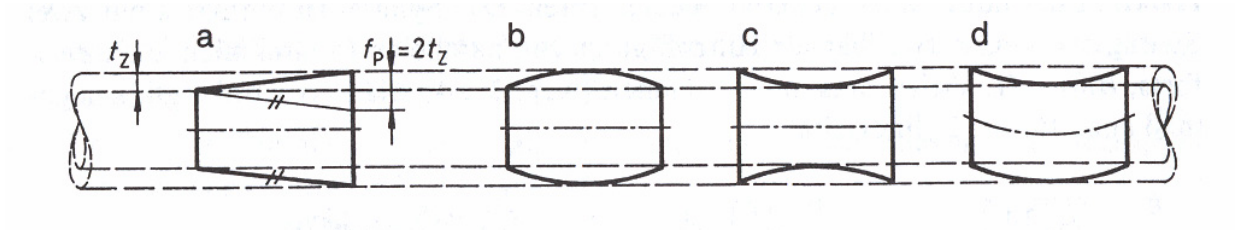


Bild 7.31: Mögliche Abweichungen der Zylindrizität [JORDEN98]

Durch die Beaufschlagung der Summenabweichung von Welle und Nabe von der idealen Achse auf die Nabe konnte zur Vereinfachung der geometrischen Modellierung die differenzierte Form der Wellenkonturierung unverändert beibehalten werden. Die Definition des variierten Parameters für die axiale Krümmung x_K ist in Bild 7.32 gegeben.

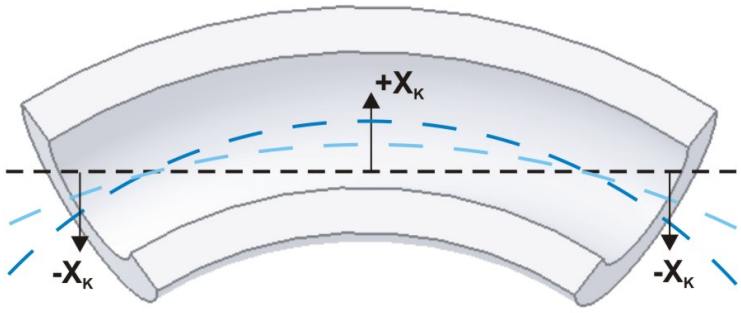


Bild 7.32: Definition des Parameters x_K für die axiale Krümmung

Die Sensitivität des HPV hinsichtlich einer Krümmung ist in Bild 7.33 als Diagramm aufgetragen. Es wird deutlich, dass der infolge der Krümmung lokal steigende Fugen-

druck deutlich stärker wächst als die aus diesem Anstieg resultierende lokale Zugspannungsüberhöhung. Bereits bei einer geringen Krümmung von x_K = 2 µm Abweichung von der idealen Geraden steigt der Fugendruck örtlich zwar um etwa 32 % an, jedoch steigt die versagenskritische erste Hauptspannung um weniger als 4 %. Erst eine Abweichung von etwa 6 µm führt zu einer Erhöhung des Niveaus der ersten Hauptspannung von rund 10 %.

Die maximale bei der Vermessung von Wellen und Naben aufgetretene Abweichung von der Achse ließ sich dagegen nur schwer ermitteln, da diese Abweichung eine Kombination aus radialer Abweichung, Ovalität und Zylindrizität ist. Nach Auswertung dieser drei Einzelabweichungen in den Messungen (siehe Abschnitt 8.4) verblieb kein sinnvoll ermittelbarer Wert mehr, und es blieb eine Art Messrauschen übrig, dessen Größenordnung etwa 1-2 µm betrug. Da die Auswirkung einer Krümmung von x_K = 5 µm auf die erste Hauptspannung vergleichbar ist mit einer Rundheitsabweichung von etwa x_E = 1 µm, kann der Krümmungseinfluss als nachgeordnet angesehen werden.

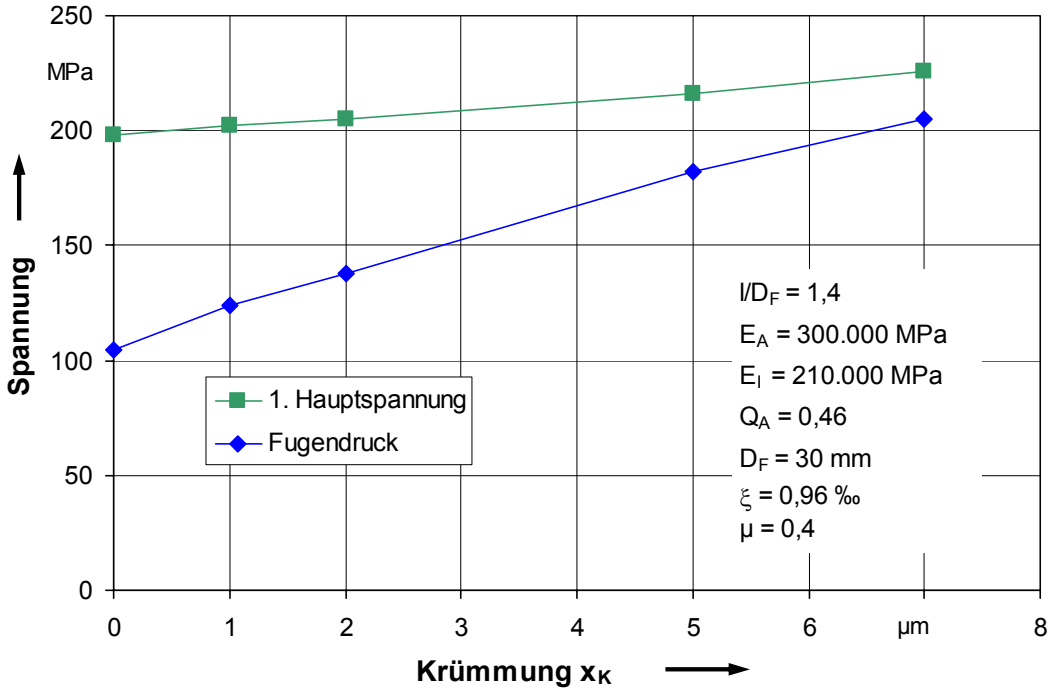


Bild 7.33: Einfluss einer axialen Krümmung auf die Spannungen in der keramischen Nabe

Das folgende Bild gibt exemplarisch den Verlauf der Radialspannungen in Welle und Nabe bei einer Krümmung von x_K = 5 µm wieder. In dieser Darstellung ist der Maßstab der Verformungen stark vergrößert, um den Einfluss der Krümmung deutlicher hervorzuheben. Es ist gut zu erkennen, dass die Nabe infolge ihrer sehr viel größeren Steifig-

keit nahezu nicht gekrümmt wird, wohingegen die Welle deutlich verbogen wird.

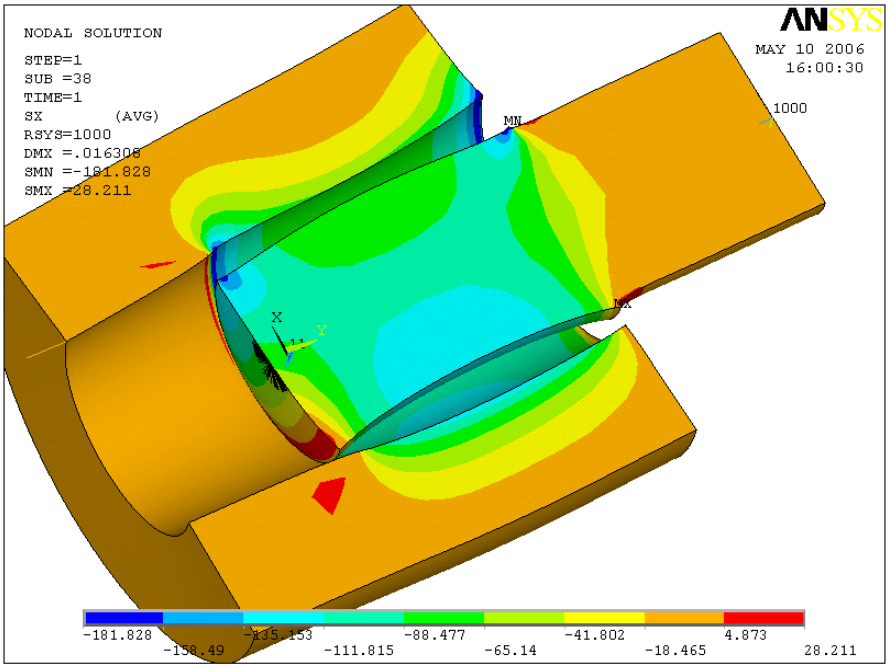


Bild 7.34: Radialspannungen bei einer axialen Krümmung von 5 µm

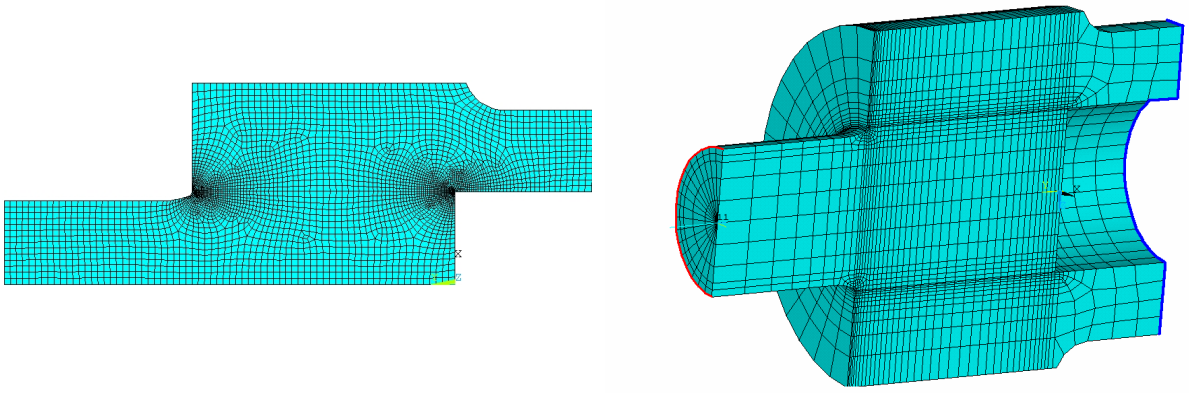
7.1.10 Einfluss von Torsionslasten auf den Spannungszustand

Bevor in diesem Abschnitt als äußere Belastung ein definiertes Torsionsmoment von 850 Nm aufgebracht und dessen Einfluss auf den Spannungszustand der keramischen Nabe sowie auf die in Abschnitt 7.1.7 gefundene Kontur ermittelt werden kann, muss infolge der unterschiedlichen Diskretisierungen der zwei- und dreidimensionalen Modelle zunächst die dreidimensionale Modellbildung überprüft werden (Abschnitt 7.1.10.1). Im Anschluss daran werden in Abschnitt 7.1.10.2 die Auswirkungen einer schrittweisen Steigerung dieses Torsionsmoments untersucht.

Ausgangspunkt für die Untersuchungen des Torsionsmomenteneinflusses ist wiederum die in Abschnitt 7.1.7 festgelegte Geometrie der Trennfuge für den torsionsmomentenfreien Lastfall.

7.1.10.1 Verifikation des dreidimensionalen Modells

Zur Simulation der Torsionsbelastung müssen dreidimensionale FE-Modelle erstellt werden, die infolge der Begrenzung der Hochschulversion von ANSYS auf 128.000 Knoten nur grober diskretisiert werden können, als dies in den zweidimensionalen Rechnungen erfolgen konnte. Bild 7.35 zeigt die den zwei- und dreidimensionalen Berechnungen zu Grunde liegenden Modelle.



a) 2D-Modell des HPV b) Halbschnitt des 3D-Modells

Bild 7.35: Zwei- und dreidimensionales FE-Modell

Beide Modelle müssen unter denselben Randbedingungen identische Ergebnisse liefern. Obwohl die Vernetzung des zweidimensionalen Modells erheblich feiner ist als diejenige im dreidimensionalen Fall, beträgt die Differenz in den Spannungen im Maximalfall nur wenige Prozent, siehe Tabelle 7.1. Für die Abweichungen gibt es zwei Hauptursachen:

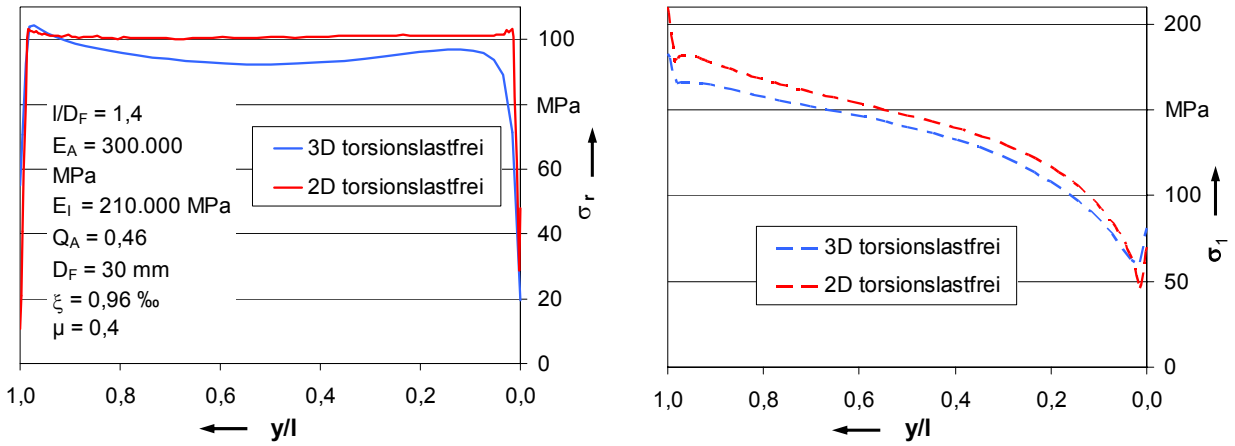
1. Die Kontaktbeschreibung besitzt einen erheblichen Einfluss auf den exakten Verlauf sämtlicher Spannungen und hängt stark von der Genauigkeit dieser Kontaktmodellierung ab. Insbesondere in der dreidimensionalen Modellierung kann infolge Konvergenzschwierigkeiten die Kontaktdefinition in der FE-Software nicht exakt genug eingestellt werden.
2. Die Steifigkeit der zwei- und dreidimensionalen Elemente ist nicht gleich: Im Allgemeinen besitzen die zweidimensionalen Elemente eine etwas höhere Steifigkeit. Der Grund liegt in der Beschreibung des Elements begründet und lässt sich durch den Anwender nicht beeinflussen.

	Einheit	**2D**	**3D**
Elementgröße in axialer Richtung im Bereich der Nabenkante	mm	0,01	ca. 0,22
Wert der „Penetration Tolerance“ in der Kontaktmodellierung	µm	0,1	0,2 – 0,5
Max. der 1. HS (Peak-Wert)	MPa	210,1	182,5
Max. Fugendruck in Trennfuge	MPa	103,1	104,5
Min. Fugendruck in Trennfuge	MPa	100,2	92,4

Tabelle 7.1: Vergleich zwischen 2D- und 3D-FE-Modell im torsionslastfreien Fall

In der folgenden Abbildung ist der Unterschied zwischen zwei- und dreidimensionalen

Rechenergebnissen grafisch dargestellt. Infolge der genannten Gründe fällt in der dreidimensionalen Modellierung der Fugendruck insgesamt leicht geringer aus, siehe Bild 7.36a. Durch diesen etwas geringeren Fugendruck sinkt konsequenterweise das Niveau der versagenskritischen ersten Hauptspannung leicht ab, siehe Bild 7.36b.



a) Unterschied Kontaktspannungsverlauf b) Unterschied Verlauf Erste HS

Bild 7.36: Spannungen im Trennfugenbereich der Keramiknabe bei zwei- und dreidimensionaler Modellierung des HPV

Da die Unterschiede jedoch gering sind, kann trotz der groberen Diskretisierung die Ergebnisqualität des dreidimensionalen Modells als ausreichend für die Untersuchung des Torsionseinflusses betrachtet werden.

Die in Bild 7.36b erkennbare Spannungsspitze am linken Nabenende wird verursacht durch die Reduzierung des Fugendrucks ab einem Abstand von 0,6 mm von den Nabenkanten auf den Wert null (siehe z. B. Bild 7.7), was zu einem lokalen Anstieg der Schubspannungen führt, die in der ersten Hauptspannung berücksichtigt werden. Der Effekt dieser leichten Überhöhung der ersten Hauptspannung wird überlagert von Fehlern durch die Diskretisierung und beinhaltet die in Abschnitt 6.1 dargestellte Unsicherheit, dass die Gesetze der dreidimensionalen Elastizitätstheorie sehr nahe an den Nabenkanten nicht mehr gültig sind. Nachdem jedoch in Abschnitt 7.1.4 gezeigt wurde, dass durch eine Fase an der Nabe von etwa 0,4 mm diese Spannungsüberhöhung vermieden werden kann und bei der Fertigung der Nabe diese Fase auch berücksichtigt wurde, kann der Einfluss dieses numerisch ermittelten Peaks vernachlässigt werden. Die Wahl eines konservativen Versagenskriteriums für die Nabe (siehe Abschnitt 5.2.2) gibt zusätzliche Sicherheit. Schließlich untermauern die Versuchsergebnisse in Kapitel 9 die Annahme der Vernachlässigbarkeit dieses Peaks.

7.1.10.2 Variation des Drehmoments bei konstant gehaltenem Reibungskoeffizient

In einer Variation wird das aufgebrachte Drehmoment sukzessive gesteigert, bis nahezu auf der gesamten Länge der Trennfuge Rutschen vorliegt. Damit ist das (theoretische) Limit für das maximal übertragbare Torsionsmoment erreicht. Der für die Simulationsrechnungen in diesem Abschnitt verwendete Reibungskoeffizient wurde konstant mit $\mu = 0{,}4$ angenommen. Das so ermittelte Limit für das Torsionsmoment liegt bei etwa 2300 Nm für die untersuchte Geometrie. Dieses maximal übertragbare Moment wurde unabhängig davon ermittelt, ob der in Abschnitt 5.3 definierte Sechskant zur Einleitung des Moments in die Keramiknabe dieser maximalen Beanspruchung standhält.

Die Auswertung der versagenskritischen ersten Hauptspannung zeigt, dass diese sich mit einer Erhöhung des aufgebrachten Torsionsmoments nur gering erhöht, siehe Bild 7.37. Ausgewertet wurde bei dieser Darstellung der Verlauf der ersten Hauptspannung in der Keramiknabe direkt im Bereich der Trennfuge, wo die Beanspruchung des Materials am größten ist.

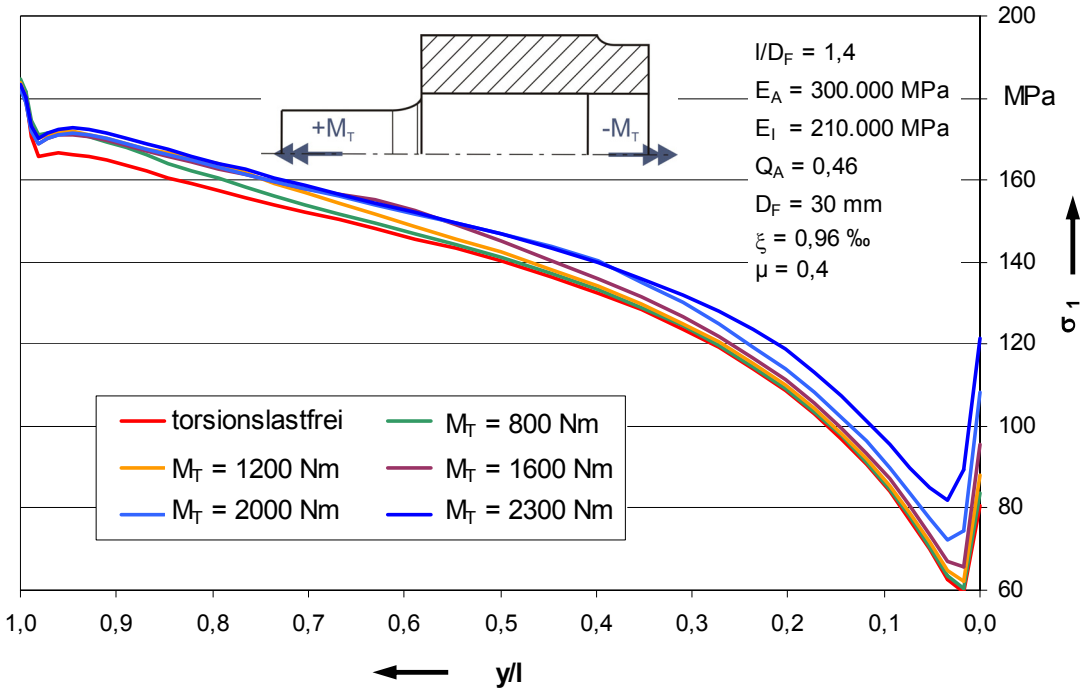


Bild 7.37: Erste Hauptspannung im Trennfugenbereich der Keramiknabe bei unterschiedlichen Torsionsmomenten

Es ist deutlich zu erkennen, dass bereits ab einem Torsionsmoment von 800 Nm das Niveau der ersten Hauptspannung auch bei weiterem Anstieg der Torsionsbelastung nicht mehr größer wird. Der Verlauf der ersten Hauptspannung erhöht sich bei zuneh-

mender Steigerung des aufgebrachten Moments um einen nahezu konstanten Betrag von etwa 8 MPa über der Länge der Trennfuge. Die Grenze dieses Niveauanstiegs wird stetig vom linken Ende der Trennfuge zum rechten Ende hin verschoben. Die Ursache hierfür liegt in der Berücksichtigung der Schubspannungen bei der Berechnung der ersten Hauptspannung.

Um den Einfluss der Reibschubspannungen in tangentialer Richtung zu verdeutlichen, ist in Bild 7.38 der Verlauf dieser Schubspannung dargestellt. Deutlich erkennbar ist, dass das Niveau dieser Schubspannung bereits bei einem Torsionsmoment von 800 Nm am linken Ende der Trennfuge praktisch erreicht ist und sich bei weiterer Steigerung erwartungsgemäß nur noch zum rechten Ende der Verbindung hin ausweitet. Das bedeutet, dass damit das von Müller [MÜLLER61] definierte Grenzmoment der Verbindung praktisch erreicht ist. Auch der nahezu ebene Verlauf der Schubspannungen ab dem Erreichen des Grenzmoments wird bereits von Müller beschrieben und befindet sich in Übereinstimmung mit seinen Angaben. Lediglich der leicht sattelförmige Verlauf der Schubspannungen weicht von dem ideal ebenen Verlauf ab. Der Grund dafür findet sich in einer Kombination aus dem ebenfalls leicht sattelförmigen Verlauf des Fugendrucks (wie in Bild 7.36 gezeigt), welcher ausschlaggebend ist für die Größe des übertragbaren Drehmoments, überlagert vom Effekt einer vernetzungsbedingt stärker deformierten Form der schubspannungsbeanspruchten Elemente.

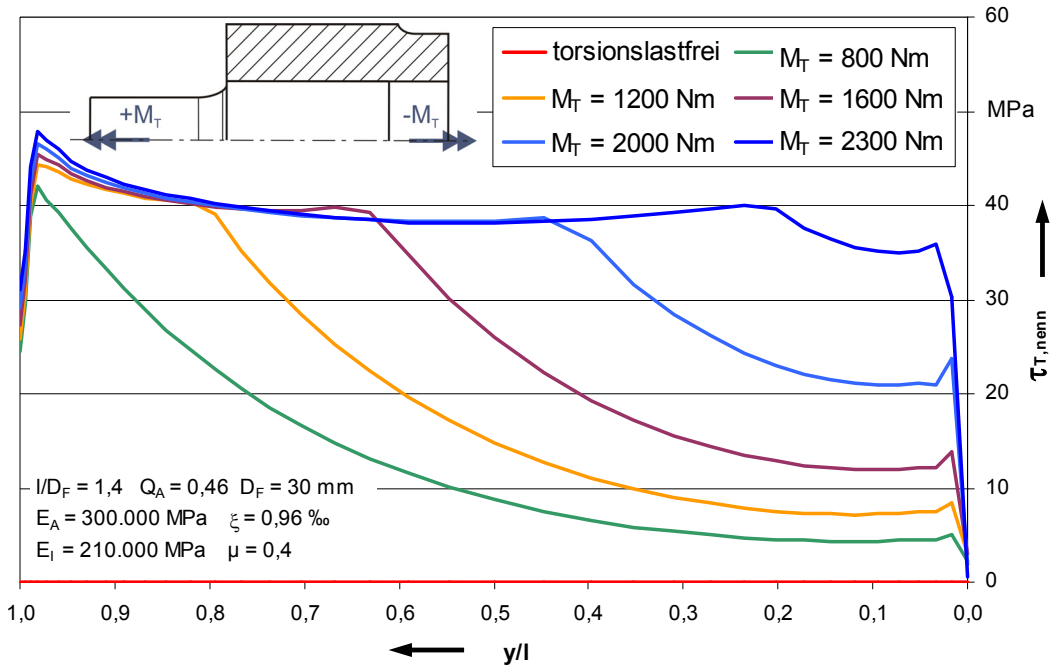


Bild 7.38: Verlauf der Torsionsspannung in der Trennfuge bezogen auf 30 mm Nenndurchmesser bei unterschiedlichen Torsionsmomenten

Ebenso ist in Bild 7.38 gut zu erkennen, dass bei einem Torsionsmoment von 2300 Nm die Schubspannung nahezu auf der gesamten Länge der Trennfuge ihr Maximum erreicht hat und damit die Übertragungsfähigkeit fast ausgeschöpft ist.

Wesentlich für die Zuverlässigkeit des HPV ist das Niveau der ersten Hauptspannung, da diese unterhalb eines Betrags von 156 MPa bleiben muss, um hinsichtlich der Eigenschaften keramischer Materialien „dauerfest“ zu sein, siehe Abschnitt 5.2.2. Wie der Verlauf dieser Spannung in Bild 7.37 zeigt, ist der Einfluss eines Torsionsmoments auf dieses Spannungsniveau nur gering. Da aber die Definition der Wellenkontur in Abschnitt 7.1.7 für den torsionsmomentfreien Lastfall erfolgte, müsste sich infolge der minimalen Erhöhung des Spannungsniveaus auch die passende Wellenkontur geringfügig ändern. Bild 7.39 demonstriert dieses Verhalten gut: Die Wellenkontur vergrößert sich geringfügig, wobei zu erkennen ist, dass die Aufbringung eines Torsionsmoments von etwa 800 Nm noch keinerlei relevante Beeinflussung dieser Konturierung verursacht. Selbst für das maximal übertragbare Moment von 2300 Nm bewegt sich die radiale Veränderung der Kontur im Bereich von weniger als einem halben Mikrometer, was sich unterhalb der Fertigungsgenauigkeit befindet. Folglich kann der Einfluss eines Torsionsmoments auf die Wellenkonturierung vernachlässigt werden und die geometrische Definition der fugendruckoptimierten Trennfugenkonturierung kann ohne relevanten Fehler für den torsionsmomentbelasteten Beanspruchungszustand mit der in Abschnitt 7.1.7 definierten Konturierung vorgenommen werden.

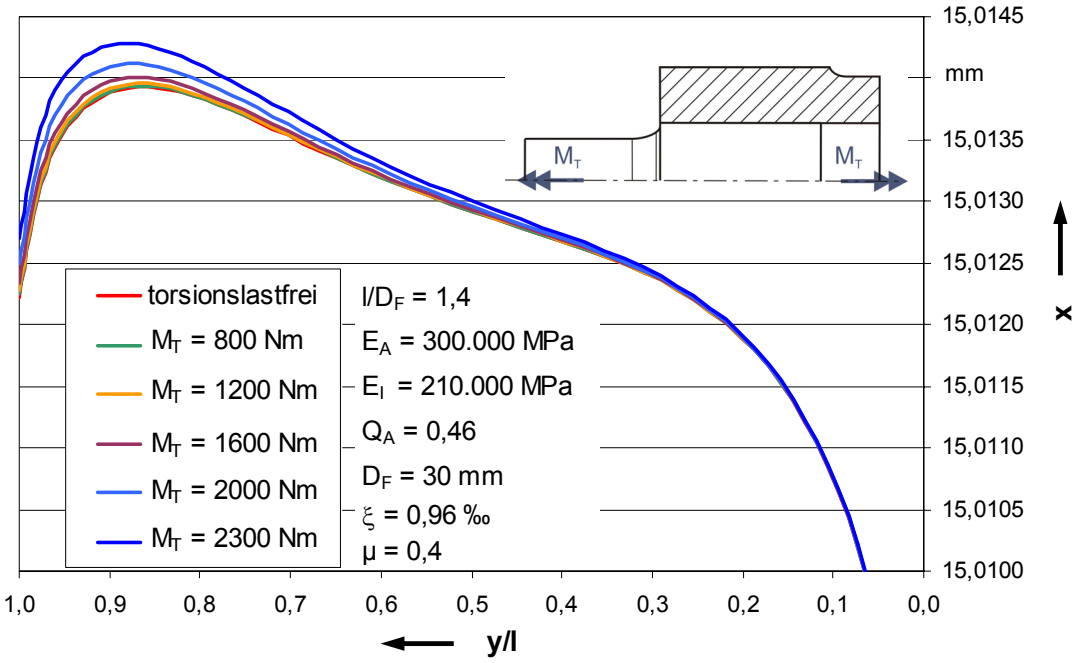


Bild 7.39: Konturierung der Welle bei unterschiedlichen Torsionsmomenten M_T

Zusammenfassend kann über die Beeinflussung der Wellenkontur durch die Beaufschlagung mit einem Torsionsmoment gesagt werden, dass die Höhe des zu übertragenden Drehmoments den qualitativen Verlauf der Spannungen in der Keramik nur gering beeinflusst und auch das Niveau der kritischen ersten Hauptspannung bis zum Durchrutschen bei $M_T \approx 2300$ Nm nur um etwa 10 MPa erhöht, was einer Anhebung des Niveaus um ca. 6 % im Bereich der maximalen Spannung an der Nabenkante entspricht, siehe auch Bild 7.37. Eine Beeinflussung der Konturierung ist im Bereich bis zu einer Torsionsbeanspruchung von 850 Nm praktisch nicht vorhanden. Für höhere Torsionsmomente müsste die in Bild 7.39 gezeigte Überhöhung der Kontur im Vergleich zum torsionsmomentfreien Fall bei der Definition der Wellenkontur subtrahiert werden.

Damit ist die Untersuchung des fugendruckhomogenisierten HPV abgeschlossen, wobei neben den verschiedenen Einflüssen auf die gefundene Reibungsmodellierung auch die Relevanz von Fertigungseinflüssen und des beaufschlagten Torsionsmoments in die Konturdefinition eingeflossen ist. Die in Abschnitt 7.1.5 festgestellte Beeinflussbarkeit des Niveaus der versagenskritischen ersten Hauptspannung führt im folgenden Abschnitt zur Untersuchung der Frage, wie eine Kontur für die homogenisierte erste Hauptspannung gefunden werden kann und wie sich diese Konturierung von der in diesem Abschnitt gefundenen unterscheidet.

7.2 Optimierung der ersten Hauptspannung

Um die Tragfähigkeit der Keramik auf einem möglichst langen Bereich der Trennfuge bestmöglich auszunutzen, ohne dabei an einer Stelle das in Abschnitt 5.2.2 für eine „dauerfeste“ Auslegung der Verbindung festgelegte zulässige Spannungsniveau zu überschreiten, wird in diesem Abschnitt versucht, die versagenskritische erste Hauptspannung über der Fugenlänge zu homogenisieren. In folgender Abbildung ist der Unterschied der Fugendruckoptimierung aus Abschnitt 7.1 und das Ergebnis der im Folgenden vorgenommenen Homogenisierung der ersten Hauptspannung dargestellt. Die rot gestrichelte Linie stellt dabei das in Abschnitt 5.2.2 analytisch ermittelte Dauerfestigkeitslimit dar. Es ist zu erkennen, dass die versagenskritische erste Hauptspannung bei der Fugendruckhomogenisierung im Bereich $1 > y/l > 0{,}65$ bis zu ca. 20 % oberhalb dieses Limits liegt und damit überproportional zum Versagen des Bauteils beiträgt. Andererseits liegt im Bereich $0 < y/l < 0{,}65$ diese Spannung zum Teil sehr deutlich unterhalb des Festigkeitslimits, so dass die Tragfähigkeit des keramischen Materials nicht

voll ausgeschöpft wird.

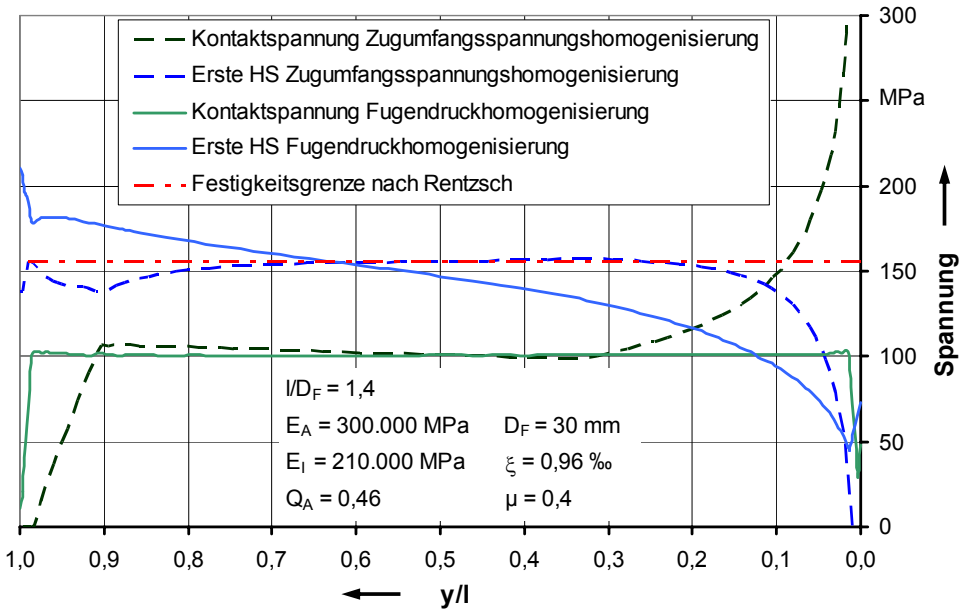


Bild 7.40: Unterschied zwischen Fugendruckhomogenisierung und Homogenisierung der ersten Hauptspannung

Dementsprechend wird im Folgenden versucht, den Verlauf der ersten Hauptspannung von unten an die rot gestrichelte Linie anzunähern. Dafür wird die in Abschnitt 7.1 gewonnene Erkenntnis genutzt, dass die Trennfuge ausreichend lang ist, so dass eine Modifikation der Kontur der Trennfuge an einem Nabenende die Spannungen am gegenüberliegenden Nabenende nicht beeinflusst. Die gewonnenen Erkenntnisse aus der Variation der Rampenlänge legen nahe, die linke Rampenlänge zu vergrößern und mit dieser Rücknahme von Übermaß und Reibung an der Nabenkante die erste Hauptspannung im zugspannungsüberhöhten Bereich der Nabe zu verringern. Mit einem Anheben des Übermaßes und damit des Fugendrucks am gering beanspruchten Nabenende soll dagegen das Zugspannungsniveau gezielt angehoben werden.

7.2.1 Definition der Trennfugenkontur

Das für die Fugendruckhomogenisierung gefundene Dreiecksmodell zur Reibungssimulation muss für die Homogenisierung der ersten Hauptspannung angepasst werden, da sich infolge der veränderten Flächenpressungsverteilung in der Trennfuge auch die Reibungskraftverteilung entsprechend ändert. In einer ersten Untersuchung wird diese Reibungssimulationskraft entsprechend der erwarteten Fugendruckverteilung angepasst und deren Einfluss auf die Konturierung und damit auf die Spannungen untersucht.

Gemäß der in Abschnitt 7.1.2 und 7.1.3 festgestellten geringen Beeinflussung des Reibmodells oberhalb von Reibungskoeffizienten $\mu \approx 0{,}3$ wird der naheliegende Versuch unternommen, die Verteilung der Axialreibung an den Verlauf des Fugendrucks anzupassen. Da sich der Reibungskoeffizient nicht ändert, bleibt der Flächeninhalt der Dreiecke unverändert. Bild 7.41 zeigt diese modifizierte Reibkraftverteilung für die Homogenisierung der ersten Hauptspannung.

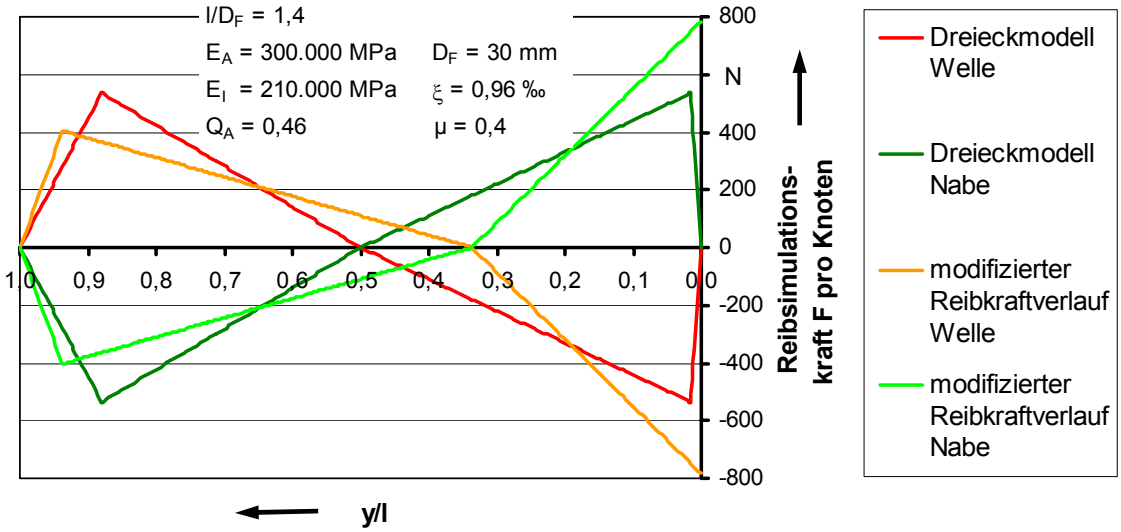


Bild 7.41: Modifikation der Reibungsverteilung in der Trennfuge

Wie gering sich die Modifikation des Reibkraftverlaufs beim Anwendungsfall der Homogenisierung der ersten Hauptspannung auf die Konturierung der Welle auswirkt, zeigt Bild 7.42: Der Einfluss liegt im Bereich der Fertigungsgenauigkeit und wirkt sich zudem lediglich im Bereich $0 < y/l < 0{,}1$ spürbar aus.

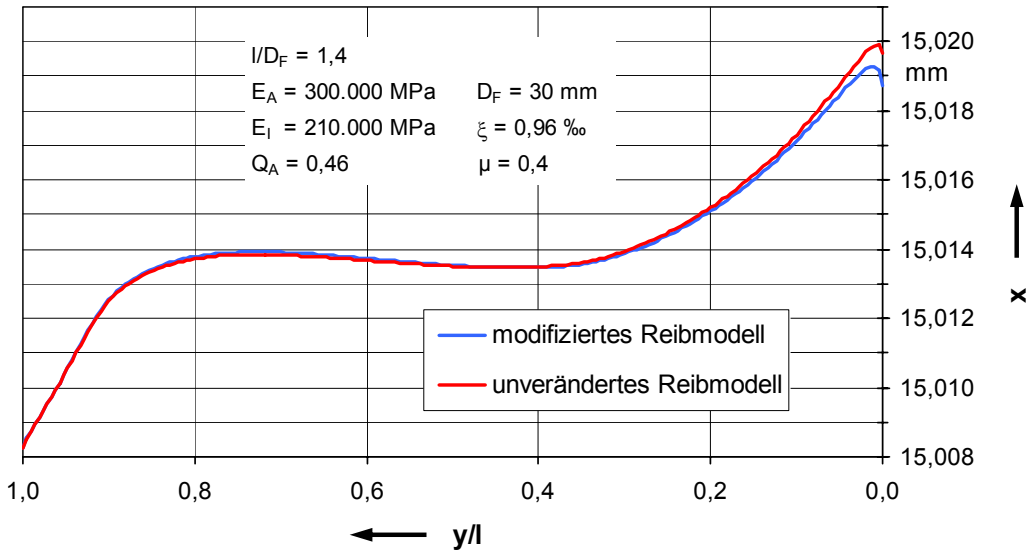


Bild 7.42: Wellenkonturen unter Verwendung verschiedener Reibungssimulationen

Wie Bild 7.43 demonstriert, zeigt die Variation des Reibkraftverlaufs für den simulierten Reibungskoeffizienten von μ = 0,4 eine sehr geringe Beeinflussung der Spannungen in der Nabe im Bereich der Trennfuge: Die Verläufe von Fugendruck und Hauptspannung sind praktisch identisch. Also gilt auch in diesem Fall, dass das in Abschnitt 7.1.1 definierte Modell zur „a priori"-Berücksichtigung der Reibung bei der Konturdefinition unempfindlich ist gegenüber geringen Änderungen des tatsächlich auftretenden Reibungskraftverlaufs. Somit lohnt sich der Aufwand einer Anpassung des in Abschnitt 7.1.1 beschriebenen Reibmodells nicht. Das unmodifizierte Dreiecksmodell kann als ausreichend für die in einer praktischen Auslegungsrechnung erforderliche Genauigkeit angesehen werden und das Reibmodell muss nicht notwendigerweise auf einen geänderten Fugendruckverlauf angepasst werden. Dementsprechend werden die im Folgenden durchgeführten numerischen Analysen mit dem unmodifizierten Reibmodell gemäß Bild 7.5 durchgeführt.

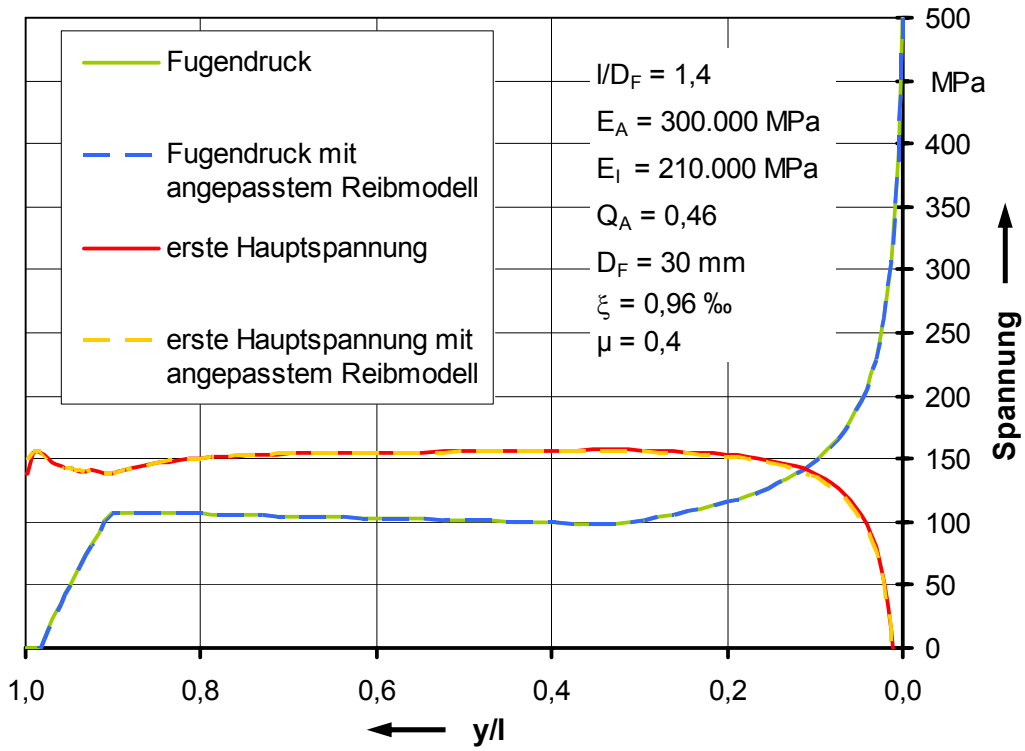


Bild 7.43: Einfluss der Reibmodellmodifikation auf den Verlauf der Spannungen

Eine Limitierung der in Bild 7.43 dargestellten Kontaktspannung nahe des rechten Trennfugenendes ist dadurch gegeben, dass die Stahlwelle bei Überschreitung der Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zu fließen beginnt und damit keine Steigerung der Kontaktspannung mehr möglich ist. Dadurch sind auch der Homogenisierung der ersten Hauptspannung im rechten Bereich der Verbindung

Grenzen gesetzt. Eine zusätzliche Limitierung besteht durch das Schubspannungsniveau in der Nabe am rechten Ende des HPV infolge des Steifigkeitssprungs: Eine weitere Steigerung der Kontaktspannung durch immer stärkere Erhöhung des Übermaßes würde zur Überschreitung der Scherfestigkeit der Keramik führen. Dies wird letztlich auch durch die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen bestätigt, da bei einer Steigerung des Übermaßes an diesem Wellenende das Versagensbild der Nabe einen Schubbruch aufwies (siehe Bild 9.4), obwohl anstatt der Zugumfangsspannungshomogenisierung die weniger schubspannungskritische Fugendruckhomogenisierung (siehe Bild 7.7) realisiert wurde.

Wie die Verteilung der ersten Hauptspannung in der Keramiknabe aussieht, zeigt Bild 7.44 in einem FE-Plot der Knotenergebnisse. Der sehr homogene Verlauf dieser Spannung über der Pressfugenlänge ist gut zu erkennen.

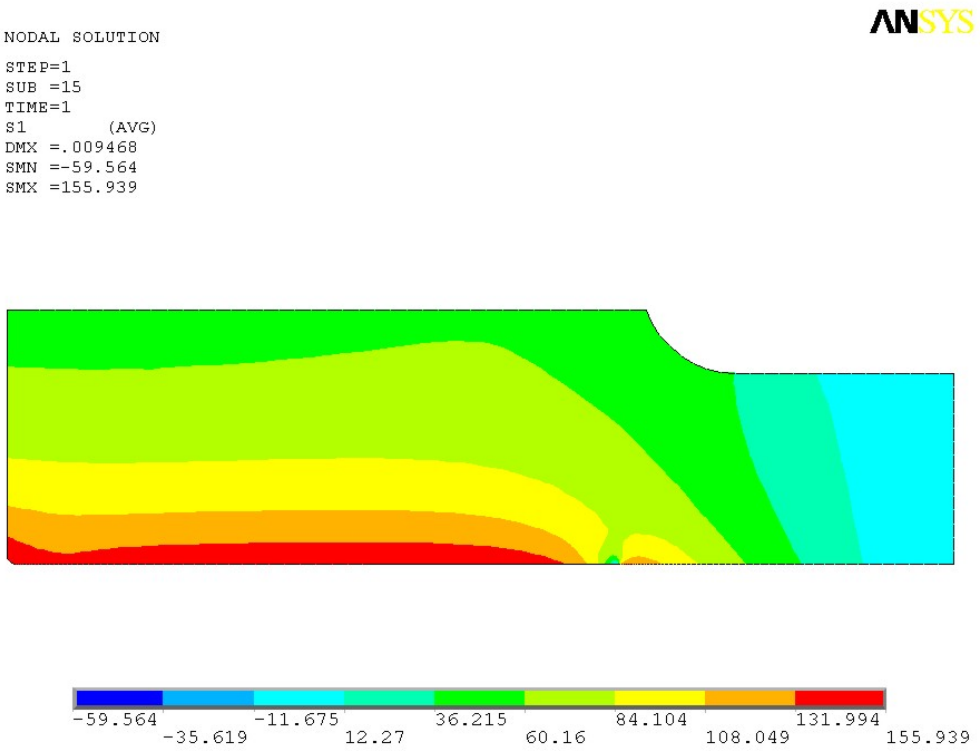


Bild 7.44: Verlauf der ersten Hauptspannung in der Keramiknabe nach erfolgter Zugumfangsspannungshomogenisierung

Auch bei dieser Wellenkontur soll verifiziert werden, dass eine Torsionslastbeaufschlagung von M_T = 800 Nm unkritisch ist. Wie Bild 7.45 zeigt, ist der Einfluss des Torsionsmoments auf das Niveau der ersten Hauptspannung in der Keramiknabe erwartungsgemäß vernachlässigbar gering. Ebenso ist zu erkennen, dass die Spannungen in der Nabe mit Torsionslast geringfügig unter den Werten ohne Torsionslast liegen. Dies liegt

daran, dass infolge der 3D-Modellierung leicht geringere Spannungswerte im Vergleich zum 2D-Fall generiert werden, siehe Bild 7.36. Tatsächlich besteht im torsionsbelasteten Fall ein leicht höheres Spannungsniveau als ohne aufgebrachte Torsionslast.

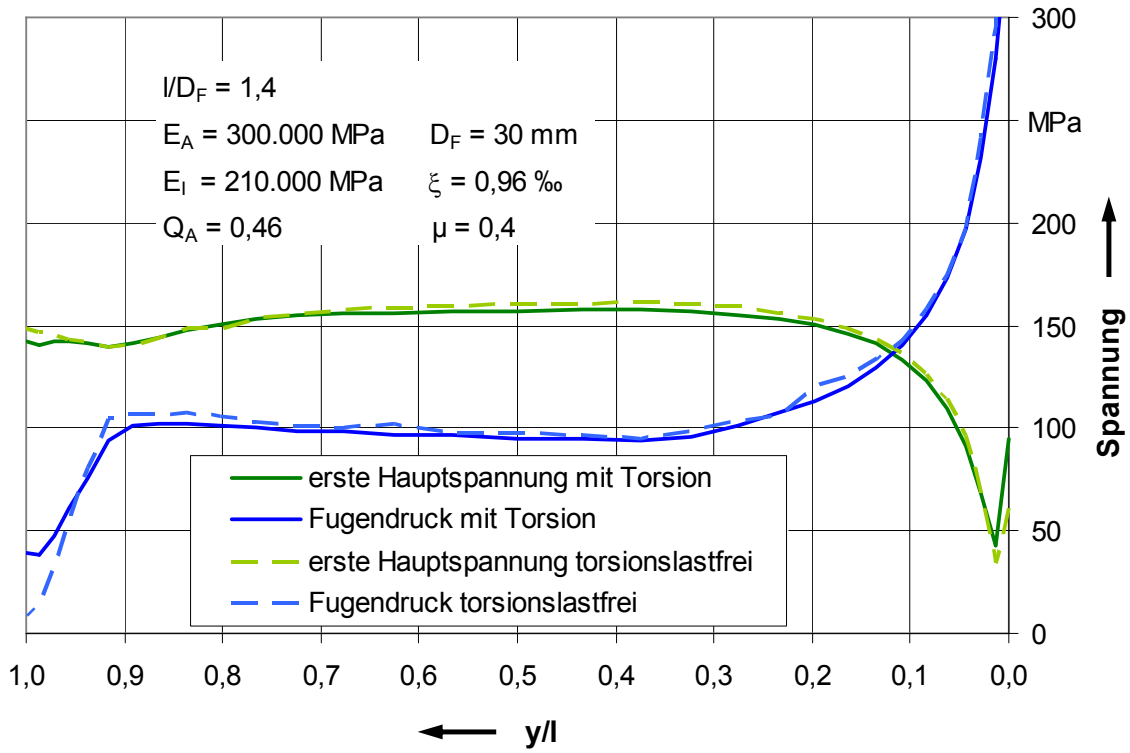


Bild 7.45: Einfluss eines simulierten Torsionsmoments von M_T = 800 Nm auf den Verlauf von erster Hauptspannung und Fugendruck

7.2.2 Einfluss von Fertigungstoleranzen

Die Untersuchung von Fertigungsabweichungen für die fugendruckhomogenisierte Nabe in Abschnitt 7.1.9 hat gezeigt, dass lediglich eine Abweichung in der radialen Maßhaltigkeit und der Rundheit sowie eine Krümmung einen relevanten Einfluss auf das Spannungsniveau in der Nabe haben. Folglich ist für die Homogenisierung der ersten Hauptspannung die Untersuchung dieser beiden Parameter ausreichend.

7.2.2.1 Einfluss von radialer Maßhaltigkeit und Rundheit

Der größte Einfluss auf das Spannungsniveau zeigt sich analog zu den Untersuchungen bei der Fugendruckhomogenisierung wiederum bei der Abweichung in der radialen Maßhaltigkeit. Die in Bild 7.46 aufgetragene Kurvenschar gibt Aufschluss über den sich einstellenden Verlauf der versagenskritischen ersten Hauptspannung bei Variation des Übermaßes. Zu erkennen ist ebenfalls, dass das rot dargestellte nominelle Übermaß

die Forderung nach Homogenisierung der ersten Hauptspannung am besten erfüllt und eine radiale Abweichung zu einem veränderten Verlauf führt.

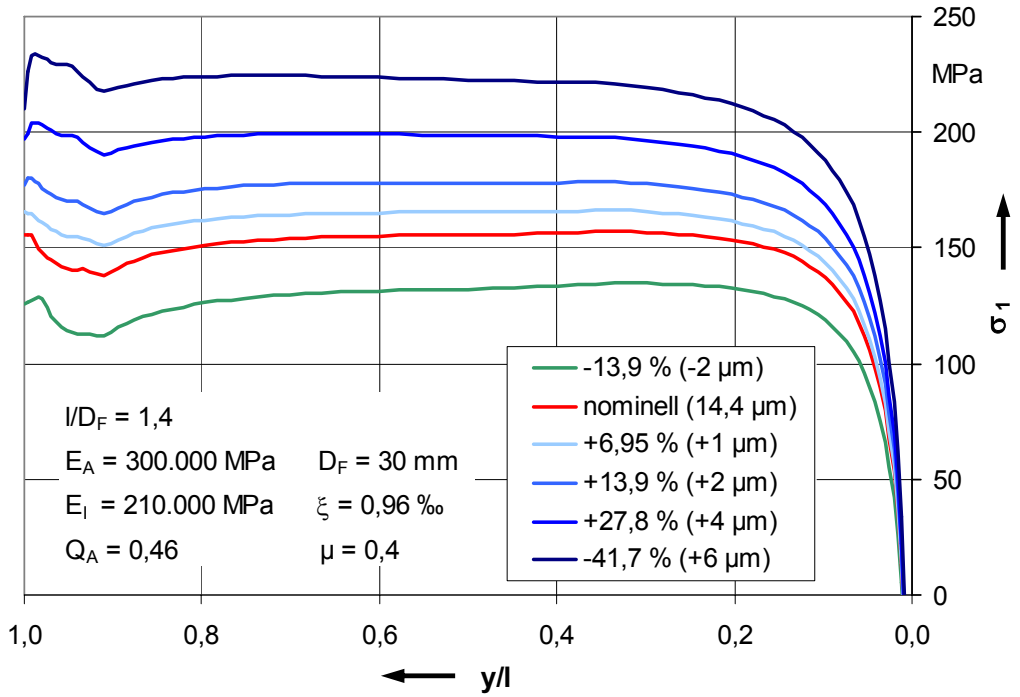


Bild 7.46: Einfluss eines Radialversatzes x_R gemäß Bild 7.24 auf die erste Hauptspannung an der Innenseite der Keramiknabe

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum Einfluss der Rundheit unterscheiden sich weder relevant von dem Fall einer fugendruckhomogenisierten Nabe in Abschnitt 7.1.9.3, noch konnten neue Erkenntnisse gewonnen werden. Daher wird hier auf obigen Abschnitt verwiesen.

7.2.2.2 Einfluss der Krümmung

Auch der Einfluss der Krümmung zeigt ein sehr ähnliches Verhalten wie im Fall der fugendruckhomogenisierten Nabe. Infolge der deutlichen Anhebung des Übermaßes am rechten Ende ist der Einfluss einer Krümmung an dieser Stelle jedoch größer.

Bild 7.47 zeigt den Verlauf der ersten Hauptspannung bei einer Krümmungsabweichung von der ideal geraden Achse von 6 µm. In diesem Bild ist auch gut zu erkennen, dass sich infolge des Geradebiegens der gekrümmten Wellen- bzw. Nabenachse unterschiedliche Spannungsverläufe auf entgegengesetzten Punkten in der zylindrischen Kontaktfläche einstellen. Der Verlauf der ersten Hauptspannung in der Nabe auf Ober- und Unterseite der Nabenbohrung ist in Abhängigkeit vom Krümmungsgrad x_K (siehe Definition gemäß Bild 7.32) in Bild 7.48 dargestellt. Die Abweichung des Maximalspan-

nungsverlaufs vom ungekrümmten Zustand ist nahezu symmetrisch bezüglich des Spannungsverlaufs ohne Krümmung (rote Kurve). Die Bereiche, in denen die erste Hauptspannung oberhalb dieser roten Kurve liegt, tragen wieder überproportional zur Versagenswahrscheinlichkeit bei.

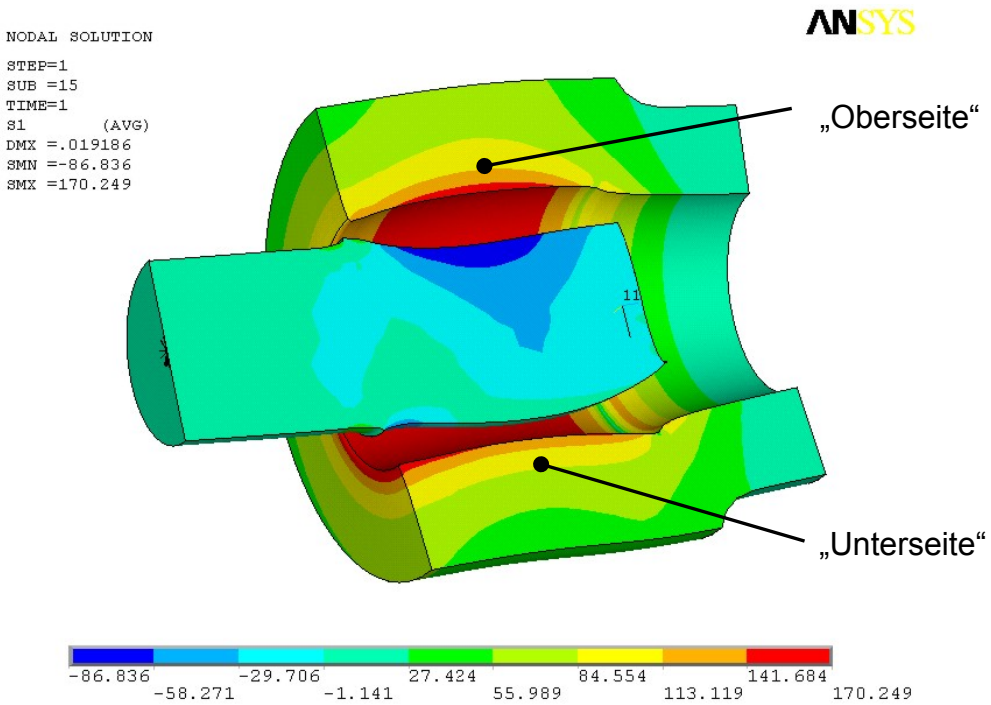


Bild 7.47: 1. HS [MPa] in der Keramiknabe bei einer Krümmung von x_K = 6 µm

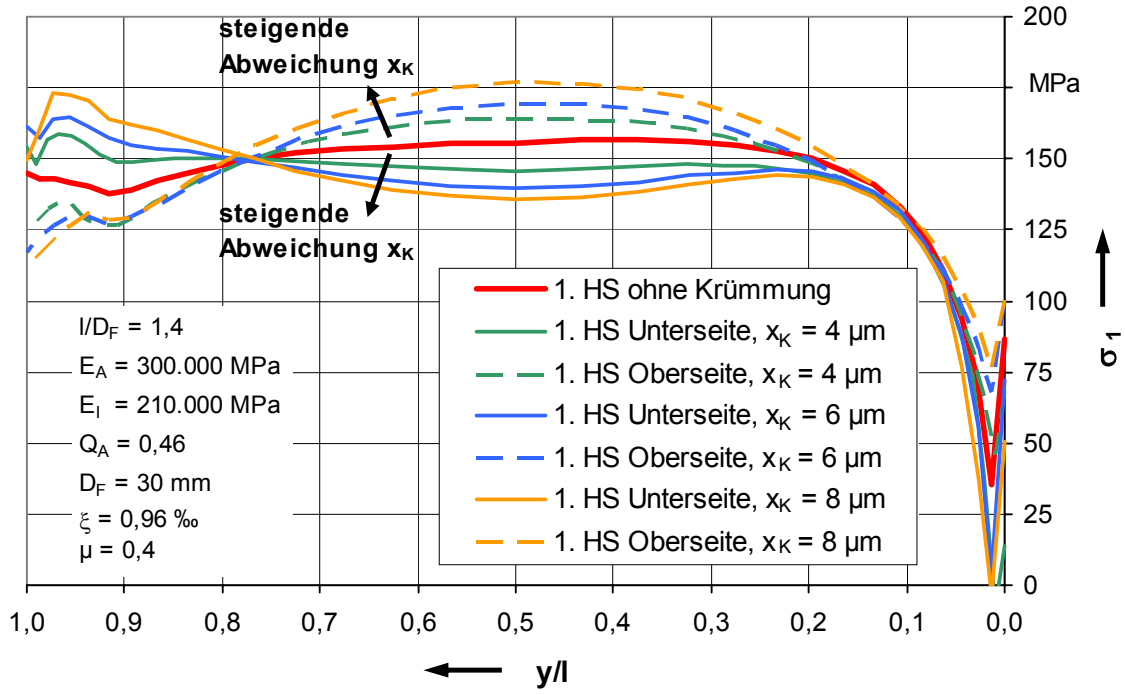


Bild 7.48: Parametrische Darstellung des Einflusses einer Krümmung auf die erste Hauptspannung an der Innenseite der Keramiknabe auf Ober- und Unterseite

Bereits bei einer Abweichung von wenigen Mikrometern ergibt sich - ähnlich wie bei der Fugendruckhomogenisierung - ein deutlicher Einfluss der Fertigungsgenauigkeiten. Damit wird die Forderung nach einer Minimierung dieser Abweichungen und die Notwendigkeit eines Mating-Prozesses unterstrichen.

7.3 Ermittlung der Ausfallwahrscheinlichkeiten mittels statistischem Auswerteprogramm auf FEM-Basis

Um die Ergebnisse der in den vorangehenden Abschnitten durchgeführten Untersuchungen zur Gestaltung besser bewerten zu können, wurde mit Hilfe des in Abschnitt 4.4.3 vorgestellten statistischen Postprozessors CARES die Versagenswahrscheinlichkeit für einzelne Lastfälle ermittelt. Damit ist eine vergleichende Aussage über die Kritikalität der jeweiligen Spannungsniveaus und die Größe des Einflusses unterschiedlicher spannungsbeeinflussender Parameter möglich.

Für die Ermittlung der Kurzzeitfestigkeit wie auch der Zeitfestigkeit werden über die in Tabelle 5.1 angegebenen Werkstoffkennwerte hinaus Angaben zu den Risswachstumsparametern benötigt. Diese sind mit deutlichen Unsicherheiten behaftet und werden im Allgemeinen nicht vom Keramikhersteller ermittelt, so dass sie oft der Literatur entnommen werden müssen. Eine erhöhte Unsicherheit bei den bestimmten Ausfallwahrscheinlichkeiten ist die Folge. Die im Folgenden angegebenen Ausfallwahrscheinlichkeiten sind damit als relativer Vergleich zu betrachten.

Die Werte für unterkritisches Risswachstum A und n für das verwendete Material betragen laut Hersteller [WAMPERS07]:

$A = 3{,}16 \cdot 10^{-44}$ sowie

$n = 73$

Als weiterer Werkstoffparameter muss für die Ermittlung der Ausfallwahrscheinlichkeit die Weibull-Festigkeit σ_0 bestimmt werden. Gemäß Herstellerangaben kann dazu folgende Gleichung verwendet werden, die ausschließlich vom Weibull-Modul abhängt [WAMPERS07]:

$$\sigma_0 = \frac{1 - \frac{0{,}0348}{m} + \frac{0{,}574}{m^2}}{1 + \frac{0{,}5431}{m}} \cdot \sigma_{4PB} \qquad (7\text{-}4)$$

Für die gewählte SSN-Keramik ergibt sich mit obiger Formel unter der Annahme des konservativeren Weibull-Moduls von m = 15 (siehe Abschnitt 5.2.2) eine Weibull-Festigkeit von:

$$\sigma_0 = 792 \text{ MPa} \tag{7-5}$$

Mit diesen Angaben können sowohl die Kurzzeitfestigkeit wie auch die zeitabhängige Versagenswahrscheinlichkeit auf Basis der FE-Ergebnisse ermittelt werden. Dabei wird der gewählte Weibull-Modul von m = 15 beibehalten.

In der folgenden Tabelle sind einzelne Lastfälle aufgeführt, für die eine Ermittlung der Ausfallwahrscheinlichkeit vorgenommen wird. Da die Versagenswahrscheinlichkeit unter kurzzeitiger Beanspruchung („fast fracture“) infolge des permanent vorhandenen Grundspannungszustands im Pressverband nicht interessiert, sondern das langzeitige Verhalten für die Zuverlässigkeit des HPV entscheidend ist, werden die zeitabhängigen Ausfallwahrscheinlichkeiten angegeben.

Bezeichnung / Parameter	**in Abs.**	**Variation**	**Ausfallwahr-scheinlichkeit**
Grundlegende Kontur der Stahlwelle	7.1.7	-	$7{,}84 \cdot 10^{-07}$
Sensitivitätsuntersuchung des gefundenen Dreiecksmodells für die Reibungssimulation	7.1.2	$\mu = 0{,}2$ $\mu = 0{,}4$ $\mu = 0{,}6$ $\mu = 0{,}8$	$5{,}90 \cdot 10^{-07}$ $7{,}56 \cdot 10^{-07}$ $8{,}34 \cdot 10^{-07}$ $8{,}82 \cdot 10^{-07}$
Variation der Rampenlänge	7.1.5	Keine Rampe 0,6mm 5,0 mm	$7{,}84 \cdot 10^{-07}$ $4{,}96 \cdot 10^{-07}$ $3{,}60 \cdot 10^{-08}$
Variation der Trennfugenlänge	7.1.2.1	l = 30 mm l = 42 mm l = 54 mm	$7{,}18 \cdot 10^{-07}$ $7{,}56 \cdot 10^{-07}$ $7{,}70 \cdot 10^{-07}$
Variation des Nabenaußendurchmessers	7.1.2.2	D_a = 40 mm D_a = 53 mm D_a = 65 mm D_a = 85 mm	$4{,}67 \cdot 10^{-07}$ $5{,}49 \cdot 10^{-07}$ $7{,}56 \cdot 10^{-07}$ $1{,}06 \cdot 10^{-06}$

Tabelle 7.2: Übersicht über die Ausfallwahrscheinlichkeiten einzelner Konfigurationen

Die ermittelten Ausfallwahrscheinlichkeiten sind zur besseren Interpretierbarkeit in Bild 7.49 graphisch dargestellt. Alle Einzeldiagramme sind ordinatenseitig gleich skaliert,

lediglich das Diagramm zum Einfluss der Rampenlänge ist hin zu geringeren Ausfallwahrscheinlichkeiten um etwa eine Zehnerpotenz verschoben.

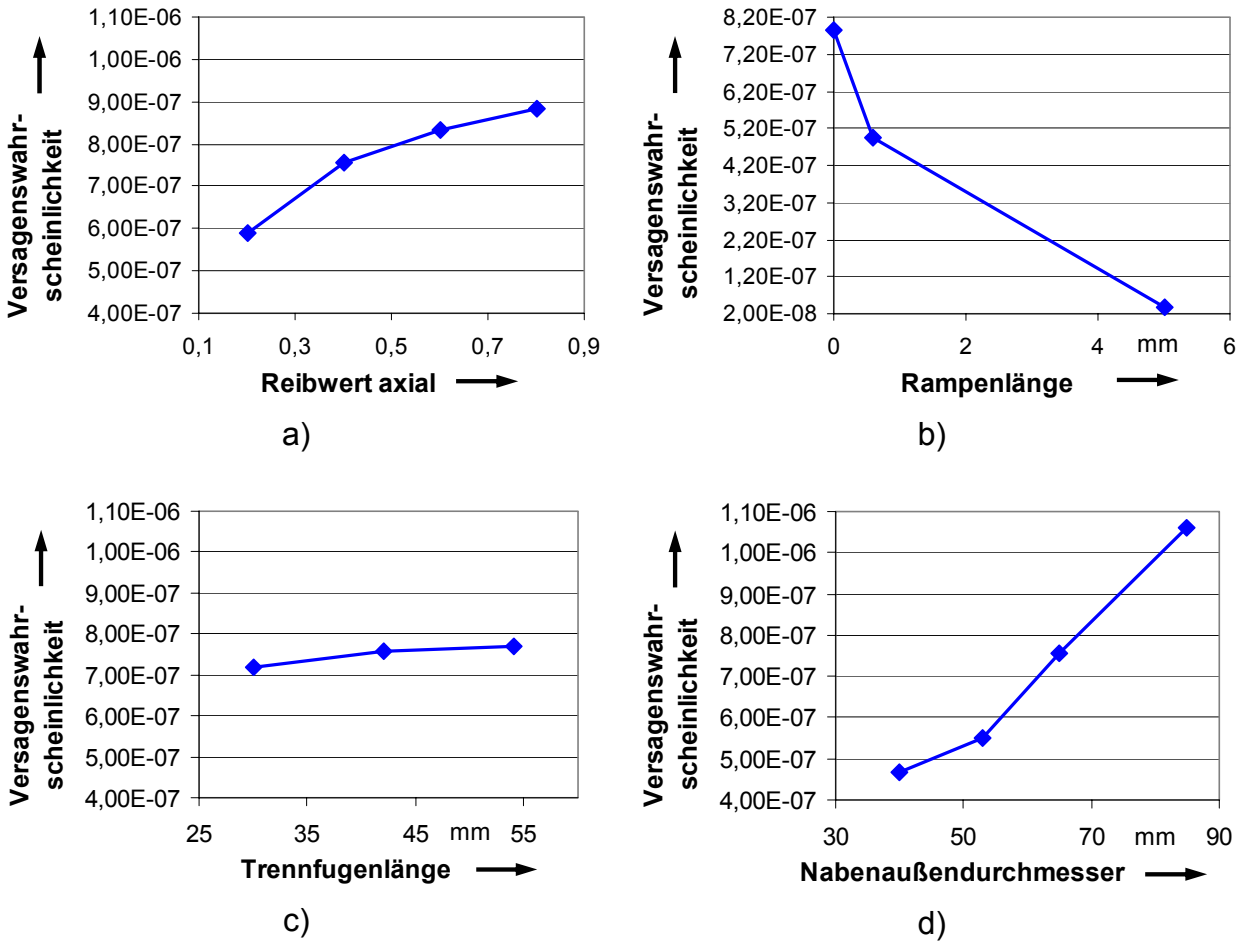


Bild 7.49: Grafische Darstellung der Ausfallwahrscheinlichkeiten bei der untersuchten Nominalgeometrie (l/D_F = 1,4; E_A = 300.000 MPa; E_I = 210.000 MPa; ξ = 0,96 ‰; D_F = 30 mm; Q_A = 0,46; μ = 0,4)

In Diagramm a) ist deutlich zu erkennen, dass ein erhöhter Reibungskoeffizient in der Trennfuge zu einem leichten Anstieg der Versagenswahrscheinlichkeit führt. Dies ist mit der zunehmenden Erzeugung von reibungsbedingten Axialschubspannungen in der Nabe gut zu erklären. Auch hier ist durch die bei zunehmenden Reibungskoeffizienten immer flacher verlaufende Kurve ein asymptotisches Verhalten ähnlich des reibungsseitigen Sättigungsverhaltens bezüglich des Reibungseinflusses bei der Trennfugenkonturierung zu erkennen.

Entsprechend der in Abschnitt 7.1.5 durchgeführten Untersuchung zum Einfluss der Rampenlänge konnte auch bei den Ausfallwahrscheinlichkeiten mit zunehmender Rampenlänge eine sehr deutliche Abnahme der Versagenswahrscheinlichkeit ermittelt werden. Die Rampenlänge 5 mm in Diagramm b) entspricht in etwa der in Abschnitt 7.2

durchgeführten Optimierung der ersten Hauptspannung. Durch die damit realisierte Vermeidung der lokal begrenzten Spannungsüberhöhungen kann erwartungsgemäß die Zuverlässigkeit erheblich gesteigert werden.

Laut Diagramm c) steigt die Versagenswahrscheinlichkeit mit zunehmender Trennfugenlänge leicht an, was von der Vergrößerung des belasteten Volumens verursacht wird. Da mit zunehmender Trennfugenlänge auch die relative Größe des Stützeffekts durch den nicht belasteten Bereich am rechten Nabenende kleiner wird, ist diese Zunahme nicht linear. Zudem wird dadurch auch die Aufweitung am linken Nabenende geringfügig kleiner, da sich die Trennfugenkonturierung mit abnehmendem Stützeffekt immer besser einem symmetrischen Verlauf zur Trennfugenmitte annähert.

Eine deutlichere – wenn auch immer noch sehr geringe - Zunahme der Versagenswahrscheinlichkeit wird durch eine Steigerung des Nabenaußendurchmessers verursacht, siehe Diagramm d). Die Hauptursache liegt wie im Fall einer größeren Trennfugenlänge in der deutlichen Vergrößerung des zugbeanspruchten Volumens der Nabe.

Generell befinden sich die ermittelten Ausfallwahrscheinlichkeiten auf einem sehr geringen Niveau. Eben dies wurde mit der konservativen Abschätzung des Spannungsniveaus für unterkritisches Risswachstum angestrebt. Dass der FEM-Postprozessor dennoch Ausfallwahrscheinlichkeiten im niedrigen ppm-Bereich generiert, liegt einerseits an der beschriebenen Unsicherheit der Materialwerte einschließlich deren Umsetzung im Postprozessor. Andererseits wurden je nach Parametervariation insbesondere an den Nabenkanten numerisch bedingte Spannungsspitzen erzeugt, die einen Anstieg der Versagenswahrscheinlichkeit zur Folge haben.

Dennoch konnte das in der vorliegenden Arbeit vorgestellte Konzept auch in den Nachlaufrechnungen dieses Abschnitts bestätigt werden: Der HPV lässt sich durch die beschriebene Vorgehensweise im Wesentlichen dauerfest auslegen.

7.4 Spannungsoptimierung mit der FEM-basierten Optimierungssoftware TOSCA

In dem Bemühen, die Vorgehensweise zur Definition der Trennfugenkonturierung hinsichtlich der Erzeugung eines homogenen Fugendrucks (Abschnitt 7.1) oder auch einer homogenen ersten Hauptspannung (Abschnitt 7.2) zu vereinfachen, wird in diesem Abschnitt der Versuch unternommen, das FEM-basierte Topologie- und Gestaltoptimie-

rungswerkzeug TOSCA in der Version 6.0 einzusetzen [FE-DESIGN06A], [FE-DESIGN06B]. Diese Optimierungssoftware minimiert oder maximiert basierend auf numerischen Methoden parameterfrei eine Struktur hinsichtlich nahezu frei definierbaren Optimalitätskriterien in wiederholt durchlaufenen Optimierungsschritten. Dafür wird ein in einem FEM-Programm diskretisiertes Modell des Pressverbands so aufbereitet, dass an ausgewählten Knoten eine Zielgröße vorgegeben wird, die durch wiederholtes Starten einer ANSYS-Analyse iterativ erreicht werden soll. Dabei lässt sich, übertragen auf die Aufgabenstellung im Pressverband, beispielsweise der Fugendruck oder auch die maximalen Zugumfangsspannungen über die gesamte Pressfugenlänge auf einen Zielwert festlegen.

In den Analysen zeigte sich eine starke Sensibilität der Ergebnisse hinsichtlich der einstellbaren Iterationsparameter in TOSCA. Je nach Wahl der Parameter konvergierten die nichtlinearen ANSYS-Analysen bereits bei der dritten Iterationsschleife nicht mehr, was in der Kombination des Skalierungsfaktors im Optimierungsparameter mit der Genauigkeitsdefinition der ANSYS-internen Kontaktbeschreibung lag.

Die Nichtkonvergenz der Optimierungsschleifen führte dazu, dass die Genauigkeitsanforderungen der Kontaktbeschreibung soweit herabgesetzt werden mussten, dass eine Konvergenz bis zur letzten Iterationsschleife sichergestellt war. Dies führt zwangsläufig zu geringfügigen Abweichungen in der Ergebnisqualität der TOSCA-Optimierungen zur im Vorstehenden beschriebenen methodischen Lösung.

7.4.1 Homogenisierung der Kontaktspannung

Die Designvariablen in TOSCA wurden so festgelegt, dass sämtliche im Kontakt mit der Welle befindlichen Nabenknoten als Zielgröße eine Druckspannung von 101,2 MPa besitzen sollen.

Die beschriebenen Schwierigkeiten bei der Konvergenz der TOSCA-basierten Analysen führen dazu, dass je nach Einstellung der einzelnen Parameter im Optimierungswerkzeug unterschiedliche Konturen erzeugt werden, siehe die unterschiedlichen Kurven in Bild 7.50. Im Verlauf der Berechnungen zeigte sich, dass die Topologieoptimierungssoftware die generelle Gestalt der in Abschnitt 7.1.7 gefundenen Kontur der Welle in ihrem grundlegenden Verlauf relativ genau abbilden kann, sich aber deutliche Abweichungen von dieser Referenzkontur ergeben. Das beste Ergebnis der Optimierungsaufgabe, das als „Version 323“ in Bild 7.50 zumeist unterhalb der roten Idealkurve darge-

stellt ist, zeigt immer noch eine radiale Abweichung von bis zu 1,5 µm.

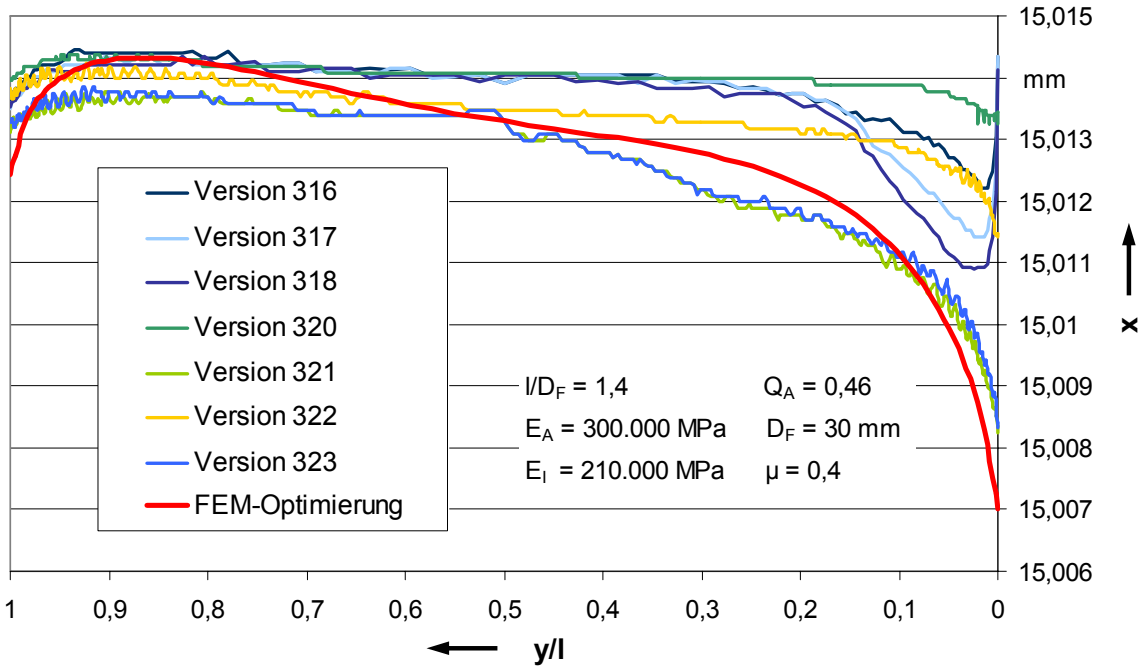


Bild 7.50: Ergebnisse der Shape-Optimierung mit TOSCA

Die numerischen Instabilitäten innerhalb der iterativen Spannungsermittlung in ANSYS bedingen auch, dass kein glatter Verlauf für einen homogenen Fugendruck gefunden werden kann, siehe Bild 7.51.

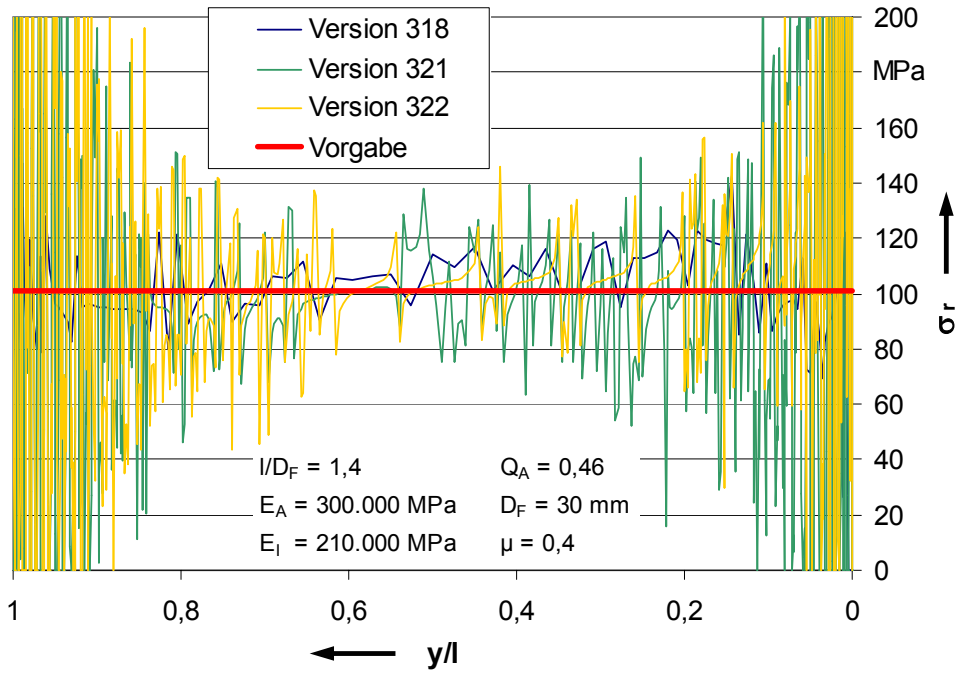


Bild 7.51: Exemplarische Darstellung der Ergebnisse aus der Fugendruckrechnung mit TOSCA

Die dargestellten extremen Sprünge im Fugendruck von Knotenwert zu Knotenwert zeugen von der großen Sensitivität der Ergebnisse in Abhängigkeit von der radialen Knotenposition. Diese Sensitivität wurde auch schon bei der numerischen Optimierung des Fugendrucks in den vorangehenden Abschnitten festgestellt. Die Skalierung der Ordinate in Bild 7.51 wurde zur deutlicheren Darstellung auf eine Obergrenze von 200 MPa begrenzt, die errechneten Kontaktspannungsspitzen erreichen ca. 500 MPa.

7.4.2 Homogenisierung der Zugumfangsspannungen

Eine Optimierung der Zugumfangsspannungen zeigte ein identisches Verhalten wie die Optimierungsversuche hinsichtlich eines homogenen Verlaufs der Kontaktspannung. Auch diese Konturierung konnte zwar qualitativ in den durch TOSCA erzeugten Ergebnissen nachvollzogen werden, jedoch waren in diesem Fall die Abweichungen von der iterativ mittels Einzelvariation in den FEM-Analysen gefundenen Kontur noch größer als bei der Homogenisierung des Fugendrucks im vorangehenden Abschnitt.

Insgesamt lässt sich aus den Untersuchungen mit der Software TOSCA folgern, dass diese in der verwendeten Version 6.0 nicht in der Lage ist, für die sehr fein diskretisierten Geometrien von Welle und Nabe im Bereich der Enden des Pressverbands ausreichend exakte Ergebnisse für die Trennfugenkontur und damit auch für den Fugendruck zu liefern.

7.5 Einfluss unterschiedlicher Elastizitätsmoduln auf die Trennfugenkonturierung

Die vielen verschiedenen keramischen Werkstoffe weisen stark unterschiedliche Elastizitätsmoduln auf. Eine Folge davon ist, dass die zu generierende Trennfugenkontur zur Realisierung eines ebenen Fugendruckverlaufs je nach Materialkombination neu berechnet werden muss. In diesem Abschnitt soll nun der Einfluss der Elastizitätsmoduln auf die Trennfugenkontur untersucht werden. Ausgehend von der Referenzpaarung mit einem Elastizitätsmodul von 210.000 MPa für die Stahlwelle und 300.000 MPa für die Keramiknabe werden verschiedene Paarungen untersucht. Dabei wird zunächst lediglich der Nabenelastiztätsmodul variiert (Abschnitt 7.5.1) und im Anschluss daran zusätzlich der Wellenelastizitätsmodul (Abschnitt 7.5.2), um auch das Fügen einer keramischen Welle abzudecken. Die Geometrie beider Fügepartner bleibt in Form der bekannten Referenzgeometrie unverändert erhalten.

7.5.1 Variation der Elastizitätsmoduln des keramischen Nabenmaterials

Die meisten Stahlsorten besitzen Elastizitätsmoduln von rund 210.000 MPa; bei Keramik hingegen schwankt der Wert auch aufgrund der verschiedenen Fertigungsmethoden zwischen etwa 100.000 MPa für Mullite und gut 400.000 MPa für Carbide.

Für die Untersuchung wird der Nabenelastizitätsmodul in Schritten von 50.000 MPa verändert. Der Elastizitätsmodul der Welle bleibt in diesem Abschnitt mit 210.000 MPa konstant und damit vergleichbar zu den Berechnungen in den vorangehenden Abschnitten. Die unter Beibehaltung des unverändert gebliebenen simulierten Reibungskoeffizienten von μ = 0,4 generierten Wellenkonturen sind in Bild 7.52 dargestellt. Die Annahme einer unveränderten Reibungsmodellierung setzt dabei lediglich voraus, dass der Reibungskoeffizient der Paarungen in etwa vergleichbar zur Paarung Stahl-SSN ist. Die in den vorangehenden Abschnitten demonstrierte Unempfindlichkeit des Reibmodells gegenüber moderaten Änderungen von Betrag und Verlauf der Reibkräfte erlaubt dabei eine Übertragbarkeit auf einen recht weiten Bereich von Werkstoffkombinationen.

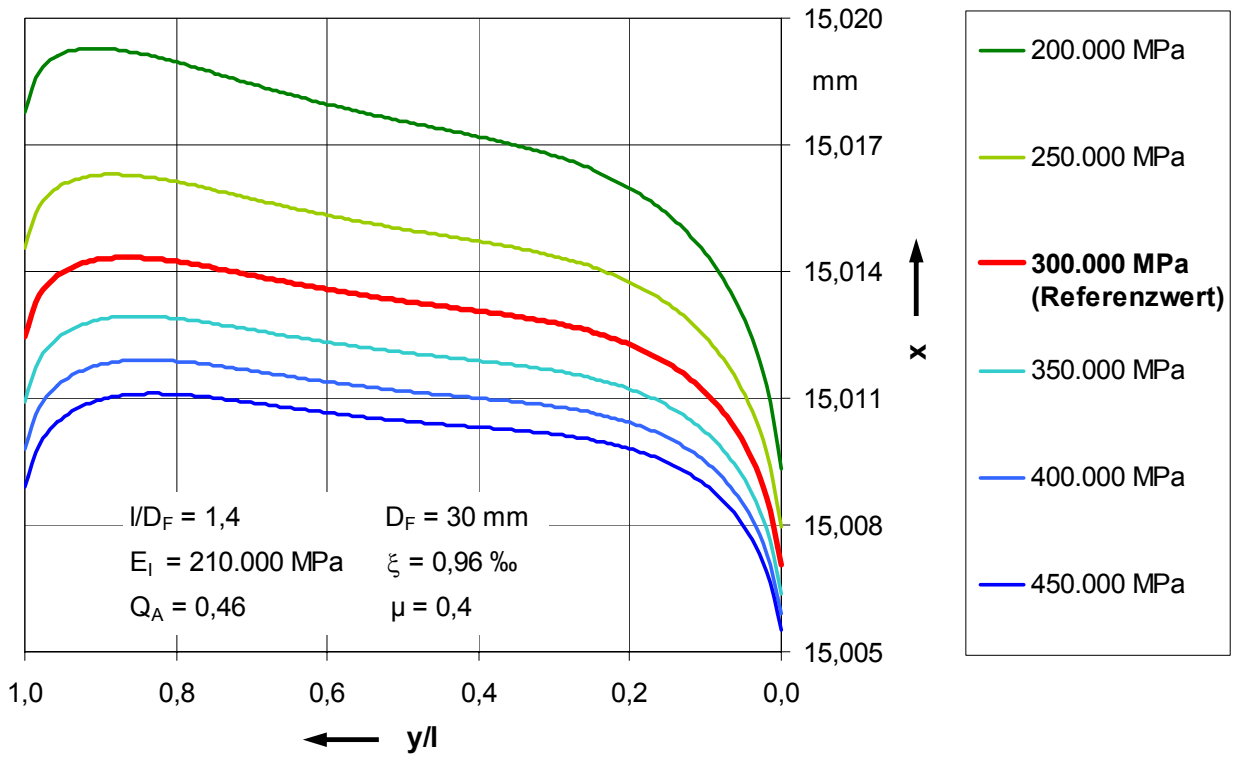


Bild 7.52: Einfluss verschiedener E-Moduln keramischer Nabenwerkstoffe auf die Wellenkontur

Generelle Grunderkenntnis aus der DIN 7190 [DIN7190] ist die direkte lineare Abhängigkeit des Fugendrucks vom Elastizitätsmodul von Welle und Nabe. Mit zunehmendem

Elastizitätsmodul wird die Konturierung der Welle immer weniger ausgeprägt, der grundsätzliche qualitative Verlauf bleibt dagegen erhalten. Dieses Ergebnis stimmt sehr gut mit den Ergebnissen von Glöggler überein [GLÖGGLER03, S. 85ff], und auch der nichtlineare Zusammenhang zwischen Elastizitätsmodul der Nabe und Übermaß der Wellenkontur ist gut zu erkennen. Die rote Kurve in Bild 7.52 stellt die Referenzkontur für die Fugendruckhomogenisierung dar, wie sie in Abschnitt 7.1.1 gefunden wurde.

7.5.2 Variation der Elastizitätsmoduln von Nabe und Welle

Erweiternd zum vorigen Abschnitt werden die E-Moduln beider Teile gleichzeitig variiert. Dabei werden zur Eingrenzung des gesamten Variationsgebiets lediglich die extremen Kombinationen untersucht, wie dies in Bild 7.53 grafisch dargestellt ist.

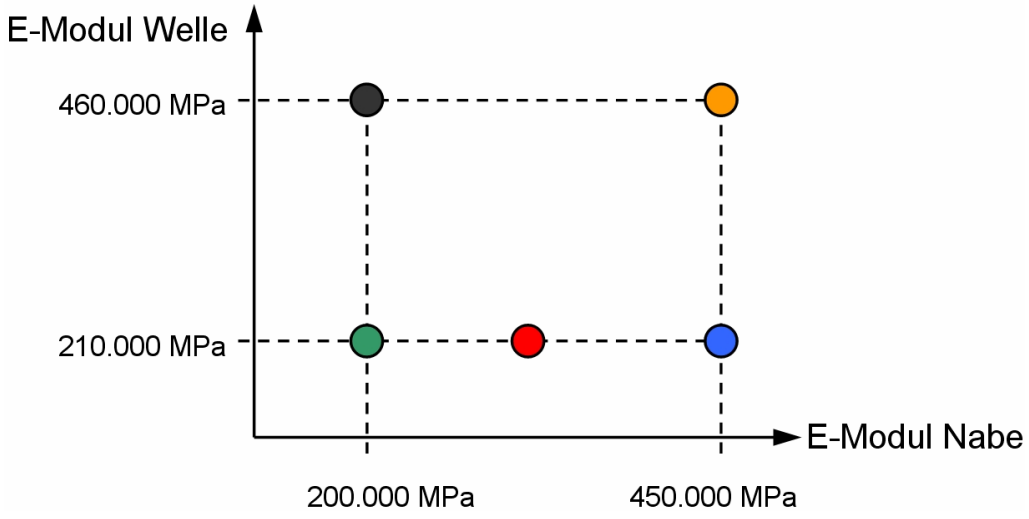


Bild 7.53: Eckpunkte der Parametervariation der Elastizitätsmoduln

Ausgehend von der bisher als unveränderlich angenommenen Stahlwelle mit einem E-Modul von 210.000 MPa wurde der Elastizitätsmodul bis zu einem Wert von 400.000 MPa gesteigert. Die Variation umfasst dabei die im untenstehenden Bild angegebenen Kombinationen. Durch das Abstecken der Eckpunkte befindet sich jegliche andere Kombinationsmöglichkeit innerhalb der dargestellten Bandbreite. Als Referenzwert ist zusätzlich die in der vorliegenden Arbeit realisierte Kombination mit 300.000 MPa als Nabenelastizitätsmodul und 210.000 MPa als Wellenelastizitätsmodul angegeben.

Die aus dieser Variation erzeugten Konturierungen der Trennfuge sind in Bild 7.54 aufgetragen. Wie deutlich zu erkennen ist, verändert sich die Form der Übermaßverteilung ebenso wie deren Betrag. Darüber hinaus ist festzuhalten, dass der E-Modul der

Nabe für die Generierung der Wellenkontur des Pressverbands gegenüber dem Welleneinfluss dominierend ist: Die Kombination „steife Welle – weiche Nabe“ (schwarz) zeigt eine deutlich größere Konturierung und einen höheren Betrag als die Kombination „steife Nabe – weiche Welle“ (blau).

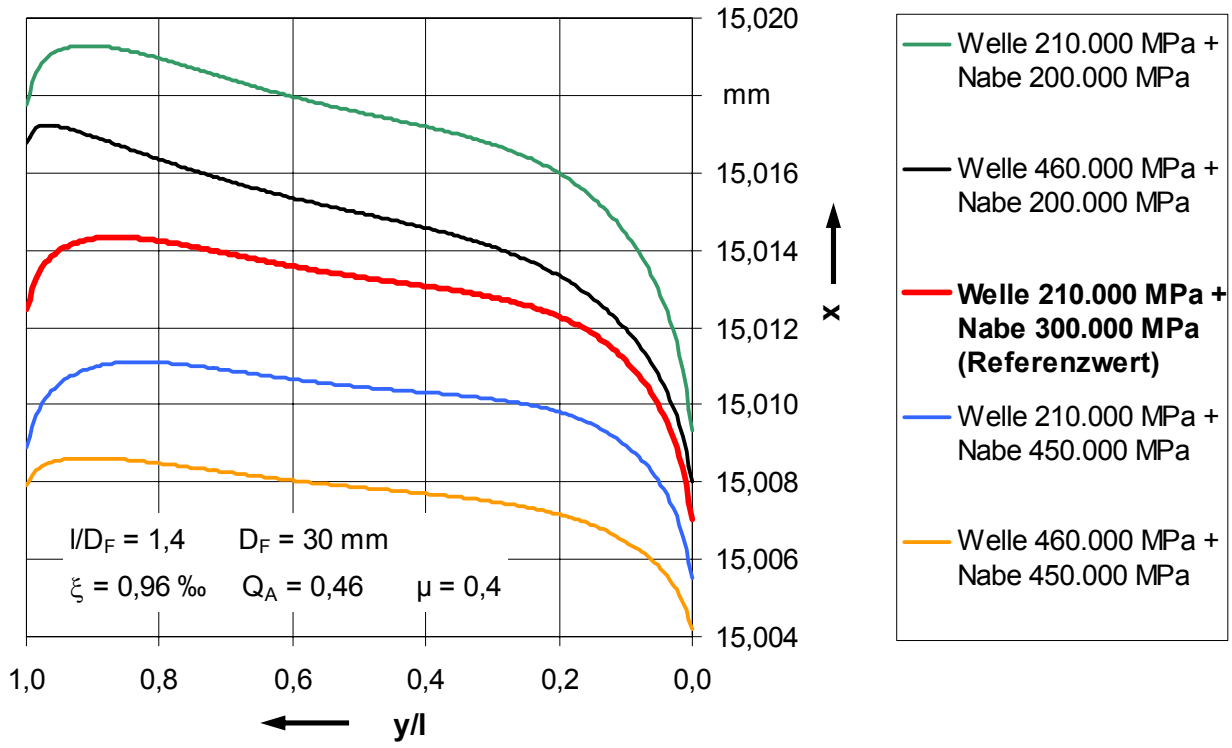


Bild 7.54: Wellenkonturen für die Extrempunkte der Parametervariation der Elastizitätsmoduln von Welle und Nabe

In Verifikationsrechnungen wurden die jeweiligen Fugendruckverläufe überprüft, so dass gewährleistet ist, dass sich ein konstanter Fugendruckverlauf über die Nabenlänge einstellt.

Durch die umfangreichen numerischen Untersuchungen in diesem Abschnitt wurde ein vertieftes Verständnis für den Beanspruchungszustand des HPV unter verschiedenen Beanspruchungsbedingungen, Störgrößen und Optimierungsbedingungen gewonnen. Im Verlauf dieser Betrachtungen konnte eine Geometrie für die Trennfugenkonturierung festgelegt werden, mit der praktische Versuche zur Verifikation dieser numerischen Ergebnisse vorgenommen werden konnten. Die diesen experimentellen Untersuchungen zu Grunde liegende Methodik wird im folgenden Kapitel definiert.

8 Vorgehensweise bei den experimentellen Untersuchungen

Die große Streuung der Festigkeit keramischer Komponenten erfordert für jeden zu untersuchenden Versuchsparameter eine Mindestanzahl von Versuchen, um statistisch abgesicherte Ergebnisse zu erhalten. Laut Nestle [NESTLE01] sollten dies je Variation mindestens 10 Versuchskörper sein. Sonsino dagegen fordert, dass zur statistisch abgesicherten Ermittlung der Wöhlerlinie eines noch unbekannten Werkstoffs etwa 20 Proben auf zwei bis drei Horizonten im Zeitfestigkeitsbereich verteilt werden sollten und der Dauerfestigkeitsbereich mit 15 – 25 Proben im Treppenstufenverfahren nachgewiesen werden sollte [SONSINO92, S. 9]. Für die vorliegende erstmalige Realisierung eines HPV mit seinen vielfältigen in den Kapiteln 2.2 und 2.3 dargestellten Abhängigkeiten von unterschiedlichen Einflussgrößen ist demnach eine sehr große Zahl von Versuchskörpern erforderlich, was mit dieser Arbeit nicht geleistet werden kann: Durch die begrenzten zur Verfügung stehenden finanziellen Mittel stehen für sämtliche Versuche lediglich 23 keramische Naben zur Verfügung.

Wie zuvor erwähnt, liegt das wesentliche Ziel der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen in der Demonstration der grundsätzlichen Realisierbarkeit und der praktischen Einsetzbarkeit eines HPV. Folglich wurde entsprechend der Untersuchungen in Kapitel 6 der Fokus auf den das gesamte Spannungsniveau und damit auf den dominierenden Parameter „Übermaß“ gelegt und angestrebt, eine Grenze für die Kurzzeit- und Dauerfestigkeit zu finden. Im Verlauf der Versuche wird folglich nach der Verifikation der dauerfesten Auslegung gemäß Abschnitt 5.2.2 das Übermaß für den hybriden Pressverband schrittweise gesteigert, bis eine signifikante Anzahl von Probenbrüchen vor Erreichen der als dauerfest definierten 20 Mio. Zyklen eintritt.

Von Sonsino [SONSINO92, S. 11f] wird bereits beim Erreichen einer Schwingspielzahl von $2{,}5 \cdot 10^6$ die Probe zum Dauerläufer erklärt und der Versuch abgebrochen. In der vorliegenden Arbeit wurden mehrere Proben bis zu einer Schwingspielzahl von $2 \cdot 10^7$ belastet, um festzustellen, ob über die von Sonsino angegebene Grenze hinaus Brüche bei Keramiken auftreten.

8.1 Durchführung der Versuche

Um die Dauerfestigkeitsgrenze für die Keramik in der Beanspruchungsart des Pressverbandes zu ermitteln, wurde nach einem Übermaß (und damit ein entsprechendes

Spannungsniveau) gesucht, bei dem bis zu einer Schwingspielzahl von 10^7 Lastzyklen kein Bruch auftritt. Dabei wird von der in Abschnitt 5.2.2 konservativ ermittelten Grenze von 14,4 µm ausgehend das Übermaß von Probe zu Probe gesteigert, bis ein Versagen des Versuchskörpers eintritt. Dies kann entweder direkt beim Fügen oder bei dynamischer Beanspruchung der Fall sein. Im Falle eines Bruchs wird das Übermaß wieder verringert, um so die Grenze iterativ zu ermitteln. Um einen eventuellen Ermüdungseinfluss der schwellend aufgebrachten Torsionslast festzustellen, werden an der kritischen Grenze möglichst viele Versuche bis zu einer maximalen Lastspielzahl von 20 Mio. Zyklen durchgeführt. Proben, die bis dahin nicht gebrochen sind, werden als „dauerfest“ bezeichnet.

Um zusätzlich Aufschluss über das mögliche Auftreten von static fatigue infolge des unterkritischen Risswachstums zu erhalten, wurden die während der dynamischen Versuche nicht ausgefallenen Proben noch sechs Monate eingelagert, ohne die Nabe von der Welle zu trennen. Der Grundspannungszustand des HPV blieb also über diese gesamte Zeitdauer erhalten. Keine der auf diese Weise eingelagerten Proben versagte während der Einlagerungszeit, weswegen trotz erhöhter Beanspruchung im Verlauf der Durchführung der dynamischen Versuche unterkritisches Risswachstum weitgehend ausgeschlossen werden kann.

Vor und nach erfolgter dynamischer Belastung wurden mit einigen Proben Schlupfversuche vorgenommen, um die FEM-Rechnungen verifizieren zu können. Mit ausgewählten Proben werden zusätzlich Abzug- und Durchrutschversuche vorgenommen, um den in den numerischen Analysen angenommenen Reibungskoeffizienten zu verifizieren.

8.2 Versuchsbedingungen und Fügeprozess

Die Versuchsbedingungen unterliegen, bedingt durch den Standort des Versuchsaufbaus in einem nicht klimatisierten Labor, den Normalbedingungen mit entsprechenden Schwankungen hinsichtlich Luftfeuchtigkeit, Temperatur, etc. über die Jahreszeiten. Dieser Einfluss betrifft im Wesentlichen den Reibungskoeffizienten und den Verschleiß der Keramik in Abhängigkeit von der Luftfeuchtigkeit [MITTWOLLEN88, S. 99].

Nach Klaffke [KLAFFKE01A] besteht zwar eine Abhängigkeit des Verschleißes von der Luftfeuchtigkeit (siehe Abschnitt 2.2.1), jedoch ist infolge des sehr geringen Reibweges an der Nabenkante Verschleiß praktisch nicht zu erwarten. Da Klaffke in seinen Untersuchungen bei der Reibpaarung Si_3N_4-Stahl einen von der Luftfeuchtigkeit nahezu

unabhängigen Reibungskoeffizienten festgestellt hat [KLAFFKE89, S. 95], wird auf eine Messung der relativen Luftfeuchtigkeit während der Versuche verzichtet.

Entsprechend des in den numerischen Analysen zu Grunde gelegten Torsionsmoments von 800 Nm wurde dieses schwellend aufgebrachte Belastungsniveau auch in den experimentellen Untersuchungen realisiert. Durch dynamische Effekte im Prüfstand wurde jedoch ein leicht erhöhtes dynamisches Torsionsmoment von 850 Nm aufgebracht. Die Ursache für die Realisierung dieses geringfügig erhöhten Torsionsmoments für die Dauerversuche liegt darin, dass sich in ersten Vorversuchen infolge noch unbekannter Setzeffekte im Prüfstand das gemessene Torsionsmoment über die ersten Lastwechsel leicht verringerte. Um auch gegen Ende der dynamischen Versuche bei rund 20 Mio. Lastwechseln noch ein Torsionsmoment von mindestens 800 Nm sicherzustellen, wurde mit den zusätzlichen 50 Nm Torsionsmoment ein Sicherheitsabstand geschaffen.

Das Fügen der keramischen Naben auf die Stahlwellen erfolgt als Querpressverband, indem die Naben in einem handelsüblichen Ofen auf ca. +230 °C aufgeheizt und die Wellen mit flüssigem Stickstoff auf -196 °C abgekühlt werden. Das auf diese Weise realisierbare Fügespiel beträgt an der ungünstigsten Stelle der konturierten Stahlwelle mindestens etwa 25 µm.

8.3 Anforderungen an Feingestalt und Fertigung der Versuchskörper

Die in den numerischen Analysen in Kapitel 6 gewonnenen Ergebnisse führten zu der Forderung, dass die Konturierung der Trennfuge bestmöglich realisiert wird und die Oberflächenqualität möglichst hoch ist. Damit ist aus der simulierten Geometrie der Spannungszustand in den Prüfkörpern exakt bekannt, und es kann eine gute Korrelation von theoretischen und experimentellen Eregebnissen erfolgen. Weiterhin wurde Setzen in der Trennfuge bei den numerischen Untersuchungen nicht berücksichtigt. Um den Einfluss von Setzeffekten zu minimieren, müssen die Funktionsflächen der Proben auf die geringstmöglichen Rauwerte gebracht werden.

Für die Keramiknaben konnte für die Oberflächenrauigkeit in der gehonten Trennfuge eine Rauigkeit von R_z = 2 bis 4 µm gemessen werden, siehe Bild 8.1.

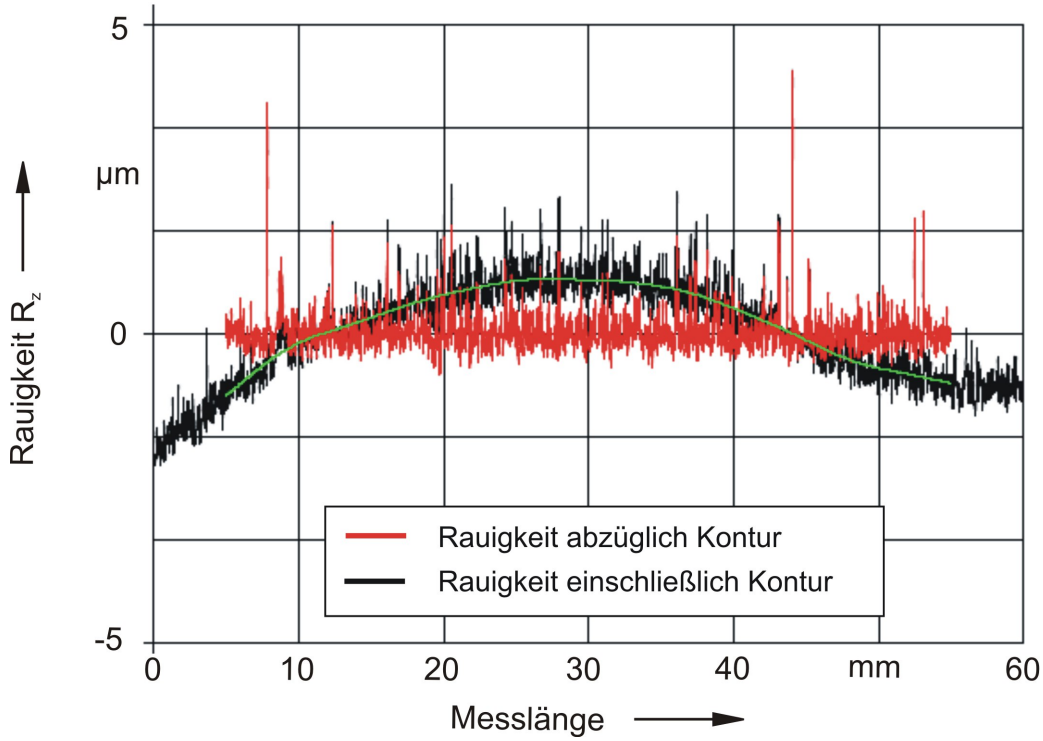


Bild 8.1: Gemessene Oberflächenrauigkeit der Keramiknabe N/I/020

Die Stahlwellen wurden mit der minimal erzielbaren Oberflächenrauheit auf der institutseigenen Drehmaschine TRAUB, TND400, Baujahr 1989 gefertigt, wobei ein ungefährer Wert von R_z = 5 µm realisiert werden konnte, siehe Bild 8.2.

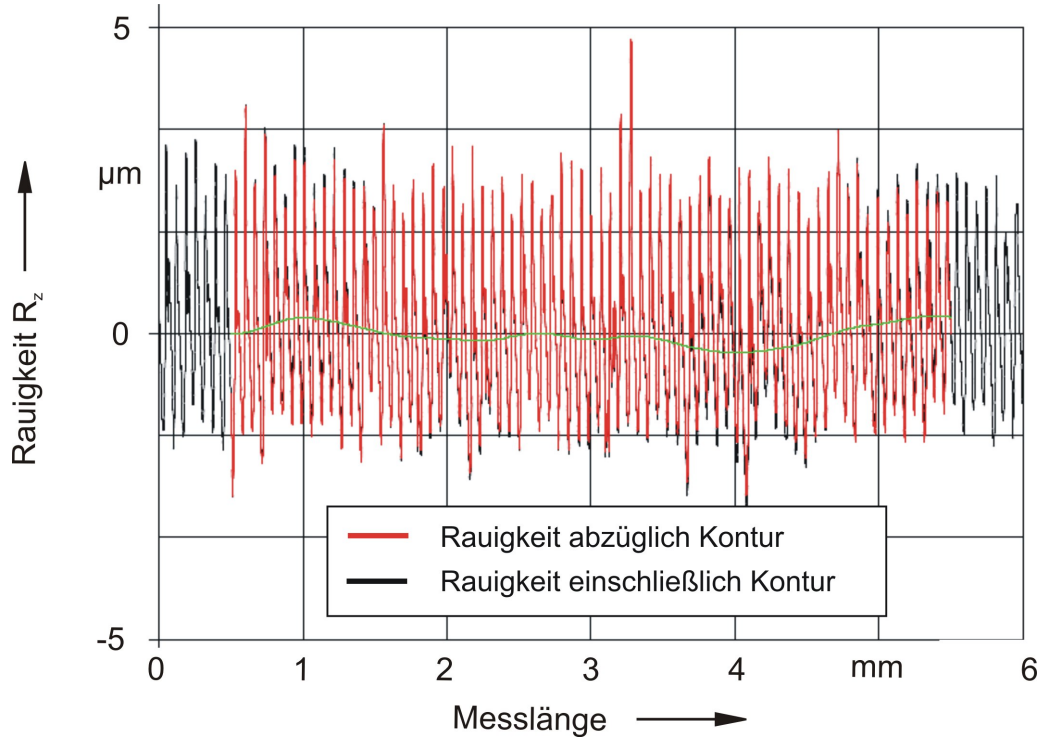


Bild 8.2: Gemessene Oberflächenrauigkeit der Stahlwelle W41

Die Korrekturen für das Übermaß liegen im Bereich weniger Mikrometer. Trotz dieser minimalen Korrekturwerte konnte gezeigt werden, dass eine Fertigung auch auf herkömmlichen Drehmaschinen möglich ist, wenn der technische Aufbau der Drehmaschine bei der Konturvorgabe der Wellenfertigung mit berücksichtigt wird. Zur Minimierung der Abweichungen bei der Stahlwellenfertigung wurden in Vorversuchen die auftretenden Fertigungsabweichungen analysiert und Maßnahmen zu deren Kompensierung ergriffen, indem Maschinenabweichungen durch entsprechende Bearbeitungszugaben berücksichtigt wurden.

8.4 Vermessung der Wellen und Naben

Um einerseits eine möglichst gute Korrelation zwischen Experiment und theoretischen Ergebnissen herstellen zu können und andererseits passende Wellen zu Naben zuordnen zu können, ist eine hochgenaue Vermessung sämtlicher Fügepartner erforderlich. Nur mit der exakten Kenntnis der Geometrie beider Fügepartner und insbesondere deren Trennfugenkontur ist der in den numerischen Untersuchungen ermittelte Spannungszustand in den keramischen Naben übertragbar.

Diese Vermessung erfolgt auf einer Zeiss-Koordinatenmessmaschine mit einer überprüften Wiederholgenauigkeit in der Antastung von 0,5 µm. Nach dem Vermessen können die Geometrien von Welle und Nabe in unterschiedlichen Kombinationen gefügt werden (sog. „mating“), damit das angestrebte Übermaß möglichst genau eingehalten wird. Ein solcher „mating“-Prozess wurde bereits bei anderen Arbeiten (z. B. [LÜßGEN01]) erfolgreich eingesetzt. Der Zwang eines „mating“-Prozesses ergibt sich aus den unvermeidlichen Fertigungsabweichungen und dem in den numerischen Rechnungen gewonnenen Wissen bezüglich der Sensitivität des Spannungszustandes in der Nabe hinsichtlich Maßabweichungen (siehe Abschnitte 7.1.9 und 7.2.2). Die Vermessung der Nabengeometrien ergab, dass sich die gehonten Nabenbohrungen oft außerhalb der geforderten Toleranz der H5-Passung befinden und zudem eine charakteristische Abweichung aufweisen, wodurch sie sich in vier Grundgruppen einteilen ließen, siehe folgendes Bild. Die rot gestrichelten Linien stellen in dieser Darstellung die obere und untere Grenze der H5-Passung dar.

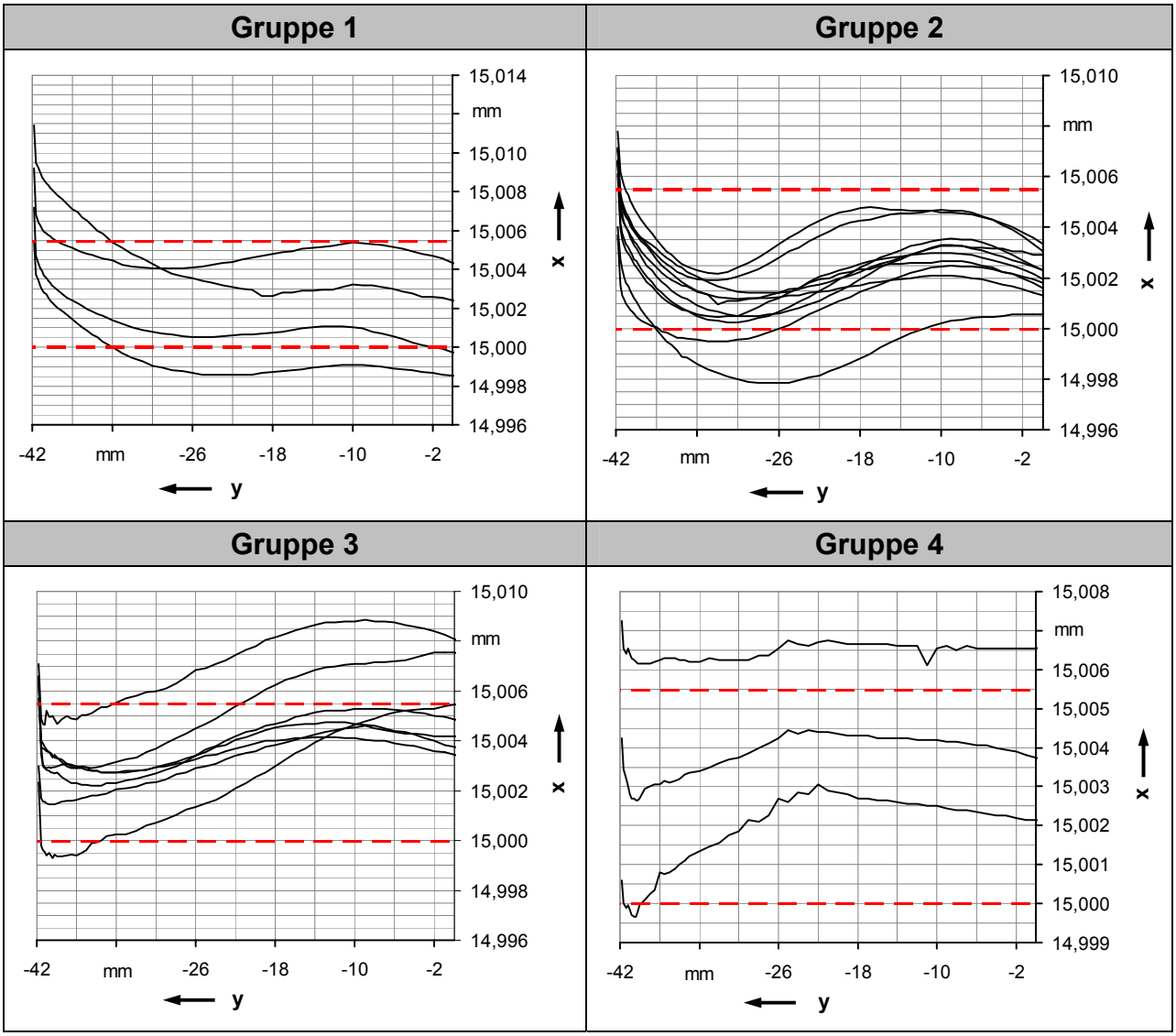


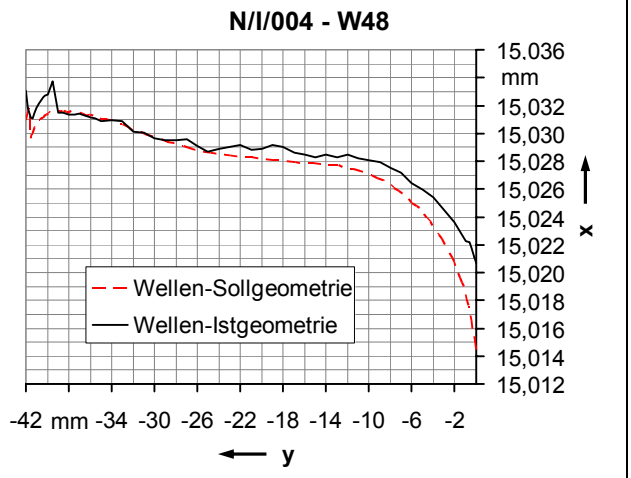
Bild 8.3: Vermessene Geometrien der Nabenbohrung und deren Einteilung in Gruppen

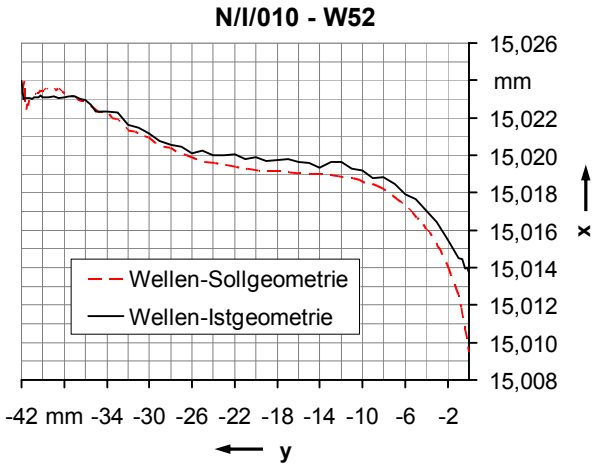
Diese Gruppierung erleichtert die Fertigung passender Wellen, weil dadurch innerhalb einer Gruppe eine bedarfsbezogene Kombination von Wellen und Naben möglich wird: Die Fertigung der Wellen lässt generell keine mikrometergenaue Realisierung einer exakt passenden Wellengeometrie zu. Folglich wurde je Gruppe eine Sollkontur für theoretisch passende Wellen vorgegeben und die sich durch die Wiederholgenauigkeit einstellende Streuung der gefertigten Wellen führte zu einer Gruppe an prinzipiell passenden Wellen. Je nach zu realisierendem Übermaß lässt sich somit aus einer Auswahl von Wellen und Naben einer Gruppe eine passende Kombination auswählen.

Im folgenden Bild ist eine exemplarische Auswahl der sich aus dem Mating-Prozess ergebenden Konturen dargestellt und nach Gruppen geordnet. Die rot gestrichelten

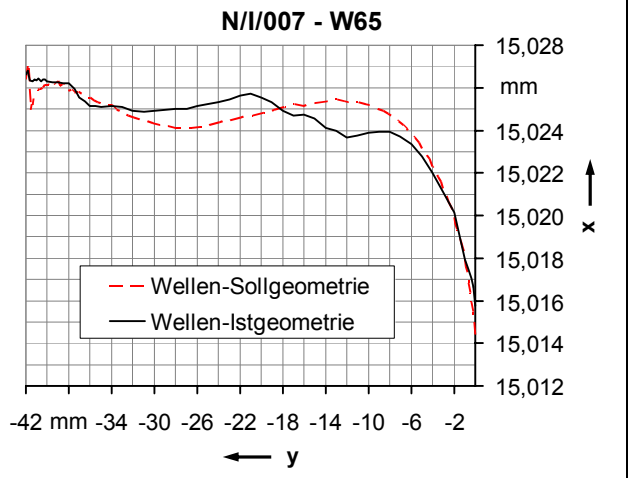
Kurven stellen dabei die nach der Vermessung der Nabe ideale Konturierung der Welle dar („Wellen-Sollgeometrie“), die schwarzen Kurven die aus dem Fundus an Wellen passend dazu ausgewählte Welle („Wellen-Istgeometrie“).

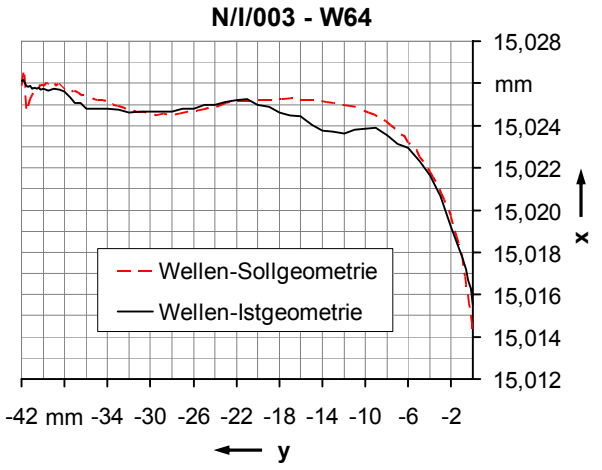
Gruppe 1



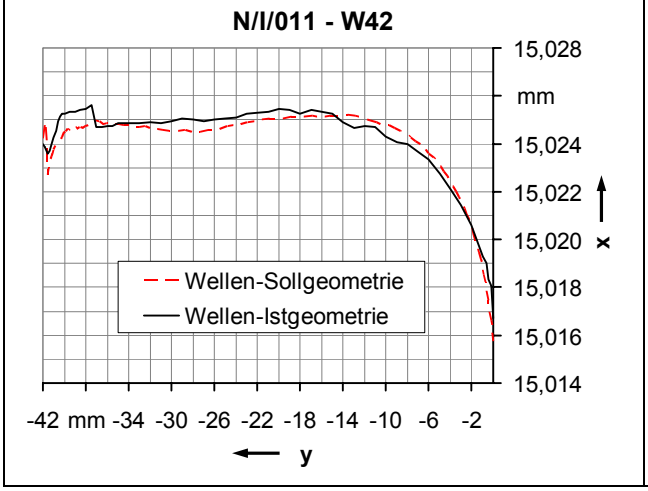


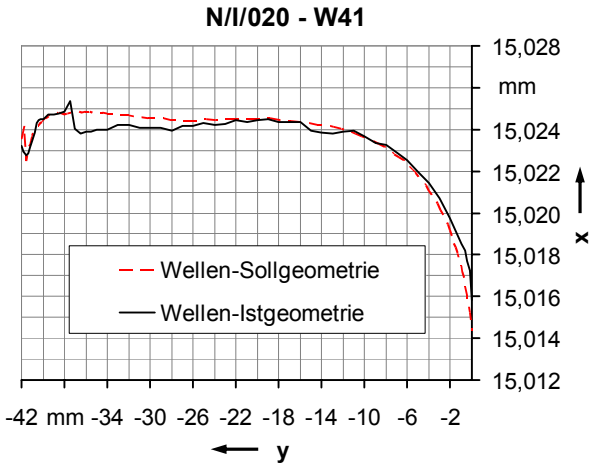
Gruppe 2





Gruppe 3





Gruppe 4

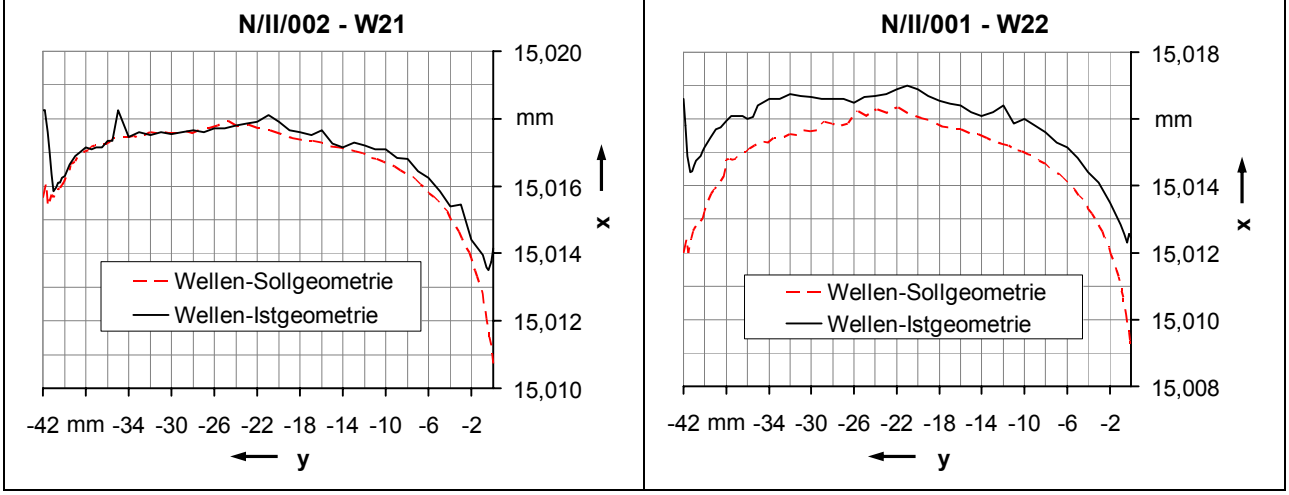


Bild 8.4: Exemplarische Auswahl realisierter Paarungen von Naben und Wellen in den einzelnen Gruppen

In der Regel liegt die radiale Abweichung zwischen Soll- und Ist-Kontur unterhalb von 1 µm. Die unterschiedlichen Radialmaße der in Bild 8.4 dargestellten, gefügten Kombinationen erklären sich durch die verschiedenen zu realisierenden Übermaße sowie der in Bild 8.3 dargestellten Absolutmaßabweichungen der Naben. Im Falle eines vergrößerten Übermaßes wurde entsprechend der Ergebnisse aus den numerischen Untersuchungen (siehe Abschnitt 7.1.2.3) eine Skalierung der idealen Kontur auf das gewünschte Übermaß vorgenommen.

8.5 Prüfstandskonzept und Versuchsaufbau

Die Versuche zur Ermittlung der Dauerbelastbarkeit wurden auf einem am Institut bereits vorhandenen Prüfstand durchgeführt. Dieser Prüfstand musste jedoch auf die speziellen Anforderungen keramischer Prüfkörper angepasst werden, um das Bruchrisiko der Keramiknaben an deren Einspannstelle zu minimieren. Dafür war eine komplette Neukonstruktion des torsionseinleitenden Aufbaus erforderlich.

Insgesamt waren folgende Änderungen an diesem Prüfstand und den Peripheriegeräten vorzunehmen:

- Die Einspannung der keramischen Nabe im Prüfstand musste entsprechend den Erfordernissen für keramikgerechtes Konstruieren neu entwickelt werden, um eine querkraftfreie Torsionslasteinleitung zu gewährleisten, siehe Abschnitt 8.5.2.
- Um nach Beendigung der Dauerversuche eine Untersuchung der Oberflächen

beider Fügepartner durchführen zu können, müssen Welle und Nabe zerstörungsfrei voneinander getrennt werden können. Für diesen Zweck wurde eine Abzugvorrichtung neu konstruiert, siehe Abschnitt 8.5.3.

- Um eine Untersuchung des hybriden Pressverbands in statischen Torsionsversuchen zu ermöglichen, musste eine universelle Einspannmöglichkeit für Torsionsversuche entwickelt werden, siehe Abschnitt 8.5.4.

8.5.1 Grundlegendes Prüfstandskonzept für die Dauerversuche

Die grundsätzliche Funktionsweise des in seiner Grundstruktur nicht veränderten Prüfstands wurde bereits in der Arbeit von Glöggler [GLÖGGLER03, S. 41ff] beschrieben, weswegen hier nur eine Kurzbeschreibung des Aufbaus erfolgt, bevor die neu entwickelten Komponenten genauer vorgestellt werden.

Der Prüfstand ist für die gleichzeitige Prüfung zweier hybrider Pressverbände ausgelegt, wobei die beiden im realen Betrieb dominierenden Belastungen „Umlaufbiegung“ und „Torsion“ getrennt voneinander aufgebracht werden können. Im Rahmen dieser Arbeit wurde zur Realisierung einer querkraftfreien Einleitung der Torsionsbelastung auch die Möglichkeit geschaffen, die Lastfälle Umlaufbiegung und Torsion zu einer beliebig gearteten Gesamtbelastung zu überlagern. Die beiden zu prüfenden hybriden Pressverbände sind dabei spiegelbildlich („Rücken an Rücken“) in der Mitte des Prüfstands torsionssteif montiert.

In Bild 8.5 ist der Aufbau der von Glöggler [GLÖGGLER03, S. 41ff] realisierten Torsionsmomenterzeugung dargestellt. Bild 8.6 zeigt eine Übersicht des umgebauten Prüfstands mit dem neu entwickelten Torsionsstrang.

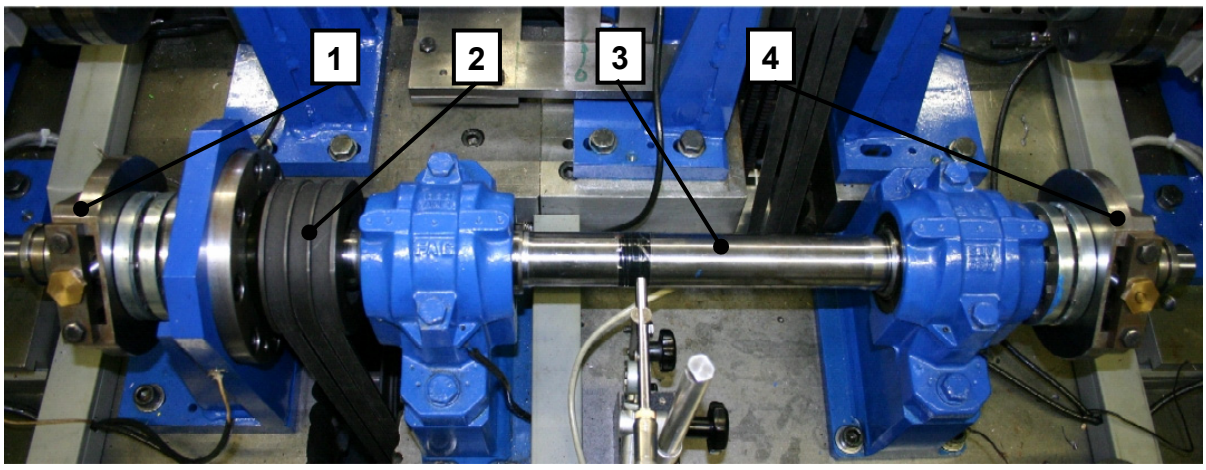


Bild 8.5: Exzenterwelle des Prüfstands zur Torsionslasterzeugung

Ein auf der Unterseite des Prüfstands montierter Motor treibt mittels Keilriemen eine Riemenscheibe (2) auf einer Welle (3) an, an deren Enden separat verstellbare Exzenter (1) und (4) sitzen. Über diese Exzenter werden die Torsionsarme (5) auf und ab bewegt, um ein sinusförmiges Torsionsmoment zu erzeugen. Durch zwei symmetrisch zu diesen Armen angeordnete Lagerböcke mit Gleitlagerungen (16) sind diese querkraftfrei abgestützt. Mittelspannung und Ausschlagspannung können je Prüfkörper unabhängig voneinander eingestellt werden. Das durch diese Torsionsarme eingeleitete Moment wird über eine Faltenbalgkupplung (7) torsionssteif in einen Torsionsmessflansch (8) eingeleitet.

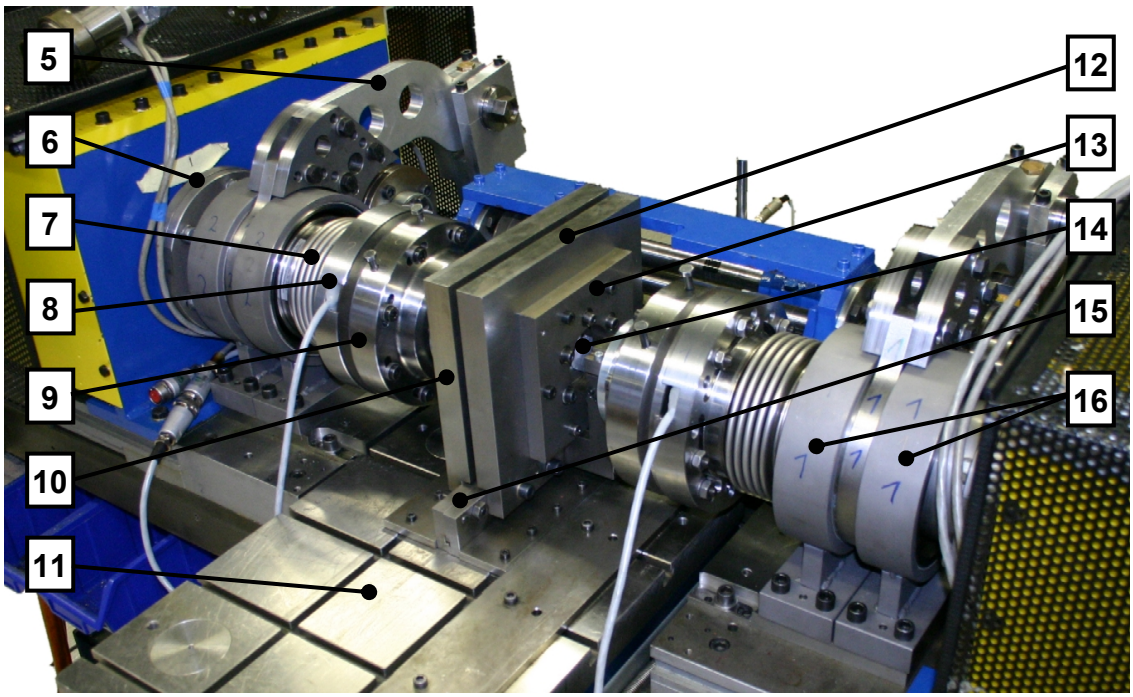


Bild 8.6: Neu entwickelter Torsionsstrang für das Testen von HPVs

Die Faltenbalgkupplung gewährleistet durch ihre Fähigkeit zum Längenausgleich und ihre Biegeweichheit auch, dass der HPV so gering wie möglich durch Sekundärlasten aus Biegung, Quer- und Axialkraft infolge innerer Zwängungen des Prüfstands belastet wird. Der Torsionsmessflansch (8) wird mit dem Abtriebsflansch (9) verbunden, in dem ein Zweiflach an der Stahlwelle des HPV spielfrei verkeilt wird. Die Keramiknaben selber sitzen in den zwei Probenhaltern (10) bzw. (12), welche die Naben einzeln gegen Verdrehen sichern, indem an der Schraubenplatte (13) die Sechskante der keramischen Naben mittels Spannklötzen spielfrei gehalten werden. Eine genaue Beschreibung der Einspannvorrichtung erfolgt in Abschnitt 8.5.2. Beide Probenhalter sind torsionssteif über eine Fußplatte (15) miteinander verbunden, um das Torsionsmoment ohne Beanspruchung der lediglich zu Kontrollzwecken mitmessenden Messplatte (11) durch den

gesamten Prüfstand hindurchzuleiten, sofern beide Proben intakt sind. Durch die Bohrung (14) wird schließlich die Keramiknabe ohne Berührung hindurchgesteckt.

Die realisierte Prüffrequenz für den Prüfstand wird für den Lastfall Torsion auf 30 Hz begrenzt, um die Schwingungen und dynamischen Effekte im gesamten Prüfstandsaufbau gering zu halten. Das Temperaturniveau der Prüflinge wird während des Versuchs permanent durch Thermoelemente kontrolliert. Während der gesamten Versuche konnte keine erhöhte Temperatur an den Prüfkörpern festgestellt werden.

8.5.2 Neu entwickelte Einspannvorrichtung für die keramische Nabe bei den Torsionstests

Die bisherige Art der Einspannung für vollmetallische Pressverbände [GLÖGGLER03, S. 41ff] konnte nicht für die Einspannung der keramischen Prüfkörper übernommen werden, da die nicht keramikgerecht ausgeführte Konstruktion der gesamten Nabenhalterung zu versagenskritischen Spannungsspitzen geführt und ein frühzeitiges Versagen des keramischen Prüfkörpers zur Folge gehabt hätte. Bei der Gestaltung der Torsionsmomentüberleitung von der Metallstruktur des Prüfstandes in die Keramiknabe wurden die Regeln für keramikgerechtes Konstruieren konsequent angewendet. Dies führte zwar zu einer aufwändigen Konstruktion, hatte aber auch zur Folge, dass im Verlauf der Versuche keine einzige Nabe an dieser Einspannstelle gebrochen ist.

Die Spannungsoptimierung der Nabe in Abschnitt 5.3 ergab einen formschlüssigen Sechskant, dessen Flächen zur Kostenreduzierung nach dem Sinterprozess nicht nachbearbeitet werden. Der Sinterprozess kann an diesen Sechskantflächen durch Verzug die in Bild 8.7 dargestellten Formabweichungen bewirken. Diese radialen und angularen Formabweichungen können an jeder Sechskantfläche unterschiedlich sein und müssen durch die Nabeneinspannung kompensiert werden.

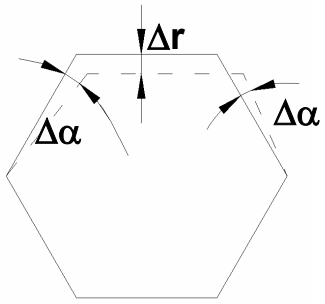


Bild 8.7: Mögliche Formabweichungen des Nabensechskants nach dem Sinterprozess in der radialen Ebene

Das Grundprinzip der entwickelten Lösung ist in Bild 8.8 dargestellt. Es besteht in Spannkeilen mit zylindrischer Außenfläche (2), die durch Anziehen der Schrauben (3) zwischen dem Sechskant der Keramiknabe (4) und der Trägerplatte (1) verspannt werden. Das Verspannen des Keils wird erreicht, indem die zylindrischen Bohrungen in der Trägerplatte um 7° gegen die Achse des Prüflings geneigt sind und mit dem Sechskant der Nabe einen Keil bilden. Durch die zylindrische Außenfläche des Spannkeils wird gewährleistet, dass die Winkelabweichungen des Sechskants durch leichtes Drehen des Spannkeils vor dem Anziehen der Schraube ausgeglichen werden können. Die Spannkeile fassen den Sechskant der Keramiknabe auf dessen voller Fläche.

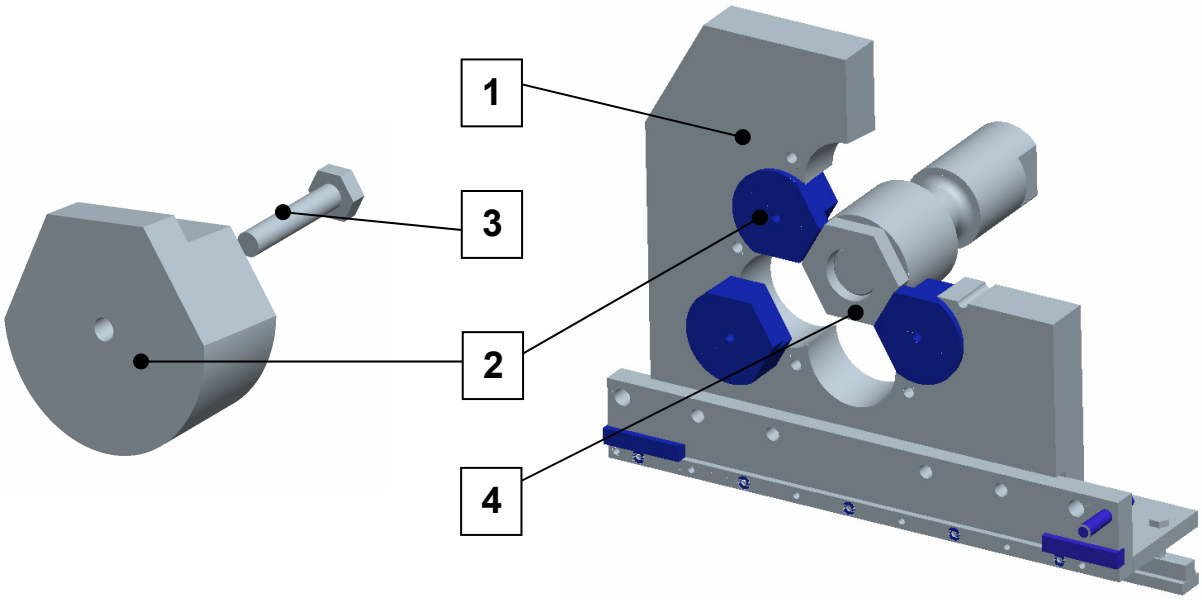


Bild 8.8: Grundprinzip der realisierten Nabeneinspannung mit Spannkeil

Bild 8.9 zeigt die beiden spiegelbildlich angeordneten Nabenhalter, wobei zum Zweck der besseren Übersichtlichkeit die zugehörigen Schrauben nicht dargestellt sind. Zentrales Element zur Kraftaufnahme ist die Trägerplatte (1), in die die sechs kreisförmigen Ausfräsungen zur Aufnahme der Spannkeile (2) eingebracht sind. Da jeder Spannkeil individuell gegen die Schraubenplatte (5) angezogen werden kann, ist stets ein Tragen aller Flächen des Sechskants gewährleistet.

Zur radialen Ausrichtung der beiden Proben im Prüfstand ist jeweils eine Zentriereinheit (6) mit Passstiften an der Trägerplatte befestigt, mit deren Hilfe die Probe vor dem Anziehen der Spannkeile im Prüfstand positioniert wird.

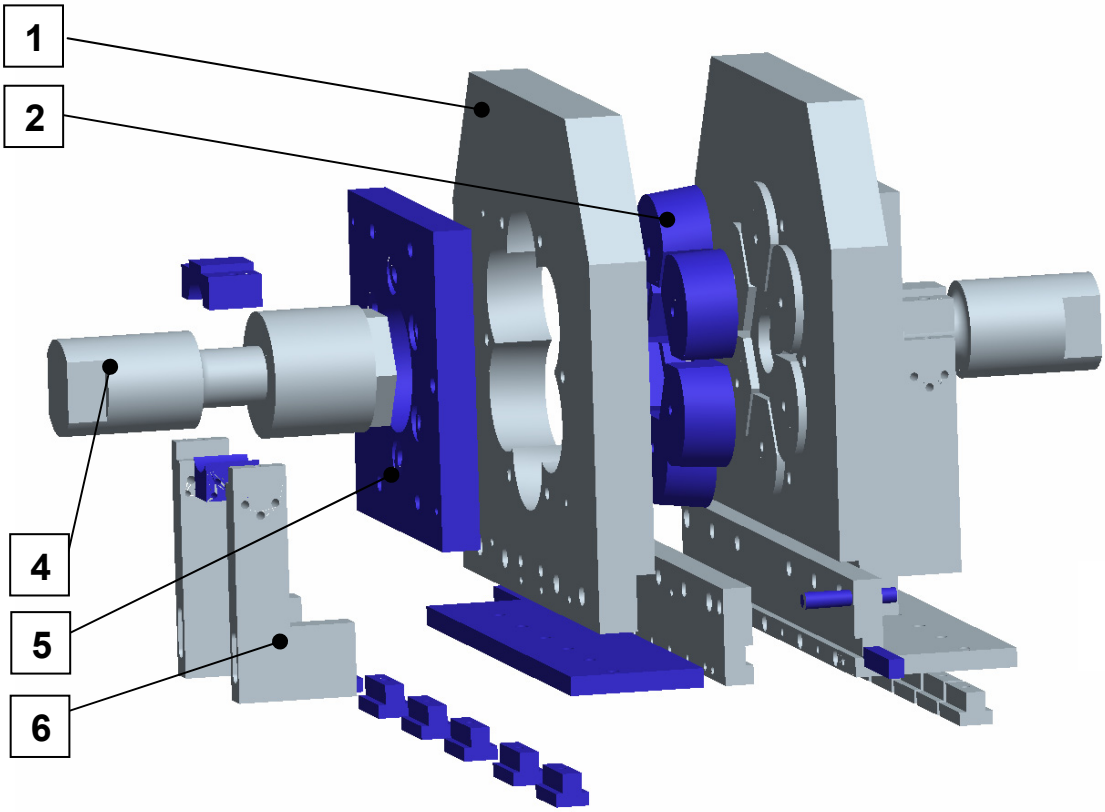


Bild 8.9: Gesamtansicht der entwickelten Nabenhalterung mit Prüfkörpern

8.5.3 Entwicklung einer Abzugsvorrichtung für keramische Naben

Um nach erfolgter Torsionsprüfung die Oberflächen von Nabe und Welle untersuchen zu können, muss die keramische Nabe von der Stahlwelle zerstörungsfrei getrennt werden. Wie auch schon bei der Entwicklung der Einspannvorrichtung im vorigen Abschnitt muss die Konstruktion der Vorrichtung sehr sorgfältig durchgeführt werden, damit die unter Zugvorspannung stehende Keramiknabe beim Trennvorgang nicht zerstört wird. Dies bedeutet, dass die zusätzlichen Belastungen für die Keramiknabe möglichst gering gehalten werden müssen. Damit ist ein Ab*pressen* der Welle aus der Nabe als ungünstig anzusehen, da infolge der auftretenden Querkontraktion während des Stauchens der Stahlwelle der Pressfugendruck vergrößert wird, siehe Bild 8.10 links. Diese zusätzlichen Zugspannungsüberhöhungen steigern im Falle einer vollkeramischen Nabe das Bruchrisiko signifikant und müssen daher vermieden werden.

Wird dagegen die Nabe von der Welle ab*gezogen*, so führt die Querkontraktion zu einer Verringerung des Wellendurchmessers (siehe Bild 8.10 rechts) und hat damit wegen des kleiner werdenden Fugendrucks auch eine Verringerung der Zugspannungen in Umfangsrichtung zur Folge.

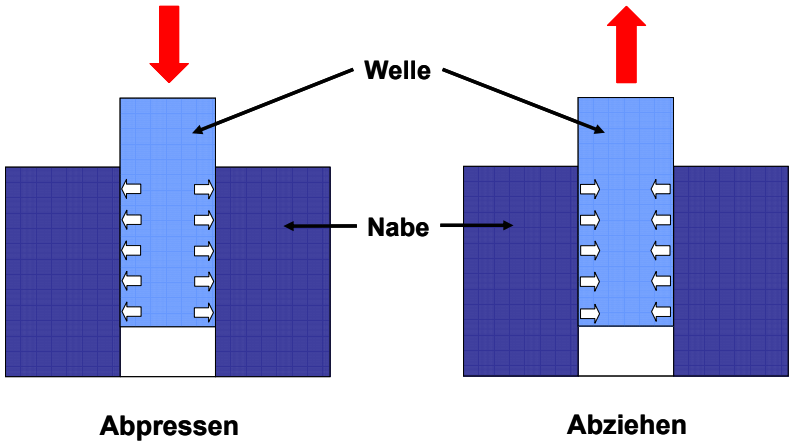


Bild 8.10: Einfluss der Querkontraktion auf den Fugendruck beim axialen Abpressen bzw. Abziehen

Um zusätzliche Informationen über das noch nicht genau bekannte Haftmaß des HPV zu erhalten, wird beim Abziehen die Axialkraft („Lösekraft“) zur Überwindung der Axialreibung gemessen und damit der integrale Reibungskoeffizient in axialer Richtung bestimmt. Eine Verfälschung der Messergebnisse des durch Querkontraktion verringerten Fugendrucks lässt sich nicht vermeiden, jedoch verringert sich das Bruchrisiko für die Keramik bei dieser Versuchsart erheblich und stellt keinen kritischen Lastfall mehr dar. Die gemessenen Kraftwerte beim Abziehen der Nabe lassen sich in FEM-Rechnungen simulieren und damit der tatsächliche Reibungskoeffizient mit sehr guter Näherung ermitteln, siehe Abschnitt 9.3.2. Bei der Auswertung der im Abzugsversuch erhaltenen Reibungskoeffizienten muss beachtet werden, dass der Reibungskoeffizient (bzw. das Haftmaß) richtungsabhängig ist: Infolge der herstellungsbedingten Drehriefen in der Welle sowie dem in Umfangsrichtung stattfindenden Hohnprozesses besteht eine Vorzugsrichtung der Oberflächenstruktur und damit ein unterschiedlicher Haftbeiwert.

Der entwickelte Abzugmechanismus ist in Bild 8.11 schematisch dargestellt. Das Abziehen der Keramiknabe von der Welle wird wie folgt realisiert: Im Grundgehäuse (1) wird über einen Hydraulikzylinder (2) und ein Kraftverteilungselement (3) eine Druckkraft auf drei Hülsenelemente (4) ausgeübt. Die Nabe wird über drei als 120°-Segmente ausgeführte Zugkrallen (6) und einen Zwischenring (5) am Grundgehäuse (1) verschraubt und dadurch gehalten. Die Hülsenelemente stützen sich am Absatz der Stahlwelle (7) ab und ziehen bei Aufbringung einer Hydraulikkraft die Welle aus der festgehaltenen Nabe. Aus Sicherheitsgründen werden auf den Mechanismus ein Deckel (8) sowie ein umschließender Ring (9) aufgesetzt, damit im Fall eines Versagens der Nabe sämtliche Teile in der Vorrichtung gekapselt sind.

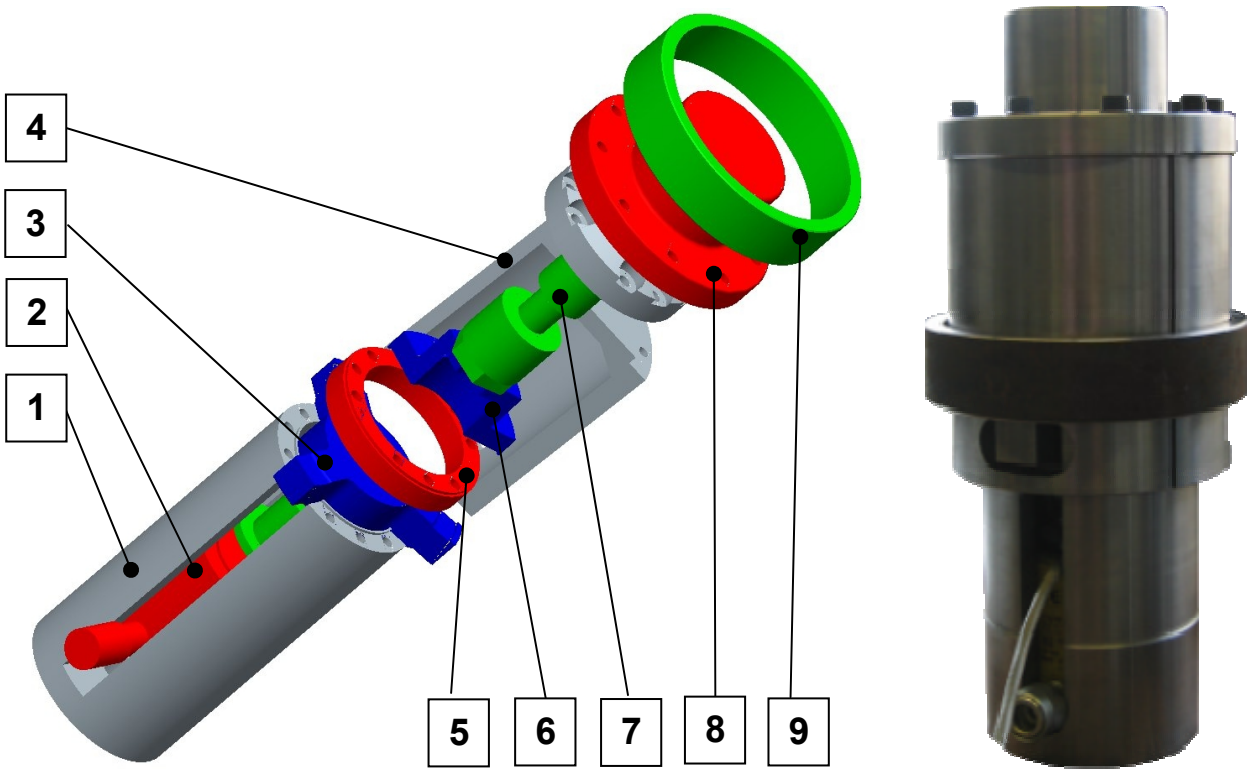


Bild 8.11: Explosionsdarstellung und Foto der realisierten Abzugvorrichtung

Die Beanspruchungen in den hochbelasteten Komponenten wurden mit Hilfe der FEM analysiert und optimiert, bis eine ausreichende Sicherheit für den Betrieb nachgewiesen werden konnte.

8.5.4 Messung des Schlupfs an der Nabenkante

Um eine Korrelation der Versuchsergebnisse zu den numerischen Analysen vornehmen zu können, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit einer keramikgerecht konstruierten Einspannvorrichtung die Möglichkeit geschaffen, aufbauend auf einen vorhandenen Versuchsaufbau [GLÖGGLER03] den Schlupf an der Nabenkante experimentell zu ermitteln.

Der Versuchsaufbau besteht im Wesentlichen aus einer Verdreheinheit, bei der die Nabe fest eingespannt ist und die Welle verdreht wird, siehe Bild 8.12. An einem Hebelarm wird mit einer Gewindespindel eine definierte Kraft aufgebracht, die zu einem Torsionsmoment am Pressverband führt. Eine Lagerung nimmt die durch die Spindel eingeleitete Querkraft auf, damit die Schlupfmessung nicht durch überlagerte Querkräfte verfälscht oder der HPV durch diese Sekundärlast zu hoch beansprucht wird. Mit Hilfe einer Kraftmessdose wird die aufgebrachte Kraft gemessen.

Der gemessene Schlupf zwischen der Nabenkante und der Welle wird durch zwei Induktivmesstaster mit einer Wiederholgenauigkeit von 0,01 µm ermittelt. Am Messkopf eines jeden Tasters ist eine Hartmetallmessspitze angebracht, die in radialer Richtung etwa 0,5 mm von der Trennfuge des HPV an der Stirnseite der Nabe antastet, wo sie mittels einer Feder definiert an die Oberfläche gedrückt wird. Die Taster sind auf einem Messmittelhalter montiert, der mit Wendeschneidplatten auf der Welle direkt an der Nabenkante befestigt wird. Eine detaillierte Beschreibung ist in [GLÖGGLER03, S. 62ff] gegeben.

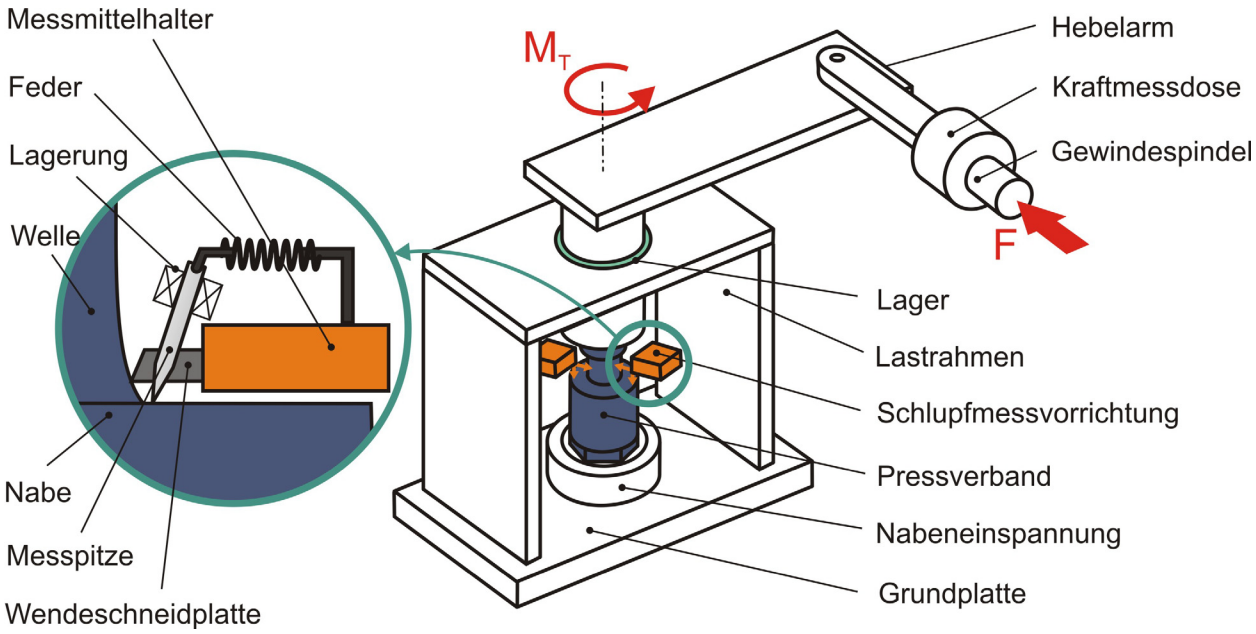


Bild 8.12: Prinzipskizze des Versuchsaufbaus zur Schlupfmessung

Das Hauptinteresse der Messung liegt in einem Vergleich der Relativverschiebungen an der Nabenkante zwischen Experiment und numerischen Untersuchungen, um auf den Reibungskoeffizienten in Umfangsrichtung rückschließen zu können.

8.5.5 Vorrichtung zur Ermittlung des integralen Reibungskoeffizienten in Umfangsrichtung

Um für den torsionsbelasteten HPV den Reibungskoeffizienten in Umfangsrichtung zu bestimmen, wurde ebenfalls wie bei der im vorangehenden Abschnitt beschriebenen Schlupfmessung eine existierende Vorrichtung angepasst. Auch hier erfolgte der Umbau - neben kleinen Modifikationen - insbesondere in Hinblick auf eine keramikgerechte Einspannung der Nabe zur Ableitung des aufgebrachten Drehmoments. Da bei diesem Versuch der Pressverband bis zum Durchrutschen beansprucht wird und infolge der im

Vergleich zu einem klassischen Stahl-Stahl-Pressverband sehr hohen Reibungskoeffizienten in der Trennfuge sehr hohe Torsionsmomente aufgebracht werden müssen, ist die sorgfältige Gestaltung der Krafteinleitung besonders wichtig.

Bild 8.13 zeigt schematisch den Aufbau und die Funktionsweise der Verdrehvorrichtung. Mit einem Hydraulikzylinder wird über eine Kraftmessdose auf zwei scherenartig angeordnete Hebelarme gedrückt, deren untere Enden sich rollengelagert auf einer Grundplatte bewegen können. Beim Auseinanderspreizen der Hebelarme üben diese Hebelarme mittels Zugstangen ein querkraftfreies Torsionsmoment auf eine Verdrehscheibe aus, auf deren Achse der HPV angeordnet ist. Die Verdrehscheibe ist mit der Stahlwelle verbunden, wohingegen die keramische Nabe mittels der neu entwickelten Einspannvorrichtung torsionssteif mit der Grundplatte verbunden ist. Eine genauere Beschreibung ist in [GLÖGGLER03, S. 59ff] enthalten.

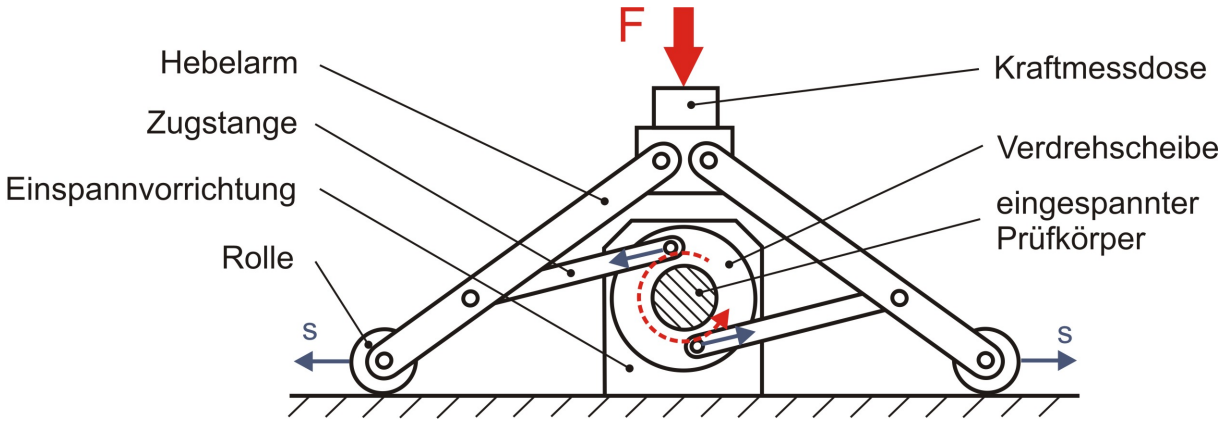


Bild 8.13: Prinzipskizze des Versuchsaufbaus zur Messung des Integralen Reibungskoeffizienten in Umfangsrichtung

Die Ergebnisse sämtlicher durchgeführten Untersuchungen sind im folgenden Kapitel dargestellt, wo auch ein Vergleich von experimentellen und numerischen Untersuchungsergebnissen vorgenommen wird.

9 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

In Tabelle 9.1 ist eine Übersicht über sämtliche experimentell untersuchten Pressverbände gegeben. Mit aufgeführt sind die realisierten Übermaße jeder Torsionsprobe und die erreichte Lastwechselzahl. Von den insgesamt 23 verfügbaren Keramiknaben, die frei von makroskopischen Fehlern waren, gingen sieben bereits beim Fügevorgang zu Bruch, so dass letztendlich 16 Prüfkörper für die dynamische Torsionsbeanspruchung zur Verfügung standen.

Nr.	Nabe / Welle	Torsionsprobe	Übermaß [µm]	Lastwechsel	Bemerkung
1	N-I-013 / W14	T001	12,9	7.808.600	Dauerbruch, Materialfehler
2	N-II-002 / W21	T002	14,4	19.442.400	Durchläufer
3	N-II-001 / W22	T003	15,9	41.127.700	Durchläufer
4	N-I-012 / W25	T004	16,9	17.634.600	Durchläufer
5	N-I-017 / W24	T005	16,9	17.634.600	Durchläufer
6	N-I-004 / W48	-	30,5	-	Versagen beim Fügen
7	N-I-014 / W40	T006	23,0	40.297.100	Durchläufer
8	N-I-011 / W42	T007	23,0	14.653.900	Durchläufer
9	N-I-002 / W44	-	24,3	-	Versagen beim Fügen
10	N-I-015 / W45	-	24,8	-	Versagen beim Fügen
11	N-I-020 / W41	T008	22,5	391.000	Dauerbruch, Fehler durch Hartbearbeitung
12	N-I-010 / W52	T009	22,5	14.986.700	Durchläufer
13	N-I-011 / W55	T010	19,3	25.304.600	Durchläufer
14	N-I-005 / W57	T011	18,5	25.304.600	Durchläufer
15	N-I-016 / W61	T012	23,0	11.371.900	Bruch bei Ausbau
16	N-I-008 / W58	T013	22,5	11.371.900	Bruch bei Ausbau
17	N-I-008 / W58	-	24,8	-	Versagen beim Fügen
18	N-I-007 / W65	T014	25,3	25.643.200	Bruch bei Ausbau
19	N-II-003 / W68	-	25,3	-	Versagen beim Fügen
20	N-I-019 / W69	-	26,0	-	Versagen beim Fügen
21	N-I-018 / W70	-	23,0	-	Versagen beim Fügen
22	N-I-009 / W77	T015	23,0	22.655.200	Durchläufer
23	N-I-006 / W74	T016	22,3	22.655.200	Durchläufer

Tabelle 9.1: Übersicht über die experimentell untersuchten Pressverbindungen

9.1 Ergebnisse aus den Dauerversuchen

Eine Übersicht sämtlicher dynamischer Versuche ist in Bild 9.1 gegeben. Durch die noch unbekannte Grenze der Beanspruchbarkeit der Keramik in der Anwendung „torsionsbelasteter HPV“ und dem Wissen um eine voraussichtlich konservative Abschätzung dieser Grenze in Abschnitt 5.2.2 wurde in den Versuchen das radiale Übermaß des HPV sukzessive gesteigert, wenn die Proben nach $2 \cdot 10^7$ nicht gebrochen sind. Wurde dagegen im Versuchsverlauf oder beim Fügen ein Bruch festgestelt, wurde das zu realisierende Übermaß wieder reduziert.

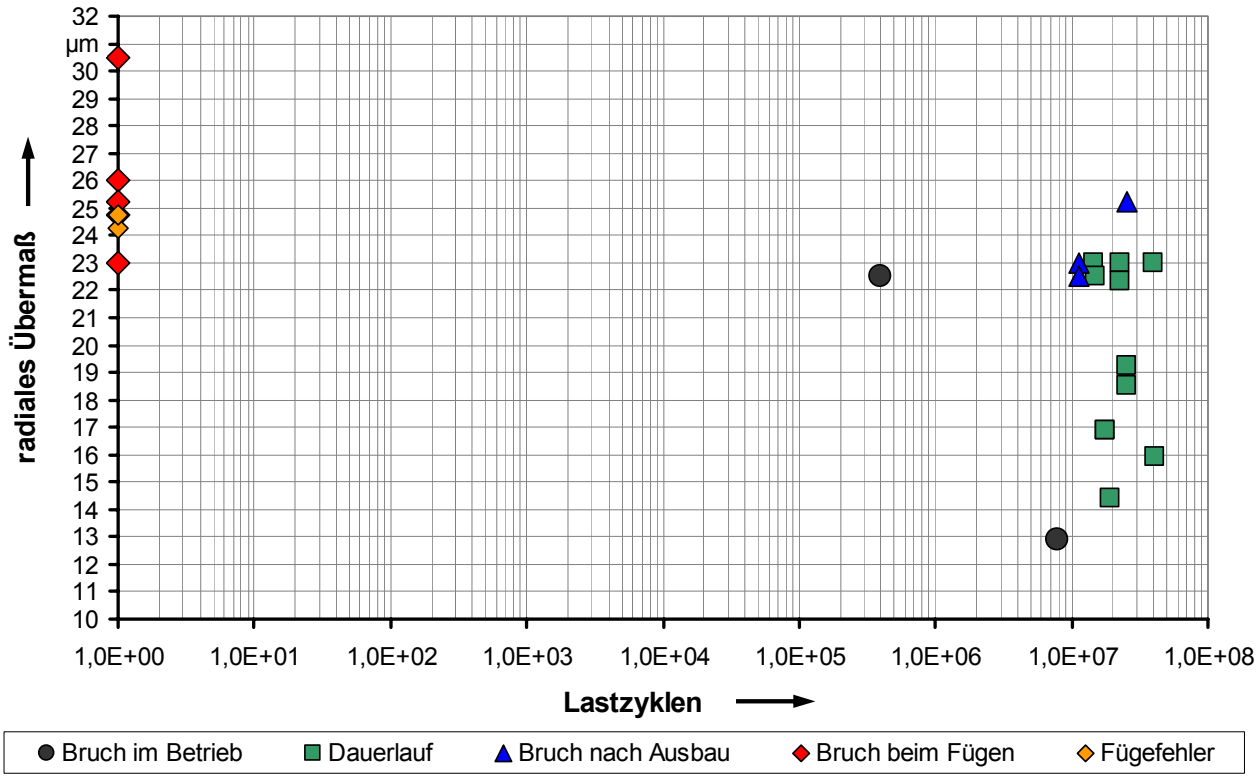


Bild 9.1: In Abhängigkeit des Übermaßes ertragbare Zyklenzahl der getesteten Proben

Die roten Rauten in Bild 9.1 markieren die direkt während des thermischen Fügevorgangs einschließlich des darauf folgenden Prozesses des Temperaturangleichs gebrochenen Naben. Proben, die infolge eines leichten Verkantens während des Fügens nur teilweise auf die Welle geschoben werden konnten und infolge eines starken Kantentragens durch vorzeitigen Kraftschluss beim Fügen versagten, sind als orangefarbene Rauten dargestellt. Bild 9.2 zeigt eine derart gebrochene Probe. Es muss betont werden, dass ein Teil dieser direkt versagten Prüfkörper durch Handhabungsfehler beim Fügen verursacht wurde und somit nicht das Limit für das radiale Übermaß der Verbin-

dung aufzeigen, sondern dies vielmehr die Grenze für das gewählte Fügeverfahren mit den am Institut zur Verfügung stehenden Mitteln darstellt.

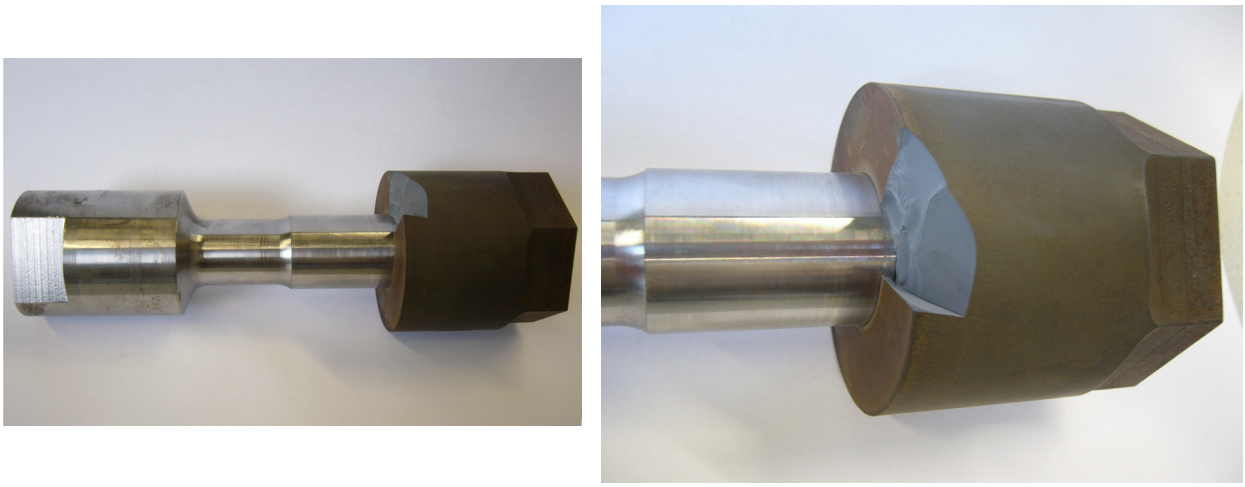


Bild 9.2: Bruchbild eines Pressverbands, der beim Fügen infolge Verkanten versagt hat (Nabe N/I/002)

Sämtliche weiteren gefügten Proben versagten ab einem radialen Übermaß von 23 µm, so dass die Grenze des ertragbaren Übermaßes bei diesem Wert erreicht ist. In Bild 9.3 ist ein derartiges Versagensbild dargestellt.

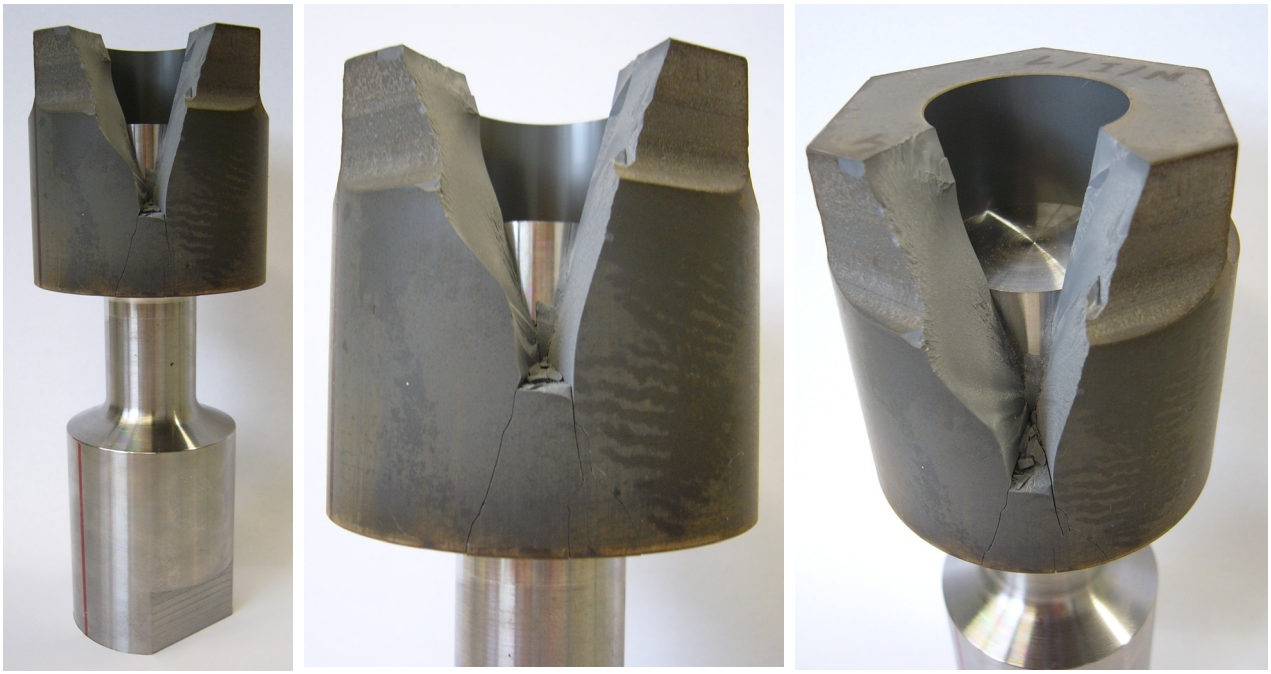
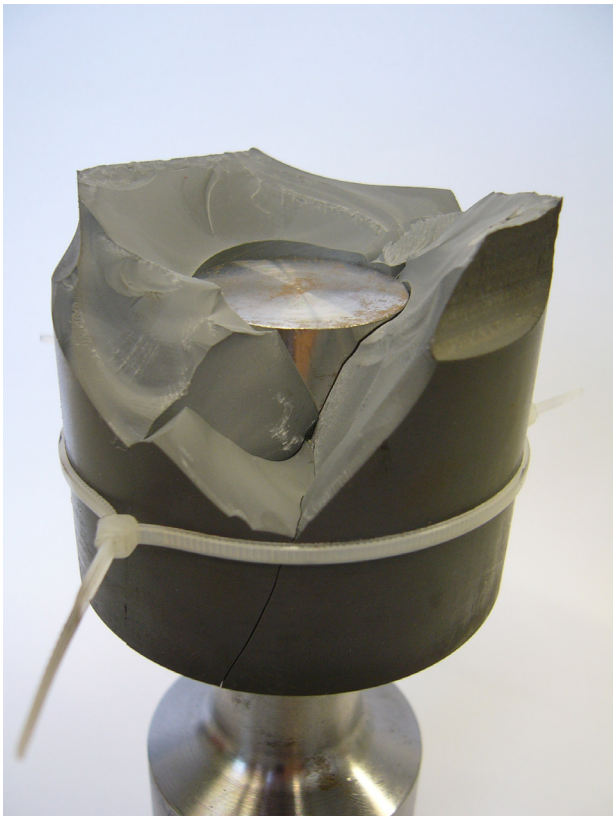


Bild 9.3: Bruchbilder eines Pressverbands, der beim Fügen infolge Überschreitung des zulässigen radialen Übermaßes versagt hat (Nabe N/I/004)

Dieses Bruchbild trat oberhalb der Grenze des ertragbaren Übermaßes mehrheitlich auf. Charakteristisch daran ist, dass die Bruchlinien meist in etwa von der Mitte des

Pressverbands ausgehen und damit an dieser Stelle versagenskritische Spannungen in der Nabe erreicht werden, noch bevor sich der Pressverband vollständig ausprägen kann. Einige Naben zerplatzten in eine Vielzahl von Bruchstücken und waren kaum mehr als ein zuvor zylindrisches Bauteil zu erkennen.

Die nahe an der Grenze des in Bild 9.1 dargestellten ertragbaren radialen Übermaßes gefügten Proben versagten teilweise auch in Form eines deutlich erkennbaren Schubbruchs an der Position des Steifigkeitssprungs durch das Wellenende. Infolge dieses Steifigkeitssprungs tritt in Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus den numerischen Analysen die größte Schubspannung genau dort auf, da die durch die Stahlwelle erzwungene radiale Aufweitung der Nabe im weiteren Verlauf der Nabe nicht existiert und eine erhebliche Schubverformung zur Folge hat. Entsprechend sind in Bild 9.4 die unter 45° zur Probenachse geneigten Schubbruchflächen erkennbar. Dies ist ein Hinweis darauf, dass nahe des zulässigen radialen Übermaßes mehrere Versagensmodi kritisch werden und nicht mehr nur hinsichtlich der ersten Hauptspannung dimensioniert werden kann. Auch die Annahme in Abschnitt 5.2.2, dass neben den Oberflächendefekten volumetrische Defekte versagenskritisch sein können, wird hierdurch gestützt.



Torsionsprobe T007 (Nabe N/I/011)

Torsionsprobe T008 (Nabe N/I/020)

Bild 9.4: Bruchbild von Pressverbänden, die infolge Schubbruch versagt haben

Die grünen Quadrate in Bild 9.1 stehen für diejenigen Proben, deren dynamische Belastung bei über 20 Millionen Zyklen abgebrochen wurde, ohne dass eine erkennbare Schädigung oder eine Degradation der Übertragungsfähigkeit erkennbar war. Dazu gehören auch die mit blauen Dreiecken dargestellten dynamisch belasteten Naben, die die gleiche Zyklenzahl schadlos überstanden haben, jedoch während der Ausbauprozedur aus dem Prüfstand zu Bruch gingen. Diese Proben sind neben den Dauerläufern separat dargestellt, um aufzuzeigen, wie nahe sich diese Versuchskörper an der Belastungsgrenze befanden, da die geringen während des Ausbaus auftretenden Zusatzlasten ein Versagen herbeiführten.

Damit verbleiben als einzige, tatsächlich während des eigentlichen Dauerlaufs durch Materialermüdung versagte Keramiknaben die mit schwarzen Punkten dargestellten Proben. Beide zyklisch versagten Proben T001 (U_{rad} = 13 µm, N_B = ca. 7,5 Millionen), und T008 (U_{rad} = 22,5 µm, N_B = ca. 390.000) wiesen Fehlstellen auf, von denen die Risse ausgegangen sind. Die Ergebnisse der fraktografischen Untersuchung dieser Proben sind im folgenden Abschnitt dargestellt.

Generell kann die in Abschnitt 4.4.4 dargestellte Aussage bestätigt werden, dass der Einfluss der Lebensdauerstreuung auf ein keramisches Bauteil deutlich geringer ist als die Streuung der statischen Festigkeitswerte. Ermüdung ist also auch beim Anwendungsfall der gewählten Keramik als Nabe in einem HPV von untergeordneter Bedeutung. Entscheidender ist es, einen „ausreichenden“ Sicherheitsabstand zum ertragbaren Übermaß gemäß Bild 9.1 einzuhalten. Ist dies der Fall, so kann neben unterkritischem Risswachstum auch die Versagenswahrscheinlichkeit infolge zyklischer Beanspruchung minimiert werden. Wie groß dieser Sicherheitsabstand mindestens sein muss, konnte in der vorliegenden Arbeit nicht ermittelt werden, da für eine statistisch abgesicherte Angabe eines Limits keine ausreichende Anzahl von Versuchskörpern zur Verfügung stand. Dennoch zeigen die Versuchsergebnisse in der Summe eine sehr scharf ausgeprägte Grenze hinsichtlich des ertragbaren Übermaßes (siehe Bild 9.1) – unabhängig von der Zugehörigkeit der Proben zu den beiden Chargen.

Abschließend ist zu ergänzen, dass keine einzige Stahlwelle an dem optimierten Wellenabsatz (siehe Abschnitt 5.4) versagt hat und somit die Auslegung des Wellenabsatzes hinsichtlich Dauerfestigkeit erfolgreich war. Auch dies spricht für die praktische Einsetzbarkeit der vorgestellten Geometrie des HPV.

9.2 Fraktografische Untersuchung der dynamisch gebrochenen Prüfkörper

Beide infolge dynamischer Beanspruchung gebrochenen Proben wurden mit einem Rasterelektronenmikroskop (REM) detailliert untersucht, um die Ursache für den vorzeitigen Bruch zu eruieren.

9.2.1 Nabenbruch auf niedrigem Spannungsniveau (T001)

Wie bereits von Sonsino [Sonsino92, S. 19f] beschrieben, lässt sich an einer gebrochenen Probe nicht immer eine Fehlstelle identifizieren, an der der versagenskritische Riss entstanden ist. Dieser Umstand trifft teilweise auch auf diese bei einem geringen Lastniveau gebrochene Nabe N1/0/013 zu (Torsionsprobe Nr. T001). In Bild 9.5 ist in der Bruchfläche der Bereich der Ermüdungsrissausbreitung klar erkennbar. Der Bereich des Anrisses stimmt mit dem Ort der maximalen Beanspruchung des Materials (Erste Hauptspannung) überein. Zur Beurteilung des Bruchs wurde die als Vornorm existierende DIN CEN/TS 843, Teil 6 herangezogen [DIN CEN/TS 843-6_04].

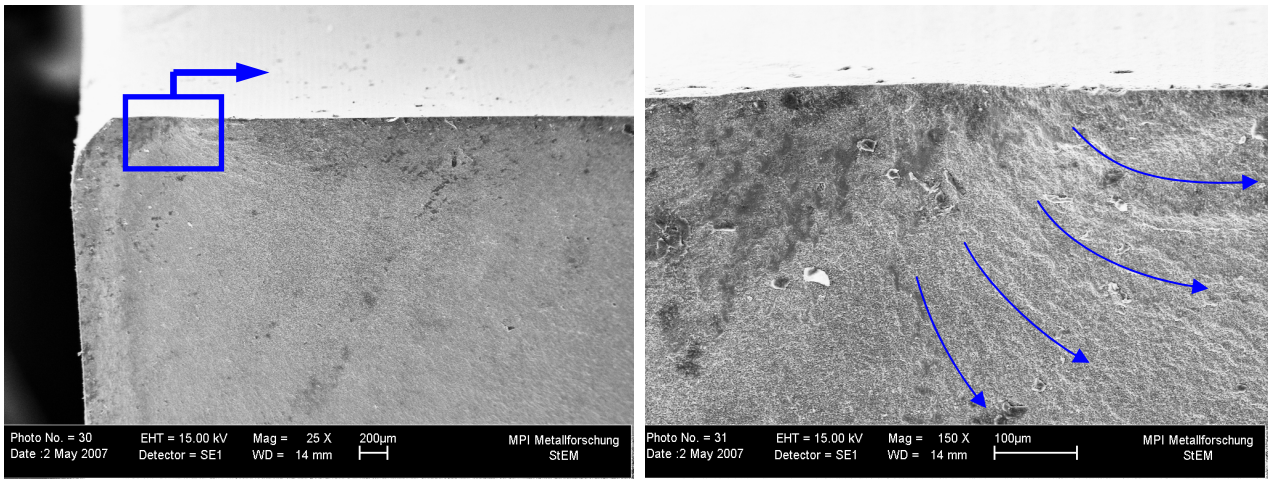


Bild 9.5: Bruchfläche und Ausschnittsvergrößerung der frühzeitig gebrochenen Torsionsprobe T001 (Nabe N1/0/013)

In Bild 9.5 sind eindeutig Linien grober Rauigkeit zu erkennen, deren Ausbreitungsrichtung konzentrisch von einem dicht unter der Oberfläche des am höchsten zugbeanspruchten Bereichs ausgeht (Pfeile in Bild 9.5 rechts). Der Bereich des Anrisses selber ist leicht verwölbt und aus der Ebene des Bruchspiegels heraus versetzt.

Im rechten Teilbild von Bild 9.5 ist zudem eine deutliche, dunkle Verfärbung des Anrissbereiches selber feststellbar, was vermutlich auf die Berührung der beiden Rissufer

beim Schließen zurückzuführen ist. Eine EDRS-Analyse zeigt an dieser Stelle eine hohe Konzentration von Eisen (Fe) an (siehe Bild 9.6), was durchaus von einem Materialübertrag von der Stahlwelle als Fügepartner der keramischen Nabe herrühren kann. Die Feststellung von Gold (Au) rührt von der Bedampfung der Probe mit Gold für die REM-Untersuchung her. Eine eindeutige Ermittlung der genauen Ursache für den Materialdefekt war nicht möglich.

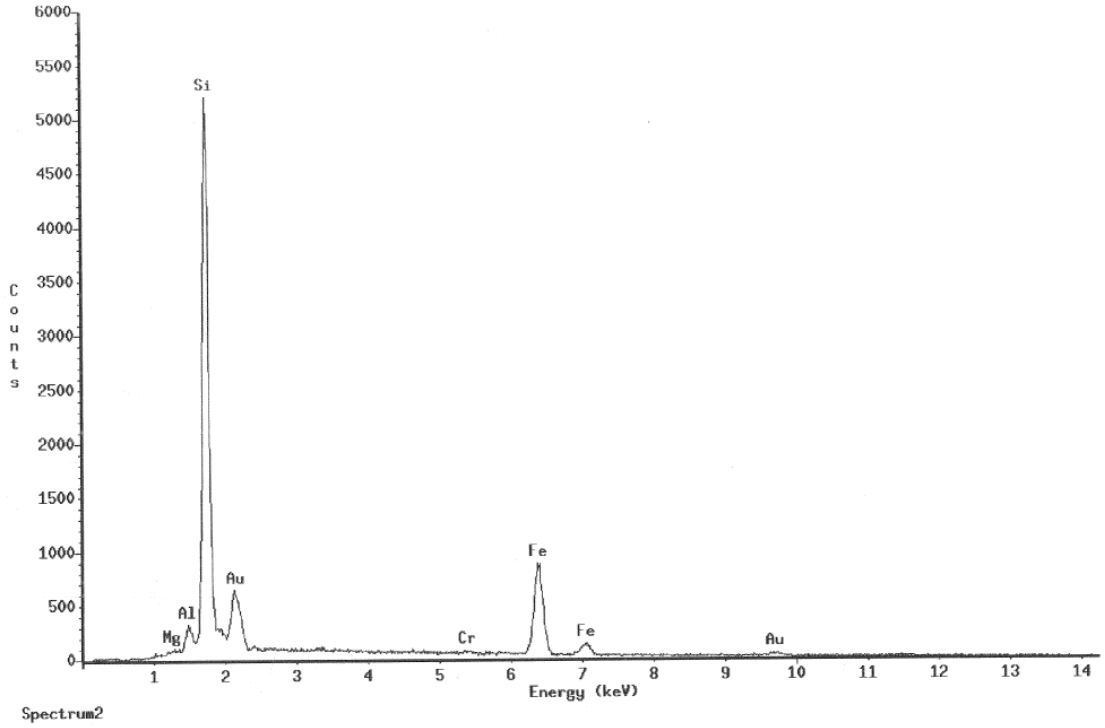


Bild 9.6: EDRS-Analyse im Anrissbereich von Probe T001 (Nabe N1/0/013)

9.2.2 Nabenbruch im Bereich des kritischen Übermaßes (T008)

Der Nabenbruch von Probe T008 trat nach rund 391.000 Zyklen auf. Die Untersuchung der Bruchfläche mit Hilfe der REM ergab, dass bei dieser Probe ein Fehler in der Probe genau in dem am höchsten beanspruchten Bereich Ausgangspunkt für einen Ermüdungsriss war, siehe Bild 9.7. Der im Vergleich zum Bruch von Torsionsprobe T001 (siehe vorangehender Abschnitt) als Materialausbruch sichtbare Fehler von rund 80 µm Länge führte in Kombination mit dem erheblich höheren Spannungsniveau (radiales Übermaß: 22,5 µm) zu einem Bruch bei deutlich geringerer Zyklenzahl.

Der Fehler besteht in einem wahrscheinlich durch die Endbearbeitung der Nabenbohrung verursachten Materialausbruch am Übergang zwischen der gehonten Bohrung und dem Kantenbruch am Ende der Bohrung. Gut zu sehen sind wieder die Linien grober Rauigkeit, die vom Bereich des Materialfehlers ausgehen, siehe Pfeile in Bild 9.7.

Damit kann auch das Versagen dieser Torsionsprobe auf einen Materialfehler zurückgeführt werden, der in diesem Falle im Verlauf der Nachbearbeitung eingebracht wurde. Keine andere Probe versagte im Verlauf der dynamischen Versuche.

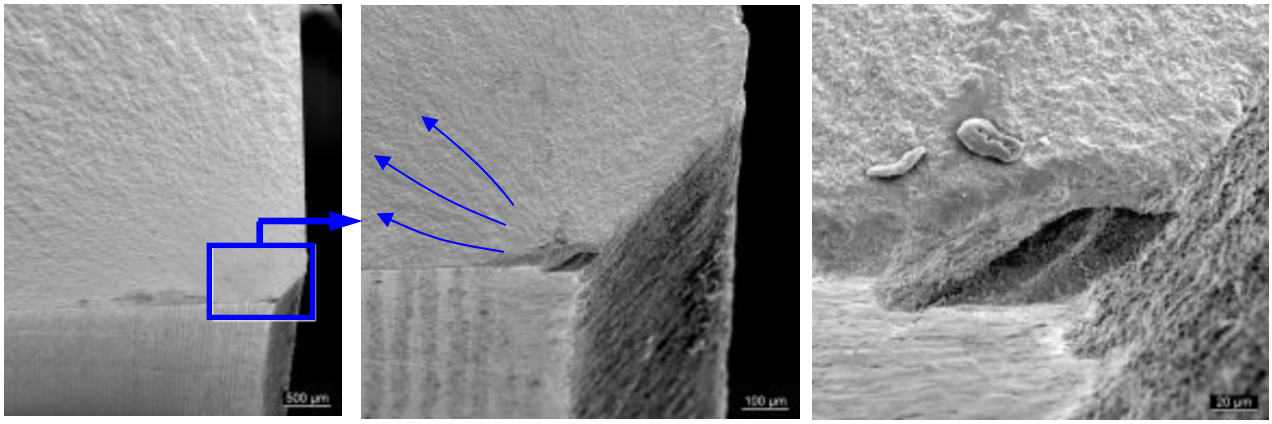


Bild 9.7: Bruchfläche und Ausschnittsvergrößerung der frühzeitig gebrochenen Torsionsprobe T008 (Nabe N1/0/020)

9.3 Ermittlung des integralen Reibungskoeffizienten aus den statischen Versuchen

Die experimentelle Bestimmung des Reibungskoeffizienten in der Verbindung kann nur in integraler Weise erfolgen, da immer nur die gesamte Verbindung betrachtet werden kann. Eine Ermittlung von integralen Reibungskoeffizienten einer Pressverbindung wird unter anderem auch bei Lüßgen [LÜßGEN01, S. 22] beschrieben, wobei – je nach Richtung – in axialer und tangentialer Richtung unterschieden wird. Die unterschiedlichen Reibkoeffizienten in den angegebenen Richtungen sind durch fertigungsbedingte Drehriefen begründet, wodurch eine Vorzugsrichtung in der Haftung von Welle und Nabe gegeben ist.

Die nach Abschluss der Versuche noch zur Verfügung stehenden Versuchskörper wiesen ein stark unterschiedliches Übermaß auf, siehe Bild 9.1. Um eine möglichst gute Vergleichbarkeit der ermittelten Haftmaße in axialer und radialer Richtung zu gewährleisten, wurden aus den Torsionsproben Paare mit ähnlich großem Übermaß ausgewählt, die jeweils einem Torsions- und einem Abzugversuch unterzogen wurden. Die Verbindungen wurden jeweils bis zum Durchrutschen beansprucht, wobei lediglich die zum Abziehen erforderliche Kraft bzw. das zum Durchrutschen erforderliche Moment gemessen wurde.

9.3.1 Ergebnisse der Torsionsversuche

Bereits die numerischen Analysen in Abschnitt 5.3 haben gezeigt, dass die Kerbspannungen am Übergang vom Sechskant in den zylindrischen Teil des Pressverbands (Bild 5.2) schon versagenskritisch werden können, bevor bei einem radialen Übermaß von 14,4 µm, einem angenommenen Haftmaß von $\mu = 0{,}4$ und einem zugehörigen theoretischen Torsionsmoment von $M_{T,max} \approx 2400$ Nm die Verbindung durchrutscht und somit ein Reibungskoeffizient ermittelbar ist. Diese Vermutung wurde in den Experimenten bestätigt, da die Versuchskörper bei einem Torsionsmoment von $M_T = 1800$ Nm (Torsionsprobe T003) bzw. $M_T = 2500$ Nm (Torsionsprobe T009) zu Bruch gingen, bevor ein Durchrutschen der Verbindung beobachtet werden konnte. Diese erreichten Momente demonstrieren lediglich, dass in Umfangsrichtung ein Reibungskoeffizient von mindestens $\mu = 0{,}271$ (T003) bzw. $\mu = 0{,}266$ (T009) vorliegt. Diese Werte für das Haftmaß wurden auf das jeweilige Übermaß der Probe zurückgerechnet.

Bild 9.8 zeigt als Ausschnittsvergrößerung den Bereich des eingespannten Sechskants im Übergangsbereich zum zylindrischen Teil einer gebrochenen Nabe. Von diesem Übergangsbereich ist der Bruch der Probe mit großer Sicherheit ausgegangen.

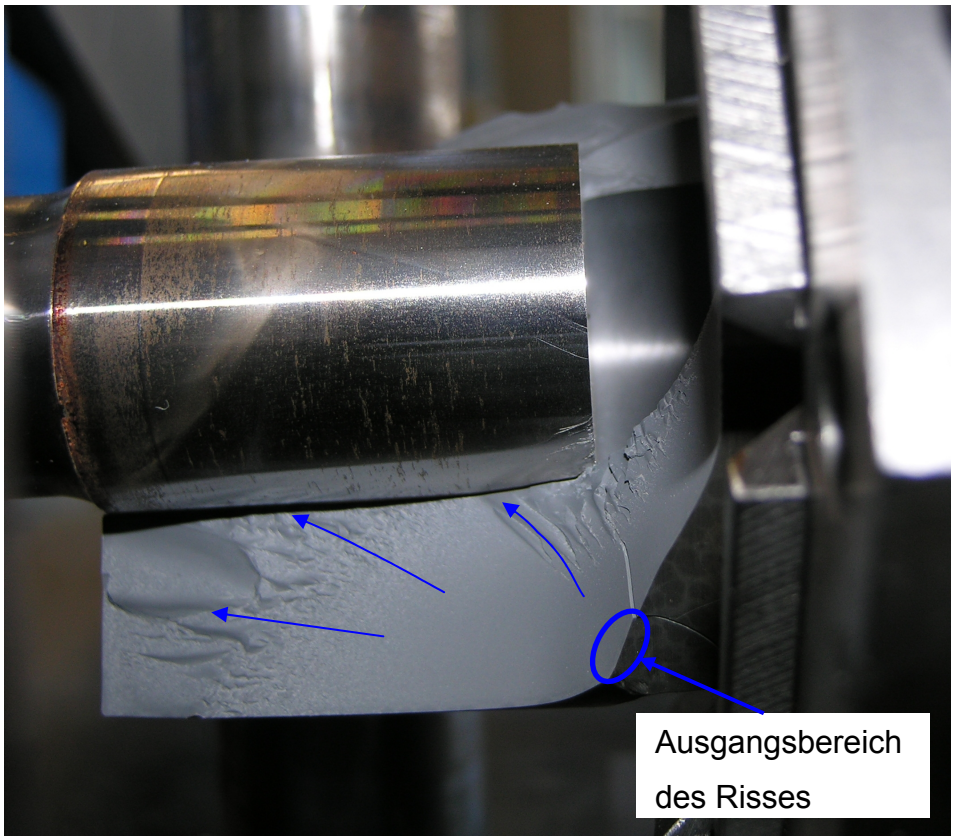


Bild 9.8: Ausschnittvergrößerung der zu Bruch gegangenen Probe T003

Zur Beurteilung des Bruchs wurde wieder die Vornorm DIN CEN/TS 843, Teil 6 herangezogen [DIN CEN/TS 843-6_04]. Indizien bestehen in dem glatten Bruchspiegel und konzentrisch aus dem Übergangsbereich des Sechskants zum zylindrischen Bereich ausgehenden Riefen. Ein Vergleich mit der FEM-Analyse des optimierten Übergangsbereichs in Abschnitt 5.3 zeigt, dass genau in diesem Bereich die größte Hauptnormalspannung auftritt, siehe rot eingefärbter Bereich in Bild 5.2. Auf die Durchführung weiterer Torsionsversuche wurde verzichtet, da mit steigendem Übermaß auch das Durchrutschmoment steigt und ein Bruch noch früher eintreten würde. Die Ermittlung des Reibungskoeffizienten in Umfangsrichtung ist bei den realisierten Flächenpressungen somit nicht möglich.

9.3.2 Ergebnisse aus den Abzugsversuchen

Die Bestimmung des Reibungskoeffizienten in axialer Richtung ist ebenfalls verbunden mit einer erheblichen Bruchgefahr für die Keramik. So traten bei der Versuchsdurchführung tatsächlich Brüche auf, jedoch konnte bei drei weiteren Versuchskörpern der integrale Reibungskoeffizient in axialer Richtung ermittelt werden.

Die Brüche bei den Abzugversuchen gingen von den Zugankern aus, die die Keramiknabe an der Stirnseite umfassten. Trotz sorgfältiger Gestaltung dieser Abzugsvorrichtung (siehe Abschnitt 8.5.3) ließen sich Spannungskonzentrationen, die Ausgangspunkt für Risse waren, nicht vermeiden, siehe Bild 9.9. Exakt an der Grenze der Zugankerabdrücke in Bild 9.9 rechts verläuft auch der radiale Riss in der Nabe. Erst durch das Unterlegen einer ca. 1 mm starken, segmentierten Unterlegscheibe aus Kupfer zwischen Zugkralle und keramischer Nabe traten keine Brüche mehr beim Abziehen auf.

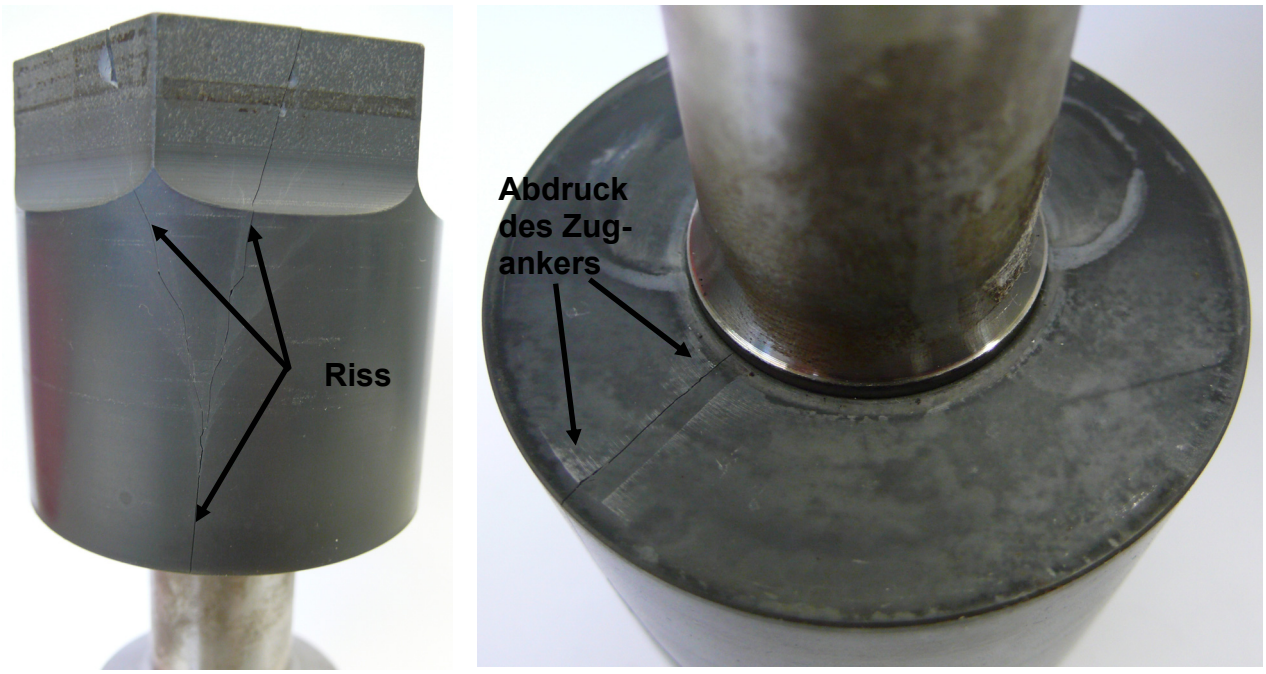


Bild 9.9: Bruch von Torsionsprobe T004 bei Abzugsversuch

Die folgende Tabelle gibt eine Übersicht über die gemessenen Reibungskoeffizienten. Dabei ist zu beachten, dass bei dem zu Bruch gegangenen Versuchskörper die Nabe infolge Kantentragen versagt hat und damit der angegebene Reibungskoeffizient für die Bruchlast gilt. Der tatsächliche Reibungskoeffizient liegt darüber. Ebenfalls in der Tabelle berücksichtigt ist, dass bei den verschiedenen Versuchskörpern unterschiedliche Übermaße realisiert wurden und damit unterschiedliche Fugendrücke in der Trennfuge herrschen. Die Reibungskoeffizienten wurden auf diese Übermaße linear skaliert.

Probe	**Nom. rad. Übermaß**	**theor. Fugendruck**	**Gemessene Abzugskraft**	**Reibungskoeff.**		**Bemerkung**
				exper.	**FEM**	
T004	16,9 µm	118,8 MPa	147 kN	> 0,313	**> 0,418**	beim Abziehen gebrochen
T005	16,9 µm	118,8 MPa	135 kN	0,287	**0,378**	Probe intakt
T009	22,5 µm	158,1 MPa	145 kN	0,232	**0,315**	Probe intakt
T011	18,5 µm	130,0 MPa	123 kN	0,239	**0,344**	Probe intakt

Tabelle 9.2: Übersicht über die in den Abzugsversuchen ermittelten Reibungskoeffizienten

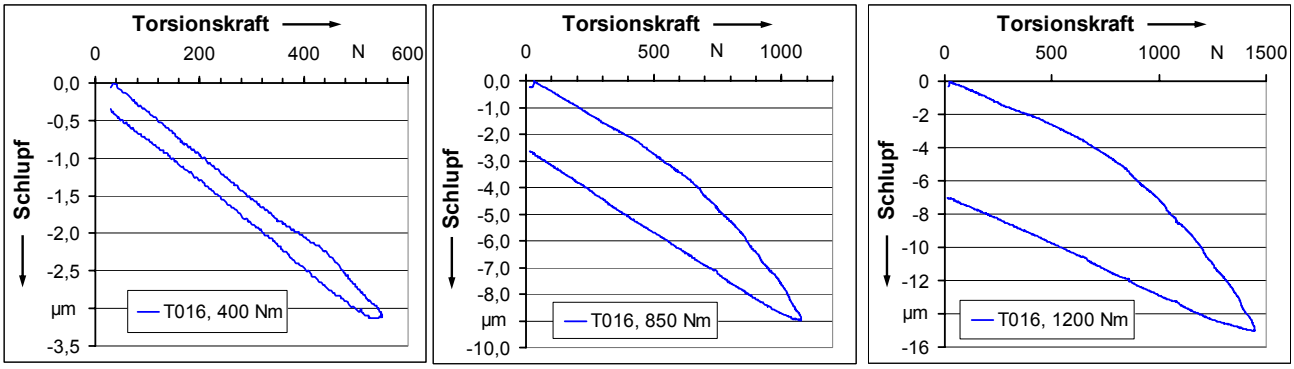
Der experimentellen Ermittlung des Reibungskoeffizienten liegt die Annahme zu Grunde, dass beim Abziehen die Querkontraktion keinerlei Einfluss auf die Abzugskraft ausübt, was gemäß der Ausführungen in Abschnitt 8.5.3 zu einem deutlichen Fehler führt. Aus diesem Grund sind in Tabelle 9.2 neben dem unkorrigierten experimentellen Rei-

bungskoeffizienten aus den Abzugversuchen auch die in numerischen Nachlaufrechnungen ermittelten Reibungskoeffizienten unter Berücksichtigung des Querkontraktionseinflusses angegeben (Spalte „FEM“). Diese wurden ermittelt, indem die Abzugskraft aus den Experimenten auf ein mit dem jeweiligen Übermaß berechneten FE-Modell aufgebracht wurde und der Reibungskoeffizient in diesen Rechnungen iterativ so lange verändert wurde, bis die Rechnungen gerade nicht mehr konvergierten, da infolge des axialen Durchrutschens eine Starrkörperbewegung auftritt. Der in den Experimenten ermittelte Wert der Abzugskraft kalibriert also die FEM-Rechnung und ermöglicht auf diese Weise eine recht exakte Bestimmung des tatsächlichen axialen Reibungskoeffizienten. Die Abzugversuche an sämtlichen Versuchskörpern wurden erst nach überstandener zyklischer Beanspruchung durchgeführt.

9.4 Ergebnisse der Schlupfmessung

Die Torsionsversuche zur Ermittlung des Schlupfs an der Nabenkante wurden bei drei unterschiedlich großen Drehmomenten vorgenommen, um die in den numerischen Untersuchungen festgestellte Nichtlinearität zwischen Drehmoment und Schlupf an der Nabenkante zu überprüfen (siehe Abschnitt 7.1.10). Die Messung wurde mit der in Abschnitt 8.5.4 beschriebenen Vorrichtung durchgeführt. Um die elastischen Verformungsanteile der Verbindung unter Torsionslast aus den gemessenen Werten für den Schlupf herauszufiltern, wurde mit einer Dummyprobe die elastische Verformung der Verbindung ohne Vorhandensein einer Trennfuge bei unterschiedlichen Drehmomenten ermittelt. Bei der Bewertung dieser Initialisierungsmessungen ist zu beachten, dass es sich um eine vollstählerne Dummyprobe handelt, die im Bereich der Nabe infolge des niedrigeren E-Moduls von Stahl eine geringere Steifigkeit aufweist. Die gemessenen Hystereseschleifen zeigen in Übereinstimmung mit ähnlichen Untersuchungen von Glöggler [GLÖGGLER03, S. 135f.] bis hin zum maximal gemessenen Torsionsmoment von 1200 Nm eine sehr geringe elastische Verformung von unter 0,5 µm, die bei einem Dummy aus SSN infolge des höheren Elastizitätsmoduls noch geringer ausfallen würde. Diese elastischen Verformungen müssen bei der Ermittlung des Schlufps an der Nabenkante bei den jeweiligen Momenten wieder abgezogen werden, was jedoch infolge der kaum zuverlässig messbaren Größenordnung entfallen kann. Damit kann davon ausgegangen werden, dass die gemessenen Hysteresekurven sehr genau dem tatsächlichen Schlupf an der Nabenkante entsprechen.

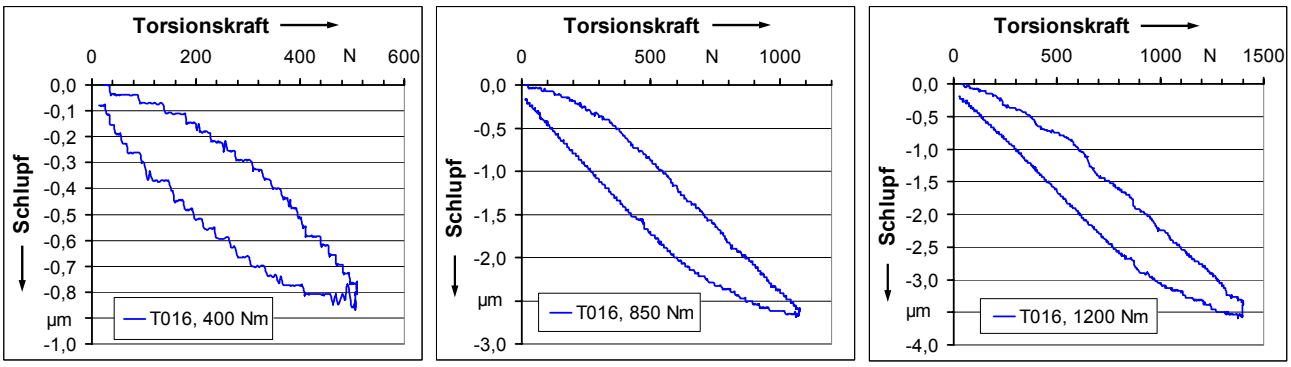
Anhand von Torsionsprobe T016 werden exemplarisch die Ergebnisse der Torsionsschlupfmessungen bei unterschiedlichen Drehmomenten jeweils vor und nach erfolgter dynamischer Beanspruchung dargestellt. Bild 9.10 zeigt die Messergebnisse vor einer dynamischen Beanspruchung des Pressverbands von ca. 22 Mio. Lastwechseln unter einer schwellenden Torsionslast von 850 Nm, Bild 9.11 diejenigen danach.



M_T = 400 Nm M_T = 850 Nm M_T = 1200 Nm

Bild 9.10: Hystereseschleifen des gemessenen Torsionsschlupfs an Torsionsprobe T016 vor der dynamischen Beanspruchung

Zunächst ist festzuhalten, dass die Größe der Schlupfamplitude nichtlinear mit der Steigerung des Drehmoments zunimmt. Messungen an anderen Proben zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf der Hystereseschleifen, wobei aber der gemessene Schlupf an der Nabenkante deutlich variiert. Ein Grund dafür kann darin bestehen, dass sich die Hartmetallspitzen bei der Messung nicht so gut in die Stirnfläche der keramischen Nabe eingraben, wie dies bei Stahl der Fall wäre und der Schlupf infolgedessen nicht fehlerfrei gemessen werden kann.



M_T = 400 Nm M_T = 850 Nm M_T = 1200 Nm

Bild 9.11: Hystereseschleife des gemessenen Torsionsschlupfs an Torsionsprobe T016 nach dynamischer Beanspruchung

Der Vergleich von Bild 9.10 und Bild 9.11 zeigt deutlich, dass sich die Schlupfwege vor und nach erfolgter dynamischer Beanspruchung stark unterscheiden. Der Schlupfweg nach erfolgter dynamischer Belastung nimmt signifikant ab. Die Schlupfamplituden erreichen unabhängig von der Höhe des aufgebrachten statischen Torsionsmoments nach der dynamischen Beanspruchung nur noch etwa 30 % des Werts vor der dynamischen Beanspruchung. Dieses Verhalten ist in gleicher Weise auch bei konventionellen Pressverbänden aus Stahl zu beobachten (z. B. [GLÖGGLER03, S. 143ff], da sich der lokale Reibkoeffizient im Bereich der Nabenkante infolge Reibkorrosionseffekten erhöht.

Des Weiteren fällt auf, dass nach dynamischer Beanspruchung kein sehr glatter Verlauf der Kurven mehr vorliegt, wie dies vor dynamischer Lastaufbringung der Fall ist. Dies liegt zum einen daran, dass bei den geringen auftretenden Schlupfwegen die Messauflösung der Taster erreicht wird (siehe linke Hystereseschleife in Bild 9.11) und zum anderen daran, dass infolge der Reibkoeffizientenhöhung durch Reibkorrosionseffekte (siehe Abschnitt 9.6) vermutlich vermehrt stick-slip-Effekte auftreten und an den aufgerauten Oberflächen das Abgleiten der Fügeflächen aufeinander erschwert wird.

Zudem sind die Hystereseschleifen nach dynamischer Beanspruchung nahezu geschlossen, obwohl das Torsionsmoment schwellend aufgebracht wird. Eine Erklärung hierfür konnte auch nach Überprüfung des Versuchsaufbaus nicht gefunden werden.

9.5 Untersuchung von Setzeffekten in der Trennfuge

Die gebrochenen keramischen Prüflinge ließen eine Auswertung der Rauigkeitswerte als Vergleich vor und nach dem Fügen zu. Der große Vorteil im Vergleich zu einer konventionellen Pressverbindung mit zwei stählernen Fügepartnern liegt darin, dass durch das Platzen der Nabe keinerlei Beschädigungen der Oberfläche durch den Prozess des Entfügens den Rauheitswert beeinflussen, wie dies beispielsweise beim Abziehen von Welle und Nabe der Fall wäre.

Durch die in Abschnitt 8.3 geforderte Realisierung der geringstmöglichen Oberflächenrauigkeiten, um den Effekt des Setzens in der Trennfuge zu minimieren, besitzen die Flächen beider Fügepartner einen hohen Traganteil. Bei der Auswertung der Rauigkeitswerte der Prüfkörper vor dem Fügen und – je nach dem Zeitpunkt des aufgetretenen Versagens – nach dem Fügen bzw. nach der Durchführung der dynamischen Versuche ist zu beachten, dass insbesondere die R_z-Werte der Rauigkeit vom Ort der Messung abhängen. Sowohl in Umfangsrichtung wie in Axialrichtung stimmen die Positio-

nen von erster und zweiter Messung nicht exakt überein. Der dadurch entstehende systematische Fehler verringert die Aussagekraft der Messungen, jedoch lässt sich mit einiger Sicherheit sagen, dass sich die Rauigkeiten beider Fügepartner bei den realisierten Flächenpressungen nicht verändern.

Damit scheint bei den realisierten Oberflächenqualitäten der Einfluss des Setzens vernachlässigbar. Der von Smetana [SMETANA01] angegebene Setzbetrag von 8 µm bei Stahl-Stahl-Pressverbänden kann damit in der realisierten Oberflächenqualität nicht auf den HPV übertragen werden.

9.6 Untersuchungen hinsichtlich Reibkorrosion

Sowohl die gebrochenen Prüflinge wie auch die im Abzugsversuch freigelegten Oberflächen (siehe Abschnitt 9.3.2) ermöglichten eine einfache Untersuchung der in Kontakt befindlichen Oberflächen in Bezug auf Reibkorrosionseffekte nach Beendigung der Dauerversuche.

Die Oberflächen sämtlicher untersuchter Keramiknaben wiesen durch einen leicht silbrigen Glanz einen sichtbaren Materialübertrag von der Stahlwelle auf die Keramiknabe auf, der in Ausnahmefällen sogar Rost angesetzt hatte, siehe Bild 9.12. Ein Einfluss auf die Beanspruchbarkeit der Nabe wurde in den Versuchen nicht festgestellt.

Bild 9.12: Gebrochene Probe N-II-001 mit deutlich sichtbarem Metallglanz und Rostansatz in der Fügezone

Im Gegensatz zu den von Reibkorrosion nur gering betroffenen Keramiknaben wurde an sämtlichen Stahlwellen ein deutliches Auftreten von Passungsrost festgestellt. Exemplarisch ist dies in Bild 9.13 gezeigt. Es fällt auf, dass der Anteil von Passungsrost an der Stahlwelle erheblich geringer ist, als dies bei einem klassischen Pressverband in Vollstahlausführung bei gleichem Torsionsmoment und sogar erheblich geringerer Zyklenzahl zu beobachten ist [GLÖGGLER03, S. 155ff]. Damit bestätigt sich bei der vorliegenden Materialkombination eine nur geringe Neigung zur Passungsrostbildung.

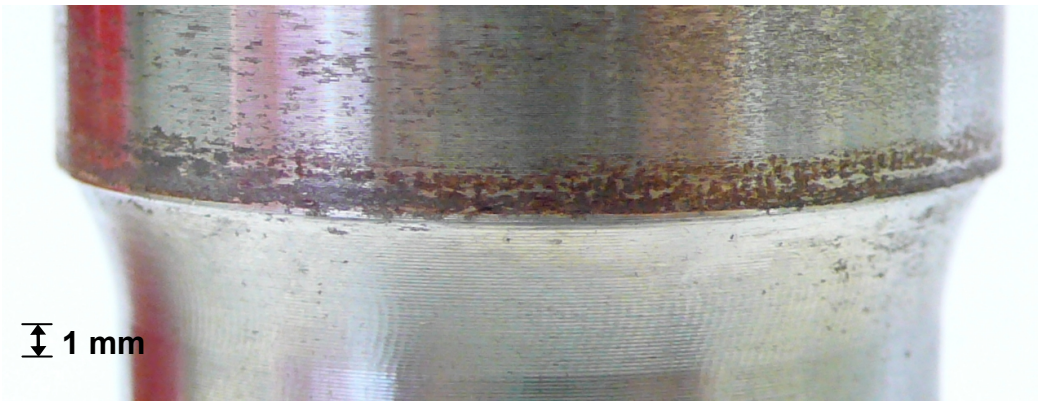


Bild 9.13: Passungsrost an der Stahlwelle (W22), nach $8 \cdot 10^6$ Zyklen

Die in der Arbeit von Glöggler [GLÖGGLER03] deutliche Unterscheidbarkeit der Reibzonen in drei Bereiche ist durch die Verkürzung des gesamten von der Reibkorrosion betroffenen Bereichs erheblich schwächer ausgeprägt.

9.7 Vergleich von experimentellen und numerischen Ergebnissen

Ein Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Experimenten ergibt im Wesentlichen eine Abweichung in der Größe des zulässigen radialen Übermaßes für die keramische Nabe. Der minimale Einfluss der in den Experimenten festgestellten Ermüdung stimmt mit den Aussagen der theoretischen Materialbeschreibung (siehe Kapitel 2.3) überein, da lediglich eine einzige Probe im dynamischen Dauerversuch auf hohem Spannungsniveau versagt hat, siehe Bild 9.1. Damit ist der Einfluss der Ermüdung vernachlässigbar. Es kann also konstatiert werden, dass ein HPV in der Regel nicht infolge dynamischer Beanspruchung versagen wird, sondern infolge einer zu großen statischen Beanspruchung. Auch dieser Umstand ist in Übereinstimmung mit der Literatur.

Einzig der zu Beginn der Untersuchungen noch unbekannte Reibungskoeffizient μ sowie das für die gewählte Keramik unter der auftretenden, dreidimensionalen Beanspru-

chung zulässige Zugspannungsniveau müssen genauer untersucht werden, was in diesem Abschnitt geschieht.

9.7.1 Abgleich des Reibungskoeffizienten aus den statischen Versuchen

In den numerischen Analysen wurde anhand der Literaturdaten ein Reibungskoeffizient von μ = 0,4 gewählt. Dieser wurde als konstant und richtungsunabhängig sowohl für die Modellierung der Axialreibung in Abschnitt 7.1.2 wie auch für die Umfangsrichtung in Abschnitt 7.1.10 angenommen.

Nachdem, wie in Abschnitt 9.3.1 beschrieben, in den Torsionsversuchen keine Reibungskoeffizienten in der Trennfuge ermittelt werden konnten, verbleiben lediglich die aus den Abzugsversuchen erhaltenen Ergebnisse. Diese dienen als Grundlage für die numerischen Nachlaufrechnungen zur Korrelation der Ergebnisse aus Experiment und numerischer Simulation. Die für die Reibkoeffizientenermittlung verwendeten Probekörper hatten unterschiedliche Übermaße, was unterschiedliche Fugendrücke und damit eine unterschiedlich große Haftung zwischen Stahlwelle und Keramiknabe zur Folge hat. Eine Übersicht über die Reibungskoeffizienten aus den Abzugversuchen ist in Bild 9.14 gegeben. Der Mittelwert aus diesen Versuchen ist ebenfalls dargestellt. Zum Vergleich ist der für die numerischen Untersuchungen verwendete Wert als rote Linie eingetragen.

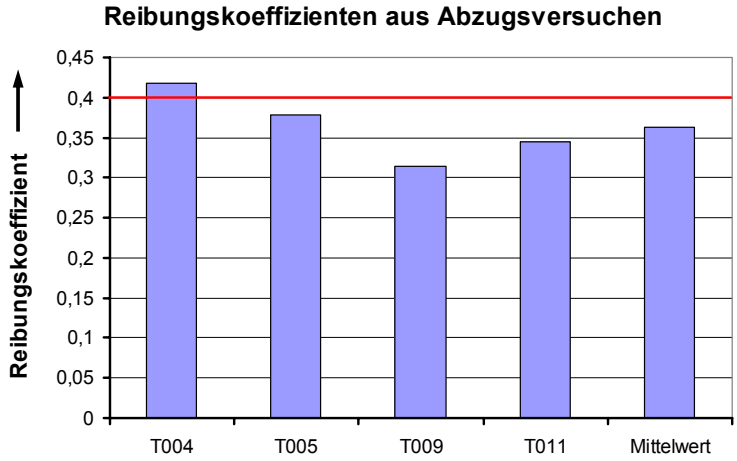


Bild 9.14: Reibungskoeffizienten aus den Abzugversuchen, mittels FEM korrigiert (rote Linie: für die numerischen Analysen verwendeter Wert von μ = 0,4)

Der Mittelwert aus den in den Abzugversuchen gemessenen Werten beträgt μ = 0,364, was einer Abweichung von rund 10 % zum in den numerischen Analysen vorausgesetzten Reibungskoeffizienten von μ = 0,4 entspricht. Verglichen mit der großen Streuung

von Reibungskoeffizienten wurde damit der für die Simulationen verwendete Wert gut getroffen. Zudem ergaben die Untersuchungen zum Einfluss des Reibungskoeffizienten auf die Wellenkontur und damit auf den Spannungszustand in Abschnitt 7.1.3, dass eine Änderung des Reibungskoeffizienten oberhalb ca. $\mu = 0{,}3$ einen nur noch geringen Einfluss auf den Spannungszustand hat (siehe Abschnitt 7.1.2). Damit ist der mit $\mu = 0{,}4$ angenommene Reibungskoeffizient für die Definition der optimalen Kontur der Trennfuge gut geeignet.

Wird weiterhin durch die Wahl eines geeigneten, konservativen Versagenskriteriums ein gewisser „Sicherheitsabstand“ des nominell auftretenden Spannungsniveaus in der Nabe zum zulässigen Spannungsniveau eingehalten, so ist ohne Anpassung der Kontur an den realen Reibungskoeffizienten die Zuverlässigkeit des HPV gewährleistet.

Inwieweit die gefundene Auslegungsvorschrift für den HPV konservativ ist, wird im folgenden Abschnitt erörtert.

9.7.2 Vergleich des Schlupfwegs an der Nabenkante

Die Güte der FE-Simulationen einschließlich der in den Kapiteln 6 und 7 getroffenen Annahmen zu Reibmodell und Reibungskoeffizient in der Trennfuge kann beurteilt werden, indem die Werte von numerisch und experimentell ermitteltem Schlupf an der Nabenkante verglichen werden. Daher wurde exemplarisch eine der experimentell untersuchten Torsionsproben mittels FEM nachgerechnet. Dabei wurde das tatsächliche radiale Übermaß der Probe in der FE-Rechnung simuliert und eine Rechnung mit unterschiedlichen Reibungskoeffizienten von $\mu = 0{,}4$ und $\mu = 0{,}35$ durchgeführt, da sich gemäß der Reibungskoeffizientenmittlung in Abschnitt 9.3 der tatsächliche Reibungskoeffizient in diesem Bereich befindet.

Bei dem exemplarisch dargestellten Versuchskörper T016 beträgt das radiale Übermaß 22,3 µm mit einem zugehörigen Schlupfwert an der Nabenkante von 9 µm bei einem Torsionsmoment von 850 Nm, siehe Bild 9.10. Die FEM-Rechnungen ergaben unter dieser Torsionslast und einem angenommenen Reibungskoeffizient von $\mu = 0{,}4$ einen Schlupf an der Nabenkante von 5,9 µm und bei $\mu = 0{,}35$ einen Wert von 6,6 µm, siehe Bild 9.15. Diese Kurven wurden bereits um einen Grenzschlupf von 2 µm kompensiert, bei dem die Fügepartner noch nicht durch Reibkorrosion infolge der Schlupfbewegung geschädigt werden. Dieser Wert von 2 µm basiert auf der Annahme, dass für die Keramik-Metall-Paarung infolge der verringerten Reibkorrosionsanfälligkeit der Grenzschlupf

doppelt so groß ist, wie der für Stahl-Stahl-Pressverbände zulässige Betrag. Der Grenzschlupf muss bei einem Vergleich von Analyse und Experiment auch beim experimentell ermittelten Schlupfweg abgezogen werden, womit sich aus dem Experiment ein Vergleichswert von 7 µm ergibt. Damit stimmt der vor der dynamischen Beanspruchung gemessene Schlupf sehr gut mit den numerisch ermittelten Werten überein.

Obwohl der in den Nachlaufrechnungen verwendete Reibungskoeffizient von µ = 0,35 besser mit dem Experiment übereinstimmt, bildet auch der in den umfangreichen numerischen Analysen in Kapitel 7 verwendete Reibungskoeffizient von µ = 0,4 die Reibung ausreichend genau ab. Mit dynamischer Belastung nimmt der lokale Reibungskoeffizient zu und damit die Schlupfamplitude ab (siehe Ergebnisse aus Abschnitt 9.4). Dies vergrößert den relativen Fehler zwischen den theoretisch und experimentell ermittelten Werten.

Eine Anhebung des Reibungskoeffizienten in den numerischen Analysen bis in irreal hohe Bereiche führte bereits bei den Untersuchungen von Glöggler [GLÖGGLER03] zu keiner ausreichend genauen Übereinstimmung von numerischen und experimentellen Ergebnissen, weswegen in diese Richtung keine weiteren Anstrengungen unternommen wurden.

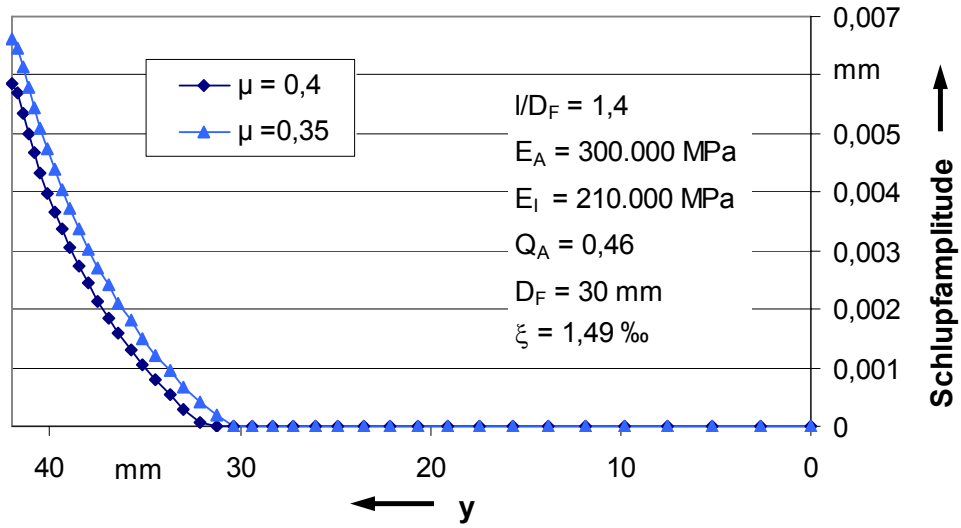


Bild 9.15: Numerisch ermittelter Verlauf der Schlupfamplitude bei einem nominellen Übermaß von 22,3 µm und einem Torsionsmoment von M_T = 850 Nm

In Anbetracht dessen, dass die Reibungskoeffizienten einer erheblichen Streuung unterworfen sind (siehe Kapitel 2.2 und Abschnitt 9.3), kann die Güte der Simulation als ausreichend genau betrachtet werden.

10 Diskussion der Ergebnisse und Ableitung einer Auslegungsrichtlinie

10.1 Diskussion der Ergebnisse

In Abschnitt 4.4.4 wurde aus mehreren Möglichkeiten das am wenigsten konservative Versagenskriterium für die Auslegung der Keramiknabe ausgewählt und mit diesem ein für eine dauerfeste Auslegung vom deutlich variierenden Weibull-Modul m abhängiges zulässiges Spannungsniveau festgelegt. Dieses Spannungsniveau liegt jedoch oberhalb des Grenzwerts für unterkritisches Risswachstum, weswegen es in Ermangelung exakter Messwerte durch eine recht unsichere Abschätzung für den zulässigen K_{I0}-Wert unterschritten wurde. Weiterhin konnten die in den entsprechenden Abschnitten getroffenen Annahmen nicht mit empirischen Werten verglichen werden, so dass schließlich eine deutliche Unsicherheit bezüglich des tatsächlich mit einer definierten Ausfallwahrscheinlichkeit ertragbaren Spannungsniveaus vorhanden ist. Eine größere Sicherheit kann entweder durch weitere experimentelle Untersuchungen oder durch eine Ermittlung des K_{I0}-Werts für die verwendeten Keramiken erreicht werden.

Unter der Voraussetzung, dass Setzen in der Trennfuge vernachlässigt wird, stellt sich ausgehend von der DIN 7190 [DIN7190] bei einem maximal ertragbaren radialen Übermaß von 22 µm (siehe Bild 9.1) eine zugehörige, nominelle Zugumfangsspannung von 238 MPa ein. Diese vorläufige Übermaßgrenze wurde mit insgesamt 16 Versuchskörpern aus 2 Chargen ermittelt und muss durch weitere Versuche statistisch abgesichert werden, damit Konfidenzintervalle festgelegt werden können. Bemerkenswert ist, dass diese Grenze gemäß den bisherigen, in Bild 9.1 dargestellten Versuchsergebnissen sehr scharf gezogen zu sein scheint: Die Nabe, die mit dem geringsten Übermaß direkt beim Fügen versagt hat, besaß ein nominelles radiales Übermaß von 23 µm, die Nabe mit der größten noch dauerfest ertragenen Last wies 25,3 µm radiales Übermaß auf. Damit ist die Streuung für keramische Werkstoffe gering.

Betreffend die beiden fehlerbehafteten Prüfkörper fällt auf, dass das Versagen erst im dynamischen Betrieb und nicht als Kurzzeitversagen während des thermischen Fügens auftrat. Dies bestätigt, dass die Spannungen während des thermischen Fügens einen vernachlässigbaren Einfluss haben und das thermische Fügen keinen kritischen Lastfall darstellt, der als eine Art impliziter statischer Proof-Test gelten könnte. Nachdem aber

auch die unter Torsionslast auftretenden Spannungen (Abschnitt 7.1.10) kaum höher sind als nach Beendigung des Temperaturangleichs beim thermischen Fügen, lässt sich in Übereinstimmung mit den experimentellen Untersuchungen Folgendes konstatieren:

1. Fehlerfreie Proben (bzw. Proben mit minimalen Fehlern) überstehen den Fügevorgang und die schwellend aufgebrachten Torsionsmomente schadlos.
2. Durch das thermische Fügen werden Proben mit Fehlern oberhalb einer kritischen Grenze infolge deren Versagen „aussortiert“. Wird diese kritische Fehlergrenze unterschritten, bedarf es erst einer erheblichen Anzahl von Lastwechseln, bis der HPV durch Ermüdung der Nabe versagt.
3. Der Grundspannungszustand nach dem Fügen sorgt für den Kurzzeitfestigkeitsnachweis.

Die festgestellte Abweichung des Reibungskoeffizienten zwischen dem in den numerischen Untersuchungen verwendeten Wert von $\mu = 0{,}4$ und dem experimentell bestimmten Mittelwert von $\mu = 0{,}364$ führt zu einer Änderung der simulierten Reibkraft in der numerischen Generierung der Wellenkonturierung. Dieser Fehler ist jedoch äußerst gering, da - wie in Abschnitt 7.1.2 dargestellt - die Kontur oberhalb eines Reibungskoeffizienten von etwa 0,3 kaum noch von der Größe der Reibung beeinflusst wird. Der Einfluss dieses Fehlers auf die Kontur liegt unterhalb der Fertigungsgenauigkeit.

Die Überprüfung der Rauigkeit von Welle und Nabe vor dem Fügen und nach Beanspruchung im Pressverband ergab keine messbare Änderung. Dies ist bei der Nabe verständlich, da sie im Vergleich zur Stahlwelle eine hohe Härte besitzt. Andererseits konnte ein gewisser Materialübertrag von der Stahlwelle auf die Keramiknabe festgestellt werden, was durch ein „Verschmieren“ von Poren und fertigungsbedingten Riefen zu einer geänderten Rauigkeit führen müsste. Ebenso gilt auch für die Stahlwelle, dass offenbar trotz des Einebnens von Rauigkeitsspitzen und einem mikroskopischen Materialübertrag dennoch keine messbare Änderung in der Rauigkeit feststellbar war. Offenbar ist der Einebnungseffekt sehr gering, so dass auch kaum ein relevanter Setzbetrag in dem HPV auftreten sollte. Dies bestätigt die Annahme, dass beim Vergleich von numerischen und experimentellen Untersuchungen der Effekt des Setzens vernachlässigt werden kann, wenn die Fügeoberfläche beider Fügepartner in bestmöglicher Qualität (Welle: $R_z \approx 2{,}5$ µm, Nabe $R_z \approx 2$ bis 4 µm) ausgeführt wird. Somit ist hinsichtlich des Übermaßes ein Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse möglich,

ohne die ermittelten Übermaße korrigieren zu müssen.

Neben der Homogenisierung des Fugendrucks wurde auch die Homogenisierung der ersten Hauptspannung in der Nabe untersucht. Mit diesem Vorgehen wird die definierte Grenze für die erste Hauptspannung an keiner Stelle überschritten. Jedoch steigt das Bruchrisiko am rechten Nabenende infolge des Steifigkeitssprungs, da durch diesen Steifigkeitssprung lokal sehr große Schubspannungen auftreten, die auch bei real versagten Proben im Bruchbild beobachtet werden konnten: Die Bruchfläche war um 45° zur Achse geneigt. Die Schubspannungen sind zwar ebenso wie die erste Hauptspannung an der Innenseite der Nabenbohrung am größten, jedoch muss das Schubversagen nicht von einem Oberflächenfehler an dieser Bohrung ausgehen.

Hinsichtlich des von Sonsino [SONSINO92, S. 11] beschriebenen Effekts eines Abbaus von herstellungsbedingten Zugeigenspannungen im Verlauf der zyklisch aufgebrachten Belastungen kann aus den durchgeführten experimentellen Untersuchungen keine Aussage getroffen werden, in wie weit sich dies auf die Eigenspannungen im Pressverband auswirkt. Es ist aber davon auszugehen, dass auch im vorliegenden Fall ein Abbau dieser Eigenspannungen auftritt, was sich günstig auf die Festigkeit bzw. Lebensdauer auswirkt.

Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass in Gleichung (5-6) das effektive Volumen des Bauteils (= beanspruchter Bereich der Keramik) zu groß abgeschätzt wurde. Eine Ermittlung des tatsächlichen effektiven Volumens kann nach Bäumel [BÄUMEL01, S. 31] erfolgen, wobei aber zu beachten ist, dass das effektive Volumen eines Pressverbands zur Festlegung eines zulässigen Spannungsniveaus bereits von vorn herein bekannt sein muss. Insofern wäre an dieser Stelle eine iterative Vorgehensweise besser geeignet, als sich – wie in dieser Arbeit geschehen - mit dem Startwert zufrieden zu geben. Günstig dagegen ist, dass durch die FEM womöglich ein kleineres effektives Volumen errechnen wird, als die analytische Abschätzung ergibt. Damit steigt das zulässige Spannungsniveau für die Keramiknabe an, wie es auch den Versuchsergebnissen entspricht.

Sämtliche im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse können durch Anpassen von Elastizitätsmodul und Reibung in der Trennfuge in identischer Weise auch auf andere spröde Nabenwerkstoffe wie Gusslegierungen oder gehärtete Stähle übertragen werden.

10.2 Richtlinie zur Auslegung eines hybriden Querpressverbands mit Naben aus monolithischer Keramik

Anhand der in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse soll abschließend eine zusammenfassende Vorgehensweise angegeben werden, die es ermöglicht, eine - innerhalb der Grenzen keramischer Werkstoffe - dauerfeste Auslegung für einen Querpressverband mit einer Nabe aus monolithischer Keramik durchzuführen. Diese Anleitung ist noch unvollständig und stellt somit nur eine näherungsweise Grenze für einen derartigen Pressverband dar, da die systematischen Untersuchungen der beeinflussenden Effekte noch nicht abgeschlossen sind.

Dabei ist zu beachten, dass diese Auslegungsrichtlinie lediglich für die Werkstoffpaarung SSN (Nabenmaterial) und 42CrMo4 V (Welle) verifiziert wurde, dies jedoch noch nicht mit einer ausreichend großen, statistisch absichernden Losgröße. Die Richtlinie gilt für im Wesentlichen auf Torsion beanspruchte Querpressverbindungen für den Einsatz bei Raumtemperatur. Der einfachen Ermittlung eines konservativen Sicherheitsbeiwerts liegt in Schritt 3 die Vorgehensweise nach Rentzsch [RENTZSCH02] zu Grunde.

Die Nummern der angegebenen Gleichungen entsprechen den Gleichungsnummern in dieser Arbeit.

1. **Werkstoffkennwerte:**
   Für das gewählte keramische Material des Nabenwerkstoffs müssen wenigstens die folgenden Werkstoffdaten verfügbar sein:
   - 4-Punkt-Biegefestigkeit: σ_{4PB}
   - Weibull-Modul: m
   - Kritischer Spannungsintensitätsfaktor: K_{Ic}

   Die Werkstoffkennwerte der Stahlwelle sind von nachrangiger Bedeutung und gehen nicht explizit in die Auslegung ein. Zur Wellenauslegung siehe Punkt 6.
2. **Festlegung der tolerierten Ausfallwahrscheinlichkeit:**
   Entsprechend den Anforderungen des jeweiligen Einsatzzwecks wird die tolerierte Ausfallwahrscheinlichkeit des Maschinenelements festgelegt.
3. **Ermittlung des zulässigen Spannungsniveaus in der Keramiknabe:**
   a. Mit einer ersten Abschätzung für das unter (Zug-)Beanspruchung stehen-

de (effektive) Volumen wird mit Hilfe von Gleichung (4-30) ein Sicherheitsbeiwert Σ ermittelt.

b. σ_{4PB} wird gemäß Gleichung (4-19) in eine Zugfestigkeit $\overline{\sigma}_{c,z}$ umgerechnet.

c. Mit Gleichung (4-17) wird diese Zugfestigkeit in eine volumenabhängige sogenannte „Bauteilzugfestigkeit“ umgerechnet.

d. Diese maximal zulässige Spannung im Bauteil wird mit dem in Schritt 3a ermittelten Sicherheitsfaktor Σ abgesichert. Man erhält $\sigma_{Zug,zul}$.

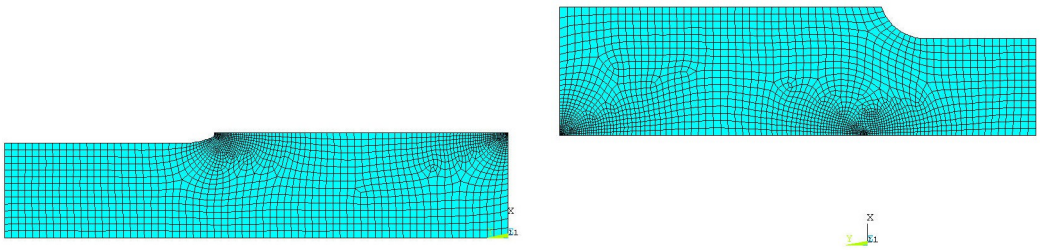
e. $\overline{\sigma}_{c,z}$ aus Schritt 3b wird durch den Faktor 4 geteilt und das Ergebnis mit $\sigma_{Zug,zul}$ aus Schritt 3d verglichen. Der geringere der beiden Werte ist das für die Nabe dimensionierende Spannungsniveau σ_{zul}.

4. Analytische Ermittlung des nominellen Fugendrucks nach DIN 7190:

Anhand von DIN 7190 wird mit Gleichung (4-9) der zugehörige, nominelle Fugendruck p bestimmt, indem für σ_t das in Schritt 3e ermittelte Spannungsniveau σ_{zul} eingesetzt wird.

5. Ermittlung der Wellenkontur:

a. Es wird jeweils ein **separates** FE-Modell von Welle und Nabe erstellt, siehe Bild 9.16. Die zweidimensionale Modellierung als Halbschnitt ist trotz Torsionslastbeaufschlagung ausreichend.



a) FE-Modell Welle b) FE-Modell Nabe

Bild 9.16: Separate Finite-Elemente-Modelle von Welle und Nabe

b. Auf jedes der beiden Modelle wird neben dem in Schritt 4 ermittelten Fugendruck im Bereich der Pressfuge auch ein nach dem „Dreiecksmodell“ (Abschnitt 7.1.1) ermittelter Axialreibungseinfluss in der Trennfuge aufgebracht: Der Wert k gemäß Gleichung (7-1) der zu berücksichtigenden Gesamtreibkraft wird entsprechend der Vorgehensweise in Abschnitt 7.1.2 terativ ermittelt oder kann – falls eine ähnliche Dimension wie in der vor-

liegenden Arbeit realisiert werden soll – anhand der Gleichungen (7-2) und (7-3) bestimmt werden.

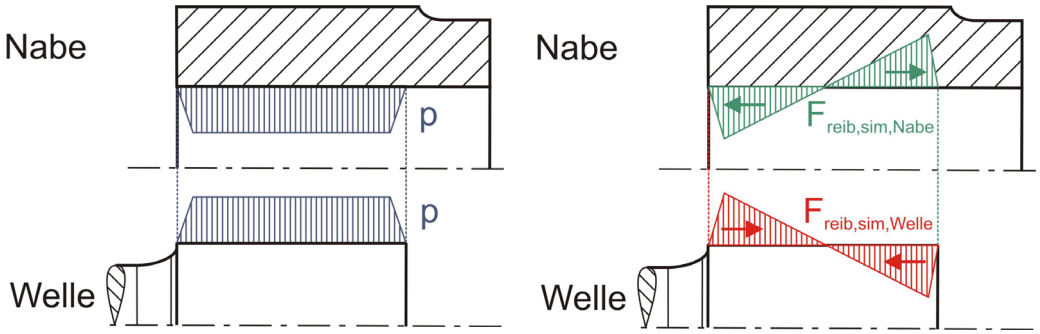


Bild 9.17: Beaufschlagung von Fugendruck und Axialreibkräften auf Welle und Nabe

c. Die beiden FE-Modelle werden mit den generierten Lasten für die Trennfuge beaufschlagt und gerechnet. Die jeweiligen sich daraus ergebenden Radialverschiebungen an den Kontaktlinien von Welle und Nabe werden betragsmäßig aufsummiert, siehe Bild 9.18. Die Summe der radialen Verformungsbeträge entspricht der zu fertigenden Kontur, die entweder auf die Welle oder auf die Nabe aufgebracht werden kann.

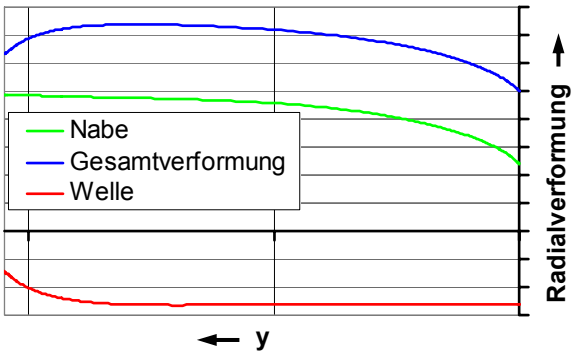


Bild 9.18: Addition der Radialverschiebungen von Welle und Nabe

6. **Wellenauslegung:**

   Die Wellenauslegung muss nach DIN 743 [DIN743_04] erfolgen. Die Verwendung eines Wellenabsatzes, wie er in der vorliegenden Arbeit auf Basis der Arbeiten von Gropp [GROPP03B] weiterentwickelt und optimiert wurde, wird dringend empfohlen.

7. **Fertigung der Fügeteile:**

   Bevor die Kontur auf einem der Fügepartner gefertigt werden kann, muss die

Trennfuge des anderen Fügepartners vermessen werden, um dessen Abweichung von der idealen Zylinderform zu erfassen. Diese Abweichung geht als weitere Korrektur in die zu fertigende Konturierung des anzupassenden Fügepartners ein.

8. **Mating der Versuchskörper:**
   Bei ausreichender Losgröße sollen zur Minimierung des Einflusses von Fertigungsungenauigkeiten passende Pärchen von Wellen und Naben (ähnliche Art und Größe von Fertigungsabweichungen) miteinander gefügt werden.

11 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode eine Analyse- und Gestaltungsmöglichkeit entwickelt, um durch gezielte Konturierung der Trennfuge einen hybriden Pressverband mit vollkeramischer Nabe zu realisieren, der unter Raumtemperaturbedingungen und einem definierten Torsionsmoment dauerfest ist. Um dies zu erreichen, wurde ein Modell zur „a priori“-Berücksichtigung des Axialreibungseinflusses in der Trennfuge entwickelt, um auf Basis einer speziellen Formgebung der Kontaktzone ein gewünschtes Spannungsniveau einstellen zu können. Es wurde festgestellt, dass die hohen und stark streuenden Reibungskoeffizienten das Spannungsniveau in der Keramiknabe erheblich beeinflussen, wobei Reibungskoeffizienten oberhalb $\mu = 0{,}3$ keine relevante Änderung der idealen Trennfugenkontur und des davon abhängigen Spannungszustands mehr verursachen.

Die numerischen Untersuchungen beinhalten eine Spannungsoptimierung der zugspannungsbeanspruchten Nabe hinsichtlich zweier grundsätzlich unterschiedlicher Zielsetzungen: Zum einen die Homogenisierung der in der gesamten Trennfuge herrschenden Kontaktspannung (Fugendruck) und zum anderen eine möglichst gleichmäßige Ausnutzung der versagenskritischen ersten Hauptspannung in der keramischen Nabe.

Das entwickelte Reibmodell für die numerische Simulation wurde hinsichtlich dessen Sensitivität bezüglich der getroffenen Annahmen und Variationen von Reibungskoeffizient und Geometrie untersucht. Diese Untersuchung zeigte eine nur geringe Empfindlichkeit hinsichtlich des einzuhaltenden Spannungsniveaus.

Um die Einsetzbarkeit der gefundenen Auslegungslogik auf andere Geometrien und Werkstoffe auszuweiten und auch den Einfluss der bei der praktischen Herstellung auftretenden Fertigungsabweichungen zu untersuchen, wurden numerische Variationsrechnungen durchgeführt. Der Einfluss anderer Geometrien und Reibungskoeffizienten wurde in einem analytischen Zusammenhang näherungsweise ermittelt und steht für die Konturfindung der Trennfuge zur Verfügung. Darüber hinaus wurden mit der Sensitivitätsanalyse Fertigungslimits für den gewählten Pressverband festgelegt. Durch die Fertigung der konturierten Stahlwellen auf einer herkömmlichen CNC-Drehmaschine konnten ausreichend geringe Maßabweichungen und sehr gute Oberflächenqualitäten realisiert werden. Damit wurde demonstriert, dass ein kostengünstiges Herstellen der

minimalen Konturierung im Mikrometerbereich ohne den zusätzlichen und kostenintensiven Fertigungsschritt einer Konturschleifmaschine machbar ist.

Um das Beanspruchungslimit für den keramischen Werkstoff nicht nur im Rahmen eines Kurzzeitnachweises, sondern auch für ein sicheres Auslegen gegen unterkritisches Risswachstum festzulegen, wurde auf Basis eines in der Literatur beschriebenen, wenig konservativen analytischen Auslegungskriteriums ein Startwert für die zulässige Spannung ermittelt und für die Beanspruchung der Keramiknabe im Anwendungsfall Pressverband verifiziert.

Die theoretischen Ergebnisse wurden anhand einer exemplarischen Geometrie (Nabenwerkstoff: Gesintertes Siliciumnitrid (SSN), Wellenwerkstoff: 42CrMo4 V) in experimentellen Untersuchungen überprüft. Dabei haben die Pressverbände unter Berücksichtigung der entwickelten Auslegungslogik eine Belastung von bis zu 20 Mio. Zyklen unter rein schwellender Torsionsbelastung von 850 Nm ohne Versagen überstanden. Darüber hinaus konnte ein erster Wert für das nur schwer ermittelbare Grenzübermaß bestimmt werden, bei dem die Keramiknabe die Kurzzeitfestigkeit erreicht. Für die Durchführung der Versuche wurde eine keramikgerechte Einspannung für die Probekörper entwickelt und im praktischen Einsatz erprobt. Keine einzige versagte Probe wurde an der entwickelten Einspannung zerstört, so dass die konstruktive Gestaltung der Lasteinleitung in die Keramik als erfolgreich angesehen werden kann.

Mit dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass ein Pressverband mit vollkeramischer Nabe bei sorgfältiger Gestaltung im praktischen Einsatz sehr zuverlässig einsetzbar ist. Eine erste Auslegungsrichtlinie für eine weitgehend ausfallsichere Dimensionierung eines derartigen torsionsbelasteten Querpressverband wurde abgeleitet.

Damit wurde eine Voraussetzung geschaffen, um beispielsweise ein keramisches Pumpenlaufrad für stark abrasive oder chemisch aggresive Einsazbedingungen direkt auf eine Stahlwelle fügen zu können.

12 Ausblick

Da das Gebiet der hybriden Pressverbindung mit Naben aus monolithischer Keramik und Stahlwellen bisher kaum systematisch erforscht ist, konnte mit der vorliegenden, grundlegenden Arbeit lediglich ein Anfang gemacht werden. Dabei ging es um die grundsätzliche Realisierbarkeit und die Demonstration der praktischen Einsetzbarkeit eines derartigen Pressverbandes. Viele Einflussgrößen, die im Vergleich zu den bereits sehr gut erforschten vollmetallischen Welle-Nabe-Pressverbindungen eine andere Gewichtung haben können, konnten im Rahmen der vorliegenden Arbeit noch nicht untersucht werden und bedürfen zur Optimierung des HPVs einer weiteren, intensiven Betrachtung.

Der bislang noch unbekannte Einfluss der vielen für eine Optimierung zu berücksichtigenden Parameter führte dazu, dass in der vorliegenden Arbeit lediglich eine sehr konservative Grenze für die zulässige Spannung in der keramischen Nabe definiert wurde, die für den Anwendungsfall „Pressverband“ gültig ist. Diese Grenze stellt sicherlich nicht das technische Limit der Verbindung dar. Eine Optimierung des HPV kann beispielsweise hinsichtlich einer Steigerung des übertragbaren Moments erfolgen oder auch in Bezug auf eine Ausschöpfung der Beanspruchbarkeit unter Dauerfestigkeitsaspekten bei unterschiedlichen zulässigen Ausfallwahrscheinlichkeiten.

Ziel des weiteren Vorgehens sollte eine umfassende Auslegungsvorschrift für HPVs sein, für die umfassende theoretische und experimentelle Untersuchungen erforderlich sind. Folgendes Bild gibt einen schematischen Überblick über die wichtigsten noch zu untersuchenden Einflussgrößen, bis eine – innerhalb der Grenzen keramischer Werkstoffe – sichere Auslegung eines derartigen Maschinenelements unter Ausnutzung der vollen Übertragungsfähigkeit definiert werden kann.

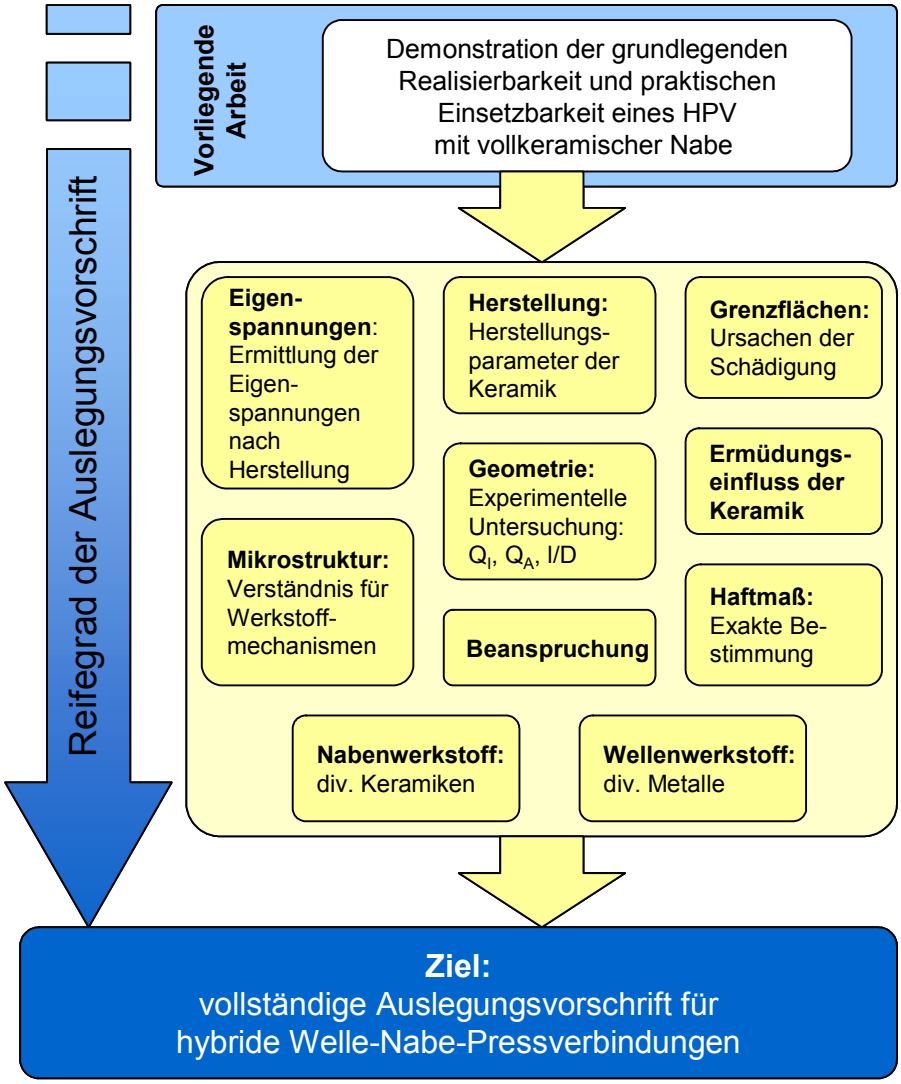


Bild 12.1: Übersicht über die noch zu untersuchenden Parameter für eine zuverlässige Auslegungsvorschrift bei Raumtemperatur

Mit der Definition einer vollständigen Auslegungsvorschrift gemäß obigem Bild wurden jedoch noch keine Anstrengungen unternommen, die derzeit noch recht aufwändige Herstellung eines HPV zu vereinfachen, den Hochtemperaturbereich zu erschließen oder die große Vielfalt an Gestaltungseinflüssen wie beispielsweise das Aufschrumpfen ganzer keramischer Laufräder auf Stahlwellen zu untersuchen, da all diese Änderungen im Vergleich zum bisher untersuchten HPV dessen Auslegung beeinflussen. Bild 12.2 gibt in Form einer Mindmap die Vielzahl der Einflussgrößen auf den HPV wieder. Bis eine umfassende Auslegungsvorschrift für alle technisch relevanten Einsatzgebiete eines derartigen HPVs und unter Anstrebung eines möglichst kostengünstigen Fertigungsprozesses angegeben werden kann, bedarf es folglich noch eines erheblichen Forschungsaufwands.

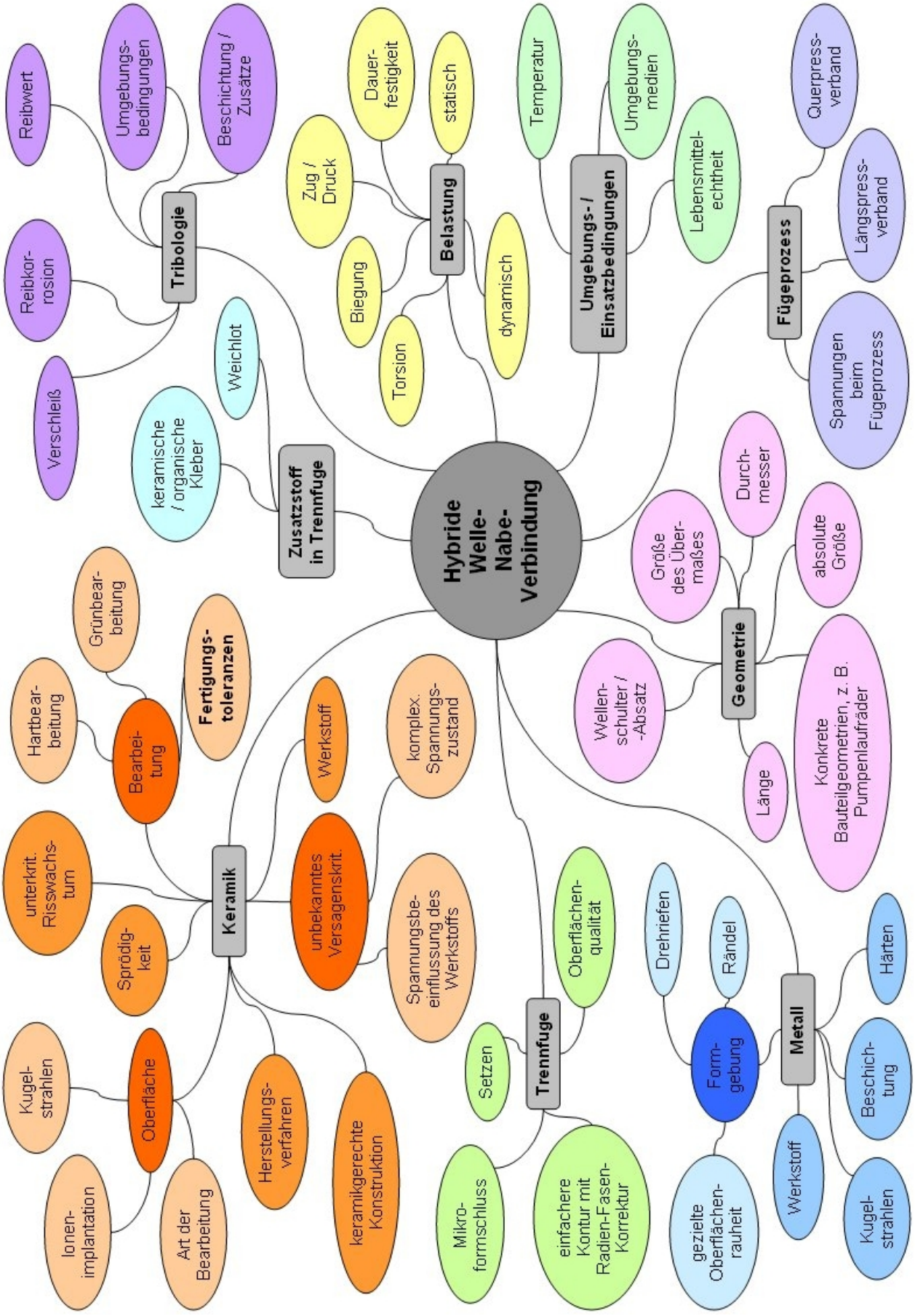


Bild 12.2: Mindmap der verschiedenen Einflussgrößen auf einen HPV

Literaturverzeichnis

Zitierte Literatur:

ALBERS05A Albers, A.; Arslan, A.: *Experimentelle Untersuchungen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Friktionssystemen durch Einsatz von Ingenieurkeramik.* Tribologie + Schmierungstechnik, 52. Jahrgang, 3/2005, S. 19 - 23.

ALBERS06 Albers, A., Mitariu, M.: *Experimentelle Untersuchungen zur technischen Integration ingenieurkeramischer Komponenten in trockenlaufenden Friktionssystemen.* Tribologie + Schmierungstechnik, 53. Jahrgang, 3/2006, S. 22 – 26.

ALBERT02 Albert, H.: *Integration von Keramik in Geräte*. Technische Keramik in der Praxis, Seminarreihe 2002, S. 485-507, Verband der Keramischen Industrie e. V., Mai 2002.

ANSYS04 N.N.: *The ANSYS User's Guide*. ANSYS Release 8.1, 2004.

AWAJI01 Awaji, H.; Gang, J.; Honjoh, A.: *Static and Cyclic Stress-Lifetime Curves of Ceramic.* 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 279 – 283.

BARSOUM97 Barsoum, M. W.: *Fundamentals of Ceramics*. New York: McGraw-Hill, 1997.

BARTH93 Barth, H.-J.; Jakel, R.: *Monolithischer keramischer Heißgasradialventilator bis 1300°C mit neuentwickelter reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993, S. 205 – 209.

BARTZ03 Bartz, W. J. et al.: *Keramiklager: Werkstoffe – Gleit- und Wälzlager – Dichtungen*. Renningen: Expert-Verlag, 2003.

BATHE02 Bathe, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden.* 2. Auflage, Berlin: Springer Verlag, 2002.

BÄUMEL01 Bäumel, F.: *Werkstoffgerechte Auslegung und Festigkeitsnachweis für Verbrennungsmotorkolben aus Mesophasenkohlenstoff*. Dissertation Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, 2001.

BEITZ93 Beitz, W.; Dorn, L.; von Esebeck, L.; Kising, M.: *Bauteiluntersuchungen an keramikgerechten Welle-Nabe-Verbindungen*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.

BEITZ95 Beitz, W.; Küttner, K.-H.: *DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau.* Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 18. Auflage, 1995.

BERROTH05 Berroth, K.: *Siliciumnitridkeramik für Produkt- und Prozessinnovation.* Konstruktion, 57. Jahrgang, Heft 7/8-2005, Seiten IW4 – IW5.

BIEDERSTEDT63 Biederstedt, W.: *Presspassungen im elastischen, elastisch-plastischen und plastischen Verformungsbereich.* Technische Rundschau, Heft 57, 1963.

BRONSTEIN95 Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: *Taschenbuch der Mathematik*. Thun, Frankfurt am Main: Verlag Harri Deutsch, 1995.

BRÜCKNER-FOIT93 Brückner-Foit, A.; Heger, A.; Munz, D.: *Festigkeit und Zuverlässigkeit keramischer Komponenten.* Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

BURGHARDT80A Burghardt, H.; Maier, H. R.; Krauth, A.: *Mit Keramik konstruieren – sie nicht ignorieren.* Konstruktion & Design: Entwickeln, Konstruieren, Gestalten; München: Verlag Moderne Industrie, 1980, S. 18 – 24.

BURGHARDT80B Burghardt, H.; Maier, H. R.; Krauth, A.: *Form- und kraftschlüssige Keramik-Metall-Verbindungen.* Aus: Fügen von Keramik, Glas + Metall; DVS-Berichte, Band 66, 1980, S. 75 – 81.

CARES06 *CARES 8.0 Theory Guide*, Connecticut Reserve Technologies Inc., September 2006.

CARES07 *CARES 8.0 User's Guide*, Connecticut Reserve Technologies Inc., February 2007.

CHEN92 Chen, D.; Cheng, S.: *Torsional Stress in tubular Lap Joints.* International Journal of Solids and Structures, Volume 29, Issue 7, 1992, pp. 845 – 853.

CHIANG97 Chiang, Y.-M.; Birnie, D. B.; Kingery, D. W.: *Physical Ceramics – Principles for Ceramic Science and Engineering*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1997.

CHOI01 Choi, S. R. et al.: *Creep of a Silicon Nitride under various Specimen/Loading Configurations*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001.

DEGER06 Deger, Y.: *Die Methode der Finiten Elemente – Grundlagen und Einsatz in der Praxis.* 4. Auflage, Renningen: Expert-Verlag, 2006.

DIN743_04 DIN 743-1:2000-10, DIN 743-2:2000-10, DIN 743-3:2000-10: *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen.* Deutsches Institut für Normung e.V.; Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2004.

DIN843_05 DIN EN 843-1: *Hochleistungskeramik – Monolithische Keramik – Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur – Teil 1: Bestimmung der Biegefestigkeit (Entwurf der Neufassung).* Deutsches Institut für Normung e.V.; Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2005.

DIN CEN/TS 843-6_04 DIN CEN/TS 843-6: *Hochleistungskeramik – Monolithische Keramik– Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur – Teil 6: Leitlinie für die fraktographische Untersuchung (Vornorm).* Deutsches Institut für Normung e.V.; Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2004.

DIN7190 DIN 7190: *Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln*. Deutsches Institut für Normung e.V.; Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2001.

DRAUGELATES93 Draugelates, U.; Schram, A.; Grethe, V.: *Anwendung der „Heißisostatischen Presstechnik“ zur Herstellung von Metall-Keramik-Verbundbauteilen*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

DUDEK80 Dudek, H. J.; Ziegler, G.: *Mikroanalytische Untersuchungen von Metall-Keramik-Verbindungen.* Aus: Fügen von Keramik, Glas + Metall; DVS-Berichte, Band 66, 1980, S. 122 – 126.

DÜRR89 Dürr, R.: *Über die Lasteinleitung in keramische Bauteile.* Dissertation an der Fakultät Maschinenbau der Universität Karlsruhe, 1989.

FE-DESIGN06A FE-Design: *TOSCA 6.0 General Documentation and Release Notes.* Produktbeschreibung TOSCA 6.0, FE-Design GmbH, Karlsruhe, 02/2006.

FE-DESIGN06B FE-Design: *TOSCA 6.0 Basis-Seminar.* Schulungsunterlagen zum TOSCA-Basisseminar, FE-Design GmbH, Karlsruhe, 02/2006.

FISCHER92 Fischer, K.-F.: *Konstruktionskeramik: Berechnungsmethoden Festigkeit – Lebensdauer – Zuverlässigkeit*. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie GmbH, 1992.

FRANKE93 Franke, H.-J.; Fritsch, J.: *Konstruktive Maßnahmen zur Reduzierung wärmeinduzierter Spannungen am Beispiel Keramikwälzlager/Welle*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993, S. 189 – 204.

FREDRIKSSON78 Fredriksson, B.: *Kontaktspannungen und Drehmomentübertragung im Pressverband*. Konstruktion, Band 30, 1978, S. 69 – 73.

FRIEMUTH01 Friemuth, T.; Hessel, D.: *Bearbeitung keramischer Werkstoffe*. Tribologie + Schmierungstechnik, 48. Jahrgang, Heft 3, 2001, S. 26 – 32.

FUNDUS93 Fundus, M.; Krehl, G.: *Siliciumnitrid-Spalttopf für Magnetkupplungspumpen – Bauteilsicherheit durch keramikgerechte Konstruktion*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen; Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.

GEIKE06 Geike, T., Popov, V.: *Reduzierte Beschreibung des 3D adhäsiven Kontaktes zwischen rauen Oberflächen.* Tribologie + Schmierungstechnik, 53. Jahrgang, Heft 3/2006, S. 5 – 9.

GLÄSER93 Gläser, H.; Lori, W.: *Grundlagen des Konstruierens mit keramischen Werkstoffen*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993, S. 65 – 89.

GLÖGGLER03 Glöggler, C.: *Untersuchungen an spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbindungen unter Torsionsbelastung*. Dissertation Universität Stuttgart, IMK, 2003.

GRIFFITH21 Griffith, A. A.: *The Phenomena of Rupture and Flow in Solids*, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, A 221, 1921, pp. 163 - 197.

GROPP03A Gropp, H.; Wächter, K.; Klose, D.: *Das tribologische Verhalten von Pressverbindungen bei dynamischer Belastung*. VDI-Berichte 1790; Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Fertigung, Anwendungen; Tagung Wiesloch, 19.-20.11.2003, Düsseldorf: VDI-Verlag 2003, S. 31 – 47.

GROPP03B Gropp, H.; Wächter, K.; Klose, D.: *Die optimale konstruktive Gestaltung von dynamisch belasteten Pressverbindungen bezüglich Reibdauerhaltbarkeit und Dauergestaltfestigkeit*. VDI-Berichte 1790; Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Fertigung, Anwendungen; Tagung Wiesloch, 19.-20.11.2003, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003, S. 61 – 76.

GSCHWENDNER95 Gschwendner, P.; Dillenkofer, H.; Langenbeck, K.: *Pressverbindungen mit optimiertem Wellenprofil*. Konstruktion 47, 1995, S. 339 – 343.

HARTELT06 Hartelt, M., Klaffke, D.: *Fretting-Verhalten keramischer Werkstoffe bei kleinen Schwingweiten und Normalkräften – Mesotribologie.* Tribologie + Schmierungstechnik, 53. Jahrgang, Heft 5 / 2006, S. 9 – 24.

HARTMANN99 Hartmann, M.: *Konstruieren mit Keramik: Ohne Ecken und Kanten*. Industrie Anzeiger Nr. 5, Februar 1999.

HEINRICH02 Heinrich, U.: *Untersuchung einer kraftschlüssigen Verbindung von Keramiklaufrad und Metallwelle in Kleingasturbinen*. Dissertation TU Berlin, Fakultät V: Verkehrs- und Maschinensysteme, 2002.

HELBIG01 Helbig, J.; Schönholzer, U.: *Grundzüge der Keramik*. Vorlesungsmanuskript Ingenieurkeramik, ETH Zürich, Ausgabe 2001.

HENNICKE80 Hennicke, H. W.; Müller-Zell, A.: *Fügetechnik von Siliciumnitrid bzw. Siliciumcarbid in Mischung und/oder Kontakt mit hochschmelzenden Metallen und Legierungen.* Aus: Fügen von Keramik, Glas + Metall; DVS-Berichte, Band 66, 1980, S. 104 – 108.

HIRAO01 Hirao, K.; Yamauchi, Y.; Kanzaki, S.: *Tribological Properties of Unidirectionally Aligned Silicon Nitride.* Journal of the American ceramic Society, No. 84, 2001, pp. 2579 - 2584.

HOFFMEISTER99 Hoffmeister, H.-W.; Kreis, R.: *Einfluss der Bearbeitung auf den Wälzverschleiß keramischer Bauteile*. Tribologie + Schmierungstechnik, 46. Jahrgang, 2/1999, S. 17 – 20.

HOFFMEISTER02 Hoffmeister, H.-W.; Herrmann, H.: *Feinbearbeitung und Verschleißprüfung technischer Keramiken*. Tribologie + Schmierungstechnik, 49. Jahrgang, Heft 1, 2002, S. 9 – 11.

HÖHN06 Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Stahl, K.: *Maximale Effizienz – Durchführung und Auswertung von Zahnradtragfähigkeitsversuchen.* Antriebstechnik, Heft 11/2006, S. 60 – 66.

HOLLSTEIN01 Hollstein, T.; Pfeiffer, W.; Zeller, R.: *Mechanical Properties and Wear Behaviour of differently machined Silicon Nitride and Silicon Carbide Ceramic Surfaces*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 157 – 161.

HOPPERT99 Hoppert, H.: *Keramik – der andere Werkstoff. Werkstoffe, Eigenschaften, Nutzen und Systemanalyse*. Technische Keramik in der Praxis 1999; München, Stuttgart, Köln, Juni 1999.

HOPPERT02 Hoppert, H.: *Keramikverbunde – Module anstelle von Monolithen*. Technische Keramik in der Praxis, Seminarreihe 2002, Verband der Keramischen Industrie e. V., Mai 2002, S. 508 – 536.

HUQ02 Huq, M. Z.; Celis, J.-P.: *Fretting fatigue in Alumina tested under Oscillating Normal Load*. Journal of the American Ceramic Society, Vol. 85, No. 4, 2002, pp 986 – 988.

IZTK03 Informationszentrum Technische Keramik (IZTK) / Verband der Keramischen Industrie e.V.: *Brevier Technische Keramik*. Lauf: Fahner Verlag, 2003.

JORDEN98 Jorden, W.: *Form- und Lagetoleranzen.* München Wien: Carl Hanser Verlag, 1998.

KAILER04A Kailer, A. et al.: *Tribologische Untersuchung von Siliciumnitrid für keramische Walzwerkzeuge*. Tribologie + Schmierungstechnik, 51. Jahrgang, 4/2004, S. 20 – 24.

KAILER04B Kailer, a.; Hollstein, T. (Hrsg.): *Walzen mit Keramik.* Tagungsband zum Fachsymposium „Keramik für Walzwerkstechnik“, 17. und 18. März 2004.

KANEMATSU04 Kanematsu, W.; Ives, L. K.: *Propagation Behaviour of Machining Cracks in Delayed Fracture*. Journal of the American Ceramic Society, Volume 86, No. 3, 2004, pp. 500 – 503.

KANG04 Kang, S. et al.: *Microscale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance*. Transactions of the ASME, Vol. 126, April 2004, pp. 358 – 365.

KAWAMOTO01 Kawamoto, H.; Matsui, M.; Kobayashi, H.: *Design Standard for Advanced Ceramic Materials and Components*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 273 – 278.

KESSLER90 Kessler, A.: *Entwurf einer Einspannvorrichtung für die Prüfung von C/SiC – Hohlzylindern unter Torsionsbeanspruchung bis 1600°C.* Studienarbeit, MPA Stuttgart, Nr. 755045.

KLAFFKE89 Klaffke, D.: *Fretting wear of ceramics.* TRIBOLOGY international, Vol. 22, No. 2, April 89.

KLAFFKE01A Klaffke, D.; Koesling, F.; Hartelt, M.: *Tribologische Charakterisierung keramischer Werkstoffe mit reversierender Gleitbewegung*. Tribologie + Schmierungstechnik, 48. Jahrgang, Heft 4, 2001, S. 5 – 9.

KLAFFKE01B Klaffke, D.: *Was muss man bei der Modellprüfung beachten?* GfT-Tribologie-Tagung, Göttingen, Sept. 2001, Band I, 4/5-1 – 4/5-3.

KLAFFKE04 Klaffke, D., Wäsche, R., Wötting, G.: *Tribological Characteisation of a Si_3N_4 – TiN composite ceramic in fretting tests at room temperature.* Proceedings 14th International Colloquium on Tribology, TAE Esslingen, Vol. III, January 2004, pp. 1413 – 1419.

KLAFFKE06A Klaffke, D.; Wäsche, R.: *Tribological Characteisation of ceramic Si_3N_4 – SiC composites in fretting tests at room temperature.* Proceedings 15th International Colloquium on Tribology, TAE Esslingen, January 2006.

KLEIN07 Klein, B.: *FEM – Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau.* 7. Auflage, Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2007.

KO01 Ko, H. N.: *Fatigue Behaviour of Ceramics Stressed near Fatigue Limit under Rotary Bending.* 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 621 – 625.

KOLLMANN84 Kollmann, F. G.: *Welle-Nabe-Verbindungen*. Berlin Heidelberg New York Tokyo: Springer Verlag, 1984.

KRÜGER01A Krüger, S.; Kentschke, T.; Barth, H.-J.: *Multi-axial Strength Data for Al_2O_3- and MgO-ZrO_2-Ceramics.* 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 239 – 244.

KRÜGER01B Krüger, S.; Kentschke, T.; Barth, H.-J.: *An Engineer's Approach to Design Ceramic Components.* 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 339 – 344.

KRÜGER90 Krüger, W.: *Beispiele keramischer Komponenten für die Gasturbine*. DKG Fortbildungsseminar, 12/13. Juni 1990, DLR Stuttgart; 1990.

KRÜGER99 Krüger, S.: *Ein Beitrag zur praxisgerechten Dimensionierung keramischer Bauteile bei mehrachsigen Beanspruchungen*. Dissertation Technische Universität Clausthal, Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen, 1999.

KUßMAUL93 Kussmaul, K. et al.: *Bruchwahrscheinlichkeitsberechnungen an keramischen Komponenten unter Anwendung von FE-Postprozessoren und Vergleich mit dem Experiment*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

LANGE93 Lange, D.; Sigl, L.: *Siliciumnitrid in der Wälzlagertechnik*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

LEIDICH83 Leidich, E.: *Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch*. Dissertation TH Darmstadt, 1983.

LEIDICH02 Leidich, E.; Smetana, T.; Ziaei, M.: *Ermittlung der Gleitzonen und der Beanspruchung von Pressverbindungen bei Biege- und Torsionsbelastung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode.* DFG-Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Le 969/1-2, Januar 2002.

LEUCHS02 Leuchs, M.; Mühlratzer, A.: *Keramik – ein Werkstoff für hochbelastete Gleitlager*. Tribologie+Schmierungstechnik, 49. Jahrgang, 5/2002, S. 19 – 24.

LORI93 Lori, W.: *Schraubenverbindungen mit keramischen Werkstoffen*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

LUBE01 Lube, T.: *Investigations on the Stable Crack Growth of indentation Cracks*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 121 – 126.

LUBE02 Lube, T. et al.: *Strength and Fracture Toughness of the ESIS Silicon Nitride Reference Material.* Fracture Beyond 2000, Proceedings of the 14th ECF.

LÜßGEN01 Lüßgen, C.: *Kraftschlüssige Metall-Keramik-Verbindungen unter Berücksichtigung von elastischer und plastischer Deformation im Fügebereich*. Dissertation RWTH Aachen, Institut für keramische Komponenten im Maschinenbau, 2001.

MAY06 May, U.; Kaufmann, H.; May, R.: *Hochleistungskeramik unter zyklischer Belastung.* Konstruktion, November/Dezember 11/12, 2006, S. IW10 – IW11.

MAYER05 Mayer, R.; Gropp, H.: *Potentialabschätzung von Verbundbremsscheiben mittels Pressverbindungen.* Konstruktion Nr. 6, Juni 2005, S. 86 – 90.

MAYER06 Mayer, R.; Gropp, H.: *Neue Generation von Verbundbremsscheiben: Alternatives Fügeverfahren für hohe Drehmomentübertragung.* Konstruktion Nr. 3, März 2006, S. 57 – 60.

MEIßNER05 Meißner, C.; Tenberge, P.: *Simulation der Kraftübertragung in dynamisch hoch belasteten Pressverbindungen.* Kolloquium Maschinenelemente, Tagung Dresden 1./2.12.2005.

MICHALOWSKY94 Michalowsky, L. (Herausgeber): *Neue keramische Werkstoffe*. Leipzig Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie GmbH, 1994.

MIKIJELI01 Mikijeli, B.; Mangels, J.: *SRBSN Material Development for Automotive Applications*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001.

MITTWOLLEN88 Mittwollen, M.; Pfeifer, H.: *Literaturrecherche über die tribologischen Eigenschaften von Keramik*. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 5: Grund- und Werkstoffe Nr. 137, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1988.

MÜLLER61 Müller, W.: *Der Mechanismus der Drehmomentübertragung in Pressverbindungen.* Dissertation, TU Darmstadt, 1961.

MUNZ89 Munz, D.; Fett, T.: *Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe*. Berlin Heidelberg NewYork: Springer-Verlag, 1989.

MUNZ01 Munz, D.; Fett, T.: *Ceramics – Mechanical Properties, Failure Behaviour, Materials Selction.* Berlin Heidelberg: Springer Verlag, Corrected 2nd Printing 2001.

NAKAZAWA01 Nakazawa, N.: *Analytical Design and Experimental Verification Methods of Ceramic Radial Turbine Rotors for a Gas Turbine*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 311 – 317.

NESTLE01 Nestle, E.; Westerheide, R.; *The Evolution of Damage in Ceramic Materials for Gas Turbine Applications under Complex Load Conditions.* 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 19 – 324.

NEUHOF98 Neuhof, U.: *Einfluss der Fügebereichsgestaltung auf das Festigkeitsverhalten von Keramik-Metall-Löt- und –Pressverbindungen*. Dissertation Technische Universität Berlin, Institut für Werkstofftechnik, 1998.

NOWAKOWSKI04 Nowakowski, J. A.: *Reibschlussverbindungen im Maschinenbau – ein Überblick*. Tribologie+Schmierungstechnik, 51. Jahrgang, 5/2004, S. 44 – 50.

OSTERMEYER03 Ostermeyer, J. A. : *Thesen zur Modellierung von Reibung und Verschleiß*. Tribologie + Schmierungstechnik, 50. Jahrgang, Heft 4, 2003, S. 18 – 22.

PUCHINGER93 Puchinger, M.: *Auslegung einer zylindrischen Pressverbindung mit keramischer Welle unter Axialbelastung*. Aus: Institut für Keramik im Maschinenbau (IKM), Universität Karlsruhe, Jahresbericht 1993, S. 162 – 165.

QUINN03A Quinn, G. D.: *Weibull Strength Scaling for Standardized Rectangular Flexure Specimens*. Journal of the American Ceramic Society, Vol. 86, No. 3, 2003, pp. 508 – 510.

QUINN03B Quinn, G. D.: *Weibull Effective Volumes and Surfaces for Cylindrical Rods Loaded in Flexure*. Journal of the American Ceramic Society, Vol. 86, No. 3, 2003, pp. 475 – 479.

REDDY05 Reddy, J. N.: *Introduction to the Finite Element Method.* New York: McGraw-Hill Publ. Comp., 2005.

RENTZSCH02 Rentzsch, W. H.; Willmann, G.: *Ein einfaches Hilfsmittel zum Konstruieren mit Keramik*. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 33, 2002, S. 184 – 189.

RICHARD85 Richard, H.-A.: *Bruchvorhersagen bei überlagerter Normal- und Schubbeanspruchung von Rissen*. VDI Forschungsheft 631/85, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1985.

RICHERSON92 Richerson, D. R.: *Modern Ceramic Engineering: properties, processing, and use in design*. New York – Basel: Marcel-Dekker, 1992.

SÄHN89 Sähn, S.; Göldner, H.: *Bruch- und Beurteilungskriterien in der Festigkeitslehre.* Leipzig: VEB Fachbuchverlag, 1989.

SCHARGOTT04 Schargott, M.; Popov, V.: *Mechanismen von Stick-Slip- und Losbrechinstabilitäten*. Tribologie + Schmierungstechnik, 51, Jahrgang, Heft 5, 2004, S. 11 – 17.

SCHERGE03 Scherge, M.; Chakhvorostov, D.; Pöhlmann, K.: *Neueste Ergebnisse zu grundlegenden Verschleißmechanismen bei Metallen*. Tribologie und Schmierungstechnik, 50. Jahrgang, 3/2003, S. 5 – 9.

SCHIRMER93 Schirmer, K., Brückner-Foit, A., Fett, T.: *Entwicklung von Versagenskriterien für keramische Bauteile unter mehrachsiger Belastung.* Aus: Institut für Keramik im Maschinenbau (IKM), Universität Karlsruhe, Jahresbericht 1993.

SCHÖPKE98 Schöpke, M.: *Gestaltung, Berechnung und Erprobung hochbeanspruchter Keramikbauteile.* Dissertation Technischen Universität Hamburg-Harburg, 1998.

SCHULZ03 Schulz, I. et al.: *Siliciumnitrid-Werkstoffe mit niedrigen Reibungskoeffizienten*. Tribologie + Schmierungstechnik, 50. Jahrgang, Heft 1, 2003, S. 30 – 33.

SIMON90 Simon, R.; Schmitt-Thomas, G.: *Reibkorrosion –Literaturrecherche*. Forschungsheft der FVA, Forschungsthema T 399, Heft 313, 1990.

SIMON93 Simon, R.; Schmitt-Thomas, K. G.; Holländer, P.: *Reibkorrosionsuntersuchungen an Keramik/Keramik- und Keramik/Stahlpaarungen*. DECHEMA Jahrestagung, Nürnberg, 26. - 28.05.1993.

SMETANA01 Smetana, T.: *Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebelasteter Kegel- und Zylinderpressverbindungen.* Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik, TU Chemnitz, 2001.

SONSINO92 Sonsino, C. M.: *Schwingfestigkeit von AL_2O_3- und Si_3N_4-Kermiken.* Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit LBF, Bericht Nr. FB-195, 1992.

SONSINO93 Sonsino, C. M.; Meyer; S.; Lindemann, G.: *Einflussgrößen für die schwingfeste Bemessung von keramischen Bauteilen aus Al_2O_3 und Si_3N_4 im Temperaturbereich zwischen 20 und 1200°C.* In: G. Grathwohl (Hrsg): „Mechanische Eigenschaften keramischer Konstruktionswerkstoffe“, DGM Informationsgesellschaft, Oberursel, 1993, S. 161 – 166.

SONSINO01 Sonsino, C. M.: *Fatigue Design and Testing of Ceramic Intake and Exhaust Valves*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 247 – 253.

SONSINO05 Sonsino, C. M.: *“Dauerfestigkeit“ – Eine Fiktion.* Konstruktion, Heft 4, 2005, S. 87 – 91.

SPERRFECHTER98 Sperrfechter, T.: *Keramische Bauteile im elastohydrodynamischen Kontakt.* Dissertation, Institut für Keramik im Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 1998.

STEINKE07 Steinke; P.: *Finite-Elemente-Methode.* 2. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2007.

STERNAGEL01 Sternagel, R.; Kreuser, J.: *Hybrid- und Keramikwälzlager für extreme Beanspruchungen*. Tribologie + Schmierungstechnik, 48,. Jahrgang. Heft 4, 2001, S. 11 – 20.

STÜWE07 Stüwe, H.; Kröner, H.: *Moderne Reibschlussverbindungen*. Tribologie und Schmierungstechnik, 54. Jahrgang, 6/2007, S. 38 – 41.

SULEK01 Sulek, M. W.; Jedynak, H. R.: *Trockene Reibung im System Keramik – Stahl*. Tribologie + Schmierungstechnik, 48. Jahrgang, Heft 4, 2001, S. 21 – 28.

THIEMEIER89 Thiemeier, T.: *Lebensdauervorhersage für keramische Bauteile unter mehrachsiger Beanspruchung.* Dissertation, Fakultät für Maschinenbau an der Universität Karlsruhe, 1989.

TIETZ94 Tietz, H.-D. (Hrsg.): *Technische Keramik – Aufbau, Eigenschaften, Herstellung, Bearbeitung, Prüfung.* Düsseldorf, VDI-Verlag, 1994.

USAMI01 Usami, H.; Sugishita, J.; Murase, H.: *Crack Growth of Ceramic Materials in Sliding Contact*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 169 – 174.

VOGT00 Vogt, O.; Zum Gahr, K.-H.: *Tribologisches Verhalten von Grauguß/Keramik bzw. Stahl/Keramik-Paarungen im ungeschmierten, reversierenden Gleitkontakt*. Tribologie + Schmierungstechnik, 47. Jahrgang, Heft 2 / 2000, S.28 – 33.

WÄCHTER87 Wächter, K. (Hrsg.): *Konstruktionslehre für Maschineningenieure – Grundlagen, Konstruktions- und Antriebselemente.* Berlin, VEB Verlag Technik, 1987.

WAGNER01 Wagner, S. et al.: *Damage Detection in Tetragonal Zirconia Polycrystals (TZP) by Impedance Spectroscopy*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001.

WAMPERS02 Wampers, H.: *Keramikschnecken zum Fördern und Spritzen.* IKKM / IPAK Seminar, Aachen 2002.

WAMPERS07 Wampers, H.: *Persönlicher schriftlicher Kontakt mit dem Hersteller des keramischen Materials (H.C.Starck) per e-mail.* 07./08.08.2007.

WEIBULL39 Weibull, W.: *A Statistical Theory of the Strength of Materials*. Ingeniörsvetenskapsakademiens Handlingar Nr. 151; Stockholm: Generalstabens Litografiska Anstalts Förlag, 1939, S 5 – 45.

WESTERHEIDE04 Westerheide, R.: *Werkstoffsubstitution mit technischer Keramik*. Konstruktion, Heft 4/2004, S. IW12 – IW13.

WIEDERHORN01 Wiederhorn, S. M.: *Lifetime Prediction for Silicon Nitride*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 109 – 114.

WILLMANN85A Willmann, G.: *Die Bedeutung eines Sicherheitsbeiwertes beim konstruktiven Entwurf keramischer Bauteile*. Zeitschrift für Werkstofftechnik, 1985, S. 113 – 115.

WILLMANN85B Willmann, G.: *Bemerkungen zu Versagenskriterien und Bauteilfestigkeit bei Keramik*. Zeitschrift für Werkstofftechnik, 1985, S. 426 – 430.

WILLMANN90 Willmann, G.: *Randbedingungen für den Einsatz technischer Keramik*. Teil I + II; DKG Fortbildungsseminar, 12/13. Juni 1990, DLR Stuttgart; 1990.

WOLF93 Wolf, K.: *Oxid- und Nichtoxidkeramiken als Bauteile und Konstruktionswerkstoffe im Maschinenbau und in der chemischen Industrie*. Konstruieren mit Keramik – Konzepte, Regeln, Grenzen, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993, VDI-Berichte 1036, Düsseldorf: VDI-Verlag 1993.

WRIGGERS01 Wriggers, P.: *Nichtlineare Finite-Elemente-Methoden.* Berlin: Springer Verlag, 2001.

XIE03 Xie, Z.-H. et al.: *Scratch Damage in Ceramics: Role of Microstructure*. Journal of the American Ceramic Society, Volume 86, No. 1, 2003, pp. 141 – 148.

XINGZHONG99 Xingzhong, Z. et al.: *Wear behaviour of Si3N4 ceramic cutting tool material against stainless steel in dry and water-lubrcated conditions*. Ceramics international 25, 1998, pp. 309 – 311.

ZHOU03 Zhou, Y. et al.: *Tribological Properties of Silicon Carbide and Silicon Carbide-Graphite Composite Ceramics in Sliding Contact*. Journal of the American Ceramic Society, Vol. 86, No. 6, 2003, pp. 991 – 1002.

ZIMMERMANN06 Zimmermann, D.: *Keramik-Bauteile als antriebstechnische Komponenten.* Konstruktion, Heft 11/12, 2006, S. 36-38.

ZINS06 Zins, M.: *System-Know-how als Schlüssel für den Erfolg.* Konstruktion, Heft 7/8, 2006, S. IW4 – IW5.

ZUMGAHR01 Zum Gahr, K.-H.: *Friction and Wear of advanced Ceramics.* 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 103 – 108.

ZUMGAHR06A Zum Gahr, K.H.; Litzow, U.; Poser, K.: *Tribological behaviour of advanced ceramics.* Proceedings 15th International Colloquium on Tribology, TAE Esslingen, January 2006.

Gesichtete Literatur:

ALBERS06 Albers, A.; Bernhardt, J.: *Vergleichende Untersuchung des Systemverhaltens von Keramik-Keramik Friktionspaarungen am Beispiel eines CVT-Getriebes.* Tribologie und Schmierungstechnik, 53. Jahrgang, Heft 6, 2006.

ARSLAN-HÜRST05 Arslan-Hürst, A.: *Integration ingenieurkeramischer Werkstoffe in das funktionsrelevante Wirkflächenpaar einer Kupplung.* Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau Universität Karlsruhe, 2005.

GERVE00 Gerve, A.: *Mikro- und Nanotribologie, eine neue Sicht der Tribologie*. Tribologie + Schmierungstechnik, 47. Jahrgang, Heft 2, 2000, S. 4 – 6.

GROPP03C Gropp, H., et al.: *Die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit von Pressverbindungen und die Verhinderung von Tribokorrosion durch Pressflächenbeschichtung*. VDI-Berichte 1790; Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Fertigung, Anwendungen; Tagung Wiesloch, 19.-20.11.2003, S. 31 – 47, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003.

KLAFFKE99 Klaffke, D., Hartlet, M., Koesling, F.: *Tribologische Charakterisierung keramischer Werkstoffe mit „Reversierendem Gleiten“.* Materialprüfung 41, 7 – 8 (1999), S. 286 – 293.

KOHNLE01 Kohnle, C.: *Numerische und experimentelle Untersuchungen des Deformations- und Grenzflächenbruchverhaltens von Metall/Keramik-Verbunden.* Dissertation, Fakultät Physik der Universität Stuttgart, Göttingen: Cullivier Verlag, 2001.

MURATOV98 Muratov, V. A.; Luangvaranunt, T.; Fischer, T. E.: *The tribochemistry of silicon nitride: effects of friction, temperature and sliding velocity.* Tribology International, Vol. 31, No. 10, 1998, pp. 601 – 611.

NITTA91 Nitta, I.; Nakashizuka, K.; Hara, T.: *The Fitting Strength between Ceramic and Metal with the Use of a Bimetal Shrink Fitter at Elevated Temperature*. JSME International Journal 34, Nr. 2, 1991, pp. 249 – 256.

SAED03 Saed, A.; Gropp, H.; Klose, D.: *Übertragungsverhalten von Pressverbindungen bei dynamischer Belastung durch Biegemomente, Querkräfte und Drehmomente.* In: VDI-Berichte1790 Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Fertigung, Anwendungen, Tagung Wiesloch, 19./20.11.2003, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003, S. 367 – 389.

SULEK02 Sulek, M. W.; Jedynak, H. R.: *Die experimentelle Bestätigung des Modells für die trockene Reibung im System Stahl 45 – Keramik*. Tribologie + Schmierungstechnik, 49. Jahrgang, Heft 1 / 2002, S. 38 - 41.

WÖTTING01 Wötting, G. et al.: *Reliability and Reproducibility of Silicon Nitride Valves: Experiences of a Field Test*. 7th International Symposium Ceramic Materials and Components for Engines, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001, pp. 181 – 185.

WÖTTING05 Wötting, G.; Pfeiffer, W.: *Bruchzäh durch Verzahnung.* KEM, November 2005, S. 142 – 143.

ZUMGAHR06B Zum Gahr, K.H.; Litzow, U.; Poser, K.: *Modelluntersuchung zum Einsatz von Ingenieurkeramik in Gleit- und Friktionssystemen.* Tribologie + Schmierungstechnik, 53. Jahrgang, Heft 6 / 2006, S. 5 – 10.

Studien- und Diplomarbeiten unter Anleitung des Verfassers:

BECK06 Beck, M.: *FEM-Untersuchung und Topologieoptimierung einer Welle-Nabe-Verbindung mit einer Nabe aus monolithischer Keramik.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

GEIßEL06 Geißel, O.: *Konzeption und Entwicklung einer Einspannvorrichtung für Torsionstests an Welle-Nabe-Verbindungen mit Naben aus monolithischer Keramik.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

JEGLITZKA07 Jeglitzka, T.: *Zugspannungsoptimierung einer vollkeramischen Nabe und Festigkeitsnachweis für sämtliche Belastungskonfigurationen.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2007.

KRAFT06 Kraft, C.: *Konzeption und Entwicklung einer Abzugvorrichtung für Welle-Nabe-Verbindungen mit Naben aus monolithischer Keramik.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

MARQUART06 Marquart, M.: *Übersicht über die aktuelle Forschung und das Einsatzpotenzial hybrider Pressverbände mit keramischen Naben.* Unveröffentlichte Diplomarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

OLEKSIAK07 Oleksiak, M.: *FEM-Untersuchung eines Pressverbandes mit vollkeramischer Nabe hinsichtlich unterschiedlicher Gestaltungseinflüsse* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2007.

ORTH06 Orth, D.: *Konzeption und Entwicklung einer querkraftfreien Torsionsmomenteinleitung in keramische Prüfkörper an einem bestehenden Prüfstand.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

PÖHLER06 Pöhler, J.: *Untersuchungen der Sensitivität eines Pressverbandes mit vollkeramischer Nabe hinsichtlich Fertigungsungenauigkeiten mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

RECKER07 Recker, S.: Versuchsplanung und –vorbereitung von Torsionsversuchen an hybriden Pressverbänden mit vollkeramischen Naben. Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2007.

SCHEMPP07 Schempp, P.: *FEM-Variationsrechnung eines Pressverbandes mit vollkeramischer Nabe hinsichtlich unterschiedlicher geometrischer Einflussparameter.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2007.

STARZMANN06 Starzmann, R.: *Konstruktion und rechnerische Optimierung einer Nabe aus monolithischer Keramik.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.

STRACHWITZ07 Strachwitz, N.: *FEM-Untersuchung der Torsionslasteinleitung in eine hybride Pressverbindung und Optimierung des resultierenden Fugendrucks.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2007.

TILP07 Tilp, S.: *Konzeption der Steuerung und Inbetriebnahme eines Prüfstands für hybride Pressverbände mit vollkeramischer Nabe.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2007.

WANIEK08 Waniek, F.: *FEM-Untersuchung von Ausfallwahrscheinlichkeiten einer keramischen Nabe bei hybriden Pressverbänden mit Hilfe eines statistischen Postprozessors.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2008.

WAITZINGER06 Waitzinger, S.: *Finite-Elemente-Untersuchung der beim Fügen eines hybriden Querpressverbandes auftretenden Axialzugspannungen.* Unveröffentlichte Studienarbeit am IKTD, Universität Stuttgart, 2006.