# Neue Erkenntnisse zur Simulation der Reibkorrosionsvorgänge in torsionsbeanspruchten Welle-Nabe-Verbindungen

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur
Ulrich Hartmann
aus Berlin

Von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
-Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher
Berichter: Prof. Dr.-Ing. Heinz Mertens
Berichter: Prof. Dr.-Ing. Henning Jürgen Meyer

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 28.10.2005

Berlin 2005
D 83

**Vorwort**

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik, Fachgebiet Konstruktionslehre, der Technischen Universität Berlin.

Mein Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Mertens für das entgegengebrachte Vertrauen und die Förderung der Arbeit durch seine Anregungen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H.J. Meyer danke ich für das entgegengebrachte Interesse und die kritische Durchsicht dieser Arbeit und Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher für seine Bereitschaft, den Vorsitz im Promotionsausschuß zu übernehmen.

Bedanken möchte ich mich auch bei all meinen Kollegen für die freundschaftliche und hilfsbereite Atmosphäre am Institut. Dank gilt meinem Vorgänger, Herrn Dr.-Ing. Paysan, der durch seine Forschungen die theoretischen Grundlagen der vorliegenden Arbeit geliefert hat sowie meinen studentischen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern für ihr hohes Engagement.

Bedanken möchte ich mich vor allem bei meinen Eltern, vor allem meiner Mutter, der ich die Arbeit widme.

Berlin, im November 2005

**1 Einleitung und Ziele 1**
**2 Stand der Forschung 3**
**3 Wirkzonenkonzept 17**
3.1 Verschleißmodell 18
3.1.1 Materialabtrag 19
3.1.2 Transportansatz 20
3.2 Beanspruchungsmodell 21
3.2.1 Wirksames Übermaß 21
3.2.2 Örtliche Reibwertentwicklung 22
3.3 Zusammenfassung des Verschleiß- und des Beanspruchungsmodells 23
3.4 Programmtechnische Umsetzung 24
3.5 Simulationsergebnisse 25
3.6 Beurteilung des Tragfähigkeitsverhaltens 28
**4 Prüfstandsuntersuchungen 30**
4.1 Dimensionierung der Prüfkörperverbindungen 30
4.2 Entwicklung des Prüfstands 34
4.3 Verwendete Meßtechnik 37
4.3.1 Anforderungen an das Meßsystem 38
4.3.1.1 Messung des Umfangsschlupfes mit Hilfe eines Kraftsensors 38
4.3.1.2 Messung des Umfangsschlupfes mit einem Spule-Tauchkern-System 43
4.3.1.3 Messung des Umfangsschlupfes mit Hilfe von Triangulationslasern 47
4.3.2 Bewertung der untersuchten Meßaufnehmer 49
4.3.3 Meßkette 50
4.4 Entwicklung der Meßdatenerfassungssoftware 50
4.4.1 Erfassung der Meßdaten 50
4.4.2 Programmstruktur 52
4.5 Zusammenfassung 53
4.6 Meßergebnisse 54
4.7 Vergleich von Berechnung und Messung 56
4.8 Bewertung des Vergleichs von Messung und Rechnung 58
**5 Simulation des Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhaltens geometrisch ähnlicher Verbindungen mit Hilfe des Wirkzonenkonzepts 59**
5.1 Erweiterung des Wirkzonenkonzepts für geometrisch ähnliche Verbindungen 59
5.2 Einfluß der Bauteilgröße 61
5.3 Einfluß der äußeren Belastung 64

5.4 Betrachtung der Beanspruchungsumlagerungen zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes 65
5.5 Reibschubspannungen im Schlupfminimum 70
5.5.1 Einfluß der Torsionsnennspannung und der Verbindungsgröße auf die Reibschubspannung 70
5.5.2 Einfluß des anfänglichen wirksamen Übermaßes auf die Reibschubspannung 76
5.6 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse 84
5.7 Gestaltungshinweise für den Konstrukteur 87
**6 Zusammenfassung und Ausblick 88**
**7 Literaturverzeichnis 90**
**8 Anhang 98**
A1: Klassifizierung von Berechnungsmethoden nach dem ABC-Konzept 98
A2: Prüfstandsaufbau 100
A3: Versuchsergebnisse und Probengeometrie 104
A3.1: Geometrie der Prüfwelle und der Prüfnabe 104
A3.2: Versuchsergebnisse 105
A3.2.1: Vergleich von gemessenen und simulierten Schlupfverläufen 105
A3.2.2: Vergleich von gemessenen und simulierten Verschleißabtragstiefen 110
A4: Simulationsergebnisse zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes 111
A4.1: Simulationsergebnisses für ein konstantes anfängliches Übermaß 111
A4.1.1: Verschleißabtragshöhe $h_v$ für verschiedene Lasten 111
A4.1.2: Verschleißpartikelhöhe $h_p$ für verschiedene Lasten 112
A4.1.3: Wirksames Übermaß $U_W$ für verschiedene Lasten 113
A4.1.4: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Lasten 114
A4.1.5: Reibzahl $\mu$ für verschiedene Lasten 115
A4.1.6: Schlupfverläufe s für verschiedene Lasten 116
A4.1.7: Reibzahl $\mu$ für verschiedene Fügedurchmesser 117
A4.1.8: Verschleißabtragshöhe $h_v$ für verschiedene Fügedurchmesser 118
A4.1.9: Verschleißpartikelhöhe $h_p$ für verschiedene Fügedurchmesser 119
A4.1.10: Auf den Fügedurchmesser bezogenes wirksames Übermaß $U_w$ für verschiedene Lasten 120
A4.1.11: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Fügedurchmesser 121
A4.2: Simulationsergebnisse für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße 122
A4.2.1: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140mm 122

A4.2.2: Reibzahl μ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140mm ..... 123
A4.2.3: Reibschubspannung $\tau_\varphi$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140mm ..... 124
A4.2.4: Umfangsschlupf s für verschiedene Übermaße, $d_f$=140mm ..... 125
A4.2.5: Verschleißzahl $p_f \cdot s$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140mm ..... 126
A4.2.6 Reibschubspannungen $\tau_\varphi$ bezogen auf den Lamé-Druck $p_{lamé}$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140mm ..... 127
A4.2.7 Reibschubspannungen $\tau_\varphi$ bezogen auf den Lamé-Druck $p_{lamé}$ für verschiedene Lasten, $d_f$=140mm ..... 128
A4.3 Modellparameter, die den Simulationsrechnungen zugrunde liegen ..... 129

# Formelverzeichnis

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|---|---|---|
| $\alpha_\mu$, $\beta_\mu$, $\gamma_\mu$, $\delta_\mu$ | | Koeffizienten der Reibwertentwicklung |
| $\beta_k$ | | Kerbwirkungszahl |
| $\beta_c$ | | Reibkorrosionsbedingte Kerbwirkungszahl |
| $\gamma$ | ° | Gleitwinkel |
| $\delta$ | m | Schlupfweg im Ruiz-Kriterium |
| $\varepsilon$ | | Dehnung |
| $\vartheta$ | | Drillung |
| $\varphi$ | ° | Verdrehwinkel |
| $\varphi_i$ | | geometrische Ähnlichkeitszahl |
| $\varphi$, $\varphi_{lf}$, $\varphi_{df}$, $\varphi_{tfl}$, $\varphi_{lges}$ | | Ähnlichkeitszahlen der Prüfkörperverbindung |
| $\mu$ | | Reibungszahl, Reibwert |
| $\mu_{a,s,e}$ | | Kennwerte der Reibwertentwicklung |
| $\eta_{gr}$ | | Gütefaktor zur Bestimmung des Grenzmoments |
| $\rho_g$ | kg/m³ | Dichte Grundwerkstoff |
| $\rho_p$ | kg/m³ | Dichte Verschleißpartikel |
| $\sigma$ | MPa | Bauteilbeanspruchung |
| $\sigma_1$ | MPa | erste Hauptspannung |
| $\sigma_{b,a}$ | MPa | Biegespannungsamplitude |
| $\sigma_{bw}$ | MPa | Biegewechselbeanspruchung |
| $\sigma_{c,max}$ | MPa | maximale Beanspruchung zum Zeitpunkt $t_f$ |
| $\sigma_{i,j}$ | MPa | Komponenten des Spannungstensors |
| $\sigma_r$ | Mpa | Radialspannung |
| $\sigma_L$, $\sigma_{lamé}$ | MPa | Lamé-Spannung |
| $\sigma_L^*$ | MPa | Bezugsspannung für das Funksche Kriterium |
| $\sigma_T$ | MPA | Zugbeanspruchung im Ruiz-Kriterium |
| $\Delta s$ | m | Schlupfweite |
| $\Delta\hat{s}_{zul}$ | m | zulässige Schlupfweite |
| $\hat{s}^*$ | m | Bezugsschlupfamplitude für das Funksche Kriterium |
| $\tau$ | MPa | Schubspannung |

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|---|---|---|
| $\tau_{\varphi}$ | MPa | Reibschubspannung |
| $\tau_{tn,a}$ | MPa | Torsionsnennspannungsamplitude |
| $\Delta\tau_R$ | MPa | dynamische Reibschubspannung |
| $\xi_w$ | | auf den Fugendurchmesser bezogenes Übermaß einer Querpreßverbindung |
| $d_a$ | m | Nabenaußendurchmesser |
| $d_f$ | m | Fügedurchmesser |
| $d_{f,Hat}$ | m | Fügedurchmesser der Hattori Verbindung |
| f | Hz | Frequenz |
| $h_0$ | m | Anfangshöhe für den Verschleißzuwachs |
| $\tilde{h}_0$ | m | Auf $h_{p,max}$ bezogene Differenz von $h_{p,max}$ und $h_0$ |
| $h_p$ | m | örtliche Korrosionsschichtdicke (Partikelhöhe) |
| $h_{p,max}$ | m | Grenzpartikelhöhe für den Materialabtrag |
| $h_v$ | m | Höhe des Materialabtrags (Verschleißabtragshöhe) |
| $k_n$ | N/m | Ersatzsteifigkeit normal zur Kontaktfläche |
| l | m | Länge |
| $l_f$ | m | Fügelänge |
| $l_g$ | m | Länge des Gleitgebiets (Schlupftiefe) |
| $l_{ges}$ | m | Nabengesamtlänge |
| $m_c$ | kg | in dV kumulierte Partikelmasse |
| $\dot{m}_t$ | kg/s | Massenstrom aus Partikeltransport |
| $\dot{m}_v$ | kg/s | Massenstrom aus Materialabtrag |
| $n_c$ | | in der Kontaktfuge relevante Stützziffer |
| p | MPa | Fugendruck |
| $p_f$ | MPa | Fugendruck |
| $p_{lamé}$ | MPa | Lamé-Spannung |
| r | m | Radius |
| $r_v$ | m/s | Verschleißkoeffizient der Partikelevolution |
| s | m | Schlupf, Schlupfamplitude |

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|---|---|---|
| $s_a$ | m | Schlupfamplitude |
| $t_f$ | s | Simulationszeit für die Schädigungsbewertung |
| $t_{fl}$ | m | Flanschblattdicke |
| v | m/s | mittlere Schlupfgeschwindigkeit |
| $v_p$ | m/s | Vektor der mittleren Partikeldriftgeschwindigkeit |
| x | m | Längskoordinate |
| z, $\tilde{z}$ | | auf die Fugenlänge bezogene Axialkoordinate |
| A | % | Bruchdehnung, Längenänderung bezogen auf die Anfangslänge |
| $\overline{A}_R$ | N/m | spezifische Reibarbeit |
| $A_v$ | J | Kerbschlagarbeit |
| F | N | Kraft |
| $F_N$ | N | Normalkraft |
| G | MPa | Schubmodul |
| $K_{ox}$ | | Koeffizient der tribooxidativen Massenzunahme |
| $K_\lambda$ | m³/N | Transportkoeffizient |
| $K_p$ | | Partikelkoeffizient |
| $M_{Gr}$ | Nm | Grenzmoment |
| N | | Lastspielzahl |
| $N_{vorh}$ | | Lastspielzahl, mit der die Verbindung im Laufe der betrieblichen Beanspruchung belastet wird |
| $N_{ertr}$ | | ertragbare Lastwechselzahl |
| $R_m$ | MPa | Zugfestigkeit |
| $R_{p0,2}$ | MPa | Streckgrenze |
| S | | Sicherheitszahl |
| $U_1$ | V | Spannung Sekundärspule 1 |
| $U_2$ | V | Spannung Sekundärspule 2 |
| $U_x$ | V | Differenzspannung $U_1$- $U_2$ |
| $U_w$ | m | Verschleißbedingtes örtliches Übermaß |
| $W_v$ | m³ | Verschleißvolumen |

| Zeichen | Einheit | Bedeutung |
|---|---|---|
| Z | % | Brucheinschnürung, Differenz zwischen Anfangs- und Bruchfläche bezogen auf die Anfangsfläche |
| $(p \cdot s)_{zul}$ | N/m | Grenzwert der spez. Reibarbeit |
| $p_f \cdot s$ | N/m | Verschleißzahl |

# 1 Einleitung und Ziele

Durch den angestiegenen Konkurrenz- und Kostendruck besteht die Notwendigkeit, die Entwicklungsdauer eines Produkts zu verkürzen. Daraus resultiert ein erkennbarer Trend, numerische Simulationen zur Bewertung des Systemverhaltens frühzeitig in den Entwicklungs- bzw. Vorentwicklungsprozeß miteinzubinden (Due04). Gelingt es, durch Simulationen die Anzahl von Versuchen zu verringern, ist damit häufig ein Zeit- und Kostenvorteil verbunden.

Mit der frühzeitigen Integration numerischer Simulationen in den Entwicklungsprozeß wächst das Systemverständnis, so daß es oft zu einer höheren zulässigen Bauteilbelastung und damit verbunden zur Verringerung der noch vorhandenen Reserven kommt. Für Reib- und Formschlußverbindungen bedeutet dies, daß die durch die hohen Belastungen auftretende Reibkorrosionsbildung bei der Auslegung mit bewertet werden muß.

In der industriellen Praxis sind Reibkorrosionsschäden vor allem an Welle-Nabe-Verbindungen (z.B. Paßfeder-, Polygon-Welle-Nabe- und Preßverbindungen, Spannsätzen) bekannt. Sie entstehen, wenn infolge instationärer Belastung örtlich zyklische Schlupfbewegungen in druckbeanspruchten Bereichen des Kontaktgebiets auftreten. Durch die Relativbewegung entstehen Schädigungen der Bauteiloberflächen, die im weiteren Verlauf zu sogenannten Reibermüdungsbrüchen führen können. Die Gefahr von Reibkorrosionsschäden besteht darin, daß ein Bauteilversagen häufig erst nach hohen Lastwechselzahlen erfolgt, die weit oberhalb der von klassischen Festigkeitskonzepten verwendeten Dauerfestigkeitsgrenze ($5 \cdot 10^6$ Lastwechsel) liegen. Reibermüdungsbrüche treten vor allem an größeren Verbindungen auf, für die Prüfstandsversuche aus Zeit- und Kostengründen nur selten durchgeführt werden können. Bisherige Auslegungsrichtlinien verfolgen daher das Ziel, Reibkorrosion entweder vollständig zu vermeiden oder durch Schlupfwegrestriktionen nur sehr begrenzt zuzulassen. Dadurch wird eine optimale Bauteilausnutzung häufig verhindert.

Seitens der Forschung werden daher vielfältige Anstrengungen unternommen, das Phänomen Reibkorrosion grundlegend zu untersuchen und einer numerischen Be-

wertung zugänglich zu machen. Ein erfolgversprechender Ansatz besteht darin, die verschleißbedingten Änderungen des Beanspruchungszustandes während des Betriebs in der Festigkeitsbewertung zu berücksichtigen.

Dieser Möglichkeit ist Paysan (Pay00) bei der Entwicklung seines Wirkzonenkonzepts nachgegangen. Zentrale Bestandteile des Konzepts sind das Verschleiß- und das Beanspruchungsmodell. Während im Verschleißmodell die Verschleißpartikelbildungs- und Verschleißpartikeltransportprozesse abgebildet werden, stellt das Beanspruchungsmodell den Zusammenhang zwischen Spannungs- und Schlupfwegveränderung her. Auf dieser Grundlage kann dann das veränderte Tragverhalten beurteilt werden. Erste Vergleiche mit Versuchsdaten aus der Literatur (Hat81) zeigen eine hohe Übereinstimmung von Messung und Simulation.

Bisher wurde noch nicht untersucht, welchen Einfluß die äußere Last, die Verbindungsgröße und das anfänglich wirksame Übermaß auf die Vorgänge im Reibkorrosionsgebiet haben. Dies soll den thematischen Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit bilden. Dazu ist es erforderlich, mit Hilfe des Wirkzonenmodells das Verschleiß- und Schädigungsverhalten geometrisch ähnlicher, aber unterschiedlicher großer Querpreßverbindungen zu simulieren. Die Berechnungsgüte muß anhand von Messungen bewertet werden.

# 2 Stand der Forschung

Bauteilversagen, hervorgerufen durch Reibkorrosion, stellt Ingenieure im industriellen Alltag zunehmend stärker vor Probleme. Schädigungen durch Reibkorrosion entstehen häufig aufgrund instationärer Belastungen in druckbeanspruchten Kontaktgebieten von Verbindungen. Durch die Belastungsschwankungen treten örtlich zyklische Schlupfbewegungen auf, die zusammen mit dem im Kontaktgebiet herrschenden Druck zu örtlichem Materialabtrag (Partikel) führen. Der Partikelproduktion überlagern sich Transportbewegungen der Korrosionsprodukte, so daß es insgesamt zu einer zeitlich nichtlinearen Umlagerung des Trag- und Festigkeitsverhaltens der Verbindung kommt (Bild 2.1).

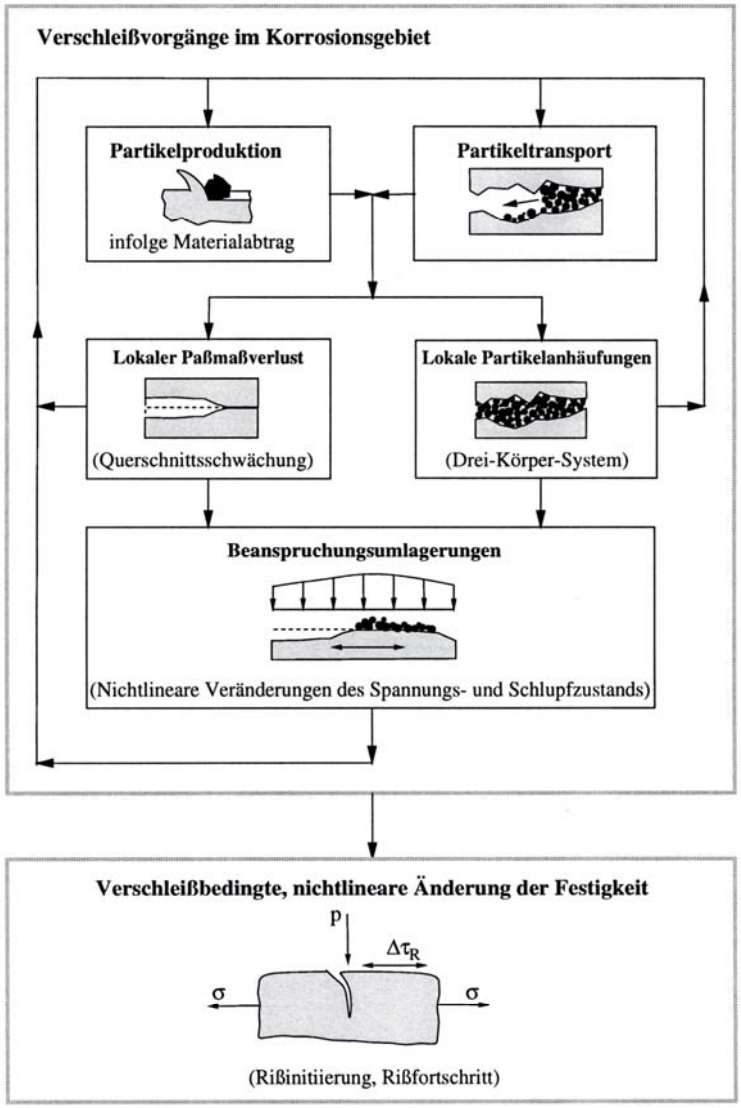



**Bild 2.1: Verschleißvorgänge im Korrosionsgebiet nach (Pay00)**

Der Begriff „Reibkorrosion“ ist im Sprachgebrauch nicht eindeutig definiert. Nach der DIN 50323 ist darunter der Materialabtrag sich berührender Körper bei oszillierender Relativbewegung mit kleinen Amplituden in Gegenwart korrosiver Medien zu verstehen. Nach der VDI-Richtlinie 3822 stellt die Reibkorrosion eine Sonderform des übergeordneten Begriffs „Schwingungsverschleiß“ dar, der das veränderte Festigkeitsverhalten mit einschließt. Kennzeichnend für die Reibkorrosion sind die unterschiedlichen Verschleißformen, die infolge von tangentialen Bewegungen zweier in Kontakt stehender Flächen entstehen. Nach Czichos und Habig (CzHa92) können dabei vier grundlegende Verschleißformen unterschieden werden, die im folgenden Bild 2.2 schematisch dargestellt sind:

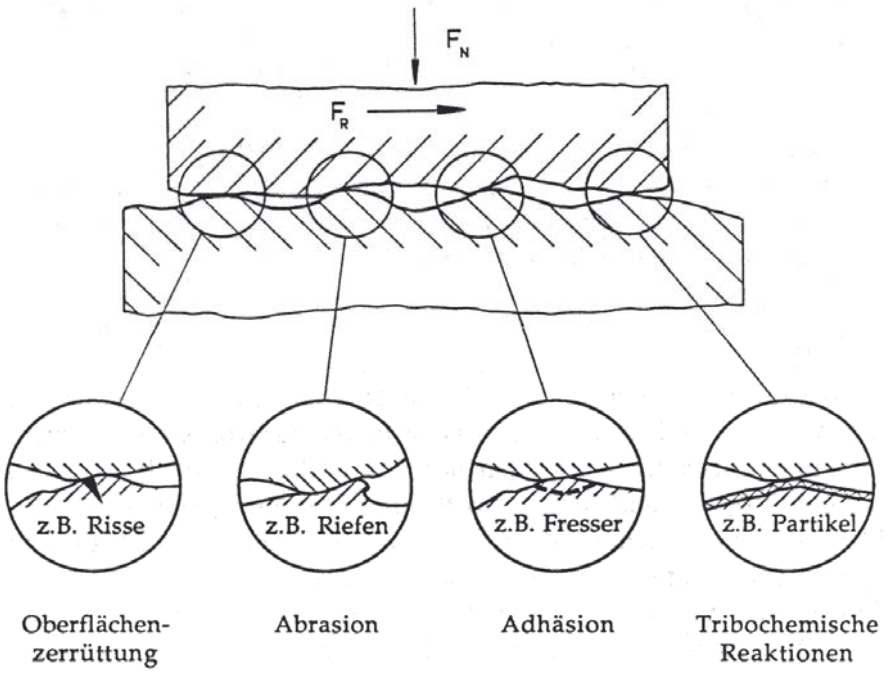



**Bild 2.2: Grundlegende Verschleißmechnismen nach (CzHa92)**

Aktuelle Normen, die die Auslegung der wichtigsten Welle-Nabe-Verbindungen standardisieren (DIN 7190, DIN 6892, DIN 5480, DIN 32711, DIN 32712), berücksichtigen als maßgebende Belastungsgröße nur das äußere Drehmoment (Lei03). Schwingungsverschleiß und Reibkorrosionserscheinungen sind dabei implizit in den Kerbwirkungszahlen enthalten, wenn diese bei zusammengesetzten Bauteilen experimentell ermittelt werden, so daß der festigkeitsmindernde Einfluß des Schwingungsverschleißes enthalten ist. Die einzelnen, den Schwingungsverschleiß beeinflussenden Parameter werden bei dieser Vorgehensweise allerdings nicht erfaßt, so daß diese Kerbwirkungszahlen strenggenommen nur für die im Experiment unter-

suchten Konfigurationen zulässig sind. Die Übertragung auf andere Belastungen und Geometrien führt damit zwangsläufig zu Unsicherheiten bei der Bewertung des Einflusses von Reibermüdung auf die Haltbarkeit der Verbindung.

Die Bedeutung, welche Reibkorrosion und Schwingungsverschleiß auf die Schädigung von Bauteilen haben, zeigt sich nicht zuletzt in einer Vielzahl von Publikationen, die sich mit der Problematik beschäftigen.

Waterhouse, der sich mit der Thematik Reibkorrosion und Reibermüdung sehr intensiv seit den sechziger Jahren beschäftigt, gibt in (Wat92) und (Wat94) eine kompakte Zusammenfassung wesentlicher Erkenntnisse. Kollmann faßt in (Kol84) den Stand der Technik zum Thema Welle-Nabe-Verbindungen zusammen.

Umfangreiche Forschungen an verschiedenen Varianten von umlaufbiegebelasteten Preßverbindungen wurden auch von Nishioka und Komatsu (Nis67) durchgeführt. Nishioka (Nis68-72) veröffentlicht als Ergebnis seiner umfangreichen experimentellen Untersuchungen ein Diagramm (Bild 2.3), in welchem er die überwiegende Schädigungsart in Abhängigkeit vom auftretenden Schlupf und von der Belastung darstellt. Unterschieden werden Gebiete, in denen aufgrund geringer Relativverschiebungen und Belastungen nur Oberflächenschädigungen auftreten (Bereich I) von solchen, wo aufgrund höherer Belastungen Mikrorisse ohne fortschreitendes Rißwachstum auftreten (Bereich II) und Bereichen (III und IV), in denen aufgrund von hohen Belastungen und hohen Schlüpfen Mikrorisse wachsen und letztlich zum Reibermüdungsbruch führen. Bei sehr großen Relativverschiebungen und geringer Belastung (Bereich V) tritt verstärkt abrasiver Verschleiß und kein Bauteilversagen auf.

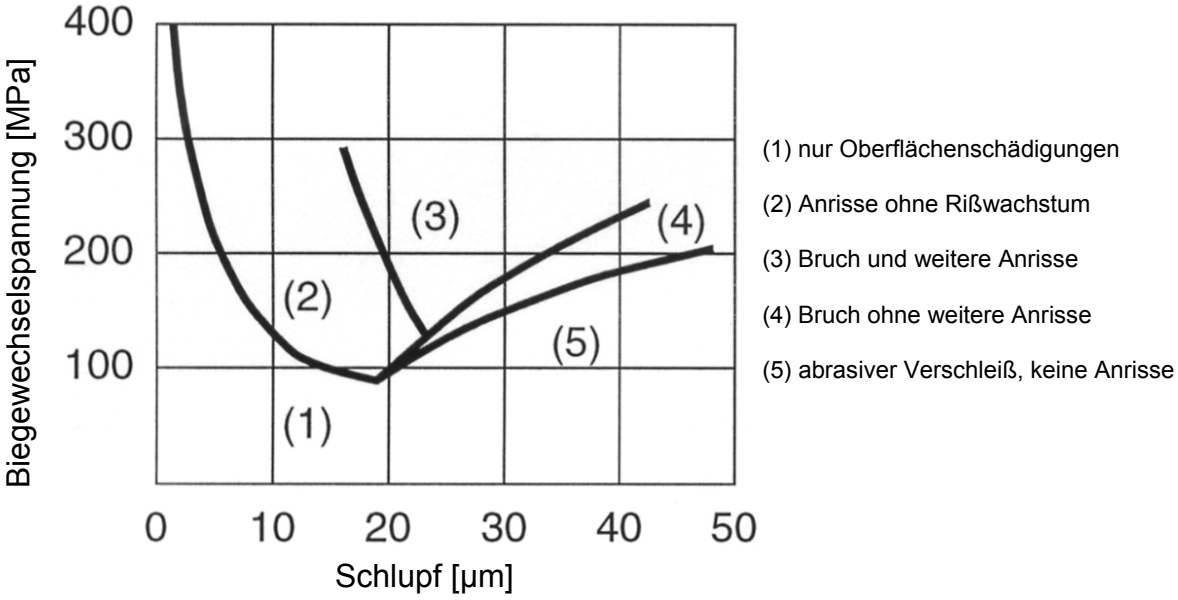



**Bild 2.3: Einfluß von Schlupf und Biegespannung auf das Verschleiß- und Schädigungsverhalten von Flachproben nach (Nis68-72)**

Vingsbo und Sönderberg (Vin88) erklären dieses Phänomen mit der Möglichkeit, bei großem Verschleiß Anrisse abtragen zu können, während bei kleinen Schlupfamplituden die Abtragsmenge zur Rißbeseitigung nicht ausreicht (Bild 2.4).

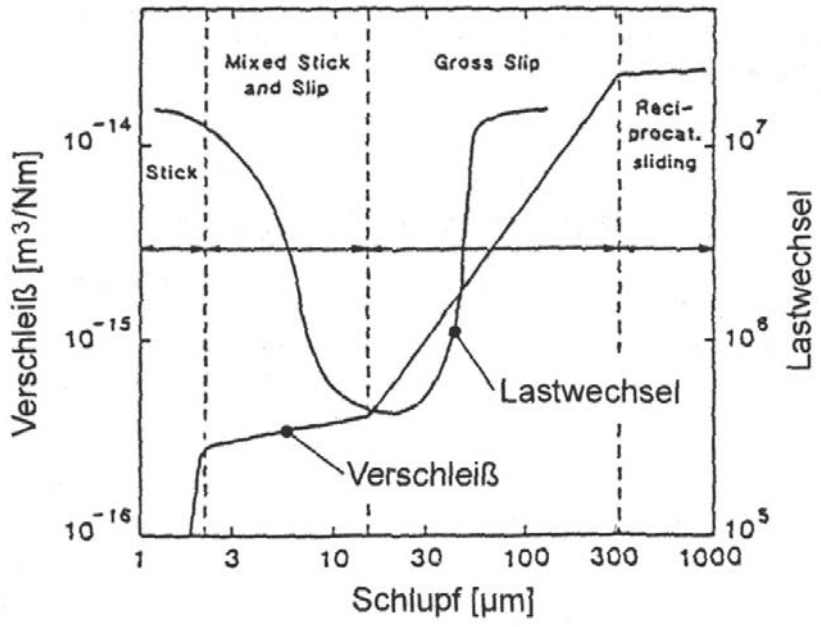



**Bild 2.4: Zusammenhang zwischen Verschleiß und Lastwechseln als Funktion des Schlupfes nach (Vin88)**

Den Einfluß der Reibpartikeltransportprozesse auf die Bauteilschädigung zeigen Heinz und Heinke (Hei81). Bei Behinderung des Stofftransports stellen sie unter anderem bei Reibversuchen an Flacheisen Wurmspuren quer zur Bewegungsrichtung fest (Bild 2.5).

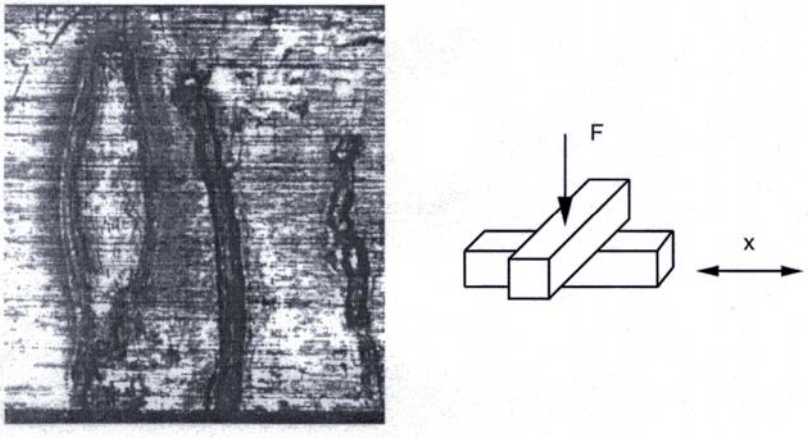



**Bild 2.5: Wurmspuren, die durch Behinderung des Stofftransports entstehen, und senkrecht zur Schlupfbewegung verlaufen nach (Hei 81), (Pay00)**

Mit Einführung der sogenannten spezifischen Reibarbeit liefert Funk (Fun68) ein erstes Bewertungskriterium zur Vorhersage einer eventuellen Gefährdung durch Reibkorrosion. Die spezifische Reibarbeit, berechnet aus dem Produkt von Relativverschiebung s und dem Fugendruck $p_f$, darf demnach einen zulässigen Wert nicht überschreiten, wenn Schädigungen durch Reibkorrosion vermieden werden sollen. Zulässige Grenzwerte werden aus Reibkufenversuchen mit Zugschwellbelastungen ermittelt Bild (2.6).

$$p_f \cdot s \leq (p_f \cdot s)_{zul} \tag{2-1}$$

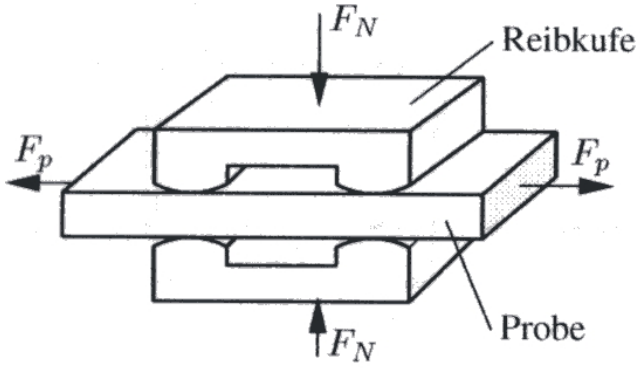



**Bild 2.6: Prüfkörpergeometrie für Reibkufenversuche nach (Fun68), (Jul72) und (Kre76)**

An dynamisch belasteten Wellenflanschkupplungen wurden am Institut für Thermische Maschinen und Konstruktionslehre der TU-Berlin umfangreiche analytische und experimentelle Untersuchungen von Michligk (Mic88), Grädener (Grä88), Gerber (Ger91) und Kurzawa (Kur93) durchgeführt (Bild 2.7). Die Untersuchungen ergaben unter anderem eine Verringerung der Reibkorrosion bei höherer örtlicher Flächenpressung und steiferen Flanschblättern. Bei gleichzeitig wirkender Querkraft- und Torsionsbelastung verstärkte sich die Reibkorrosionsbildung deutlich. Mit Hilfe von FEM-Analysen konnten die experimentell festgestellten Grenzen des Korrosionsgebietes numerisch abgebildet werden. Allgemein gültige geometrie- und größenunabhängige Grenzwerte für das Funksche Kriterium wurden jedoch nicht gefunden.

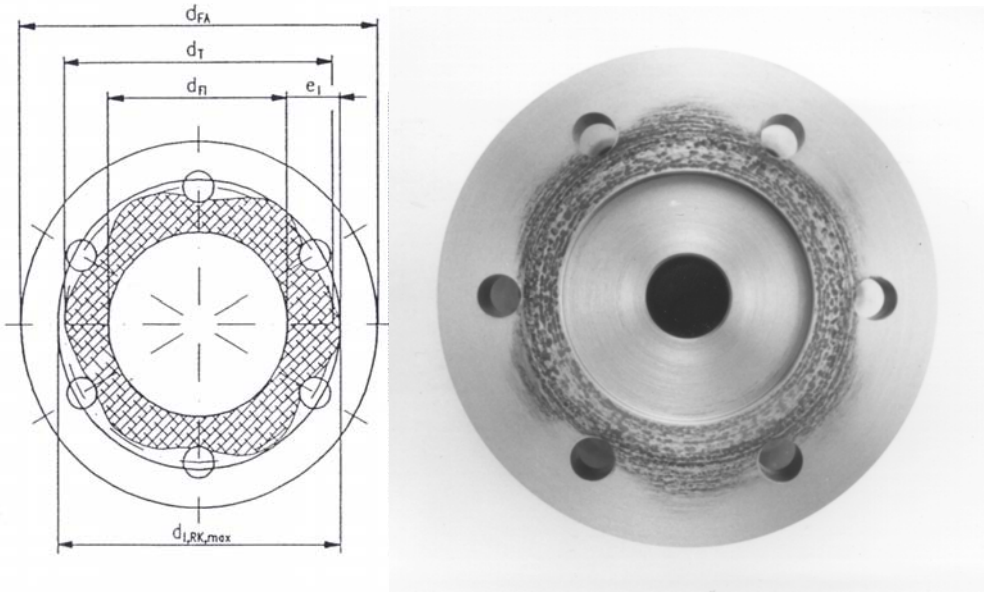



**Bild 2.7: Reibkorrosion im Fügegebiet nichtschaltbarer Wellenflanschkupplungen nach (Ger91)**

Für instationär belastete Preßverbindungen hat Leidich (Lei83) Auslegungsformeln entwickelt, welche die Schädigung der Verbindung durch Reibermüdung mit berücksichtigen. Sein Konzept sieht vor, zunächst einen klassischen Dauerfestigkeitsnachweis mit Hilfe von Kerbwirkungszahlen durchzuführen, wobei zwischen der Kerbwirkung der Nabenkante ($\beta_k$) und der Kerbwirkung $\beta_c$, die die reibkorrosionsbedingte Festigkeitsminderung enthält, unterschieden wird. Leidich führt eine Grenzbelastung $M_{gr}$ ein, oberhalb derer Reibermüdungsbrüche auftreten können. Auf der Grundlage des Funkschen Kriteriums berechnet er einen zulässigen Grenzschlupf $\hat{s}_{zul}$, in dem er die vorhandene spezifische Reibarbeit mit der maximal zulässigen vergleicht:

$$\left|\sigma_L\right| \cdot \hat{s} \le \left|\sigma_L^*\right| \cdot \hat{s}^* \tag{2-2}$$

$$\hat{s}_{zul} = \frac{\left|\sigma_L^*\right|}{\left|\sigma_L\right|} \hat{s}^* \tag{2-3}$$

Zur Berechnung der maximal zulässigen spezifischen Reibarbeit schlägt er bei einem Bezugsfugendruck von $\left|\sigma_L^*\right| = 100\text{MPa}$ einen zulässigen Schlupfweg von $\hat{s}^* = 1...1{,}5\ \mu\text{m}$ vor. Die Berechnung der Grenzbelastung $M_{gr}$ erfolgt mit Gütefaktoren $\eta_{gr}$, für die Leidich einen bezogenen Grenzschlupf von $\left(\hat{s}/d_F\right)_{gr} = 2{,}6 \cdot 10^{-6}$ vorsieht. Dies entspricht bei einem Fügedurchmesser von $d_F$=400 mm und einem Fugendruck (Lamé-Spannung) von $\sigma_L^*$=100MPa einem zulässigen Grenzschlupf von $\hat{s}^* = \hat{s}_{zul} \approx 1\mu m$. Aufbauend auf Erfahrungswerten der Praxis schlägt Leidich in (Lei98) eine Vergrößerung des zulässigen Schlupfes auf 5 $\mu$m vor.

Ruiz und Chen (Rui86) entwickeln bei Schwingungsverschleißuntersuchungen an Schwalbenschwanz-Verbindungen von Turbinenschaufeln den sogenannten Fatigue Fretting Damage Parameter FFDP. Der Parameter berechnet sich aus dem Produkt von Reibschlupfamplitude $\delta$, Reibschubspannung $\tau$ und der in der Oberfläche wirkenden Zugspannung $\sigma_T$.

$$\text{FFDP} = \sigma_T \cdot \tau \cdot \delta \tag{2-4}$$

Das Maximum dieses Wertes stellt den potentiellen Ort einer Rißinitiierung dar. Ihre Untersuchungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Ort des Anrisses und dem Maximum des FFDP. Das Kriterium kann auch bei anderen Verbindungen zur Vorhersage des Anrißortes dienen. Eine kompakte Zusammenstellung weiterer Anwendungsfälle enthält (Pay00).

Allgemein gültige Grenzwerte, oberhalb derer mit einer Rißinitiierung gerechnet werden muß, existieren bislang noch nicht, so daß es derzeit nicht möglich ist, mit Hilfe des FFDP eine Bauteilgefährdung durch eine Rißinitiierung vorherzusagen. Der FFDP liefert lediglich Aussagen über den Ort, an dem Anrisse entstehen können.

Auf dem Gebiet der Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen wurden an der TU-Berlin und der TH-Darmstadt intensive Forschungen betrieben. Reinholz (Rei94) stellt bei seinen experimentellen Untersuchungen einen erheblichen Einfluß der Reibkorrosion auf die Lebensdauer fest. Aufgrund der Relativbewegung zwischen Welle und Nabe entstehen Reibkorrosionsprodukte, die eine hohe Härte aufweisen. Reinholz beobachtet die Einbettung von Verschleißpartikeln im Grundmaterial. Die entstehende Schicht wirkt wie eine Schleifschicht und trägt sogar Partikel aus nitrierten Wellen ab (Bild 2.6). Es werden Kerbwirkungszahlen bis $\beta_k = 6$ ermittelt.

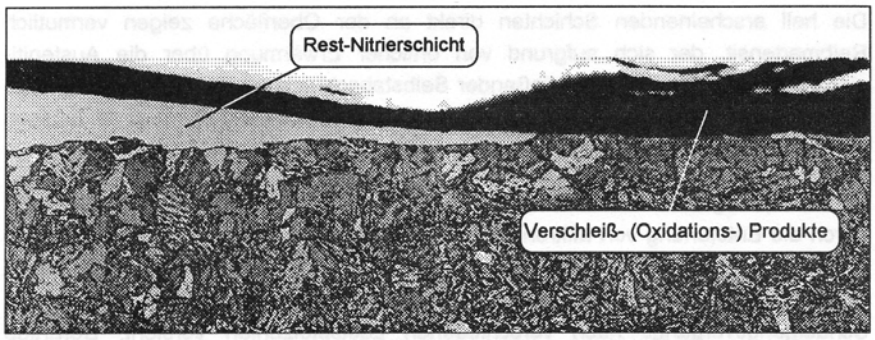



**Bild 2.8: Abtrag von Nitrierschichten durch Reibkorrosionspartikel an P3G-Welle-Nabe-Verbindungen nach (Rein94)**

Göttlicher (Göt94) analysiert die von Reinholz untersuchten Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente. Die Berechnungen erfolgen ohne Berücksichtigung der Oberflächenänderungen durch Reibkorrosionspartikel. Er bestätigt die Gültigkeit des Ruiz-Chen Kriteriums für P3G-Verbindungen, weist aber darauf hin, daß aufgrund fehlender Grenzwerte für das Ruiz-Kriterium keine Aussagen über die Dauerfestigkeit getroffen werden können.

Winterfeld (Win01) stellt bei seinen experimentellen Untersuchen an P4C-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen ebenso wie Reinholz einen ganz erheblichen Einfluß der Reibkorrosion auf die Festigkeit der Verbindung fest. Er ermittelt Reibkerbwirkungszahlen von bis zu 5,6 für schwellende Torsionsbelastung und von bis zu 6,1 für kombinierte statische Torsions- und Umlaufbiegebelastung. Einzelne Verbindungen versagten auch noch nach mehr als 25 Mio. Lastwechseln. Das Versagen erfolgt ausschließlich durch Risse in den P4C-Wellen, welche alle durch Reibverschleiß initiiert wurden (Bild 2.9).

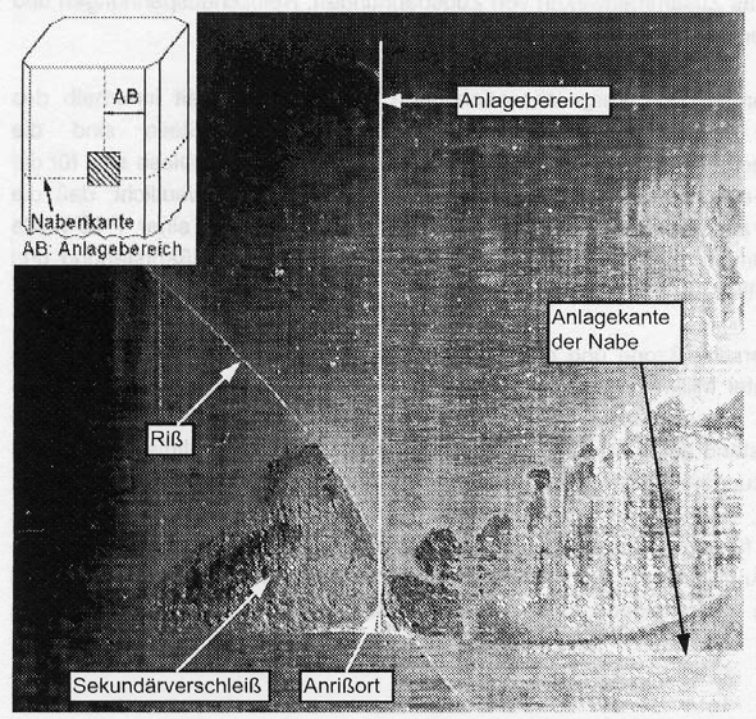



**Bild2.9: Rißverlauf einer gebrochenen P4C-Welle unter schwellender Torsionsbelastung nach (Win01)**

Ziaei (Zia97) führt für die von Winterfeld untersuchten P4C-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen umfangreiche numerische Untersuchungen mit der Methode der Finiten Elemente durch. Auch er wendet das Ruiz-Chen-Kriterium an und stellt in Umfangsrichtung eine gute Übereinstimmung zwischen dem Ort des Bauteilversagens und dem Ort des maximalen Fatigue Fretting Damage Parameter fest. Ähnlich wie Göttlicher kann Ziaei jedoch nicht den Ort des Anrisses in axialer Richtung ermitteln, weil die mit der Methode der Finiten Elemente berechneten Spannungen aufgrund des Steifigkeitssprunges an der Nabenkante am größten sind.

In seiner Habilitationsschrift weist Ziaei (Zia03) darauf hin, daß bei Welle-Nabe-Verbindungen das Ruiz-Chen Kriterium für eine kombinierte Belastung aus Umlaufbiegung und Torsion nicht gültig ist, weil dann kein eindimensionaler Zustand des Kontaktsystems mehr vorliegt. In diesem Fall wirken Schlupf, Reibschub- und Zugspannung nicht mehr in die gleiche Richtung, die Richtung der Zugspannung ist hier vom Belastungsverhältnis abhängig und stimmt nicht immer mit der Schlupfrichtung überein. Ziaei schlägt daher vor, die Zugspannung durch die erste Hauptspannung $\sigma_1$ zu ersetzen. Das erweiterte Ruiz-Chen-Kriterium (ERC) lautet demnach:

$$FFDP = \overline{A_R} \cdot \sigma_1 \qquad (2\text{-}5),$$

wobei sich $\overline{A_R} = \tau \cdot \overline{BC} = 2\tau \cdot s_a$, die spezifische Reibarbeit aus dem Produkt des Betrags der Reibschubspannung $\tau$ und der Schlupfamplitude $s_a$ berechnet (Bild 2.10).

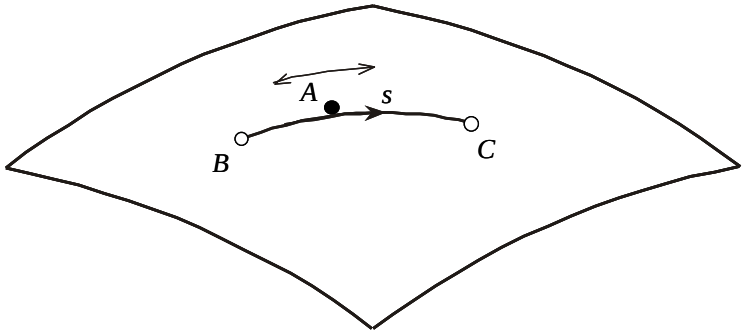



**Bild 2.10: Schematische Darstellung des Gleitpfades zur Ermittlung der Reibarbeit nach (Zia03)**

Ziaei zeigt am Beispiel einer wechseltorsionsbelasteten Preßverbindung, daß die potentielle Anrißstelle, die mit Hilfe des ERC-Kriteriums berechnet wird, gut mit experimentellen Untersuchungen übereinstimmt (Bild 2.11). Der Verlauf der Reibarbeit mit einem Maximum im Inneren der Verbindung ist Folge des gewählten FE-Models. Ziaei beeinflußt den Verlauf des Fugendrucks durch geschickte Wahl der Knotenstellen im Lasteinleitungsbereich so, daß der Verlauf des Fugendrucks qualitativ dem der Reibarbeit ähnelt. Die Folge dieses Verfahrens ist, daß das FE-Model streng genommen nur für eine ausgewählte Konfiguration gültig ist, und bei der Variation der äußeren Last verändert werden müßte, da mit zunehmender äußeren Last die potentielle Anrißstelle ins Nabeninnere wandert.

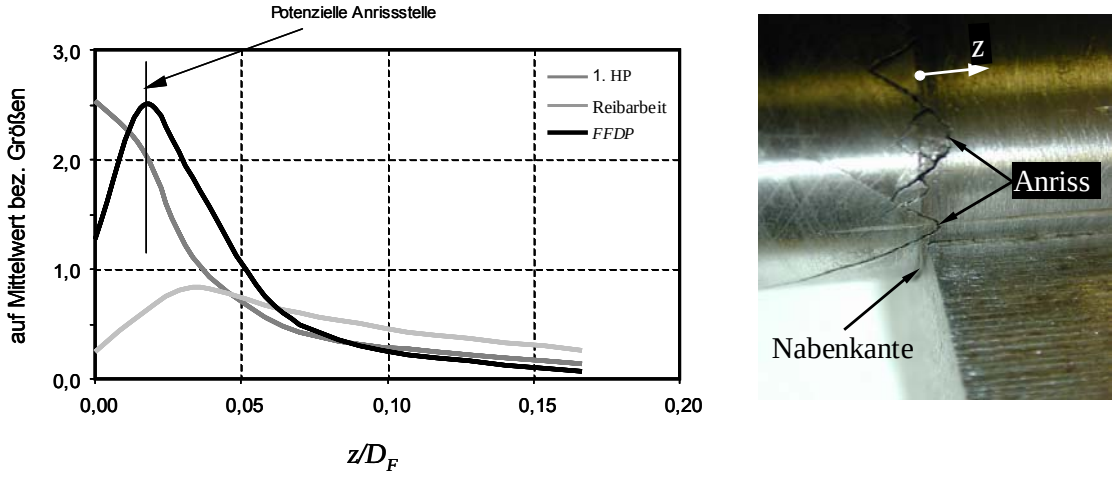



**Bild 2.11: Verlauf des FFDP bei einer mit Wechseltorsion belasteten Preßverbindung (links) und (rechts) die entsprechende Schädigung (Gro75) nach (Zia03)**

Ähnliche Berechnungen wurden auch an P3G-Wellen, die mit Umlaufbiegung und statisch überlagerter Torsion belastet wurden, nachgewiesen. Grenzwerte, oberhalb derer mit einem versagensauslösenden Riß gerechnet werden muß, sind jedoch bislang nicht bekannt, so daß das ERC-Kriterium vorerst nur zur Vorhersage des potentiellen Anrißortes verwendet werden kann.

In Weiterführung der oben genannten Arbeiten optimieren Leidich, Blessing und Großmann (LBG04) die bisherigen Profilformen der genormten P3G- und P4C-Polygonprofilreihen unter Festigkeitsgesichtspunkten auf der Grundlage von numerischen und experimentellen Untersuchungen. Durch umfangreiche Parameteruntersuchungen entwickelten sie Auslegungsformeln zur Berechnung des Spannungs- und Schlupfzustandes. In ergänzenden Dauerversuchen konnte eine Tragfähigkeitssteigerung der optimierten Profilformen nachgewiesen werden. Die bisher genormten Polygonprofilreihen weisen keine geometrische Ähnlichkeit auf, so daß eine einheitliche Auslegungsvorschrift bisher nicht vorhanden ist. Sie schlagen daher vor, die optimierten Profilformen als Basis für eine Neunormung der P3G- und P4C-Verbindung zu verwenden und diese geometrisch ähnlich zu gestalten.

In seiner Dissertation hat Oldendorf (Old99) die Lastübertragungsmechanismen und die Dauerhaltbarkeit von Paßfederverbindungen numerisch und experimentell intensiv untersucht. Er stellt fest, daß die Dauerfestigkeit maßgeblich durch den Schwingungsverschleiß des tribologischen Systems Welle, Nabe und Paßfeder bestimmt wird. Bei dominierender Umlaufbiegung nehmen Risse in der Welle ihren Ausgangspunkt meistens im Nutgrund, mit zunehmender Überlagerung von statischer Torsion wandern sie in Richtung Nutradius (Bild 2.12). Die an diesen Stellen detektierte massive Reibkorrosion bildet häufig den Ausgangspunkt für die Rißinitiierung. Von Oldendorf ermittelte Kerbwirkungszahlen der Paßfederverbindung liegen zum Teil deutlich höher als die in den einschlägigen Normen und Richtlinien verwendeten.

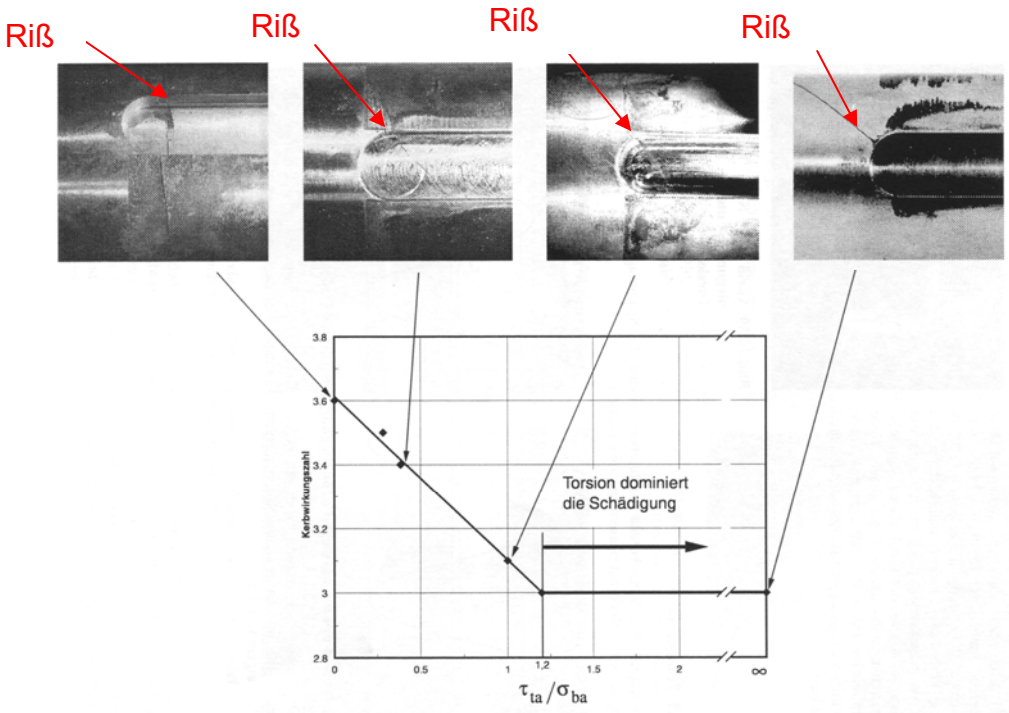



**Bild 2.12: Einfluß des Spannungsverhältnisses $\tau_{ta}/\sigma_{ba}$ auf die Kerbwirkungszahl und die Rißlage im Nutgrund nach (Old99)**

Oldendorf folgert, daß die gängige Auslegungspraxis, Paßfederverbindungen ausschließlich nach der zulässigen Flächenpressung in der Kontaktstelle zu dimensionieren, nicht ausreichend ist, weil sie den Versagensmechanismus Reibermüdung ungenügend beschreibt. Zu realistischen Ergebnissen kann daher nur die Betrachtung des Gesamtsystems führen.

Umfangreiche Forschungen zur Ermittlung des Betriebsverhaltens dynamisch hoch belasteter Welle-Nabe-Verbindungen mit Spannsätzen wurden von Schröder (Sch93) durchgeführt. Bei seinen experimentellen Untersuchungen stellt er fest, daß auftretender Schwingungsverschleiß die Demontage von Spannsätzen stark behindern kann und gibt Gestaltungs- und Belastungshinweise, wie Reibkorrosionsbildung bei den von ihm untersuchten Verbindungen reduziert werden kann.

Aufbauend auf den Arbeiten Schröders untersucht Casper (Cas98), (Cas98a) die Einflüsse verschiedener Parameter auf das Betriebsverhalten unterschiedlicher Spannelementverbindungen mit dem Schwerpunkt, den Zusammenhang zwischen einzelnen Kenngrößen und den sich einstellenden Oberflächenschäden, insbesondere der Reibkorrosion, zu ermitteln. Als Ergebnis seiner numerischen und experimen-

tellen Untersuchungen leitet er Gestaltungsempfehlungen zur Verringerung der Reibkorrosion ab.

Gropp untersucht an der TU-Chemnitz in jahrzehntelanger, überwiegend experimenteller Arbeit das Übertragungsverhalten von Längs- und Querpreßverbindungen unter verschiedenen Lasten (Torsion, Biegung, Axialkraft) und deren Kombinationen. Die Ergebnisse seiner umfangreichen Arbeiten faßt er in seiner Habilitationsschrift (Gro97) zusammen. Bei reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen mit einem Fügedurchmesser von 30mm stellt Gropp eine Erhöhung der Belastungsübertragungsfähigkeit bei auftretendem örtlichem Wechselgleiten fest. Diese resultiert aus der Erhöhung des Haftbeiwerts in der Gleitzone durch die Verschleißvorgänge, welche er experimentell nachweist, indem er eine Preßverbindung nach der dynamischen Belastung in mehrere Scheiben zerschneidet und für jede Scheibe die erforderlichen Rutsch- und Lösemomente ermittelt (Gro03).

Durch die Beschichtung eines Tribopartners (Welle oder Nabe) mit einer feinkristallinen, dünnen (5µm) Phosphatschicht gelingt es Gropp bei einigen industriellen Anwendungen Reibkorrosionserscheinungen, aus denen häufig Wellenrisse initiiert werden, über die Dauer der betrieblichen Belastung weitestgehend zu vermeiden (Gro03a). Der Grund liegt vor allem in dem hohen Haftbeiwert dieser Reibpaarung und damit verbunden, in einer Verringerung des Schlupfes zwischen Welle und Nabe.

In (Gro03b) findet sich eine kompakte Zusammenfassung von Gestaltungsempfehlungen für die Konstruktion von dynamisch belasteten Preßverbindungen bezüglich der Reibdauerhaltbarkeit und der Dauergestaltfestigkeit.

Hattori, Kawai, Okamoto und Sonobe (Hat81) führten Untersuchungen über die Ermüdungsfestigkeit von Preßverbindungen auf der Grundlage von FEM-Analysen und Experimenten durch. Sie stellen einen Rückgang der Relativverschiebung zwischen Welle und Nabe in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl fest (Bild 2.13). Während der Schlupf am Anfang stark abfällt, treten mit Erreichen des Steady-State Bereichs nach etwa $10^4$ Lastwechseln kaum noch Änderungen auf. Bei der Spannungsberechnung werden die deutlich kleineren Relativverschiebungen im Steady-State Be-

reich gegenüber dem Anfangsschlupf durch die Variation (Erhöhung) des Reibkoeffizienten im Gleitbereich berücksichtigt. Der gemessene Verschleißabtrag im Bereich der Nabenkante wird durch das Herabsetzen des Reibkoeffizienten auf einen Wert, der kleiner als der Reibkoeffizient des Haftgebietes ist, simuliert. Der Verschleißpartikeltransport bleibt bei den Berechnungen der Fugendruckverteilung jedoch unberücksichtigt.

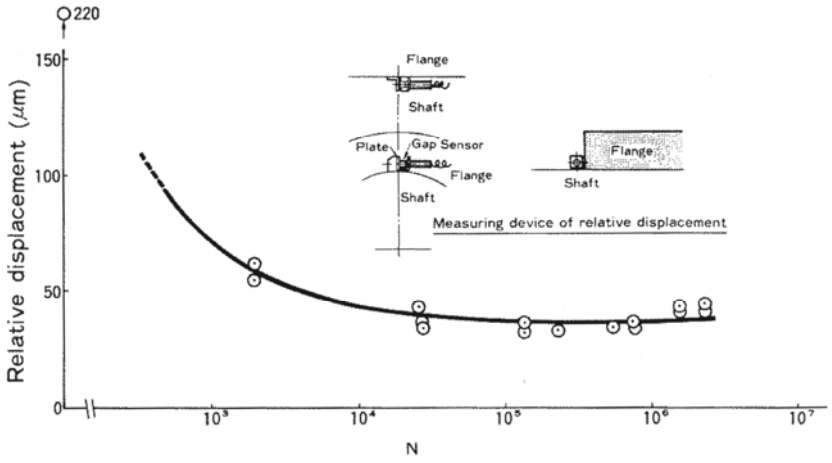



**Bild 2.13: Umfangsschlupf an Querpreßverbindungen über der Lastwechselzahl nach (Hat81)**

Das Übertragungsverhalten von biegebelasteten Kegel- und Zylinderpreßverbindungen untersuchte Smetana (Sme01). Er stellt fest, daß der Mechanismus der Biegemomentenübertragung bei selbsthemmenden Kegel- und bei zylindrischen Preßverbindungen identisch ist. Aufbauend auf den Forschungsarbeiten von Leidich leitet er Gleichungen zur Ermittlung der Grenzbelastungen ab. Dabei führt er als neue Bezugsgrößen für die Biegegrenzbelastungen das Klaff-Biegemoment bzw. die Klaff-Kraft ein. Es gelingt ihm so einfache, für die praktische Anwendung verwendbare Auslegungsgleichungen zu formulieren. Aufbauend auf den Ergebnissen seiner umfangreichen Berechnungen gibt Smetana Gestaltungsempfehlungen für asymmetrisch belastete Preßverbindungen.

Anhand der hier zusammengefaßten Literatur wird deutlich, daß eine Vielzahl von Bauteilen existieren, bei denen das Auftreten von Reibkorrosion das Betriebsverhalten massiv beeinträchtigt oder sogar zum Versagen führt. Eine zuverlässige Vorhersage, wann Reibkorrosion schädigend wirkt, ist bisher nur ansatzweise möglich. Daher konzentrieren sich viele Gestaltungsempfehlungen auf Maßnahmen, die das Ziel verfolgen, das Auftreten von Reibkorrosion am Bauteil oder in der Verbindung zu vermeiden. Damit kann oft keine optimale Bauteilausnutzung erreicht werden.

# 3 Wirkzonenkonzept

Das vorherige Kapitel zeigt, daß forschungsseitig große Anstrengungen unternommen werden, um zuverlässigere Aussagen zur Überlebenswahrscheinlichkeit von Bauteilen bei Vorhandensein von Reibkorrosion zu gewinnen.

Ein erkennbarer Forschungsfokus liegt dabei auf dem Fatigue Fretting Damage Parameter (FFDP) von Ruiz und Cheng bzw. seiner Weiterentwicklung (ERC- erweitertes Ruiz-Kriterium). Zu nennen sind hier die Forschungsarbeiten am Lehrstuhl „Konstruktionslehre“ der TU-Chemnitz unter Leitung von Prof. Leidich. Der FFDP bzw. das ERC berücksichtigen jedoch die verschleißbedingten Umlagerungen und die damit verbundenen zeitlich nichtlinearen Änderungen des Beanspruchungszustandes nicht und eignen sich daher vor allem zur Vorhersage des Anrißortes. Zulässige Werte für beide Kriterien, oberhalb derer mit einem Anriß gerechnet werden muß, sind bislang nicht bekannt.

Das am Lehrstuhl „Konstruktionslehre“ der TU-Berlin entwickelte Konzept greift die Idee auf, die aus den Reibkorrosionsvorgängen bedingten Umlagerungen in der Kontaktzone zu berücksichtigen. Paysan (Pay00) hat mit seiner Arbeit am Beispiel eines wechseltorsionsbelasteten Querpreßverband gezeigt, daß das Wirkzonenkonzept imstande ist, die verschleißbedingten Änderungen des Beanspruchungszustandes einer Festigkeitsbewertung zugänglich zu machen. Da das Wirkzonenkonzept in dieser Arbeit als Simulationsmodell angewendet wird, sollen zum grundsätzlichen Verständnis nachfolgend die wesentlichen Bestandteile des Konzeptes wiedergegeben werden. Weitergehende Informationen finden sich unter anderem in (Pay98), (Pay00), (Pay00a) und (PaH01).

Das Wirkzonenkonzept unterteilt sich in ein Verschleiß- und ein Beanspruchungsmodell. Das Verschleißmodell dient der Abbildung der Verschleißpartikelbildungs- und Verschleißpartikeltransportprozesse, während im Beanspruchungsmodell die Berechnung der daraus resultierenden veränderten Beanspruchungs- und Schlupfzustände in der Wirkzone erfolgt.

## 3.1 Verschleißmodell

Im Verschleißmodell werden an einem infinitesimalen Volumenelement dV in der Verschleißschicht die lokalen Massenströme an Reibkorrosionsprodukten, die aus den Verschleißpartikelbildungs- und Verschleißpartikeltransportprozessen resultieren, bilanziert (Bild3.1).

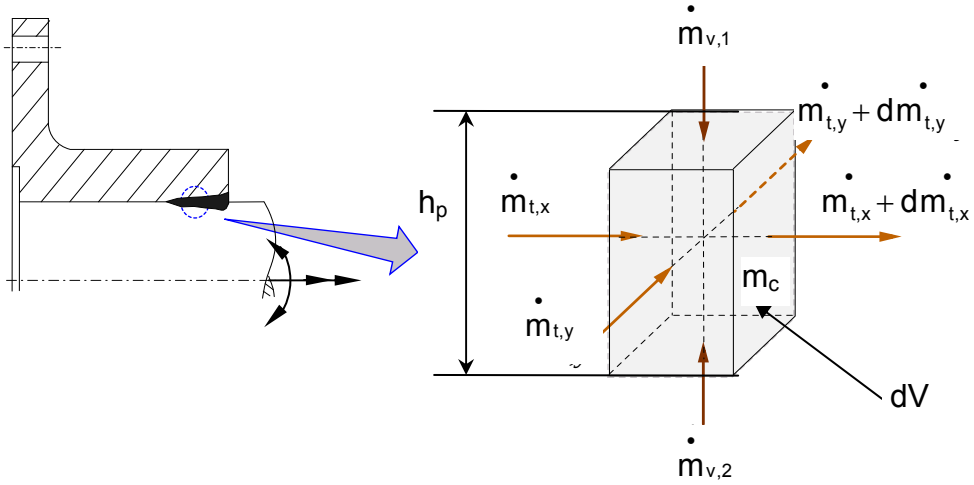



**Bild 3.1: Massenströme aus Partikelabtrag und –transport (PaH01)**

Die Bilanzierung der ein- und austretenden Partikelmassen liefert eine Differentialgleichung, die die zeitliche Änderung der Reibkorrosionsschichtdicke $h_p$ beschreibt.

$$\frac{\partial h_p}{\partial t} = \sum_{i=1,2}\left(K_{p,i}\frac{\partial h_{v,i}}{\partial t}\right) - h_p \operatorname{div}(v_p) - v_p \cdot \operatorname{grad}(h_p) \qquad (3\text{-}1)$$

Die Partikelhöhe $h_p$ hängt im wesentlichen vom Materialabtrag $h_v$ an den Kontaktflächen der Reibpartner 1 und 2 sowie von der mit dem Geschwindigkeitsvektor $v_p$ beschriebene Transportbewegung der Partikel ab. Im Partikelkoeffizienten

$$K_{p,i} = K_{ox,i}\frac{\rho_{g,i}}{\rho_p} \qquad i = 1,2 \qquad (3\text{-}2)$$

wird der Massenzuwachs durch Tribooxidation mit Hilfe des Koeffizienten $K_{ox}$ und die geänderte Dichte der Verschleißpartikel $\rho_p$ gegenüber dem Grundwerkstoff (Dichte $\rho_g$) berücksichtigt.

### 3.1.1 Materialabtrag

Den Materialabtrag $h_v$ modelliert Paysan mit Hilfe eines Evolutionsansatzes. Dabei hängt die abgetragene Menge von Verschleißpartikeln vorrangig von der aktuellen Menge ab (Bild 3.2).

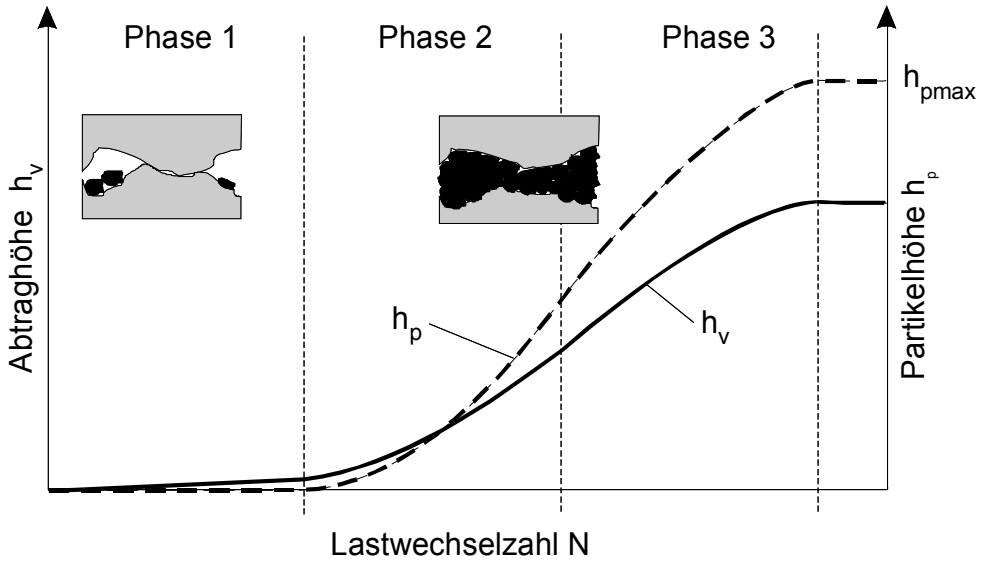



**Bild 3.2: Evolutionsphasen des Materialabtrags (Pay00)**

Die Entstehung der Verschleißpartikel läßt sich in drei Phasen unterteilen. Zu Beginn des Verschleißprozesses finden die Korrosionsprodukte noch Platz in Rauhigkeitstälern, der Verschleiß wird direkt durch die Reibpartner bestimmt (Phase I). In Phase II können die Partikel, nachdem es zur Ausbildung einer Korrosionszwischenschicht gekommen ist, als Schleifpartikel abtragsverstärkend wirken. Die Relativbewegung der Reibpartner verlagert sich mit zunehmender Dicke in das Innere der Korrosionszwischenschicht, so daß der Zuwachs an Materialabtrag kontinuierlich sinkt (Phase III). Bei Erreichen der Grenzhöhe $h_{p,max}$ ist der Materialabtrag vollständig zum Erliegen gekommen. Das geschilderte Verhalten wird durch die folgende Differentilagleichung für die zeitliche Änderung von $h_v$ wiedergegeben:

$$\frac{\partial h_{v,i}}{\partial t} = r_{v,i}\left(1 - \frac{h_p}{h_{p,max}}\right)\left(\frac{h_p}{h_{p,max}} + \frac{h_o}{h_{p,max}}\right). \qquad (3\text{-}3)$$

Dabei können mit der Anfangshöhe $h_0$ die Rauhigkeiten der Tribopartner zu Belastungsbeginn mitberücksichtigt werden. Der Verschleißkoeffizient $r_v$ berechnet sich in Analogie zum Funkschen Kriterium (Fun68) aus dem Produkt der lokalen Flächenpressung p und der mittleren Schlupfgeschwindigkeit v. Der Verschleißwiderstand $W_v$ dient als Materialkennwert des jeweiligen Reibpartners:

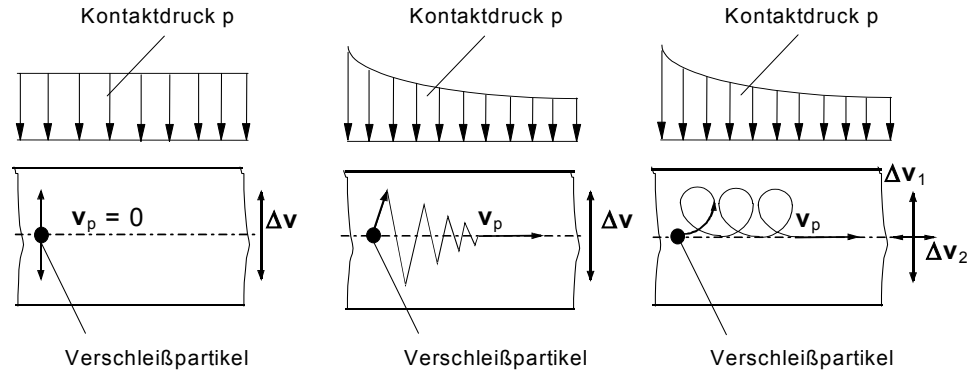
$$r_{v,i} = \frac{|p \cdot v|}{W_{v,i}} \qquad i = 1, 2 \tag{3-4}.$$

## 3.1.2 Transportansatz

Richtungsbestimmend für die Transportbewegung der Partikel ist der Fugendruckgradient. Die Partikel werden aus Gebieten mit höherer Flächenpressung in benachbarte, geringer belastete Bereiche, transportiert:

$$v_p = -K_\lambda \cdot |v| \cdot \mathrm{grad}(p) \tag{3-5}.$$

Dabei stellen $K_\lambda$ den Transportkoeffizienten und v die Schlupfgeschwindigkeit dar. Hohe Schlupfgeschwindigkeiten begünstigen den Driftvorgang (Bild 3.3).




(a) ohne Driftanteil (b) mit Driftanteil (c) zweiachsiger Schlupf

**Bild 3.3: Transportbewegung von Partikeln bei ein- und mehrachsiger Schlupfbewegung (Pay00)**

## 3.2 Beanspruchungsmodell

### 3.2.1 Wirksames Übermaß

Mit Hilfe des Beanspruchungsmodells wird ein Zusammenhang zwischen den reibkorrosionsbedingten Änderungen der Bauteiloberflächen und der daraus resultierenden Beanspruchungsumlagerung hergestellt. Zur Koppelung von Beanspruchungs- und Verschleißmodell dienen das wirksame Übermaß $U_w(x,t)$ und der örtliche Reibwert $\mu(x,t)$. Das wirksame Übermaß beschreibt dabei den verschleißbedingt veränderten Füge- oder Vorspannungszustand. Partikel, die in der Kontaktfuge verbleiben, führen lokal zu einem Anstieg des Fugendrucks, abtransportierte Partikel verringern ihn. In Analogie zu Preßverbindungen entspricht dies einer Erhöhung, bzw. einer Verringerung des lokalen Übermaßes, so daß die verschleißbedingte Änderung des Übermaßes wie folgt beschrieben werden kann (Bild 3.4):

$$\frac{\partial U_w}{\partial t} = \frac{\partial h_p}{\partial t} - \frac{\partial h_{v,1}}{\partial t} - \frac{\partial h_{v,2}}{\partial t}. \qquad (3\text{-}6).$$

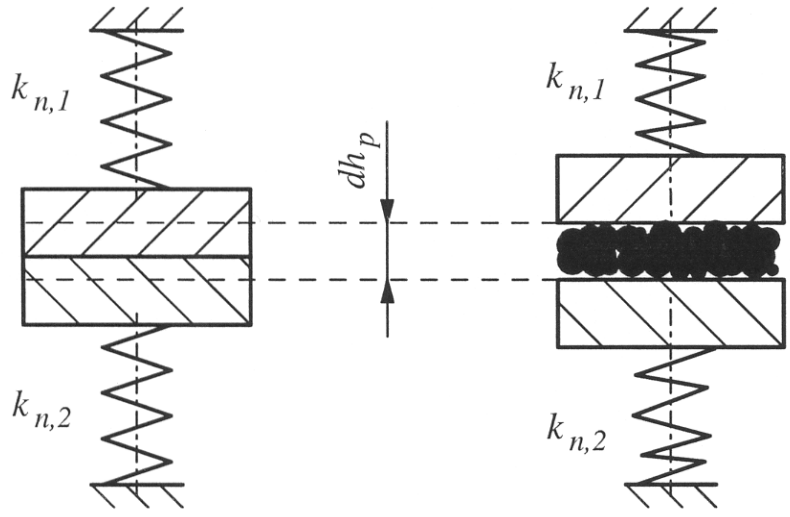



**Bild 3.4 Zusätzliche Verspannung durch lokale Partikelanhäufungen (Pay00)**

### 3.2.2 Örtliche Reibwertentwicklung

Die Verschleißvorgänge führen in der Kontaktfuge zu einer zeitlichen Veränderung der Reibverhältnisse. In der Realität äußert sich dies z.B. in unterschiedlichen Schlupfamplituden während der Dauer der betrieblichen Belastung. Das Wirkzonenkonzept berücksichtigt die zeitliche Veränderung der Reibverhältnisse durch die Modellierung des örtlichen Reibwerts $\mu$ als Funktion der örtlichen Partikelhöhe $h_p$. In der Simulation wird dabei der im folgenden Bild dargestellte kubische Zusammenhang verwendet (Bild 3.5).

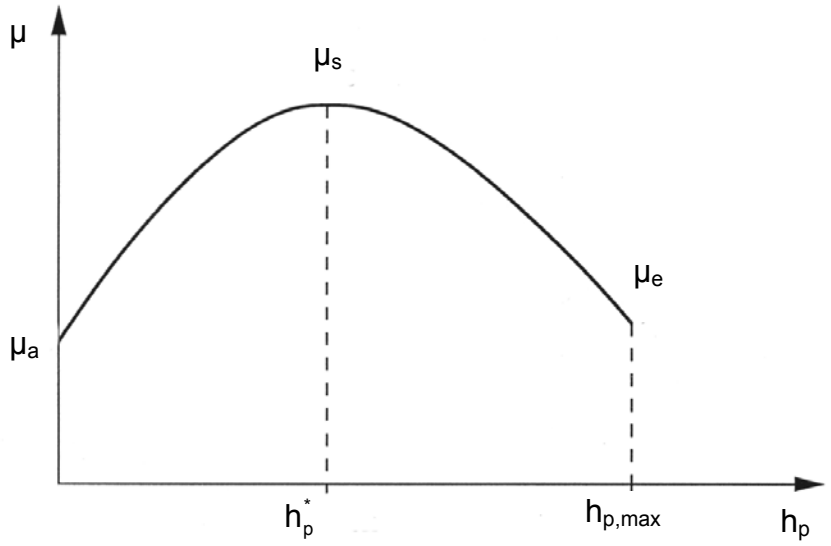



**Bild 3.5: Modellierung der verschleißabhängigen Reibwertentwicklung mittels der Kennwerte $\mu_a$, $\mu_s$, $\mu_e$ und $h_p^*$ (Pay00)**

Die Kennwerte $\mu_a$, $\mu_s$ und $\mu_e$ bestimmen die Reibwertentwicklung in den drei charakteristischen Evolutionsphasen der Verschleißentwicklung entsprechend Bild 3.5. In Phase I, in der nur wenige Partikel vorhanden sind, wird der Reibwert $\mu_a$ vorwiegend durch den direkten Kontakt der Reibpartner bestimmt. Die in Phase II in größerer Zahl vorhandenen Verschleißpartikel können leichter verhaken und bewirken zusammen mit lokalen Reibverschweißungen einen Anstieg des Reibwerts $\mu$. Der Reibwert steigt so bis zu seinem Maximum $\mu_s$, bei dem die Verschleißpartikelhöhe gerade $h_p^*$ beträgt. Zu diesem Zeitpunkt ist bei konstantem Verschleißkoeffizienten $r_v$ der Zuwachs an Reibkorrosionsprodukten am größten. In Phase III fällt der Reibwert wieder ab bis zum Erreichen des Endwertes $\mu_e$. In dieser Phase ist die Reibung der Partikel untereinander bestimmend, da die Partikelhöhen vergleichsweise groß sind.

Diese Betrachtungen führen zu der folgenden Gleichung für die zeitliche Reibwertentwicklung:

$$\frac{\partial \mu}{\partial t} = \frac{1}{h_{p,max}} \left( 3\alpha_\mu \left( \frac{h_p}{h_{p,max}} \right)^2 + 2\beta_\mu \left( \frac{h_p}{h_{p,max}} \right) + \gamma_\mu h_p \right) \frac{\partial h_p}{\partial t} \tag{3-7}$$

mit: $$\gamma_\mu = -\frac{\tilde{h}_0^3(\mu_a - \mu_e) - 4(\mu_s - \mu_a)(4 - 3\tilde{h}_0)}{\tilde{h}_0(\tilde{h}_0 - 2)^2} \quad , \quad \beta_\mu = \frac{12(\mu_s - \mu_a)}{\tilde{h}_0^2} - \frac{4}{\tilde{h}_0}\gamma_\mu \tag{3-8), (3-9}$$

$$\alpha_\mu = \mu_e - \mu_a - \beta_\mu - \gamma_\mu \quad , \quad \tilde{h}_0 = 1 - \frac{h_0}{h_{p,max}}. \tag{3-10), (3-11}$$

## 3.3 Zusammenfassung des Verschleiß- und des Beanspruchungsmodells

Die folgende Übersicht (Bild 3.6) gibt die Struktur des Verschleiß- und des Beanspruchungsmodells wieder:

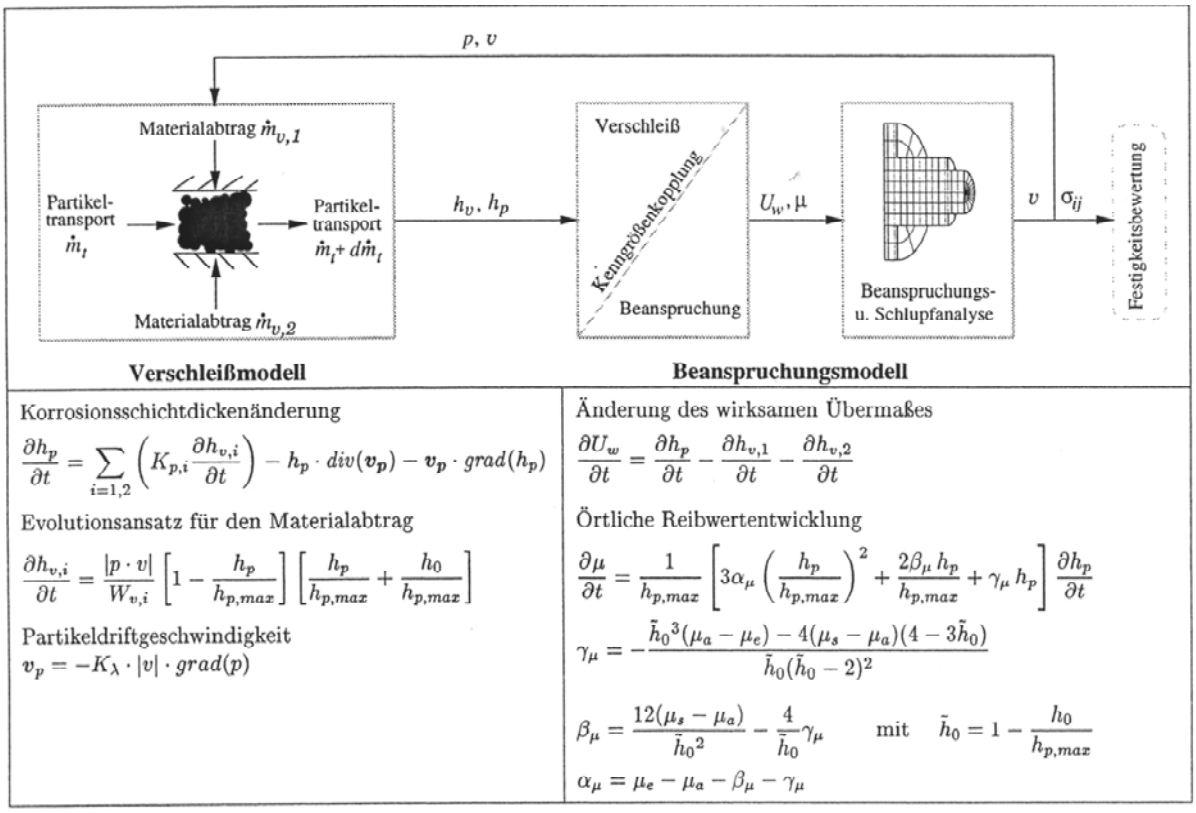



**Bild 3.6: Module und Gleichungen des Wirkzonenkonzepts (Pay00)**

## 3.4 Programmtechnische Umsetzung

Aus Bild 3.6 wird deutlich, daß das Wirkzonenkonzept aus partiellen Differentialgleichungen besteht, für deren Lösung Paysan eine Semidiskretisierung bezüglich der Ortsveränderlichen vorschlägt. Er ersetzt dabei die im Gleichungssystem enthaltenen Ortsableitungen durch die Differenzenquotienten an den diskreten Berechnungsstützstellen. Die Berechnung der Verschleißänderung in der Zeit dt erfolgt mit Hilfe eines Zeitschrittintegrationsverfahrens (Runge-Kutta). Das folgende Bild 3.7 zeigt schematisch die numerische Umsetzung der Verschleißsimulation:

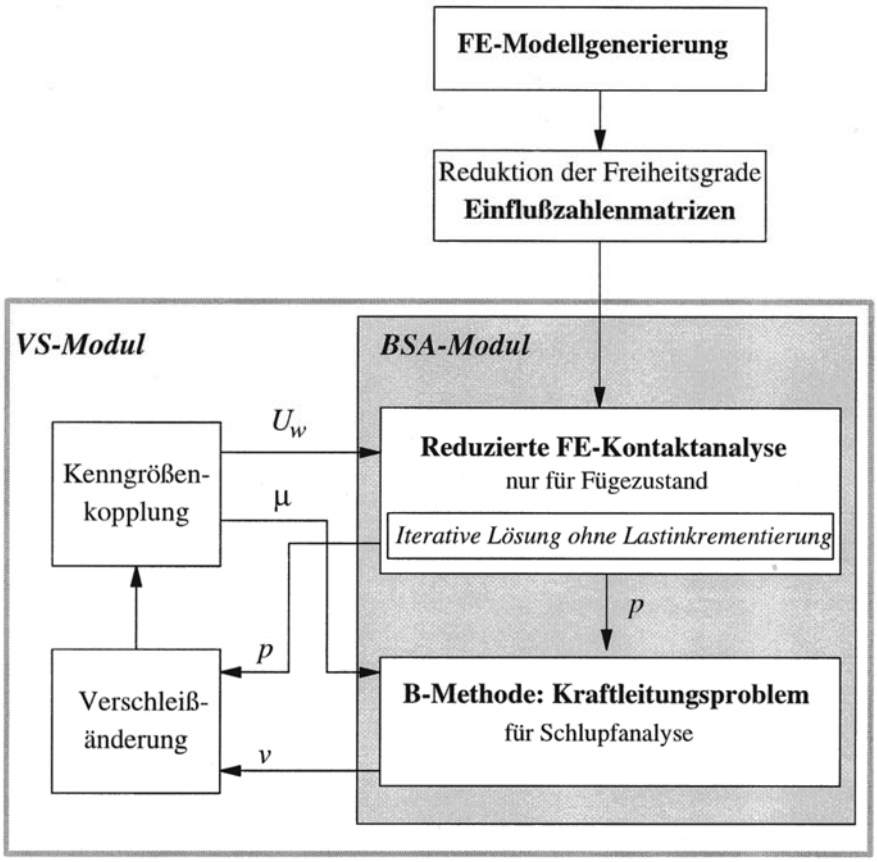



**Bild 3.7 Kennzeichen und Bestandteile der numerischen Umsetzung (Pay00)**

Mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente generiert Paysan ein Modell der Verbindung. Um die Rechenzeiten der Simulation zu verkürzen, reduziert er die Freiheitsgrade der Steifigkeitsmatrix auf die Verschiebungsfreiheitsgrade an den Koppelknoten zwischen Welle und Nabe und an den Lasteinleitungsknoten. Das Steifigkeitsverhalten des ursprünglichen Systems wird dabei durch sogenannte Einflußzahlenmatrizen ausgedrückt. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, daß im Beanspruchungs- und Schlupfanalyse-Modul (BSA-Modul) die Beanspruchungen mit

einer auf die Koppelstellen reduzierten FE-Analyse für den Fügezustand berechnet werden können.

Die Bestimmung des örtlichen Fugendrucks und Schlupfes erfolgt sequentiell mit zwei voneinander unabhängigen Berechnungsmethoden. Paysan begründet dies damit, daß der Fugendruck p bei reiner Torsionsbelastung im wesentlichen nur übermaßabhängig ist. Der jeweilige Schlupfzustand und die Größe der Nennbeanspruchung haben auf die Fugendruckverteilung nur einen untergeordneten Einfluß, so daß der Fugendruck p in Abhängigkeit vom örtlich wirksamen Übermaß $U_w$ mittels FEM berechnet werden kann. Die Bestimmung des örtlichen Schlupfes erfolgt mit Hilfe einer schnellen B-Methode (Mer98). Zur Klassifizierung von Berechnungsmethoden nach dem ABC-Konzept sei auf den Anhang A1 verwiesen. Auf der Grundlage der Arbeiten von Müller (Mül62) entwickelt Paysan einen analytischen Berechnungsansatz auf der Basis grundlegender Gleichungen der Elastizitätstheorie. Der Ablauf der Schlupfanalyse vollzieht sich in zwei Schritten: Zunächst wird die Schlupftiefe $l_g$ iterativ ermittelt. Der Schlupfbetrag kann bei Kenntnis der Schlupftiefe mit Hilfe der entwickelten Gleichungen direkt bestimmt werden. Ein Vergleich der zuvor beschriebenen Methode mit einer reinen FEM basierten A-Methode zeigt im Verlauf des Umfangsschlupfes über der Fügelänge eine sehr gute Übereinstimmung.

## 3.5 Simulationsergebnisse

Mit Hilfe des vorgestellten Wirkzonenkonzepts hat Paysan (Pay00) das Verschleiß- und Tragverhalten der von Hattori (Hat81) untersuchten Querpreßverbände simuliert. Dargestellt sind im folgenden Bild 3.8 die Verläufe der Partikelhöhe $h_p$, des wirksamen Übermaßes $U_w$, des Reibwertes μ, des Fugendrucks p und des Schlupfes $\hat{s}$ über der auf die Fugenlänge bezogenen Axialkoordinate $\tilde{z}$ zu jeweils drei unterschiedlichen Zeitschritten (Lastwechselzahlen). Die Entwicklung von $h_p$ zeigt deutlich das Anwachsen einer Zwischenschicht aus Korrosionspartikeln. Da diese aufgrund des anfangs nach innen fallenden Druckgradienten in Richtung Haftgebiet transportiert werden, entsteht eine lokale Partikelanhäufung im Inneren der Verbindung. Infolge des fortwährenden Verschleißes wird das Übermaß an der Nabenkante abgebaut, während es im Inneren aufgrund der Partikelanlagerung wächst. Entsprechend wird die Nabenkante hinsichtlich des Fugendrucks entlastet und ein neues Fugen-

druckmaximum entsteht dicht neben der Nabenkante im Inneren der Verbindung. Aufgrund der reibzahlerhöhenden Wirkung der Partikel ist ein deutlicher Rückgang des Schlupfes zu verzeichnen.

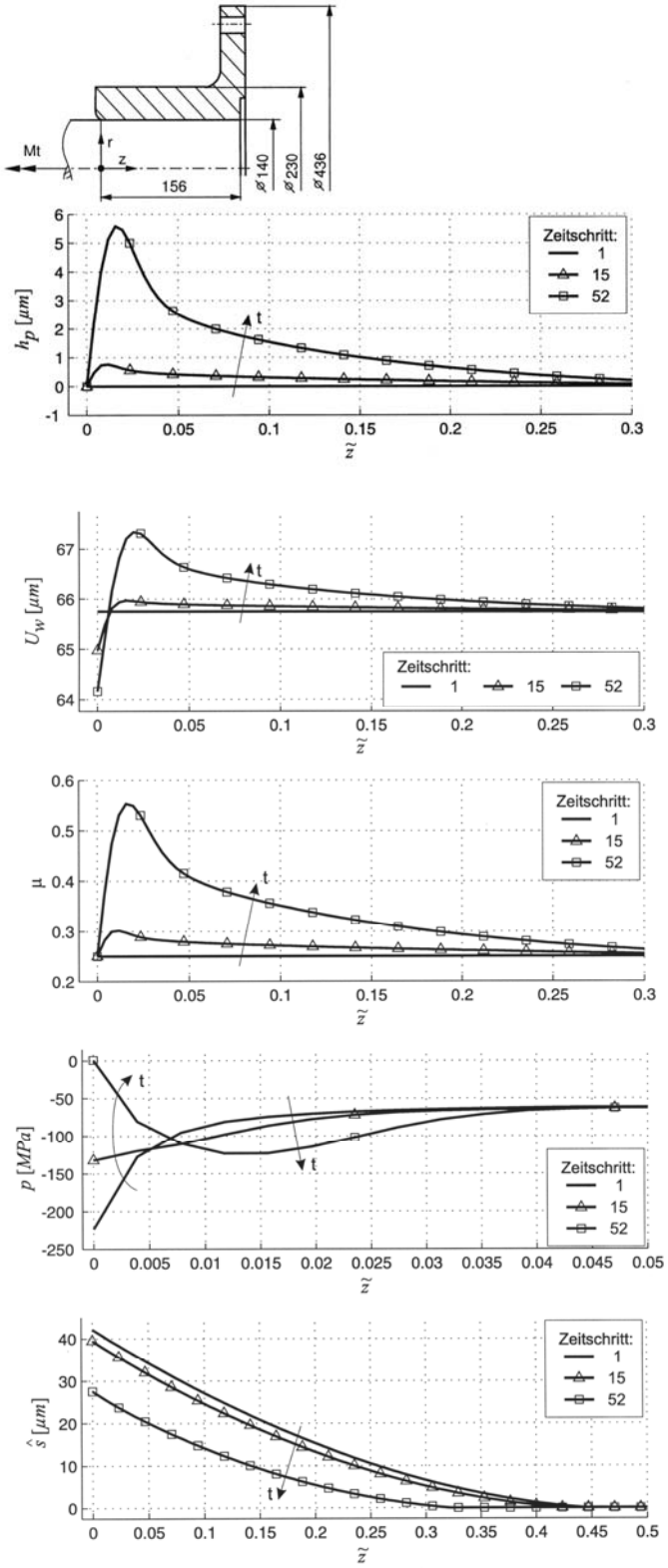
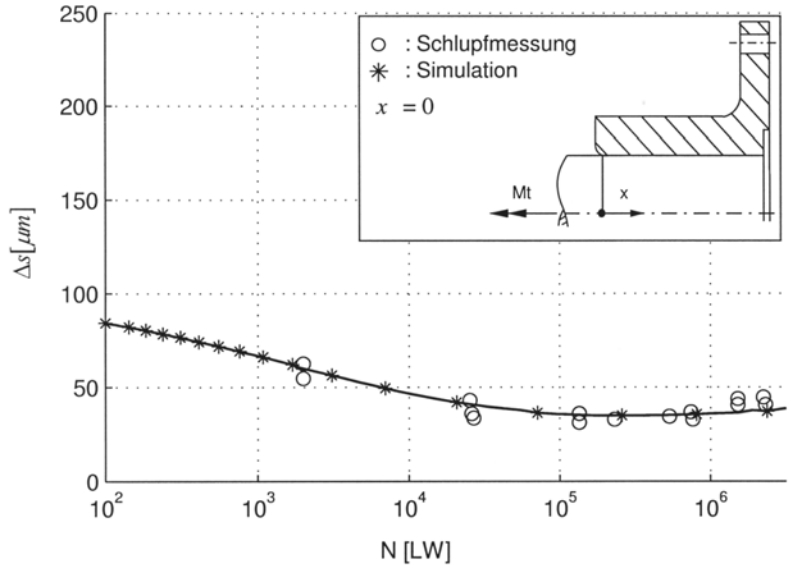
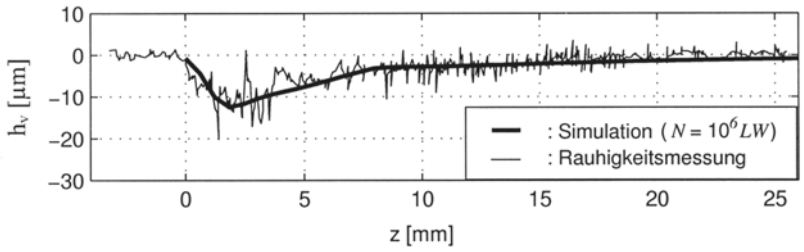



**Bild 3.8: Verteilung der Verschleiß- und Beanspruchungskenngrößen über der bezogenen Axialkoordinate $\tilde{z} = z / 156mm$ zu drei unterschiedlichen Zeitschritten t ($\tau_{tn,a}$) nach (Pay00)**

Das unten stehende Bild 3.9 zeigt den Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen von Hattori (Hat81). Auf dem oberen Bild wird deutlich, daß der Rückgang des Schlupfes von der Simulation gut wiedergegeben wird. Auch der simulierte Verschleißabtrag im Schlupfgebiet der Welle (unterer Teil des Bildes) entspricht dem mittleren gemessenen Verlauf.




**(a) Relativverschiebung über der Lastspielzahl ($\tau_{tn,a}$=103 MPa)**




**(b)Verschleißabtrag im Nabenkantenbereich ($\tau_{tn,a}$ =88 MPa)**

**Bild3.9: Vergleich der Berechnungsergebnisse (Pay00) mit den Messungen von Hattori et al. (Hat81)**

## 3.6 Beurteilung des Tragfähigkeitsverhaltens

Mit Hilfe der Ergebnisse aus der Verschleißsimulation kann eine erste Beurteilung des Tragfähigkeitsverhaltens der durch die Reibkorrosionsvorgänge veränderten Verbindung vorgenommen werden. Paysan schlägt dazu die im folgenden Bild 3.10 dargestellte Vorgehensweise vor:

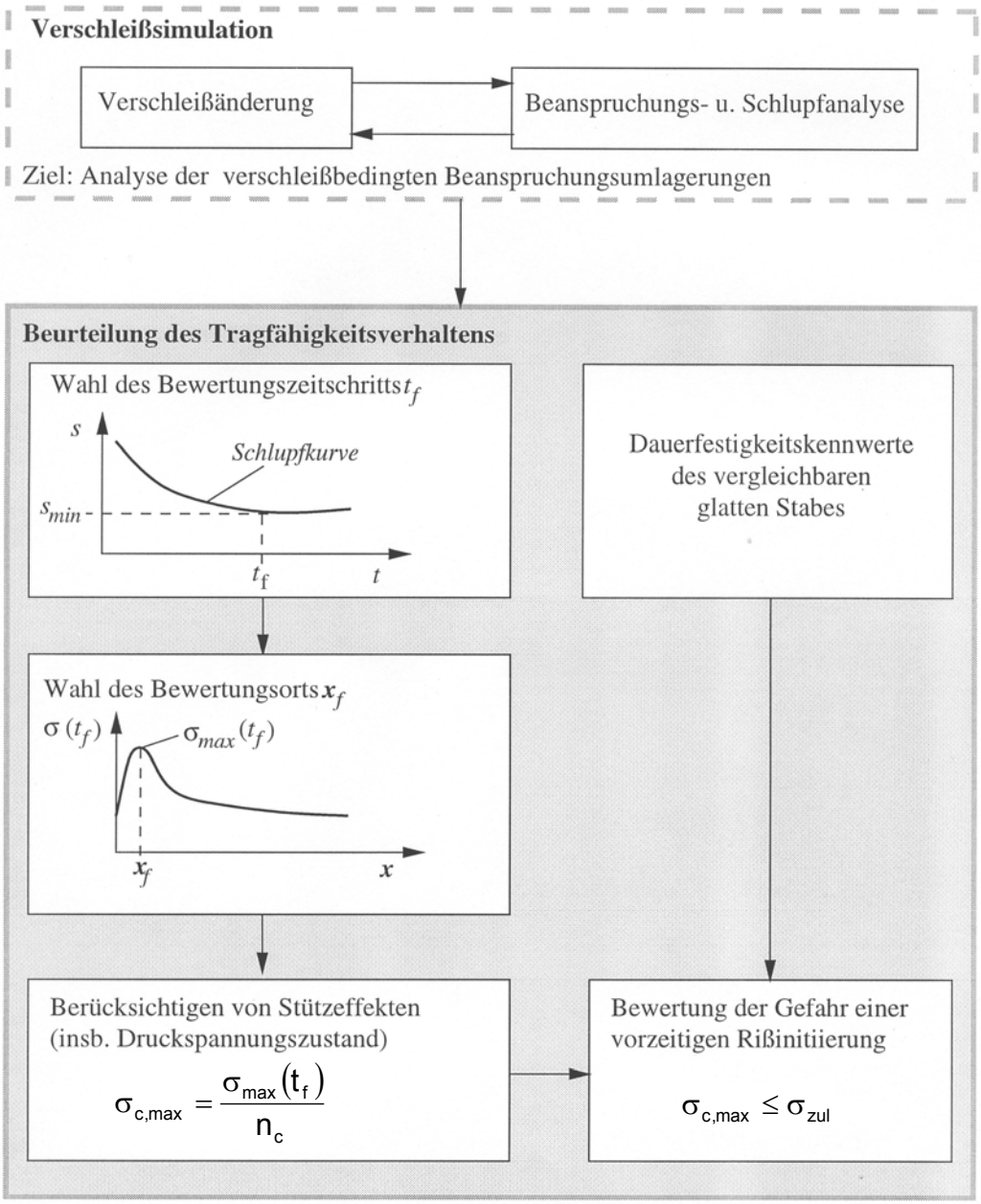



**Bild3.10: Vorschlag für eine erste Beurteilung des verschleißabhängigen Tragfähigkeitsverhaltens ($n_c$: Stützziffer; $\sigma_{c,max}$: Schädigungsrelevante wirksame Beanspruchung im Korrosionsgebiet; $\sigma_{zul}$: Beanspruchung, oberhalb derer von einer versagensrelevanten Schädigungsinitiierung auszugehen ist (Pay00)**

Paysan schlägt vor, zur Bewertung den Zeitschritt $t_f$ (Lastwechselzahl) zu verwenden, bei dem die rechnerische Schlupfamplitude minimal wird. Dort beginnt der durch vergleichsweise langsame reibkorrosionsbedingte Veränderungen gekennzeichnete „steady-state-Bereich“ (Hat81). Gleichzeitig wird im Schlupfgebiet aufgrund der hohen Reibwerte ein Maximum an betrieblicher Belastung übertragen, so daß eine Rißinitiierung in der Welle zu diesem Zeitpunkt am wahrscheinlichsten ist. Die eigentliche Festigkeitsbewertung erfolgt dann am Ort $x_f$ der höchsten lokalen Beanspruchung $\sigma_{max}$. Für das Beispiel der Preßverbindung ergibt sich ein Torsionsspannungsverlauf $\tau_{\varphi z}$, der qualitativ der Darstellung des obigen Bildes (3.10) entspricht. Durch die Verschleißpartikelanhäufung im Inneren der Verbindung und die abtragsbedingte Entlastung der Nabenkante tritt das Spannungsmaximum dicht neben der Nabenkante in der Kontaktfuge auf. An dieser Stelle werden bei Verbindungen diesen Typs auch die versagensauslösenden Anrisse festgestellt. Dieser Anrißort kann mit herkömmlichen FE-Analysen nicht festgestellt werden.

Die eigentliche Bewertung der Schädigungsinitiierung sollte nicht direkt mit der aus der Simulation resultierenden maximalen Spannung $\sigma_{max}$ erfolgen, da die im Inneren der Kontaktfuge wirksame Stützwirkung $n_c$ durch die Nabe dann unberücksichtigt bleibt. Die Stützwirkung erfolgt durch den Druckspannungszustand im Kontaktgebiet, der eine Rißinitiierung und ein anschließendes Schädigungswachstum im Vergleich zu einer freien Oberfläche erschwert (Hat88), (Hil94).

# 4. Prüfstandsuntersuchungen

## 4.1 Dimensionierung der Prüfkörperverbindung

Wie im vorangegangenen Kapitel ausgeführt wurde, ist das Wirkzonenkonzept bereits an Querpreßverbindungen, für die Meßdaten zur Verfügung standen (Hat81), validiert worden. Die dabei erzielten Ergebnisse ermutigen, das Verfahren an weiteren Beispielen zu erproben.

Im Focus dieser Arbeit soll daher vor allem der Einfluß der Bauteilgröße auf die Reibdauerbeanspruchung stehen. Aus der Literatur ist bekannt, daß reibkorrosionsbedingtes Bauteilversagen vorrangig an großen Bauteilen auftritt. Untersucht werden soll daher der Größeneinfluß der Verbindung auf die Reibkorrosion in Abhängigkeit von der betrieblichen Belastung, des wirksamen Übermaßes und der Belastungsdauer. Dazu müssen Simulationsrechnungen mit Hilfe des Wirkzonenkonzepts an unterschiedlich großen, geometrisch ähnlichen Querpreßverbindungen durchgeführt werden.

Die Qualität der Berechnungen muß dabei, ergänzend zu den experimentellen Untersuchungen von Hattori (Hat81), durch weitere Versuche überprüft werden. Letztere sollen an geometrisch ähnlichen Proben durchgeführt werden, damit keine weiteren Effekte den Einfluß der Bauteilgröße auf die Reibkorrosion überlagern. Hierbei gilt es vor allem zu klären, inwieweit die Modellparameter des Wirkzonenkonzepts größenabhängig sind. Bei der Auslegung einer geeigneten Prüfkörperverbindung ist darauf zu achten, daß sie deutlich andere Abmessungen als die von Hattori untersuchten haben, welche im folgenden Bild 4.1 dargestellt sind:

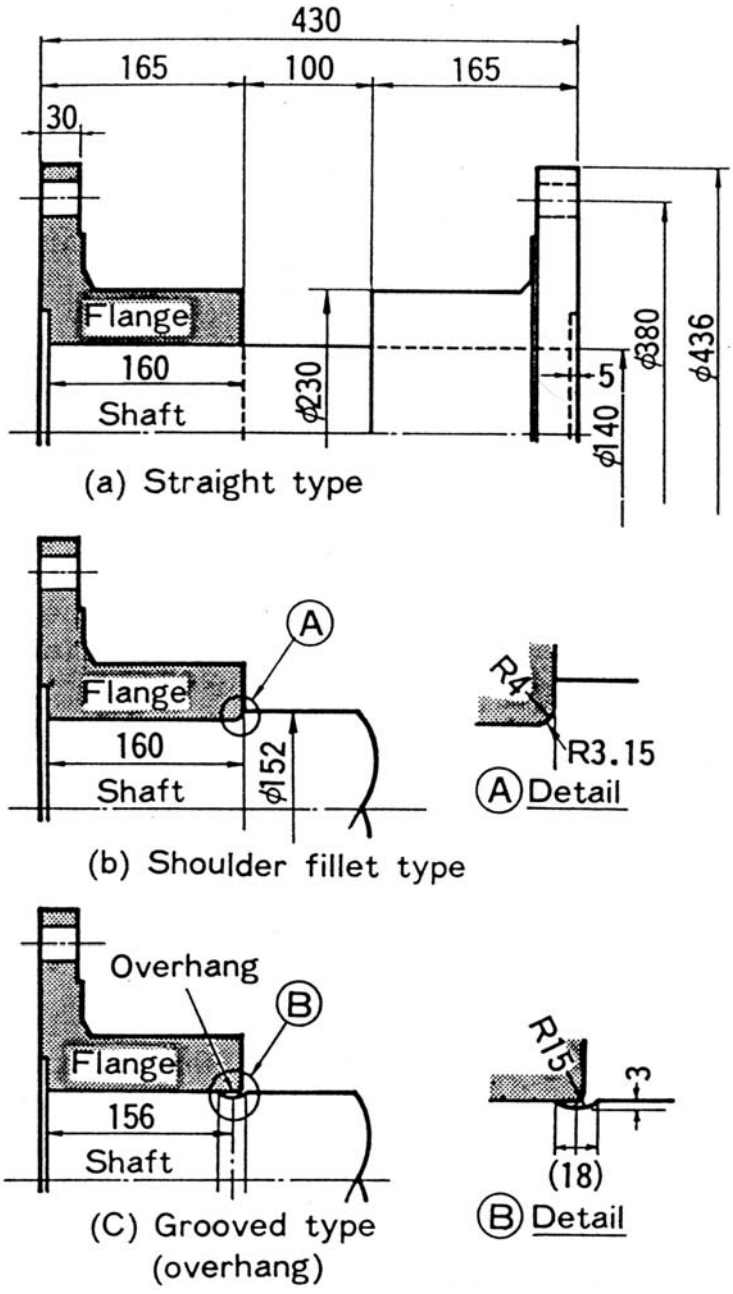



**Bild 4.1 Prüfkörpergeometrie der von Hattori untersuchten Querpreßverbindungen (Hat81)**

Die von Hattori untersuchten Querpreßverbindungen weisen mit einem Fügedurchmesser von $d_{f,Hat}$=140mm bereits eine beträchtliche Größe auf. Bedenkt man, daß die von ihm verwendeten Torsionsnennspannungsamplituden in Höhe von 88-125 MPa bei reiner Wechseltorsionslast erforderliche Momentenamplituden von 47,4 kNm bis 67,3 kNm erfordern, wird deutlich, daß im Rahmen dieser Arbeit nur an kleineren Proben Messungen durchgeführt werden können.

Gewählt wurde mit einem Fügedurchmesser $d_f$ =35 mm eine um den Faktor vier kleinere Verbindung. Dieser Durchmesser stellt einen Kompromiß zwischen einem einerseits ausreichend großem Abstand zur Dimension der Hattori-Verbindungen und andererseits wenig ausgeprägten Reibkorrosionserscheinungen bei zu kleinen Verbindungen dar. Das nachfolgende Bild 4.2 zeigt die ausgewählte Geometrie und die dazugehörigen geometrischen Ähnlichkeitszahlen $\varphi_i$. Nach Pahl und Beitz (PaB-97) wird von einer geometrischen Ähnlichkeit gesprochen, wenn das Verhältnis mindestens einer physikalischen Größe beim Grund- und beim Folgemodel invariabel bleibt. Man erkennt, daß die gewählte Prüfkörpergeometrie weitestgehend identisch zu der von Hattori ist. Geringfügige Änderungen am Flanschblatt sind prüfstandsbedingt und für die Vorgänge im Reibkorrosionsgebiet von untergeordneter Bedeutung (Tab 4.1).

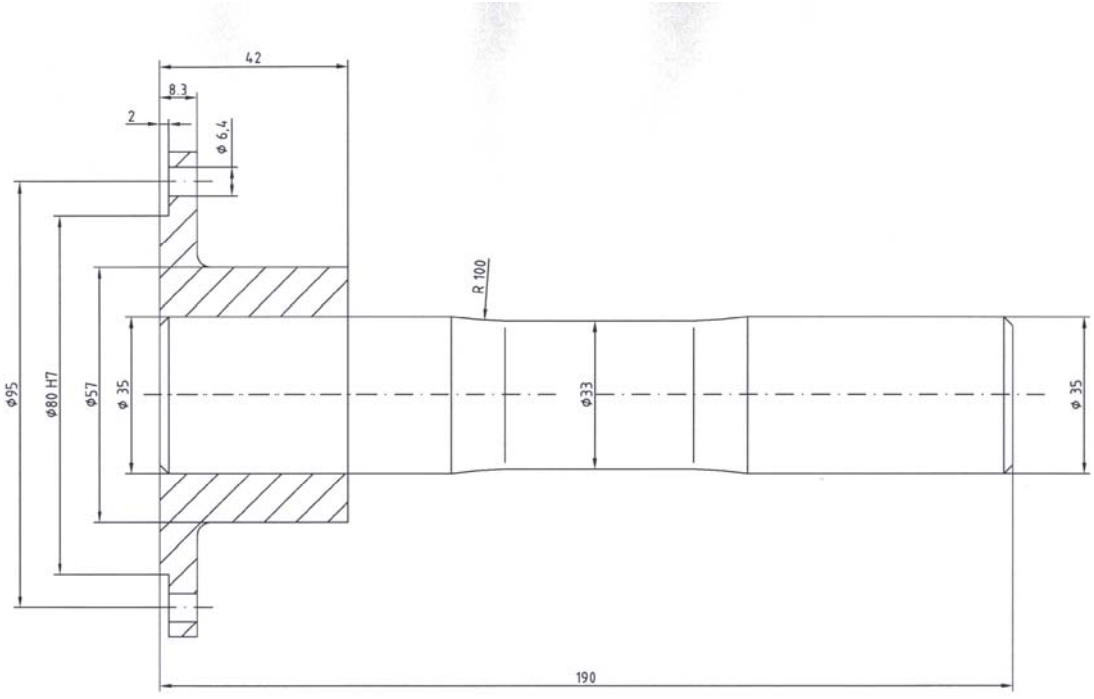



**Bild 4.2: Probengeometrie im gefügten Zustand, $U_w$=0,03mm ($\xi_w$=8,57·10$^{-4}$)**

| Maß | Hattori (1) | Prüfverbindung (2) | Ähnlichkeitszahl φ=(1)/(2) |
|---|---|---|---|
| Fügelänge $l_f$ | 156 mm | 39 mm | $\varphi_{lf}$ = 4,0 |
| Fügedurchmesser $d_f$ | 140 mm | 35 mm | $\varphi_{df}$ = 4,0 |
| Nabenaußendurchmesser $d_a$ | 436 mm | 108 mm | $\varphi_{da}$ = 4,037 |
| Flanschblattdicke $t_{fl}$ | 30 mm | 8,3 mm | $\varphi_{tfl}$ = 3,61 |
| Nabengesamtlänge $l_{ges}$ | 165 mm | 42 mm | $\varphi_{lges}$ = 3,92 |

**Tabelle 4.1 Ähnlichkeitszahlen der Prüfverbindung**

Detaillierte geometrische Angaben zur Prüfwelle und –nabe befinden sich im Anhang A3.1

Als Werkstoff wurde für Welle und Nabe der Vergütungsstahl 2C45N gewählt. Das Material stammt aus derselben Werkstoffcharge wie das von Winterfeld (Win01) verwendete. Die Material- und Festigkeitseigenschaften sind den Herstellerangaben entnommen und in der nachfolgenden Tabelle angegeben. Zum Vergleich enthält die Tabelle auch die Materialeigenschaften der von Hattori verwendeten Proben. Berücksichtigt man den Einfluß der Bauteilgröße auf die Materialeigenschaften, sind beide Werkstoffe hinsichtlich der Festigkeitseigenschaften ähnlich (Tab4.2).

| 2C45N | Legierungselemente | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Rohmaterial-∅ | % C | % Si | % Mn | % P | % S | % Cr | % Ni | % Cu |
| Welle ∅ 40 mm | 0,49 | 0,25 | 0,75 | 0,023 | 0,034 | 0,16 | 0,07 | 0,2 |
| Nabe ∅ 110 mm | 0,48 | 0,23 | 0,76 | 0,016 | 0,028 | 0,13 | 0,06 | 0,14 |
| JISSF55 (Hattori) | 0,33 | 0,22 | 0,70 | 0,01 | 0,014 | - | - | - |

| Festigkeitskennwerte | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 2C45N | $R_{p0,2}$ [N/mm²] | $R_m$ [N/mm²] | A [%] | Z [%] | $A_v$ [ISO-V] | Härte |
| Welle ∅ 40 mm | 444 | 716 | 23,4 | - | 22-24-22 | |
| Nabe ∅ 110 mm | 400 | 684 | 23,0 | - | 25-28-29 | |
| JISSF55 (Hattori) | 307 | 559 | 27 | 48,2 | k.A. | 167 HV |

**Tabelle4.2 Material- und Festigkeitseigenschaften der Proben im Vergleich zu Hattoris Proben (JISSF55)**

Alle Verbindungen sind mit einem Übermaß von 0,03mm thermisch durch Erhitzen der Naben auf ca. 200°C und Abkühlen der Wellen auf ca. -25°C gefügt worden. Die Naben wurden feingedreht und die Wellen durch Schleifen so auf das Maß der Naben angepaßt, daß das Übermaß von 0,03mm im Rahmen der Meßgenauigkeit eingehalten wurde.

Die Rauhigkeiten von Welle und Nabe wurden vor dem Fügen stichprobenartig mit einem Oberflächenmeßgerät (Homm88) nach DIN 4768 im Tastschrittverfahren untersucht. Im Mittel betragen die gemessenen Oberflächenrauhigkeitswerte nach DIN EN ISO 4287 $R_z$= 3,5 µm für die Wellen und $R_z$= 8,4 µm für die Naben.

## 4.2 Entwicklung des Prüfstands

Für die Durchführung der Versuche mußte eine Prüfmaschine konstruiert werden, welche

- Wechseltorsionsmomente bis ca. 1000 Nm Amplitude überträgt,
- für Dauerläufe bis $10^8$ Lastwechsel ohne Wartung geeignet ist und
- Wechseltorsionsfrequenz bis 50 Hz erreichen kann.

Die Höhe des erforderlichen Wechseltorsionsmoments resultiert aus den von Hattori untersuchten Nenntorsionsspannungen in Höhe von $\tau_{tn,a}$=88-125 MPa. Während bei den Prüfkörperverbindungen von Hattori der minimale Schlupf zwischen Welle und Nabe bereits nach wenigen tausend Lastwechseln erreicht wurde, ist bei den hier untersuchten Verbindungen damit zu rechnen, daß sich das Maximum betrieblicher Belastung erst deutlich später einstellen wird, da die Verbindung kleiner ist. Daher muß der Prüfstand imstande sein, Dauerläufe bis zu $10^8$ Lastwechsel ohne Wartung zu ertragen. Um den erforderlichen Zeitaufwand zu begrenzen, sollen Lastwechselfrequenzen von bis zu 50 Hz gefahren werden.

Nach Maßgabe der oben genannten Anforderungen wurde ein entsprechender Prüfstand konstruiert (Bec97) und in Betrieb genommen. Die nachfolgenden Bilder 4.3 und 4.4 zeigen den Prüfstand.

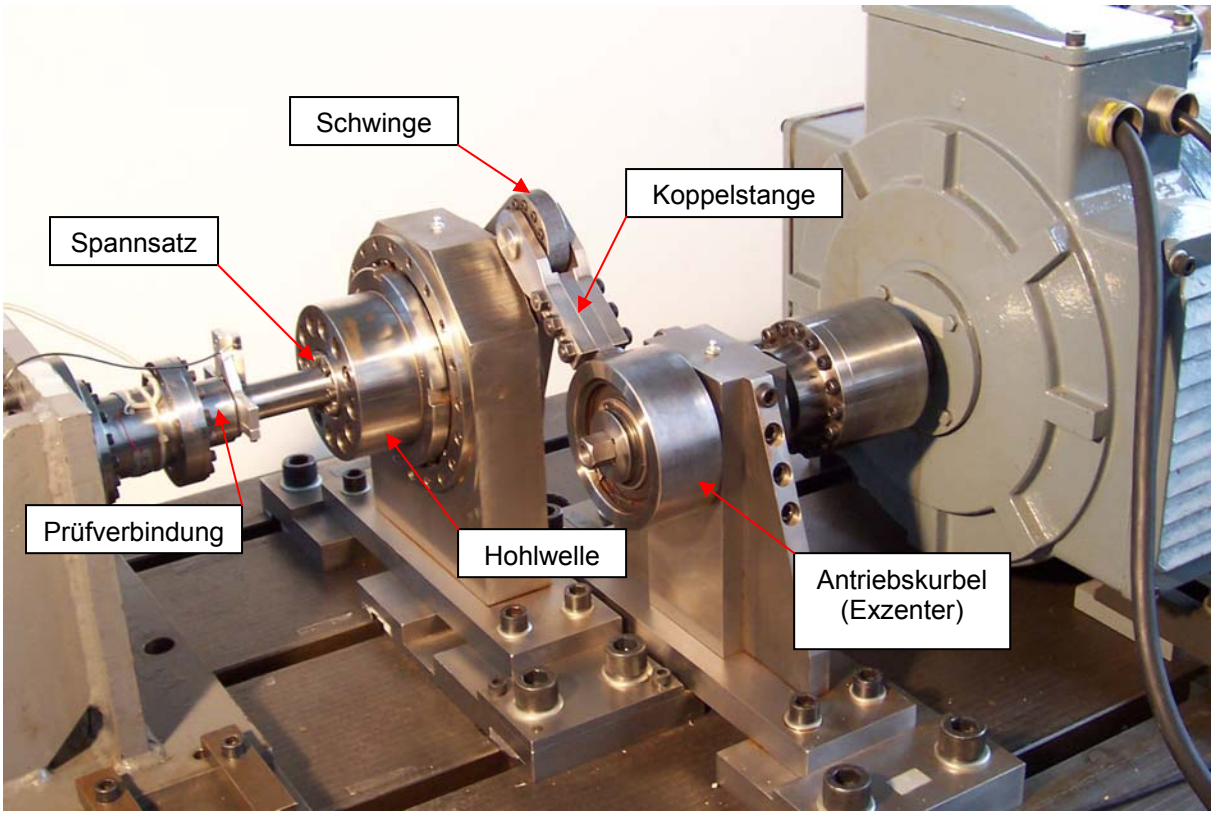



**Bild 4.3: Wechseltorsionsprüfstand für Torsionsamplituden bis zu 1000 Nm**

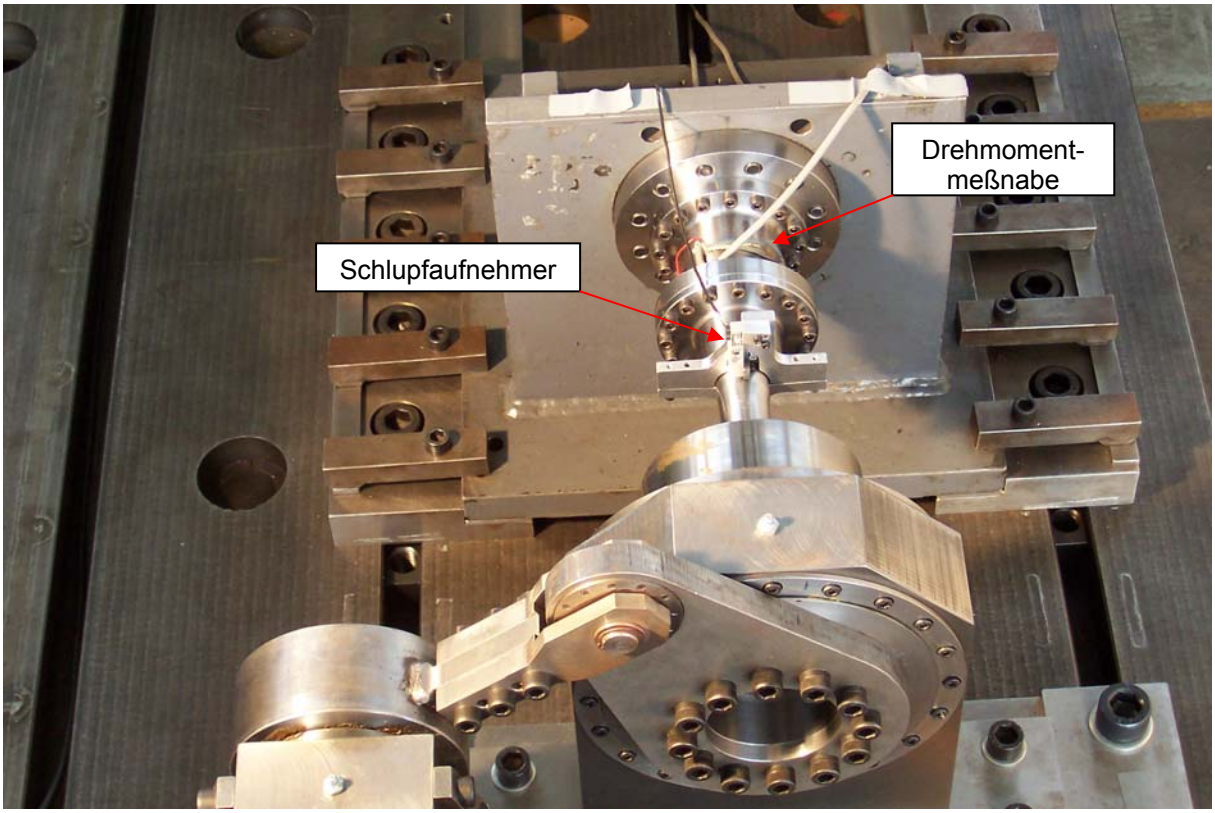



**Bild 4.4: Wechseltorsionsprüfstand für Torsionsamplituden bis zu 1000 Nm (Draufsicht)**

Das Torsionsmoment wird bei dem Prüfstand über einen Kurbeltrieb erzeugt, wie er im nächsten Bild 4.5 schematisch dargestellt ist:

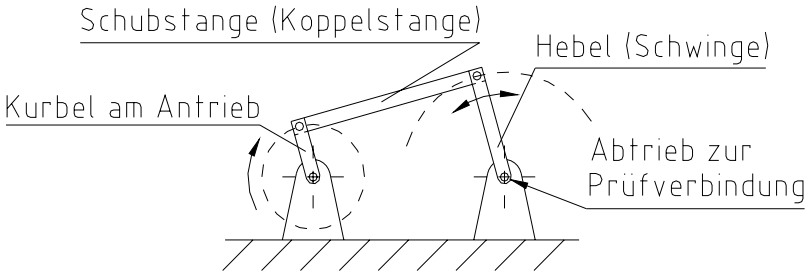



**Bild 4.5: Kurbelschwinge mit vier Gelenken**

Die Kurbel am Antrieb wurde als Exzenterkonstruktion ausgeführt, so daß die Amplitude der Schwinge stufenlos einstellbar ist. Das Torsionsmoment an der Prüfverbindung hängt dabei nur vom Schwingweg und von der Steifigkeit der Verbindung selbst ab. Die bei einem Kurbeltrieb prinzipbedingt auftretende Unförmigkeit ist durch eine ausreichend lange Schubstange im vernachlässigbaren Promillebereich. Die Steifigkeitsänderungen der Verbindung durch Reibkorrosionsvorgänge kann bezogen auf die Gesamtsteifigkeit des Systems ebenfalls vernachlässigt werden, so daß der gewählte Prüfstandsaufbau nahezu konstante Versuchsrandbedingungen ermöglicht. Die Übertragung der Erregung von der Schubstange erfolgt über einen biegesteifen Hebel, eine Hohlwelle und einen Spannsatz auf die Prüfverbindung. Letztere ist über eine Drehmomentenmeßnabe fest mit dem Lagerbock verschraubt. Die von der Schubstange auf den Hebel wirkenden Querkräfte werden durch eine sehr massiv ausgeführte Lagerung der Hohlwelle in das Fundament abgeleitet, so daß die Verbindung nur mit einem reinen Wechseltorsionsmoment belastet wird. Die Erfassung des Nulldurchgangs des Kurbeltriebs vor dem Einbau der Prüfverbindung erfolgt mit Hilfe einer Meßuhr, die die Auslenkung des biegesteifen Hebels erfaßt, so daß sichergestellt ist, daß die Probe mit einem bezüglich der Nullachse symmetrischen Torsionsmoment belastet wird.

Zeichnungen des genauen Prüfstandsaufbaus sind im Anhang A2 abgelegt.

## 4.3 Verwendete Meßtechnik

Gemessen werden soll die Veränderung des Umfangsschlupfes zwischen Welle und Nabe in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der äußeren Belastung. Messungen dieser Art sind nicht neu und in der Literatur schon verschiedentlich veröffentlicht worden. Hattori (Hat81) untersuchte die Umfangsverschiebung an wechseltorsionsbelasteten Querpreßverbindungen zwischen Welle und Nabe dicht an der Nabenkante mit Hilfe eines Wegaufnehmers. Dabei stellte er bei einer Wechseltorsionsamplitude von 88 MPa einen Rückgang der Umfangsverschiebung von 220µm auf ca. 40µm in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl fest. Die Proben waren, wie bereits erwähnt, mit einem Fügedurchmesser von 140mm relativ groß, so daß einerseits genügend Platz für die benötigte Meßtechnik zur Verfügung stand und andererseits aufgrund des betragsmäßig großen Schlupfes keine erhöhten Anforderungen an die Genauigkeit der verwendeten Sensoren gestellt werden mußten.

Romanos (Rom91) untersuchte das Reibschlußverhalten umlaufbiegebelasteter Querpreßverbände in Abhängigkeit von der Belastungsdauer durch die Messung von Haftbeiwerten. Dabei variierte er Werkstoff, Geometrie- und Belastungsparameter und zeigte durch Messung des Axialschlupfes zwischen Welle und Nabe an der Nabenkante die Auswirkungen der einzelnen Variationen auf die Haftbeiwertserhöhung.

Smetana (Sme01) hat an biegebelasteten Kegel- und Zylinderpreßverbindungen die Schlupftiefen gemessen. Damit ist der Bereich der Preßverbindung gemeint, der durch die Reibkorrosionsvorgänge in der Oberfläche sichtbar verändert worden ist. Die Schlupftiefe wird von der Lasteinleitungsseite aus als Längenmaß angegeben. Sie ist ein Summenmaß für die Reibdauerbeanspruchung und als solches leistet sie keine Aussagen über die zeitliche Veränderung des Schlupfes. Smetana weist auf die Problematik hin, den axialen Schlupf an den im Vergleich zu Hattori kleinen Verbindungen (Fügedurchmesser zwischen 14 und 50mm) zu messen, da die in Frage kommenden induktiven Wegtaster keine genügend feine Auflösung böten.

Für die Messung des Umfangsschlupfes an torsionsbelasteten Querpreßverbindungen mit einem Fügedurchmesser $d_f$=35mm muß daher ein neues Meßsystem entwikkelt werden.

## 4.3.1 Anforderungen an das Meßsystem

Das auf die Prüfverbindung einwirkende Torsionsmoment wurde mit Hilfe einer mit DMS applizierten Drehmomentmeßnabe, die zwischen Flanschblatt der Querpreßverbindung und Lagerbock eingebaut wurde, kontinuierlich mitgemessen (Bild 4.4). Die Steifigkeit der Meßnabe wurde dabei auf die maximal zulässige Dehnung der verwendeten Dehnungsmeßstreifen angepaßt.

Für die in Bild 4.2 gezeigte Querpreßverbindung wurde zunächst der Umfangsschlupf für eine Torsionswechselspannung von 100 MPa mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente berechnet. Die sich bei dieser Belastung einstellende anfängliche Schlupfamplitude ist mit ca. 13 µm relativ klein und sinkt durch die Reibkorrosionsvorgänge mit zunehmender Lastwechselzahl weiter ab. Das Meßsystem muß daher imstande sein, diese Vorgänge zeitabhängig zu erfassen, was hohe Anforderungen an die Auflösegenauigkeit der Meßkette stellt. In Voruntersuchungen wurden daher unter der Vielzahl der am Markt verfügbaren Meßaufnehmer drei vom Wirkprinzip her unterschiedliche Systeme ausgewählt und auf ihre Eignung hin untersucht (Sch97).

### 4.3.1.1 Messung des Umfangschlupfes mit Hilfe eines Kraftsensors

Zum Einsatz kam ein ursprünglich als Miniatur-Wägezelle konzipierter Doppelbiegebalken der Firma ME Meßsysteme GmbH (MEM97), auf dessen Ober- und Unterseite Dehnungsmeßstreifen (DMS) appliziert sind. Die DMS sind zu einer Wheatstoneschen Brücke zusammengeschaltet, so daß Störgrößen, wie z.B. Temperaturschwankungen kompensiert werden und die Brückenverstimmung maximal angezeigt wird. Der Balken ist unterhalb der DMS zur Verringerung des Biegewiderstandsmoments mit zwei sechseckigen Durchbrüchen versehen. Der Vorteil dieser Durchbrüche im Vergleich zu einfachen Bohrungen besteht in einem über die Länge des Dehnungsmeßstreifens gleichmäßig hohen Dehnungsniveau, wie die folgende Skizze (Bild 4.6) verdeutlicht:

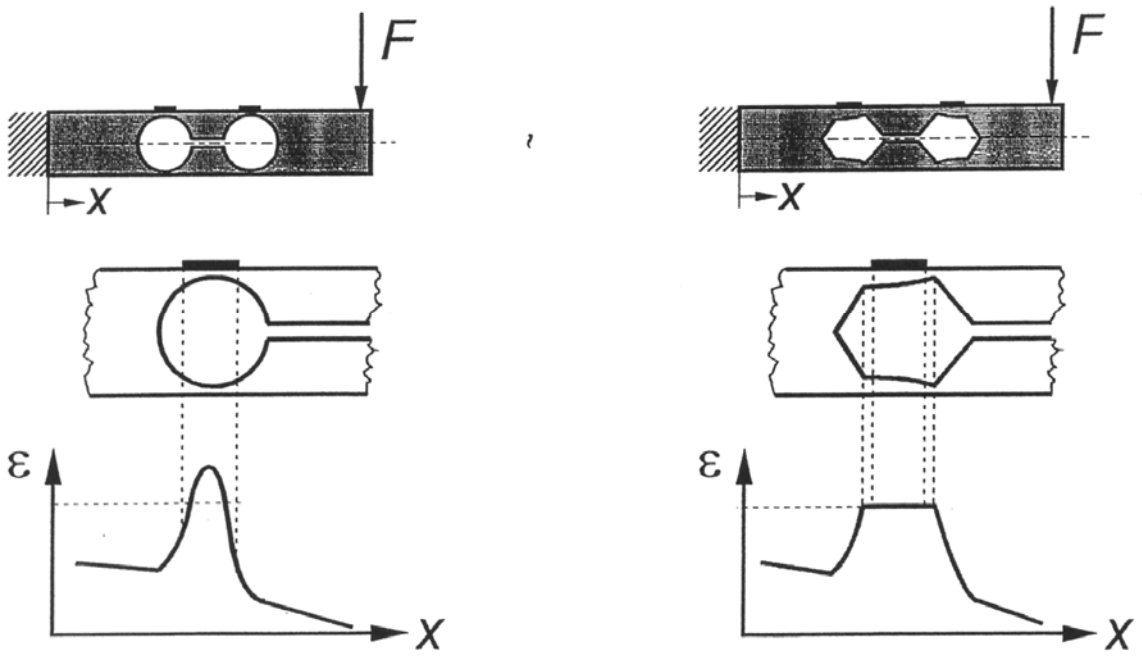



**Bild 4.6: Hohe Empfindlichkeit des Kraftsensors durch sechseckige Durchbrüche (Mem97)**

Der Balken wird zwischen Welle und Nabe dicht an der Lasteinleitungsseite fest eingespannt, so daß die Relativbewegung beider Bauteile im Balken Dehnungen bewirkt, die mit Hilfe der DMS gemessen werden können. Die folgenden Bilder 4.7 und 4.8 zeigen den Balken im schematischen Aufbau sowie den Einbau des Doppelbalkens an der Querpreßverbindung.

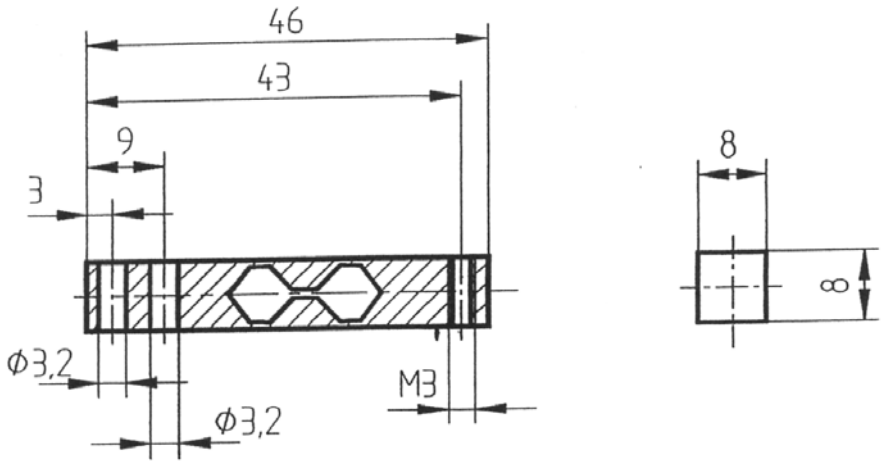



**Bild 4.7: Biegebalken KD 46 ME Meßsysteme GmbH (Mem97)**

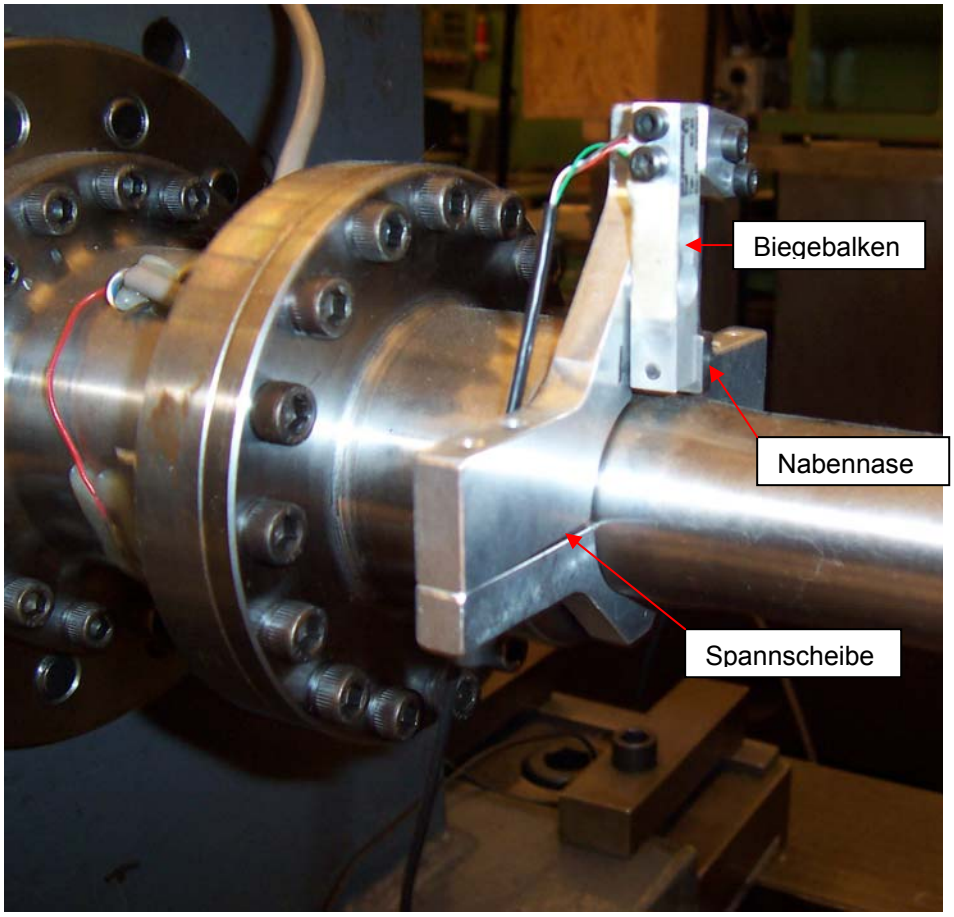



**Bild 4.8 Einbau des Biegebalkens KD 46 an der Prüfverbindung**

An der Stirnfläche der Nabe befindet sich eine Nase, an der das eine Ende des Balkens angeschraubt wird. Der Balken selber steht senkrecht zur Wellenachse und wird auf der Welle mit Hilfe einer Spannscheibe verschraubt. Die elastische Verdrehung des Wellenstücks zwischen der Spannscheibe und der Nabenkante wird bei dieser Anordnung mitgemessen und muß später aus dem Meßergebnis herausgerechnet werden. Aufgrund der Durchbrüche in dem Balken ist seine Steifigkeit gering. Bei dem zu erwartenden Schlupf in Höhe von ca. 13 µm beträgt die vom Doppelbalken übertragende Kraft etwa 2 N, was einem Drehmoment von weniger als 0,1 Nm entspricht. Die Rückwirkung des Meßaufnehmers auf die Messung selber ist somit vernachlässigbar.

Wie anfangs erwähnt, handelt es sich bei dem verwendeten Balken ursprünglich um einen Sensor zur Kraftmessung. Der Einsatz als Wegaufnehmer macht somit eine erneute Kalibrierung erforderlich. Voruntersuchungen zeigen, daß die Art der Einspannung und die vorgegebene Kinematik einen großen Einfluß auf die Kennlinie des Sensors haben. Anders als beim Einsatz als Miniatur-Wägezelle ist der Balken

hier beidseitig eingespannt, so daß sich die folgende Verformungsstruktur einstellt (Bild 4.9):

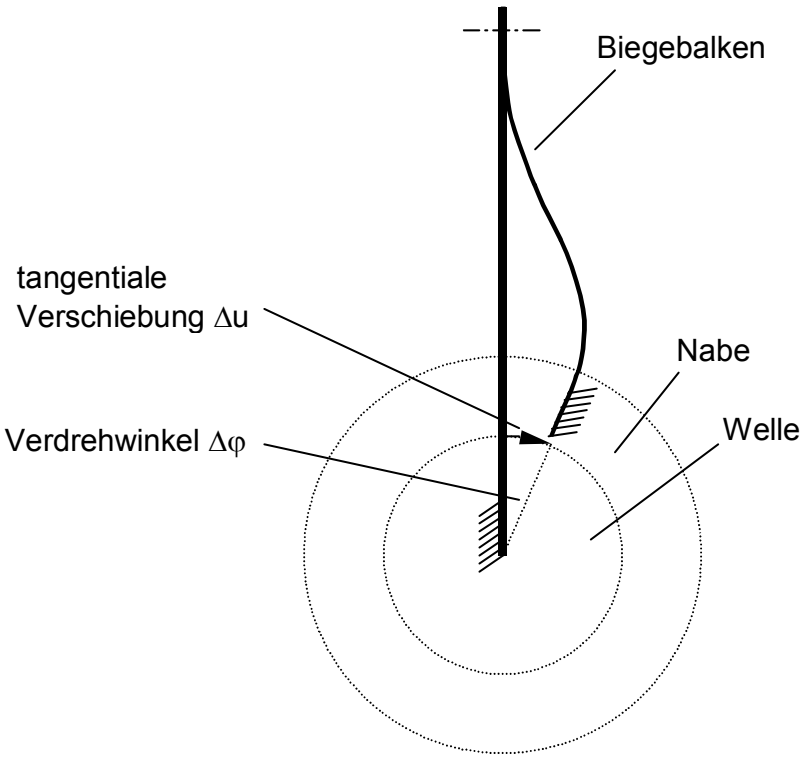



**Bild 4.9: Qualitative Darstellung der Balkenverformung im eingebauten Zustand**

Es wurde deshalb eine Kalibriereinrichtung konstruiert, die den Balken mit der gleichen Kinematik verformt, wie der im Betrieb befindliche Prüfstand. Die folgenden Bilder 4.10 und 4.11 zeigen die Kalibriereinrichtung im Detail:

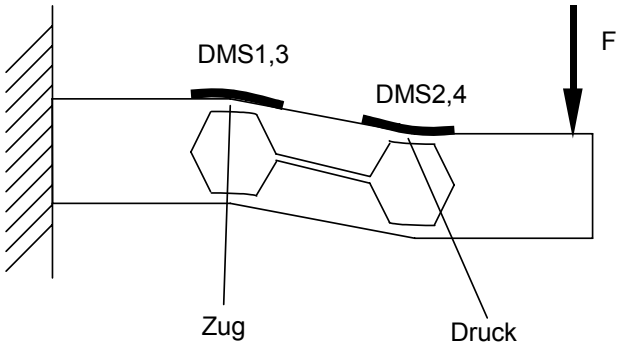



**Bild 4.10 Verformung des Doppelbalkens unter Belastung**

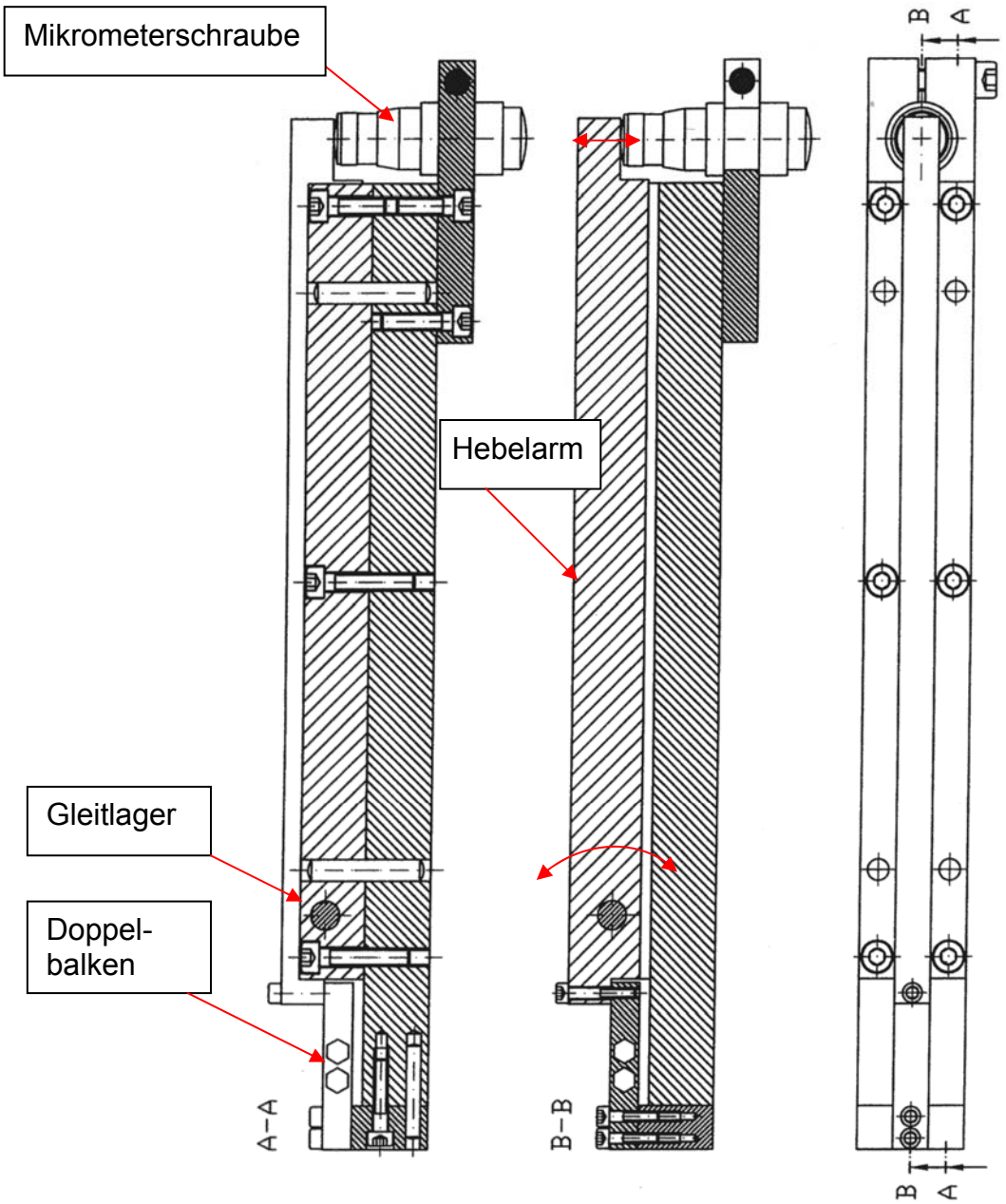



**Bild 4.11 Kalibriereinrichtung zum Kalibrieren des Biegebalkens KD 46**

Die Kennlinie des Balkens, die mit dieser Einrichtung aufgenommen wurde, zeigt ein gutes lineares Verhalten, wie der nachstehende Graph (Bild4.12) verdeutlicht.

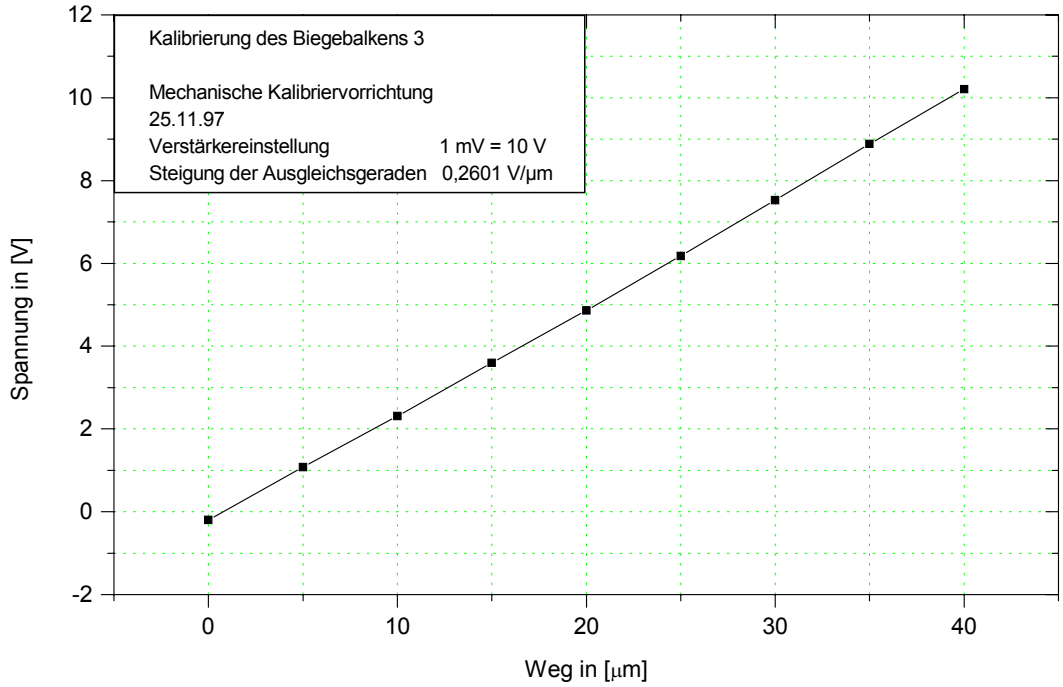



**Bild 4.12: Kennlinie des Biegebalkens**

### 4.3.1.2 Messung des Umfangsschlupfes mit einem Spule-Tauchkern-System

Alternativ zu dem Doppelbalken wurde ein Spule-Tauchkern-System der Firma Schaervitz (Alt96) zur Messung des Umfangsschlupfes zwischen Welle und Nabe verwendet. Der Aufnehmer gehört zur Gruppe der induktiv arbeitenden Wegaufnehmer, die Funktionsweise wird im nachfolgenden Bild 4.13 deutlich:

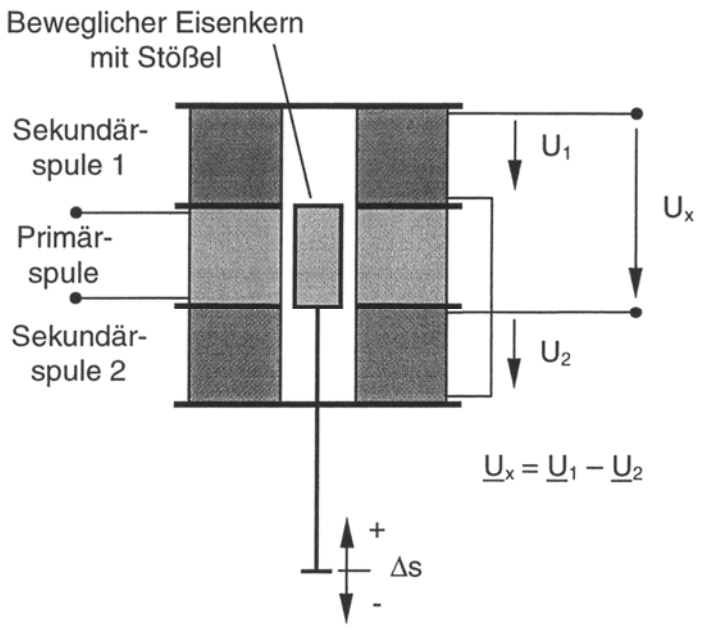



**Bild 4.13: Funktionsaufbau eines Differentialtransformators zur Wegmessung**

Der Aufnehmer besteht aus einer mit Wechselstrom gespeisten Primär- und zwei Sekundärspulen. Der in der Spulenmitte befindliche Kern aus ferromagnetischem Material induziert, je nach Position, Spannungsanteile der Primär- auf die Sekundärspulen. Da beide Sekundärspulen in Reihe geschaltet sind, ist das Ausgangssignal $\underline{U}_x$ deren Differenzspannung. Befindet sich der Kern genau in der Mitte, wie im Bild dargestellt, ist das Ausgangssignal gerade Null. Wird der Kern um $\Delta s$ bewegt, entsteht eine zur Bewegung $\Delta s$ proportionale Spannung. Innerhalb des Nulldurchgangs springt die Phase der Ausgangsspannung $\underline{U}_x$ um 180° (Smu93).

Bild 4.14 zeigt den Einbau des Spule-Tauchkern-Systems am Prüfkörper. Der Aufbau ähnelt dem des Doppelbalkens. Der Kern ist mit einem Gewindedraht fest mit der Nabennase verbunden, während der Spulenkörper mit einer Spannscheibe an der Welle befestigt ist. Auch bei diesem Aufbau wird die elastische Verdrehung des freien Wellenteils zwischen Spannscheibe und Nabenkante mitgemessen.

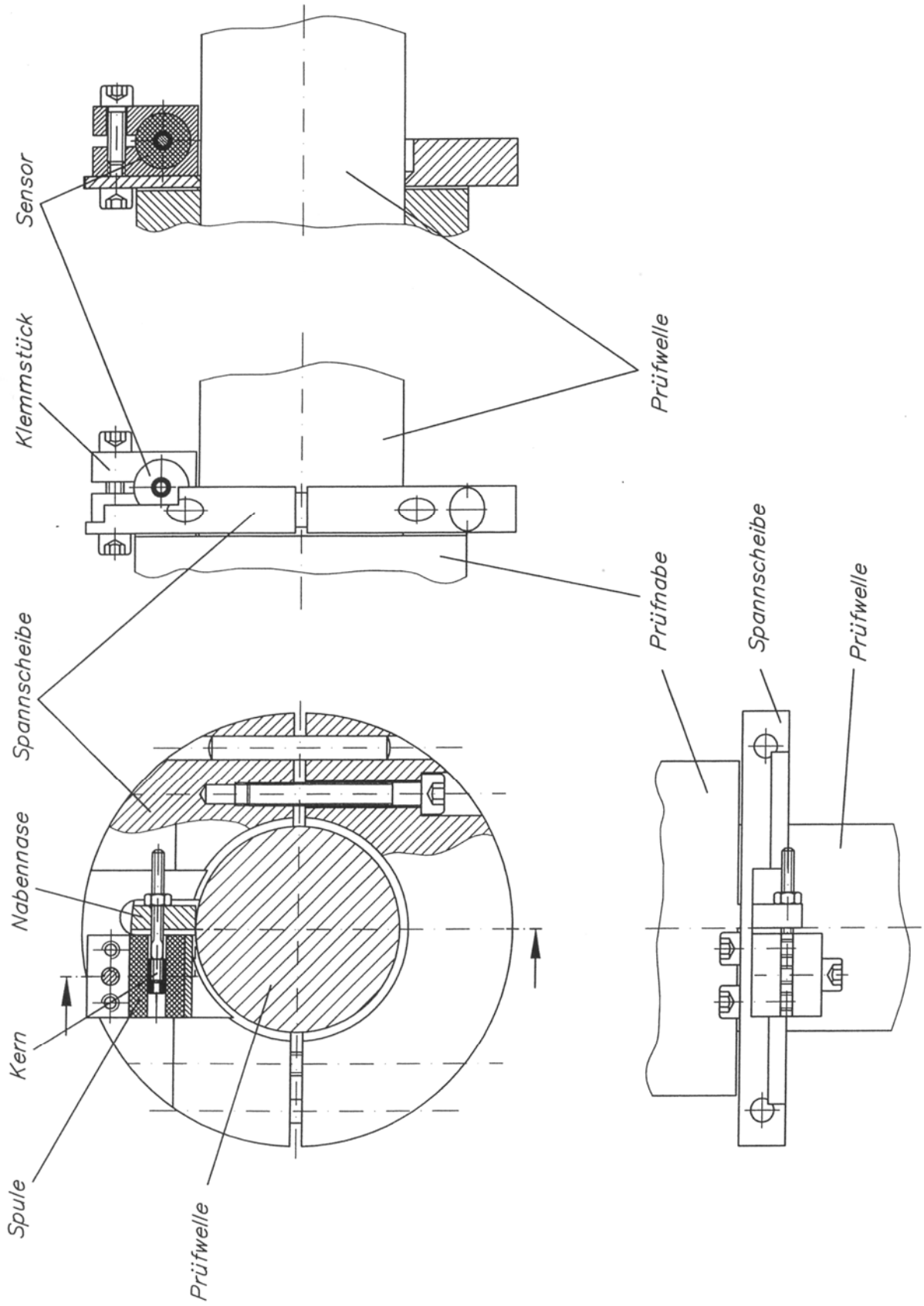



**Bild 4.14 Einbau des Spule-Tauchkern-Systems**

Da der Kern bei diesem Aufbau eine Drehbewegung im Spulenkörper ausführt (Bild 4.15), ist eine erneute Kalibrierung des Systems erforderlich. Die bereits beim Biegebalken verwendete Kalibriereinrichtung konnte, mit entsprechenden Adaptern für den Spulenkörper und den Tauchkern versehen, weiterverwendet werden (Bild 4.16).

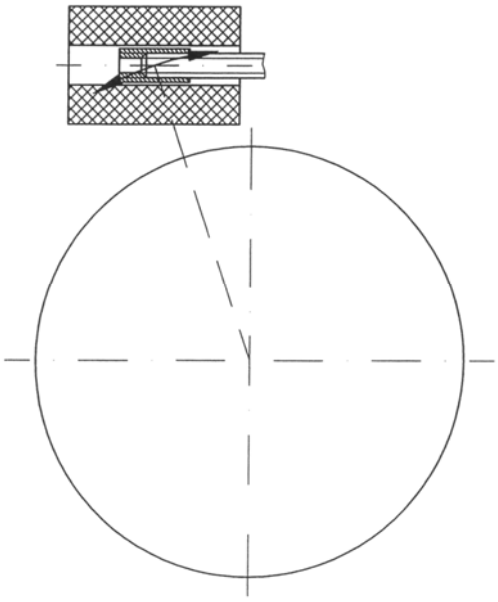


**Bild 4.15: Drehbewegung des Tauchkerns innerhalb des Spulenkörpers**

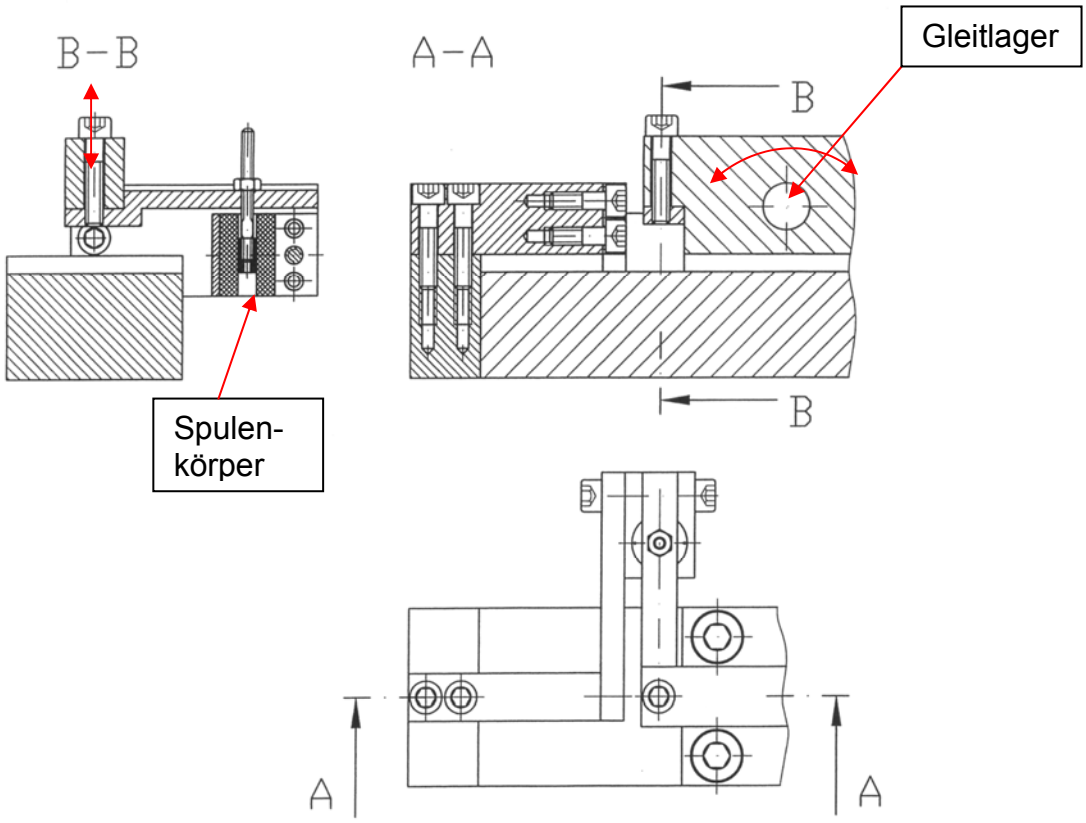



**Bild 4.16: Kalibrierung des Tauchkernsystems**

Die ermittelte Kennlinie des Tauchkernsystems zeigt das folgende Bild. Die Linearität der Kennlinie ist vergleichbar mit der des Biegebalkens, jedoch ist zu beachten, daß der Nennmeßbereich des Systems etwa 20 mal größer ist als die zu erwartende Meßgröße, was sich nachteilig auf die Störunempfindlichkeit auswirkt (Bild 4.17).

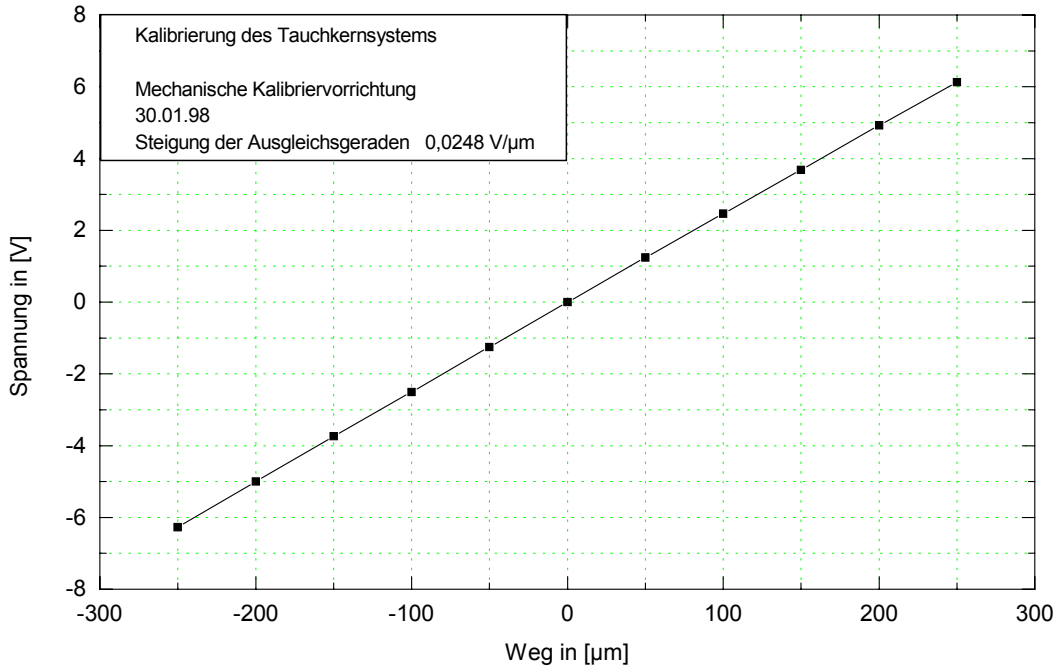



**Bild 4.17 Kennlinie des Spule-Tauchkernsystems**

### 4.3.1.3 Messung des Umfangsschlupfes mit Hilfe von Triangulationslasern

Als dritte Variante wurde der Umfangsschlupf mit Hilfe von zwei Triangulationslasern der Firma Micro-Epsilon (Mic94) gemessen. Die verwendeten Laser sind mit Meßbereichen von ±2,5 mm bzw. ±5 mm für die Meßaufgabe nur bedingt geeignet. Eine Relativmessung zwischen Welle und Nabe ist wegen der Größe der Lasermeßköpfe nicht möglich. Es wurden daher die Absolutbewegungen von Welle und Nabe mit jeweils einem Laser gemessen, aus der Differenz konnte anschließend der Umfangsschlupf berechnet werden. Bild 4.18 zeigt den Meßaufbau.

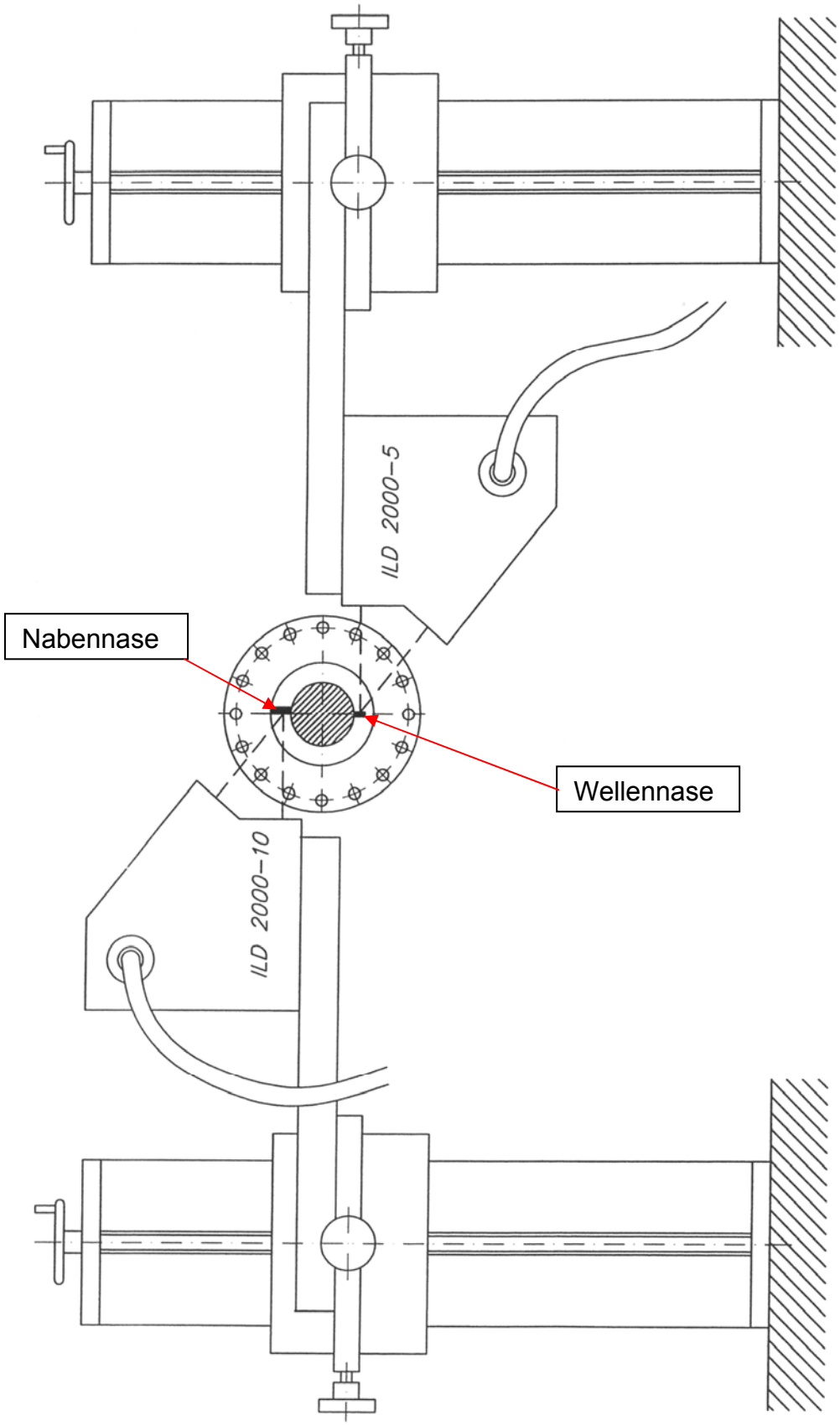



**Bild 4.18: Versuchsaufbau für Messungen mit Triangulationslasern**

Problematischer als der sehr große Meßbereich ist bei diesem Meßaufbau der Umstand, daß die Laserköpfe ortsfest auf dem Prüfstandsfundament befestigt sind. Die Vibrationen und Schwingungen des Prüfstands überlagern sich dem eigentlichen Meßsignal, so daß eine reproduzierbare Messung des Schlupfes nicht möglich ist. Aus diesem Grund wurde auf die Messung des Umfangsschlupfes mit Triangulationslasern im weiteren verzichtet.

### 4.3.2 Bewertung der untersuchten Meßaufnehmer

Aufgrund des zur Meßaufgabe sehr gut passenden Meßbereichs, der hohen Empfindlichkeit und der linearen Kennlinie ist der Doppelbalken von den untersuchten Aufnehmern am besten geeignet. Die meisten Schlupfverläufe wurden daher mit ihm gemessen. Das System arbeitete über die Dauer der Messungen sehr zuverlässig, eine wesentliche Nullpunktdrift konnte auch über sehr lange Meßzeiträume nicht festgestellt werden. Nachteilig bei der Verwendung des Doppelbalkens ist seine geringe Belastungsgrenze, die große Mühe und Sorgfalt bei der Kalibrierung und Montage erfordert. Durch die Art der Befestigung ist das Meßsystem nicht geschützt gegen ungewolltes Durchrutschen der Welle in der Nabe, was über die Dauer der Untersuchungen zu mehreren Verlusten von Aufnehmern führte.

Der Diffentialtransformator ist dank seiner berührungslosen Messung zwar deutlich unempfindlicher gegen Montagefehler, jedoch ist der im Vergleich zum Schlupf sehr große Meßbereich ungünstig, weil so der Einfluß von Störpegeln auf das eigentliche Nutzsignal wesentlich ausgeprägter ist als beim Biegebalken. Auch zeigte sich bei Langzeitmessungen über mehrere Tage eine wahrnehmbare Drift des Aufnehmers, so daß die Wahl zugunsten des Doppelbalkens als Meßaufnehmer fiel. Vergleichende Messungen mit Doppelbalken und Differentialtransformator über kurze Zeiträume zeigen eine gute Übereinstimmung der gemessenen Schlupfwerte.

### 4.3.3 Meßkette

Die Signale der Schlupfaufnehmer werden zunächst verstärkt und anschließend über eine Analog-Digital Meßkarte in einen PC eingelesen. Das folgende Bild 4.19 zeigt den schematischen Meßaufbau:

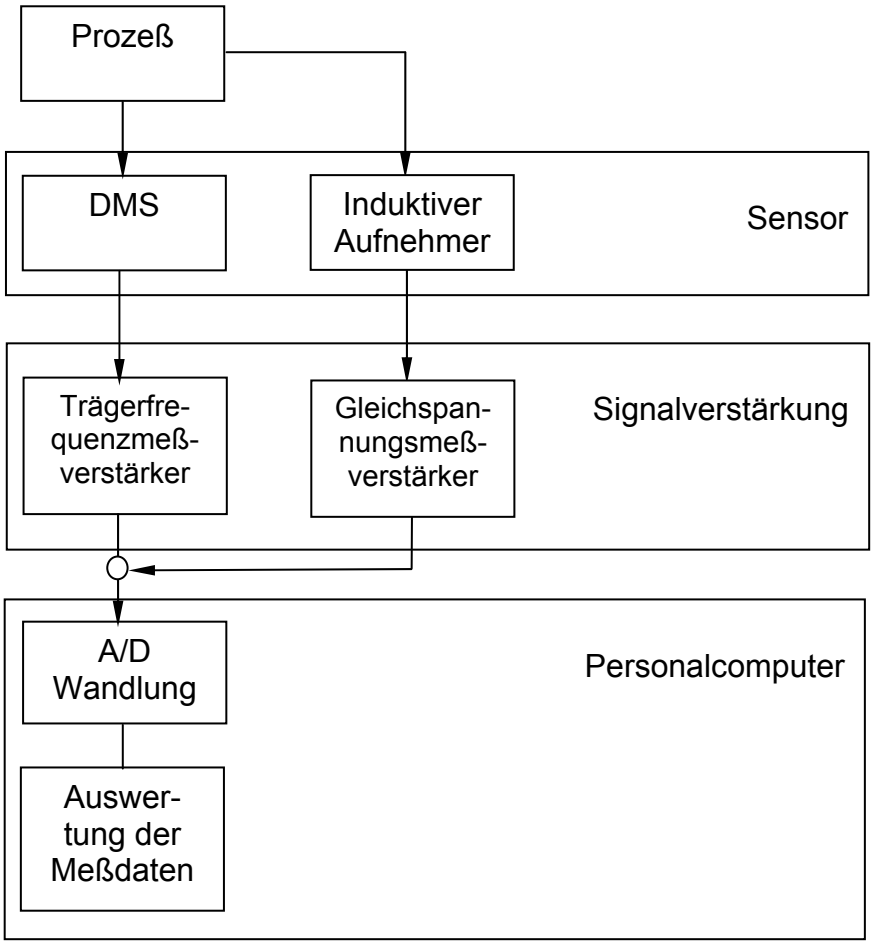



**Bild 4.19: Meßkette zur Erfassung der Drehmoment- Schlupfverläufe von reibkorrosionsgefährdeten Querpreßverbänden**

## 4.4 Entwicklung der Meßdatenerfassungssoftware

### 4.4.1 Erfassung der Meßdaten

Unter der graphisch orientierten Entwicklungsumgebung „LabVIEW“ (Nat98) wurde ein Meßdatenerfassungs- und Auswerteprogramm erstellt (Sch00). Über eine Benutzeroberfläche können zunächst allgemeine Versuchsdaten wie Versuchsnummer,

Datum, Dauer des Versuchs und die Wartezeit zwischen zwei Messungen eingegeben werden.

Erste Untersuchungen haben gezeigt, daß sich der Schlupf bei den kleinen Proben zu Beginn eines Versuches ebenfalls stark verändert. Im weiteren Verlauf ist die Änderung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl jedoch gering. Es ist daher nicht erforderlich, den Schlupfverlauf kontinuierlich mitzumessen, da dies bei Langzeitmessungen zu einer sehr großen Datenmenge führt. Ist die Phase der starken Schlupfveränderung beendet, kann die Wartezeit zwischen zwei Messungen deutlich erhöht werden. Um Aliasing Effekte zu vermeiden, wurde die Abtastfrequenz etwa 100 mal größer als die Erregerfrequenz gewählt. Das folgende Bild 4.20 zeigt beispielhaft den Verlauf von Drehmoment und Umfangsverdrehung für eine Verbindung.

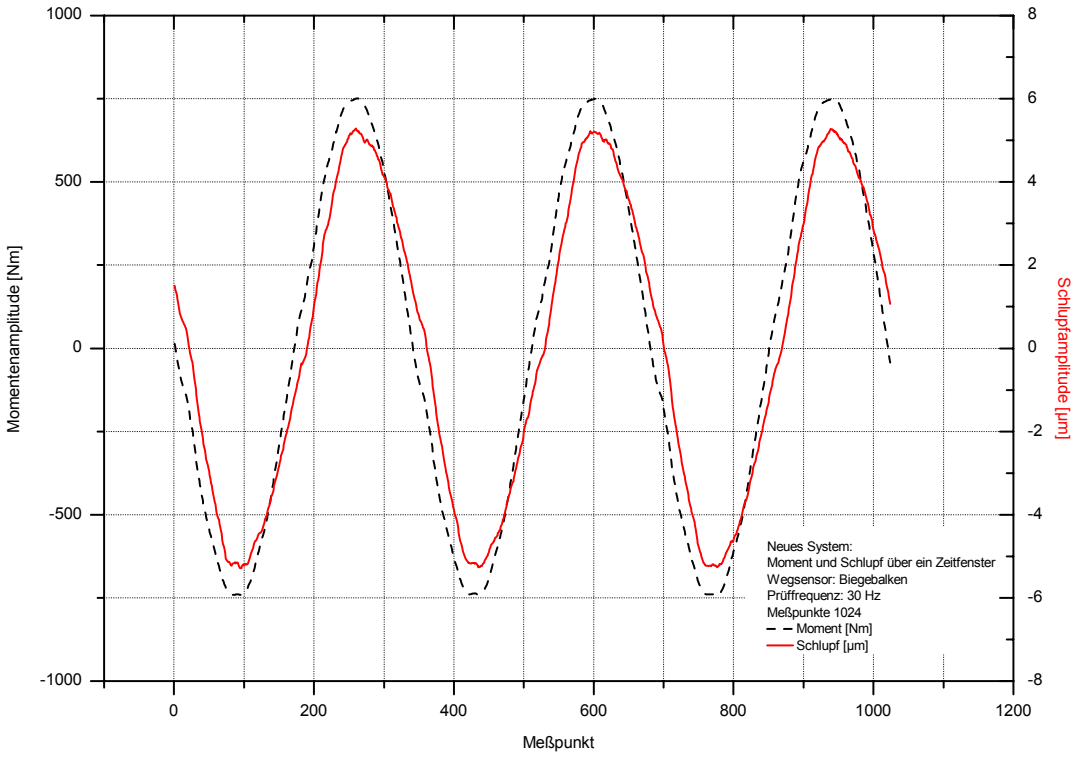



**Bild 4.20: Drehmoment und Schlupfverlauf eines gemessenen Zeitfensters, $\xi_w=1{,}14\cdot10^{-3}$**

### 4.4.2 Programmstruktur

Das komplette Programm unterteilt sich in vier Softwaremodule:

Die **Meßwertaufnahme** stellt den eigentlichen Kern des Gesamtprogramms dar. Hier werden die Spannungsverläufe der Drehmomentmeßnabe und des Schlupfsensors aufgezeichnet. Die zugehörige Lastwechselzahl wird dabei den Meßsignalen nachträglich zugeordnet.

Im **Umrechnungsmodul** werden die gemessenen Spannungssignale mit Hilfe von Kalibierkonstanten in physikalische Größen umgerechnet. Dabei wird für den Umfangsschlupf der mitgemessene Anteil der elastischen Verdrehung des freien Wellenteils zwischen Spannscheibe und Nabenkante herausgerechnet (Bild 4.21).

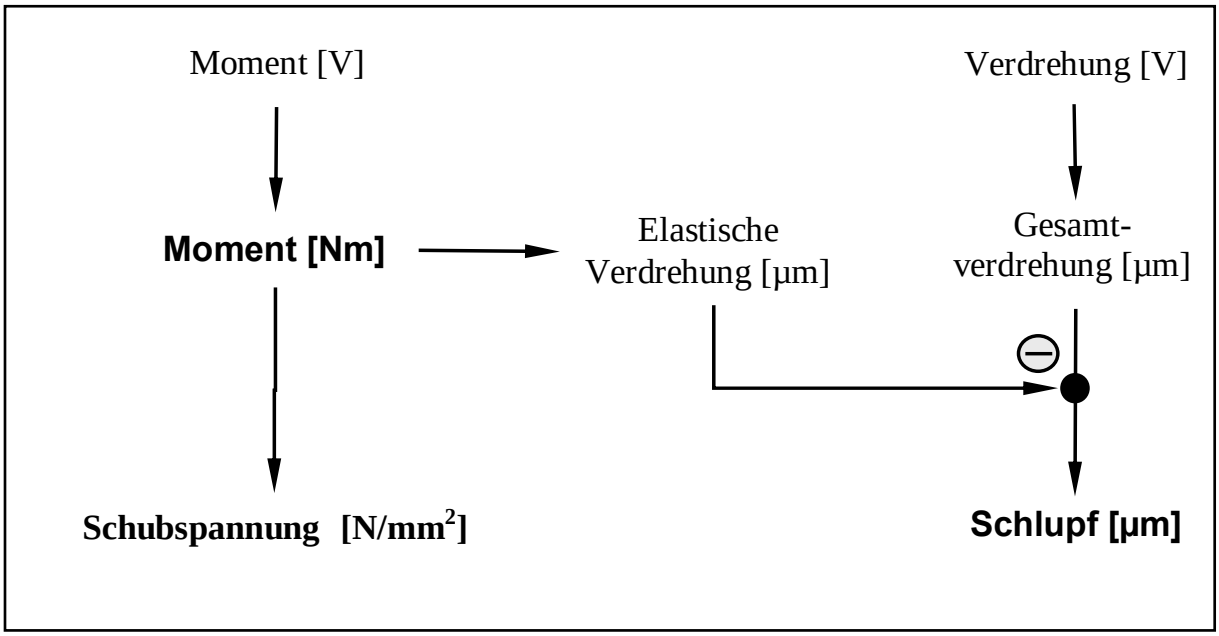



**Bild 4.21 Berechnungsschema der Umrechnung**

Mit Hilfe des dritten Moduls werden aus den Meßdaten die **Amplitudenwerte** für Drehmoment und Schlupf bestimmt. Wie in Bild 4.20 zu erkennen ist, verläuft das Drehmomentensignal sehr harmonisch, so daß die Bestimmung der Amplitude durch die Detektierung des maximalen Wertes erfolgt. Im Unterschied dazu besitzt der Schlupfverlauf keine eindeutigen Maxima, sondern eine Art Plateau mit stochastisch verteilten Spitzen und Tälern. Daher wurde eine bestimmte Anzahl von Meßwerten durch einen quadratischen Polynomansatz angenähert, und der Amplitudenwert des Schlupfes aus dem Maximum des Polynomwertes bestimmt, so daß lokale Schwan-

kungen geglättet werden (Methode der kleinsten Fehlerquadrate). Die Anzahl der Meßwerte, über die geglättet wird, ist frei einstellbar und wurde auf den jeweiligen Meßaufnehmer optimiert (Sch00).

Das letzte Modul ermöglicht die Darstellung des Schlupfes über dem anliegenden Torsionsmoment, bzw. der Torsionsnennspannung. Der Flächeninhalt der so erhaltenen **Hysterese** visualisiert somit den Reibenergieeintrag in die Trennfuge (Bild 4.22).

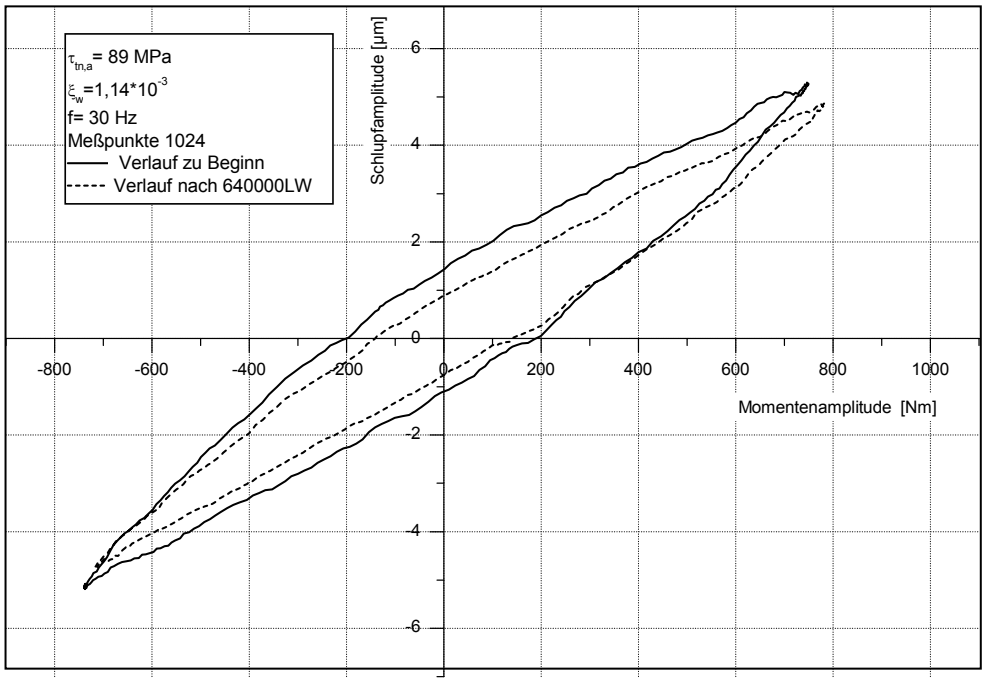



**Bild 4.22: Hystereseschleifen zweier Lastwechsel**

## 4.5 Zusammenfassung:

Mit Hilfe von eigenen Messungen wurde untersucht, ob die von Paysan gewählten Modellparameter des Wirkzonenkonzepts größenabhängig sind. Dazu wurde ein zu den Proben von Hattori geometrisch ähnlicher Querpreßverband mit dem Fügedurchmesser $d_f$=35 mm ausgelegt. Die Belastung der Proben erfolgte durch einen an der Forschungsstelle entwickelten und gebauten Prüfstand. Während der Untersuchungen wurden das Torsionsmoment und die Umfangsverschiebung zwischen Welle und Nabe an der Lasteinleitungsseite der Nabenkante gemessen. Die Messung der bei dieser Verbindungsgröße sehr kleinen Umfangsverschiebungen gestaltete

sich recht aufwendig. Zum Einsatz kam schließlich ein ursprünglich als Meßwaage konzipierter Biegebalken, der mit Hilfe einer am Institut entwickelten und gebauten Einrichtung für den besonderen Einsatz zur Messung des Schlupfes kalibriert wurde. Die Meßwerte wurden mit Hilfe eines in der Entwicklungsumgebung LabVIEW erstellten Programms aufgezeichnet und ausgewertet.

## 4.6 Meßergebnisse:

Das folgende Bild 4.23 zeigt exemplarisch den gemessenen Schlupfverlauf einer Probe, die mit einer Torsionsnennspannungsamplitude von 105 MPa und einer Erregerfrequenz f=40 Hz belastet wurde. Dargestellt ist die Amplitude des Tangentialschlupfes an der Lasteinleitungsseite der Nabenkante über der Lastwechselzahl. Deutlich ist der starke Abfall des Schlupfes zu Beginn der betrieblichen Belastung erkennbar. Danach stabilisiert sich die Schlupfamplitude. Das Erreichen eines Schlupfminimums, welches Hattori (Hat81) bei seinen Untersuchungen feststellte, konnte bei keinem durchgeführten Versuch mit Lastwechselzahlen bis zu $2 \cdot 10^7$ festgestellt werden. Eine umfangreichere Darstellung der Meßergebnisse findet sich im Anhang A3.2.

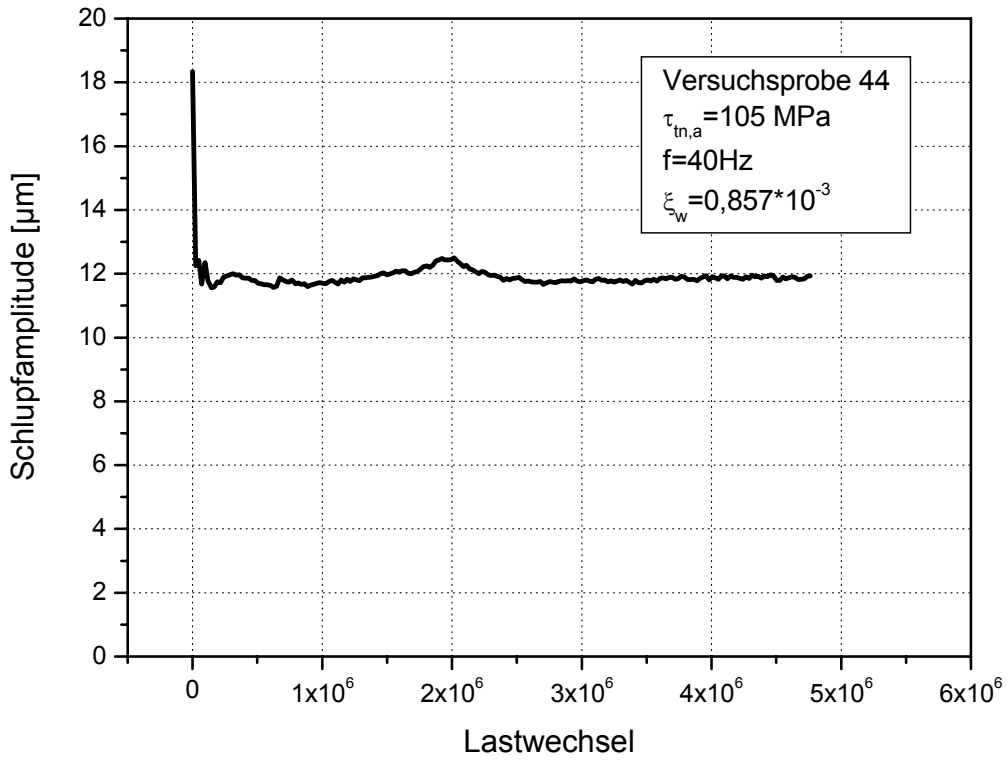



**Bild 4.23: Schlupfverlauf an der Nabenkante in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl**

Die folgenden Photos 4.24 und 4.25 zeigen exemplarisch eine aufgeschnittene Probe nach Beendigung des Versuchs. Das Schlupfgebiet erstreckt sich etwa auf etwa 60% der gesamten Fügelänge ausgehend von der Stirnfläche der Nabe, an welcher die Last in die Verbindung eingeleitet wurde. Hier ist die Bildung von Reibkorrosionspartikeln besonders ausgeprägt.

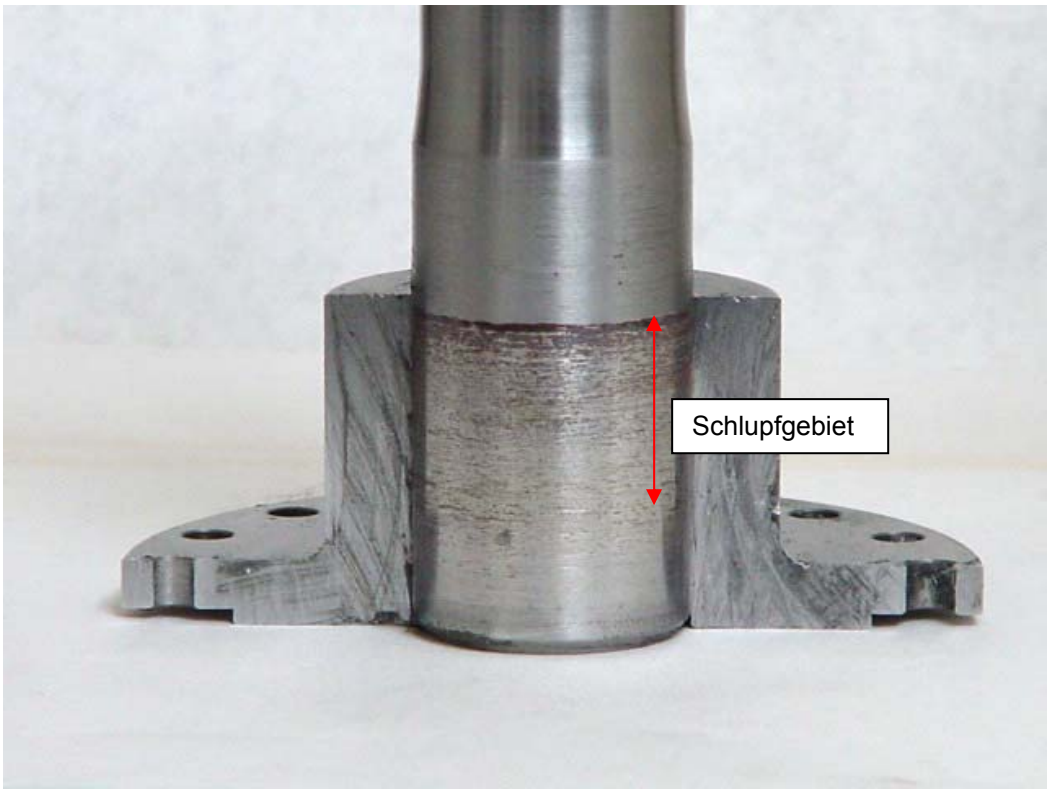



**Bild 4.24: Bild der aufgeschnittenen Versuchsprobe nach 4,75 Mio LW**

**Bild 4.25: Bild der aufgeschnittenen Nabe nach 4,75 Mio LW**

## 4.7 Vergleich von Berechnung und Messung

Die zuvor beschriebenen Messungen sollen vor allem dazu dienen, daß Wirkzonenkonzept weiter zu erproben und zu ermitteln, ob die darin enthaltenen Parameter von der Verbindungsgröße abhängig sind. Daher wurde das bisherige Rechenmodell, mit dem Paysan das Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhalten der von Hattori untersuchten Verbindungen abgebildet hat, auf die kleineren Verbindungen angepaßt. Hierzu war vor allem eine neue Steifigkeitsmatrix für die 35er Verbindung erforderlich, die mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente generiert (PaK00) und anschließend in das Wirkzonenkonzept eingebunden wurde. Nachfolgend werden die Ergebnisse der Berechnung mit den Meßergebnissen verglichen.

Das folgende Bild 4.26 zeigt die berechnete Verschleißpartikelabtragshöhe $h_v$ der Welle nach 4,75 Millionen Lastwechseln. Der Ort des maximalen Verschleißabtrags liegt im Inneren der Verbindung dicht an der Nabenkante. Die Größe des Verschleißabtrags von 8,3 µm stimmt sehr gut mit Rauhigkeitsmessungen an der Versuchsprobe überein. Dort wurden nach Versuchsbeendigung an den aufgeschnittenen und

gereinigten Proben im Bereich der Nabenkante Rauhtiefen von etwa 9 µm gemessen.

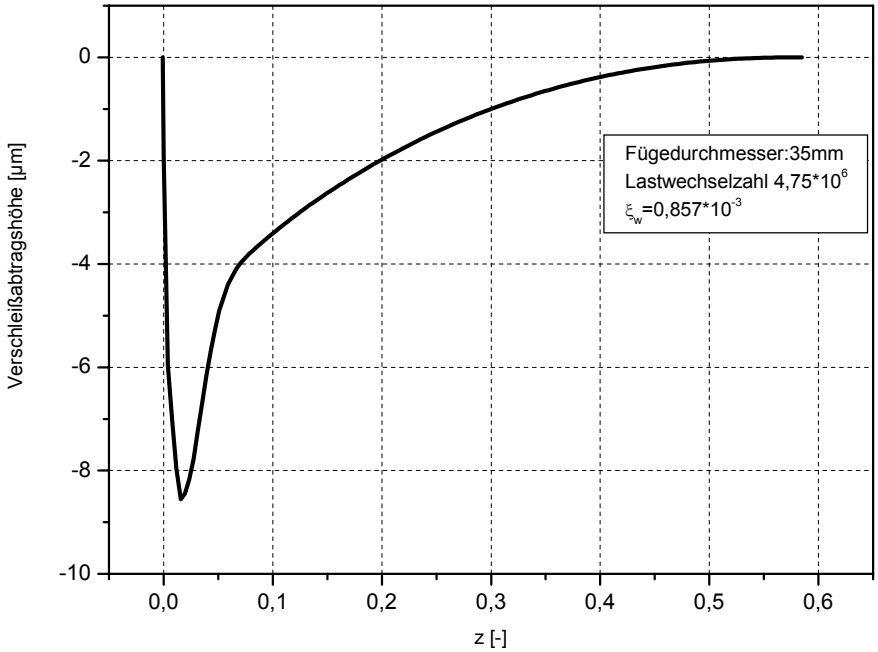



**Bild 4.26: Berechnete Verschleißabtragshöhe $h_v$**

Die berechnete Schlupftiefe, in der Partikel aus der Welle abgetragen werden, ist in dem Bild ebenfalls erkennbar und beträgt knapp über 50%. Auch dieser Wert stimmt mit der gemessenen Schlupftiefe (vergleiche Bild 4.24) sehr gut überein.

Das folgende Bild 4.27 zeigt den gemessenen und den berechneten Umfangsschlupf im Lasteinleitungsbereich an der Nabenkante. Auch hier zeigt die Berechnung eine gute Übereinstimmung mit den Meßdaten.

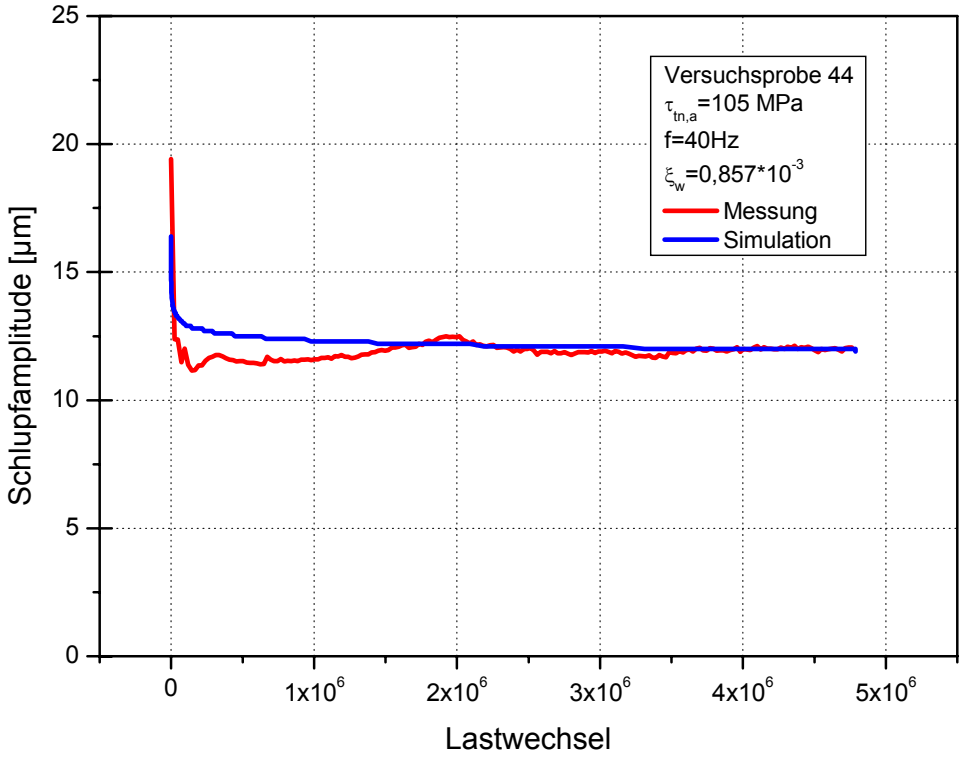



**Bild 4.27: Gemessener und berechneter Umfangsschlupf an der Lasteinleitungsseite der Nabenkante**

## 4.8 Bewertung des Vergleichs von Messung und Rechnung

Mit Hilfe des Wirkzonenkonzepts wurde das Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhalten von Querpreßverbindungen mit einem Fügedurchmesser von $d_f$=35 mm berechnet. Zur Verwendung kamen dieselben Modellparameter, die Paysan (Pay00) für die Simulation der von Hattori untersuchten Querpreßverbindungen mit einem Fügedurchmesser von $d_{f,Hat}$=140mm benutzt hat (vgl. Anhang A 4.3). Die Simulation des Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhaltens für die 35er Querpreßverbindungen zeigen mit denselben Parametern eine gute Übereinstimmung mit den Messungen. Es scheint daher lohnenswert, auf der Grundlage dieses Parametersatzes das Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhalten weiterer geometrisch ähnlicher Verbindungen rechnerisch zu untersuchen. Auch wenn im Einzelfall die Gültigkeit der gewählten Parameter experimentell nachgewiesen werden muß, können doch mit dieser Vorgehensweise zumindest prinzipielle Aussagen über den Einfluß der Bauteilgröße auf die Reibdauerbeanspruchung von Querpreßverbindungen gewonnen werden.

Im folgenden Kapitel wird gezeigt, wie die Simulation des Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhaltens unterschiedlich großer Querpreßverbindungen erfolgt.

# 5 Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens geometrisch ähnlicher Querpreßverbindungen mit Hilfe des Wirkzonenkonzepts

## 5.1 Erweiterung des Wirkzonenkonzepts für geometrisch ähnliche Verbindungen

Im dritten Kapitel ist der programmtechnische Ablauf der von Paysan entwickelten Simulation beschrieben worden. Dieser soll für die Berechnung des Verschleiß- und Tragverhaltens von geometrisch ähnlichen Preßverbindungen beibehalten werden. Insbesondere die Berechnungsgleichungen zur Ermittlung der Partikeldriftgeschwindigkeit $v_p$ und des Fugendrucks $p_f$ im Beanspruchungs- und Schlupfanalyse-Modul (BSA-Modul, vgl. Bild 3.6) bleiben unverändert. Angepaßt werden muß jedoch die Steifigkeitsmatrix, die sich aus der Einflußzahlenmatrix den Koppel- und den Lasteinleitungsknoten generiert (vgl. Kapitel 3.4).

Die Steifigkeitsmatrix gibt den linearen Zusammenhang zwischen eingeprägter Kraft und sich einstellender Knotenverschiebung an. Für geometrisch ähnliche Verbindungen ist es demnach nicht erforderlich, mittels FE-Analyse für jede Verbindung eine neue Steifigkeitsmatix zu generieren, sondern es kann eine lineare Skalierung erfolgen, wie am Beispiel eines unter Torsionsbelastung verdrehten Stabes mit Kreisquerschnitt deutlich wird (Bild 5.1):

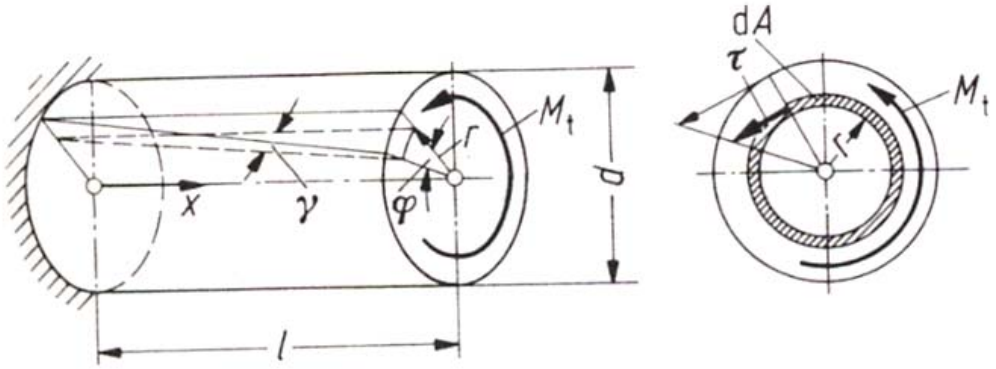



**Bild 5.1: Torsion eines Stabes mit Kreisquerschnitt nach (Dub04)**

Bei dieser Belastung tritt bei Stäben mit Kreisquerschnitt keine Verwölbung auf, d. h. die Querschnitte bleiben eben und verdrehen sich als starres Ganzes. Geradlinige

Mantellinien auf der Oberfläche werden zu Schraubenlinien, die aber wegen der kleinen Verformungen als geradlinig aufgefaßt werden können. Folglich gilt:

$$\gamma \cdot l = \varphi \cdot d/2 \qquad (5\text{-}1),$$

wobei $\gamma$ der Gleitwinkel, $l$ die Stablänge, $\varphi$ der Verdrehwinkel und $r$ der Kreisradius bedeuten. Mit dem Hookeschen Gesetz $\gamma = \tau / G$ läßt sich die Drillung $\vartheta = \varphi / l$ wie folgt berechnen:

$$\vartheta = \frac{2\tau}{G \cdot d} \qquad (5\text{-}2).$$

Die Drillung als Maß für die Torsionssteifigkeit hängt bei konstanter Torsionsnennspannung und konstantem Schubmodul G nur vom Durchmesser d ab. Daher kann bei reiner Torsionsbelastung für geometrisch ähnliche Verbindungen eine mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente für eine konkrete Geometrie erstellte Steifigkeitsmatrix durch Multiplikation an verschiedene Größen angepaßt werden.

Die Gültigkeit des vorgestellten Verfahrens zeigt das folgende Bild 5.2. Dargestellt ist die Umfangsschlupfamplitude zu Beginn der Simulation von geometrisch ähnlichen Verbindungen mit verschiedenen Durchmessern und konstanter Torsionsnennspannungsamplitude $\tau_{tn,a}$=100 MPa. Die Berechnungen erfolgen mit zwei Steifigkeitsmatrizen, die mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente unabhängig voneinander für die Nenndurchmesser $d_f$=35 mm und $d_f$=140 mm erzeugt wurden. Durch lineare Skalierung erfolgt die Anpassung auf andere Durchmesser. Man erkennt, daß die jeweiligen Schlupfamplituden nahezu identisch sind, geringe Abweichungen ergeben sich durch den Umstand, daß beim Erstellen der FE-Modelle einzelne Stützstellen unterschiedlich gewählt wurden. Deutlich zu sehen ist ebenfalls der lineare Zusammenhang zwischen der Anfangsschlupfamplitude und dem Wellendurchmesser.

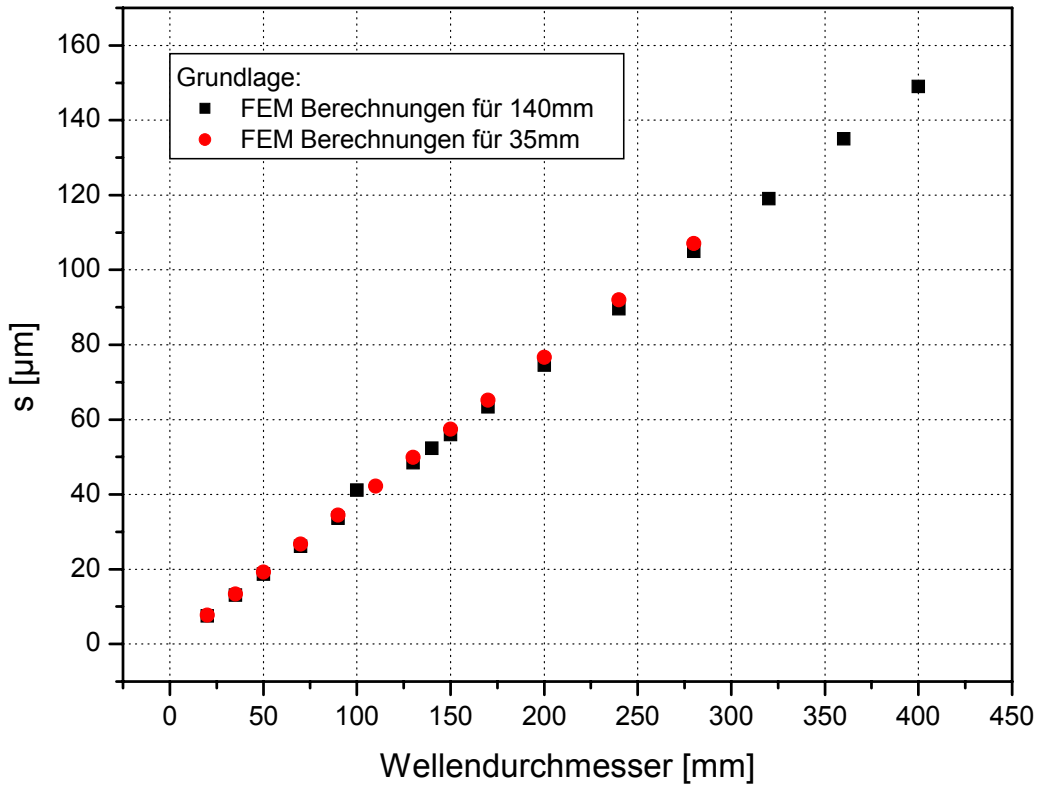



**Bild 5.2: Umfangsschlupfamplitude zu Beginn der Simulation**

## 5.2 Einfluß der Bauteilgröße

Mit Hilfe der im vorherigen Kapitel beschriebenen Matrizenskalierung ist es nun möglich, daß Verschleiß- und Tragverhalten geometrisch ähnlicher und unterschiedlich großer Querpreßverbände zu simulieren. Das folgende Bild 5.3 zeigt die auf die jeweiligen Anfangsschlupfsamplituden bezogenen Verläufe für verschiedene Wellendurchmesser. Die Torsionsnennspannungsamplitude $\tau_{tn,a}$=100 MPa ist bei allen Simulationen konstant. Die angegebene Lastwechselzahl ist auf der Grundlage der Versuche von Hattori und eigenen Versuchen skaliert worden.

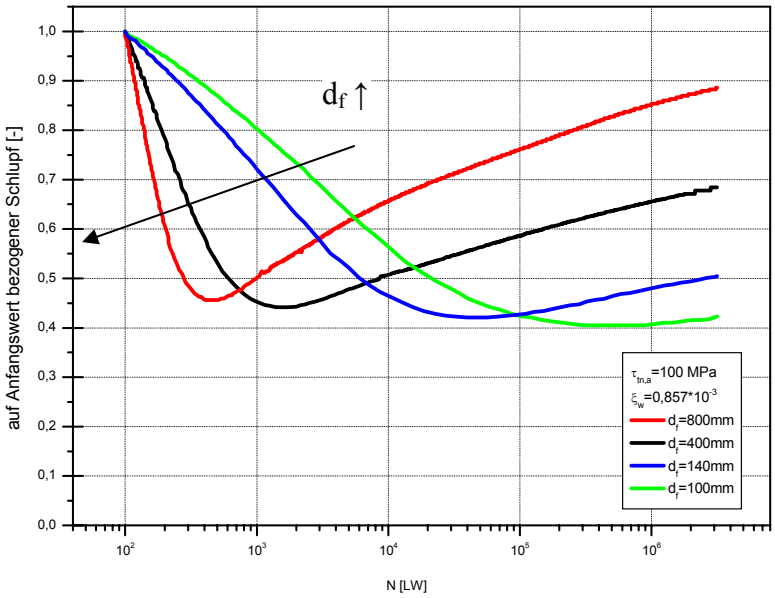



**Bild 5.3: Relativer Schlupfrückgang in Abhängigkeit von der Bauteilgröße**

Der Rückgang des anfänglichen Schlupfes ist stark von der jeweiligen Bauteilgröße abhängig. Mit fallendem Wellendurchmesser steigt die Lastwechselzahl bis zum Erreichen des kleinsten Schlupfes stark an. Zu beachten ist die logarithmische Skalierung der Zeitachse. Man erkennt den ausgeprägten Größeneinfluß. Während sich bei der Halbierung des Fügedurchmessers von $d_f$=800 mm auf $d_f$=400 mm die erforderliche Lastwechselzahl zum Erreichen des Schlupfminimums etwa vervierfacht, muß sie bei Verringerung des Wellendurchmessers von $d_f$=400 mm auf $d_f$=100 mm um den Faktor 300 erhöht werden. Noch deutlicher wird dieses Phänomen bei den untersuchten Querpreßverbindungen mit dem Fügedurchmesser $d_f$=35 mm (Bild 5.4). Hier stellt sich bei konstanter Torsionsnennspannungsamplitude $\tau_{tn,a}$=100 MPa das simulierte Schlupfminimum erst bei etwa $10^{15}$ Lastwechseln ein (eine Lastwechselzahl von $10^{15}$ entspricht bei einer Lastwechselfrequenz von 50 Hz einer Zeitdauer von mehr als 630.000 Jahren).

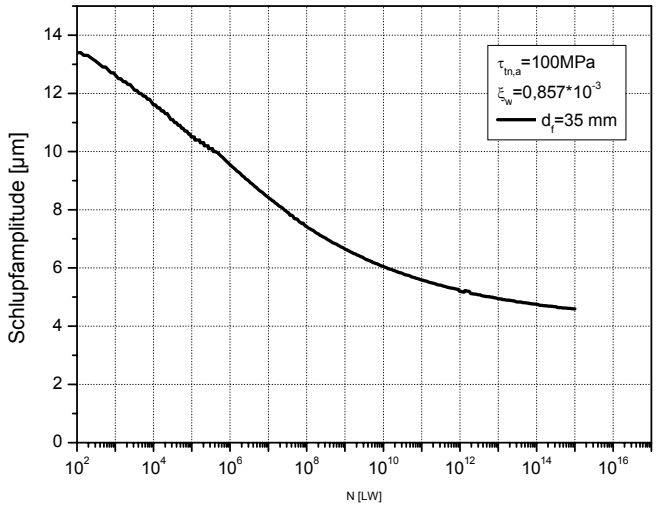



**Bild 5.4: Simulierter Schlupfrückgang für die untersuchte Verbindung mit einem Fügedurchmesser $d_f$=35 mm**

Aus Bild 5.3 wird ebenfalls deutlich, daß der Schlupfanstieg nach Erreichen des Minimums deutlich langsamer vonstatten geht als der anfängliche Rückgang. Hattori bezeichnet daher den Bereich des langsamen Schlupfanstiegs als „steady-state"-Bereich.

Den Einfluß der Bauteilgröße auf die erforderliche Lastwechselzahl zum Erreichen des minimalen Schlupfes zeigt zusammenfassend das folgende Bild 5.5. Während bei großen Verbindungen das Schlupfminimum schon nach wenigen tausend Lastwechsen erreicht wird, steigt bei kleinen Verbindungen die dazu erforderliche Lastwechselzahl exponentiell an.

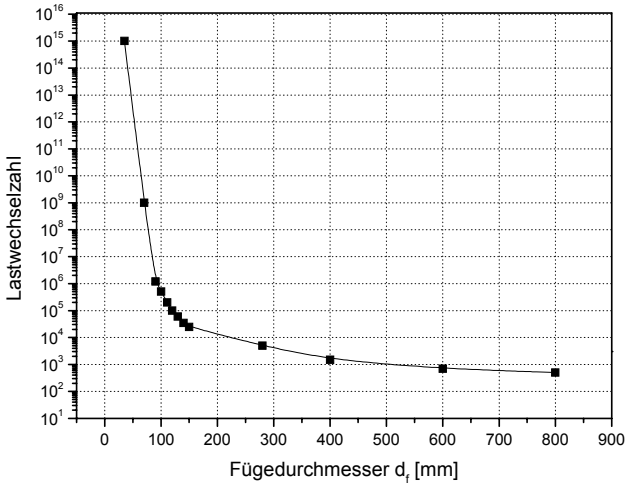



**Bild 5.5: Erforderliche Lastwechselzahl zum Erreichen des Schlupfminimums in Abhängigkeit vom Fügedurchmesser $d_f$, $\xi_w$=8,57·10$^{-4}$, $\tau_{tn,a}$=100 MPa**

## 5.3 Einfluß der äußeren Belastung

Die Schlupfentwicklung ist jedoch nicht nur von der Bauteilgröße abhängig, sondern auch von der äußeren Belastung wie in den folgenden beiden Bildern 5.6 und 5.7 verdeutlicht wird:

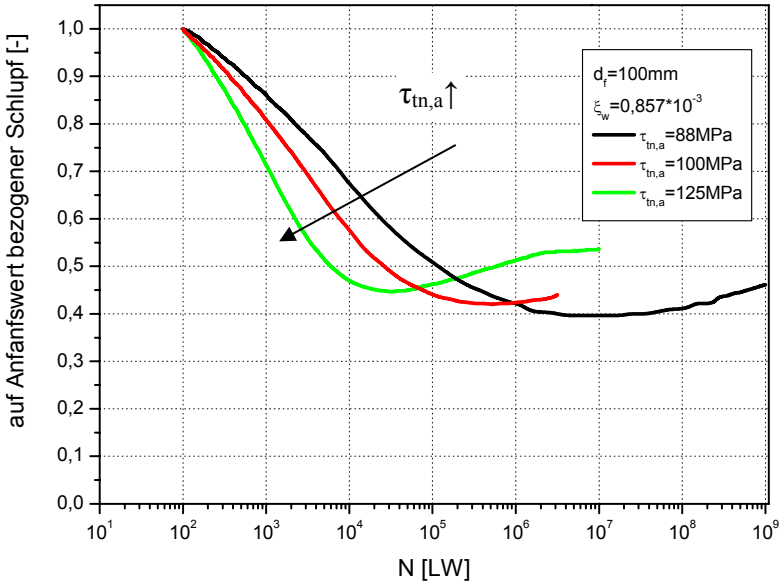



**Bild 5.6: Simulierter Schlupfverlauf in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=100 mm**

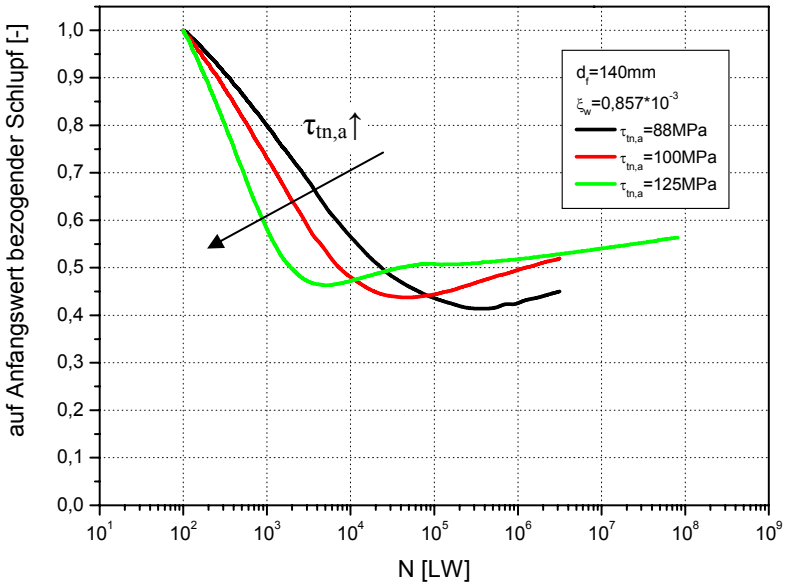



**Bild 5.7: Simulierter Schlupfverlauf in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=140 mm**

Wird die äußere Wechseltorsionslast verringert, steigt die Lastwechselzahl bis zum Erreichen des Schlupfminimums an. Gleichzeitig geht der Schlupf bezogen auf den anfänglichen Wert stärker zurück.

## 5.4 Betrachtung der Beanspruchungsumlagerungen zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes

In den beiden Kapiteln zuvor wurden die Auswirkungen der Bauteilgröße und der äußeren Torsionsnennspannungsamplitude auf den Zeitpunkt des Erreichens des minimalen Schlupfes verdeutlicht. In diesem Kapitel soll nun gezeigt werden, welche Beanspruchungsumlagerungen zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes im Schlupfgebiet einer Querpreßverbindung stattgefunden haben. Dazu werden die Verläufe der einzelnen Verschleißkenngrößen genauer betrachtet.

Auf dem nachfolgenden Bild 5.8 ist die Verschleißabtragshöhe $h_v$ für drei verschiedene äußere Torsionsnennspannungsamplituden $\tau_{tn,a}$ für den Fügedurchmesser $d_f$ =100mm dargestellt.

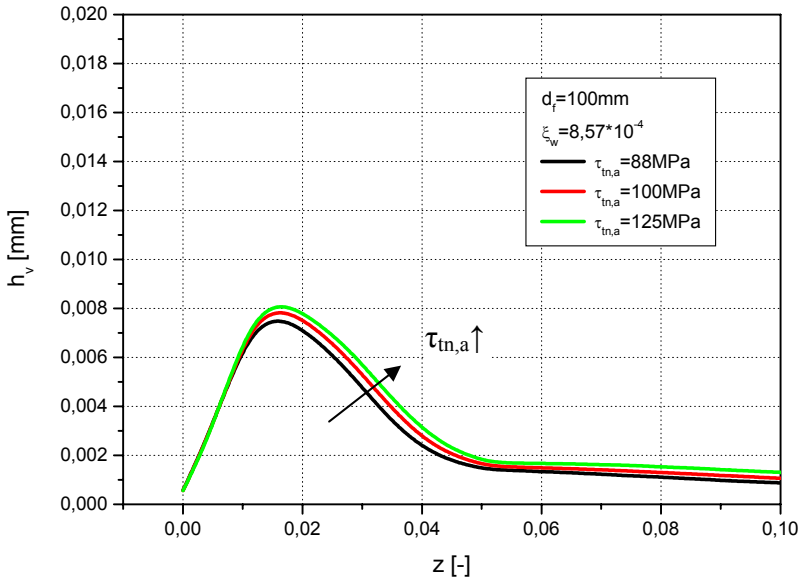



**Bild 5.8: Simulierte Verschleißabtragshöhe $h_v$ in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=100 mm**

Man erkennt, daß mit steigender äußerer Torsionsnennspannungsamplitude aus Welle und Nabe mehr Material abgetragen wird. Ursache hierfür ist vor allem der mit der äußeren Last steigende Umfangschlupf. Die aus dem Verschleißvorgang freigesetzten Partikel werden entsprechend dem Transportansatz (vgl. Kapitel 3.1.2) in Richtung des fallenden Fugendruckgradienten transportiert, so daß sich zum Zeit-

punkt des Schlupfminimums folgende Verteilung der Verschleißpartikelhöhe $h_p$ dargestellt (Bild 5.9):

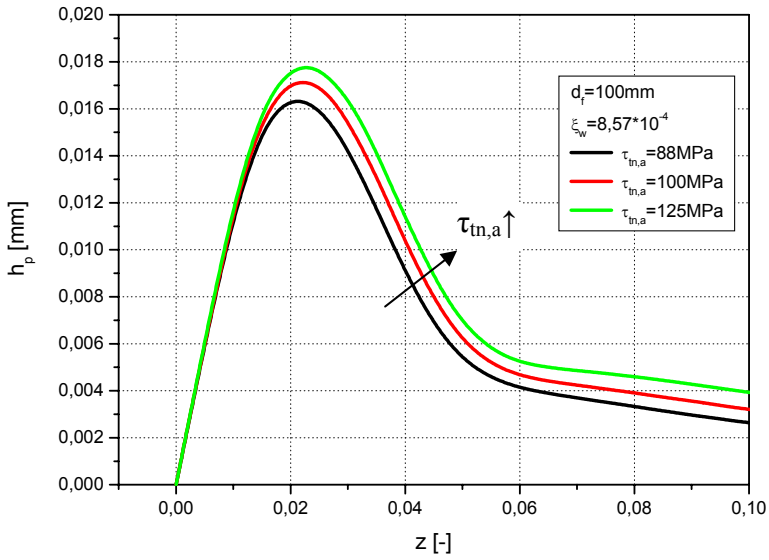



**Bild 5.9: Simulierte Verschleißpartikelhöhe $h_p$ in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=100 mm**

Das sich zum Zeitpunkt des Schlupfminimums einstellende wirksame Übermaß $U_w$ zeigt das folgende Bild 5.10. Es berechnet sich aus dem ursprünglichen Schrumpfübermaß abzüglich der Verschleißpartikelhöhen $h_{v1,2}$ für Welle und Nabe und zuzüglich der Verschleißpartikelhöhe $h_p$.

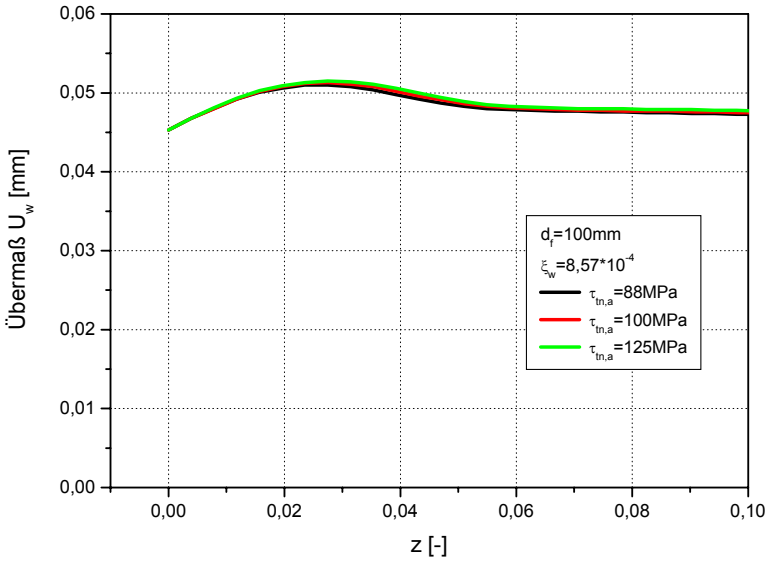



**Bild 5.10: Simuliertes wirksames Übermaß $U_w$ in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=100 mm**

Das wirksame Übermaß $U_w$ erhöht sich demnach mit steigender äußerer Last geringfügig. Dies führt zu den im Bild 5.11 dargestellten Verläufen der Radialspannung $\sigma_r$ (entspricht dem negativen Fugendruck $p_f$).

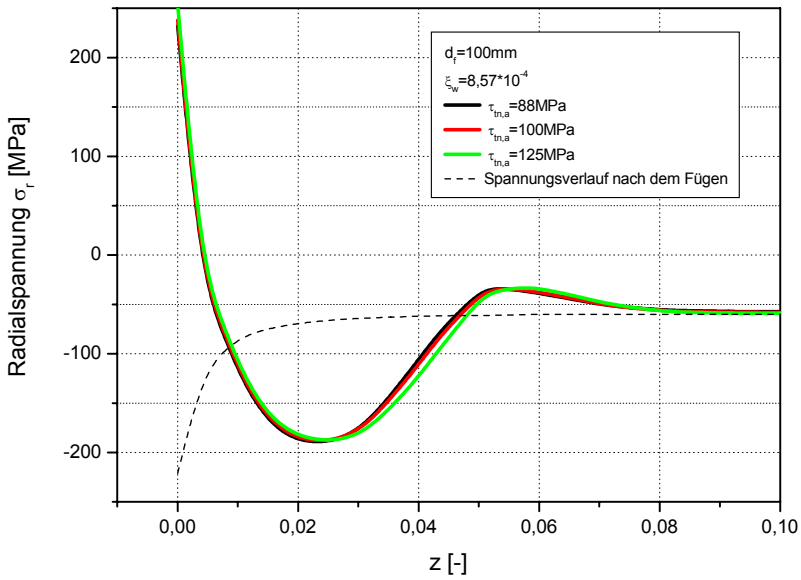



**Bild 5.11: Simulierte Radialspannung $\sigma_r$ in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=100 mm**

Man erkennt, daß die sich zum Zeitpunkt des Schlupfminimums einstellende Radialspannung $\sigma_r$ nahezu unabhängig von der äußeren Last ist. Die äußere Last skaliert lediglich die Zeitachse. Verbindungen, die eine hohe äußere Torsionsnennspannungsamplitude übertragen müssen, erreichen das Schlupfminimum deutlich eher als solche, die mit einer vergleichsweise niedrigen Last beaufschlagt werden (vgl. Bild 5.6, 5.7).

Durch den Verschleißpartikeltransport in Richtung des fallenden Fugendruckgradienten kommt es zu einem Abbau des wirksamen Übermaßes an der Nabenkante, wie in Bild 5.10 zu erkennen ist. Die Verschleißpartikel unmittelbar an der Nabenkante werden dabei aus der Verbindung heraustransportiert, alle anderen wandern aufgrund der anfänglichen Fugendruckverteilung in Richtung Haftgebiet, so daß sich eine Zwischenschicht an Reibkorrosionspartikeln mit einem lokalen Maximum dicht hinter der Nabenkante ausbildet. Diese führt zum Zeitpunkt des Schlupfminimums zu der in Bild 5.10 dargestellten Ausbildung des wirksamen Übermaßes. Als Folge dieser durch Verschleißpartikeltransport und Partikelstau veränderten Übermaßvertei-

lung ändert sich der Radialspannungsverlauf zum Zeitpunkt des Schlupfminimums gegenüber dem initialen signifikant. Die Radialspannung wird an der Stelle des höchsten wirksamen Übermaßes betragsmäßig maximal. Durch den Übermaßabbau an der Nabenkante kommt es zu einem Richtungswechsel der Radialspannung von Druck- zu fiktiven Zugspannungen, so daß dieser Bereich zur Drehmomentenübertragung nicht mehr zur Verfügung steht.

Den Verlauf der Reibzahl μ zum Zeitpunkt des Schlupfminimums zeigt Bild 5.12.

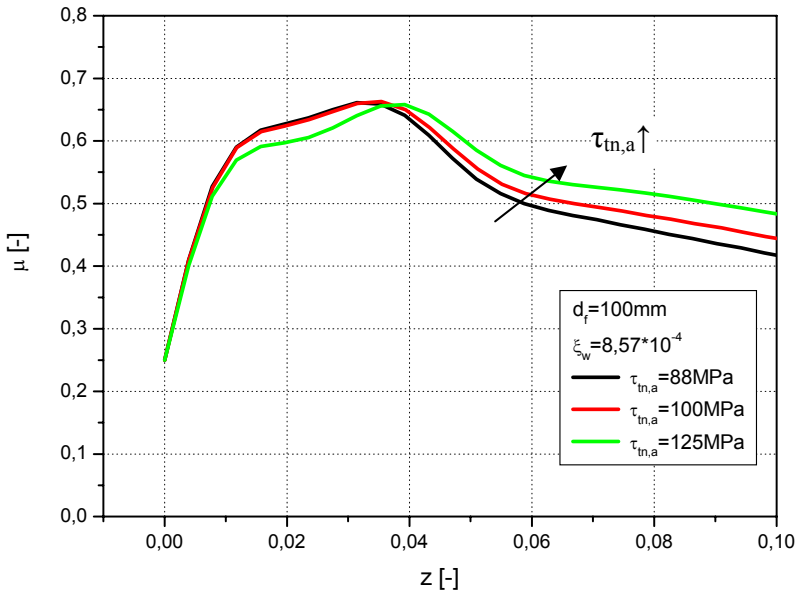



**Bild 5.12: Simulierte Reibzahl μ in Abhängigkeit von der äußeren Belastung für $d_f$=100 mm**

Auch hier ist das Maximum der Reibzahl bei allen drei äußeren Lasten nahezu identisch. Mit steigender äußerer Last wandert das Maximum der Reibzahl ins Innere der Verbindung. Der vor allem bei der Last $\tau_{tn,a}$=125 MPa erkennbare S-Schlag des Reibzahlverlaufes ist Folge der Modellierung des Reibwertes als kubische Funktion der Verschleißpartikelhöhe $h_p$ (vgl. Kapitel 3.2.2). Das Maximum von $h_p$ liegt in axialer Richtung dichter an der Nabenkante als das Maximum von μ.

Auf dem folgenden Bild 5.13 ist die Radialspannung zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes für unterschiedlich große Verbindungen dargestellt, die alle mit derselben äußeren Torsionsnennspannung beaufschlagt werden. Es ist deutlich erkennbar, daß die Stelle der maximalen Radialspannung mit kleiner werdenden Verbindungen ins Nabeninnere wandert. Die Höhe der minimalen Radialspannung (also des maximalen Fugendrucks) ist jedoch nur in geringem Maße von der Bauteilgröße abhängig.

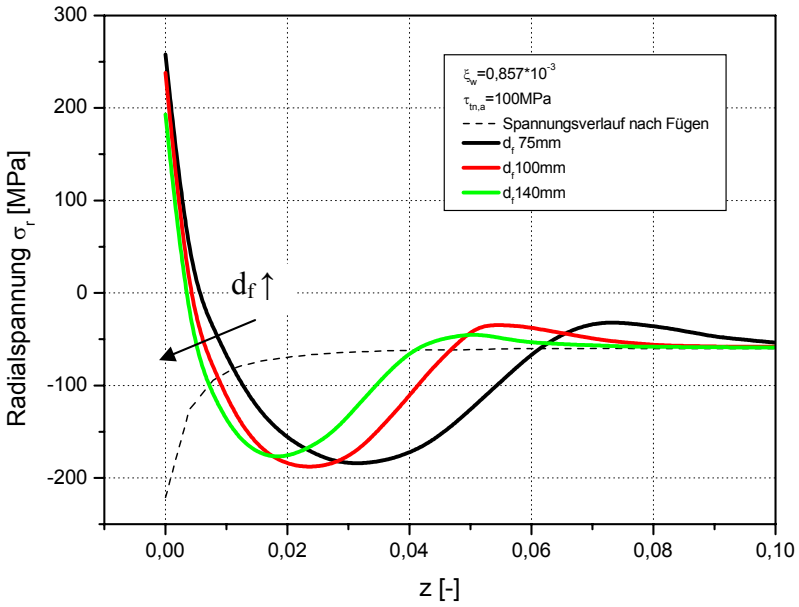



**Bild 5.13: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Fügedurchmesser, $\tau_{t,n}$=100 MPa**

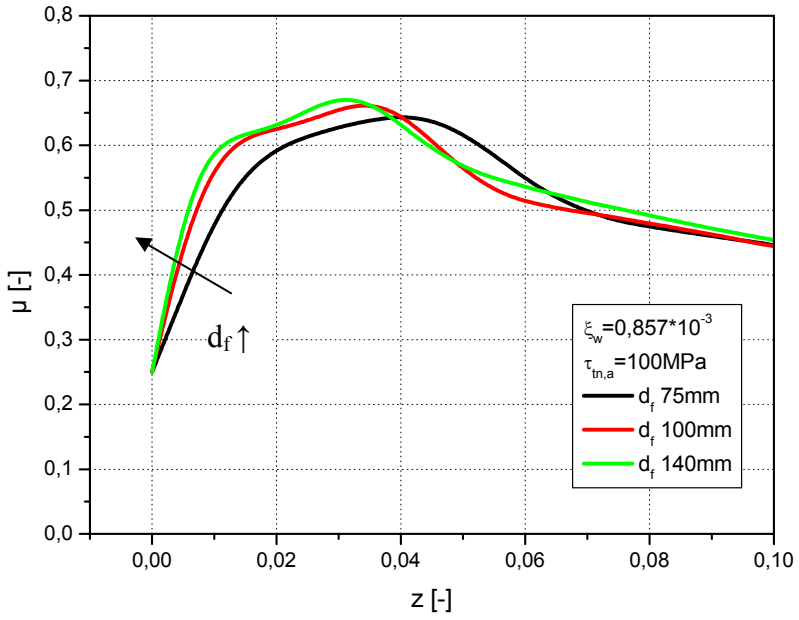



**Bild 5.14: Reibzahl μ für verschiedene Fügedurchmesser, $\tau_{tn,a}$=100 MPa**

Auch das Maximum der Reibzahl μ wandert zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes mit kleiner werdenden Verbindungen ins Nabeninnere (Bild 5.14). Der Maximalwert ist ebenfalls von der Verbindungsgröße nur schwach beeinflußt.

Eine detaillierte Zusammenstellung der Simulationsdaten enthält der Anhang A4.1.

Die Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens von reibkorrosionsgefährdeten Querpreßverbindungen zeigt, daß sich zum Zeitpunkt des Schlupfminimums bei konstantem anfänglichen Übermaß nahezu unabhängig von der äußeren Last und der Bauteilgröße gleiche Werte für die Radialspannung und die Reibzahl einstellen. Damit müssen auch die Reibschubspannungen in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Das nachfolgende Kapitel 5.4 befaßt sich eingehend mit den Reibschubspannungen zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes.

## 5.5 Reibschubspannungen im Schlupfminimum

### 5.5.1 Einfluß der Torsionsnennspannung und der Verbindungsgröße auf die Reibschubspannung

In den folgenden beiden Bildern 5.15 und 5.16 sind die Reibschubspannungsverläufe über der bezogenen Längskoordinate für zwei Verbindungen mit den Fügedurchmessern $d_{f1}$=100 mm und $d_{f2}$=140 mm dargestellt. Das auf den Fügedurchmesser bezogene Übermaß $\xi_w=0{,}857\cdot10^{-3}$ ist bei beiden Verbindungen identisch. Erwartungsgemäß hat die äußere Last nur einen geringen Einfluß auf die Reibschubspannungen, da zum Zeitpunkt des Schlupfminimums die Verläufe von Reibzahl und Radialspannung ähnlich verlaufen.

Die sich im Schlupfminimum einstellende Reibschubspannungsamplitude $\tau_{\varphi,a}$ fällt mit steigender äußerer Torsionsbelastung geringfügig. Gleichzeitig wandert der Ort der maximalen Beanspruchung mit steigender äußerer Last und sinkender Bauteilgröße in das Innere der Verbindung.

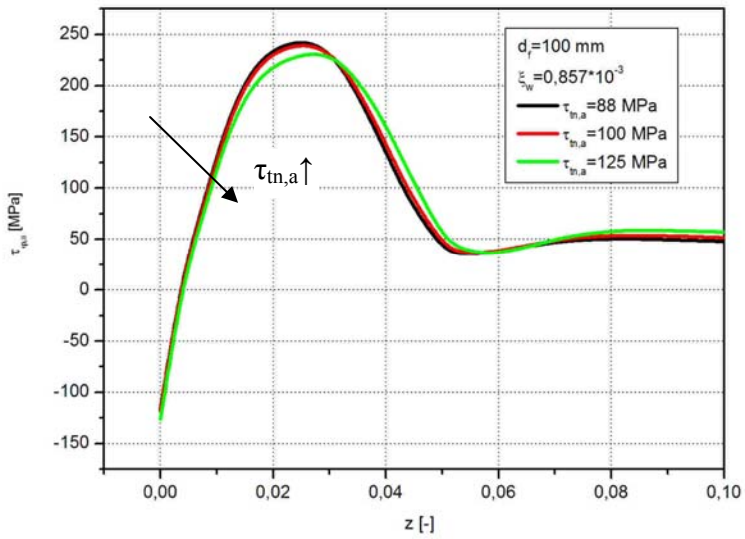



**Bild 5.15: Berechnete Reibschubspannungsamplitude bei verschiedenen Lasten, $d_f$=100 mm**

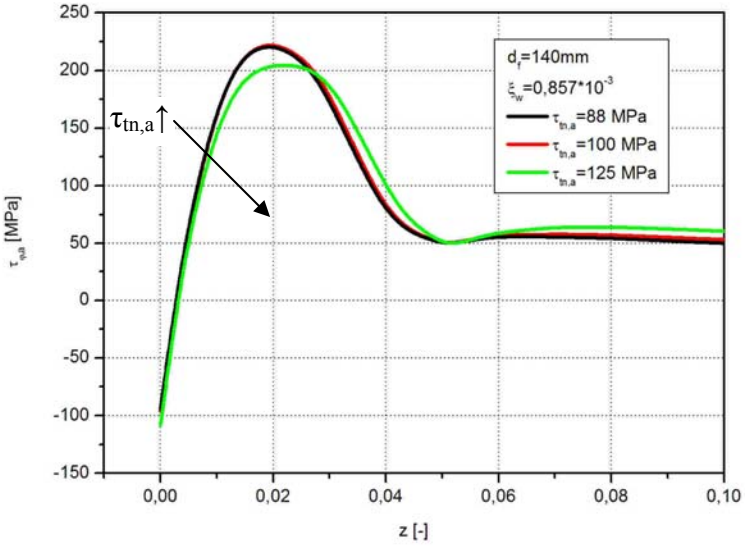



**Bild 5.16: Berechnete Reibschubspannungsamplitude bei verschiedenen Lasten, $d_f$=140 mm**

Auf den nachfolgenden beiden Bildern 5.17 und 5.18 sind die Reibschubspannungsamplitudenverläufe zweier Querpreßverbindungen unterschiedlicher Größe dargestellt, die mit einem gleichen äußeren Torsionsmoment belastet wurden. Dies führt bei den kleineren Verbindungen naturgemäß zu höheren Torsionsnennspannungsamplituden. Die Reibschubspannungsamplitudenverläufe sind wiederum zum Zeitpunkt des Schlupfminimums aufgetragen. Man erkennt, daß sich bei der größeren der beiden Verbindungen eine leicht erhöhte Reibschubspannungsamplitude ausbildet. Beachtenswert dabei ist, daß die Lastwechselzahl zum Erreichen des Schlupfminimums bei der jeweils kleineren (höher belasteten) Verbindung deutlich unter der der größeren liegt.

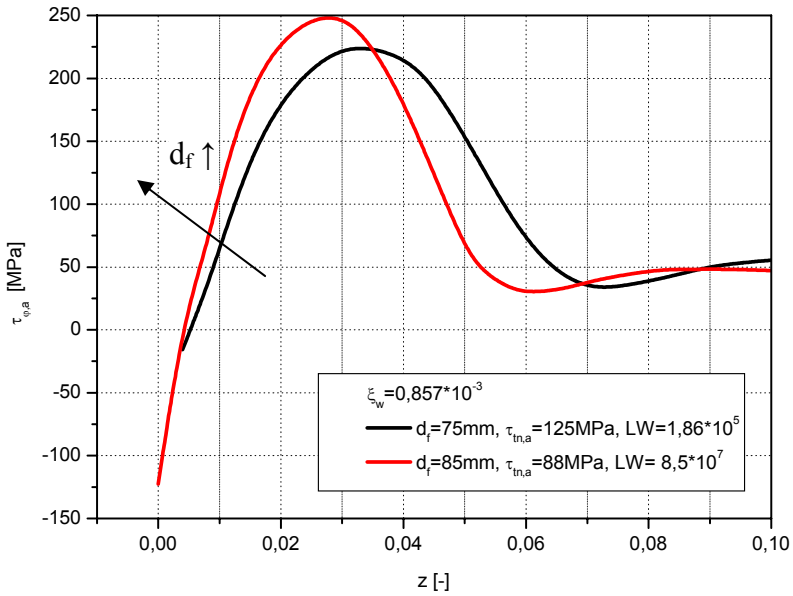



**Bild 5.17: Reibschubspannungsamplitudenverlauf für zwei Verbindungen mit den Durchmessern $d_{f1}$=75mm und $d_{f2}$=85mm bei konstanter äußerer Wechseltorsion $M_t$ im Schlupfminimum**

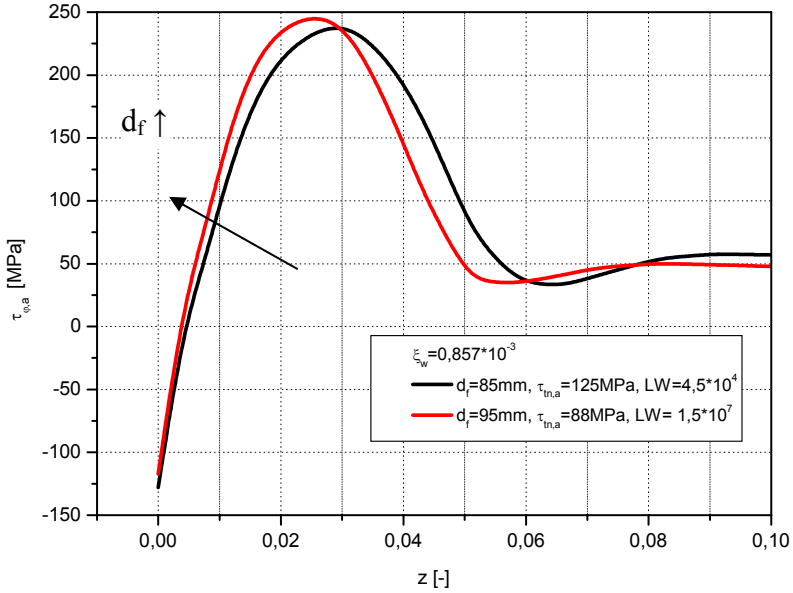



**Bild 5.18: Reibschubspannungsamplitudenverlauf für zwei Verbindungen mit den Durchmessern $d_{f1}$=85mm und $d_{f2}$=95mm bei konstanter äußerer Wechseltorsion $M_t$ im Schlupfminimum**

Das Bild 5.19 zeigt zusammenfassend die Maxima der Reibschubspannungsamplitudenen zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes für geometrisch ähnliche Querpreßverbindungen unterschiedlicher Größe, die mit unterschiedlichen Torsionsnennspannungen beaufschlagt wurden.

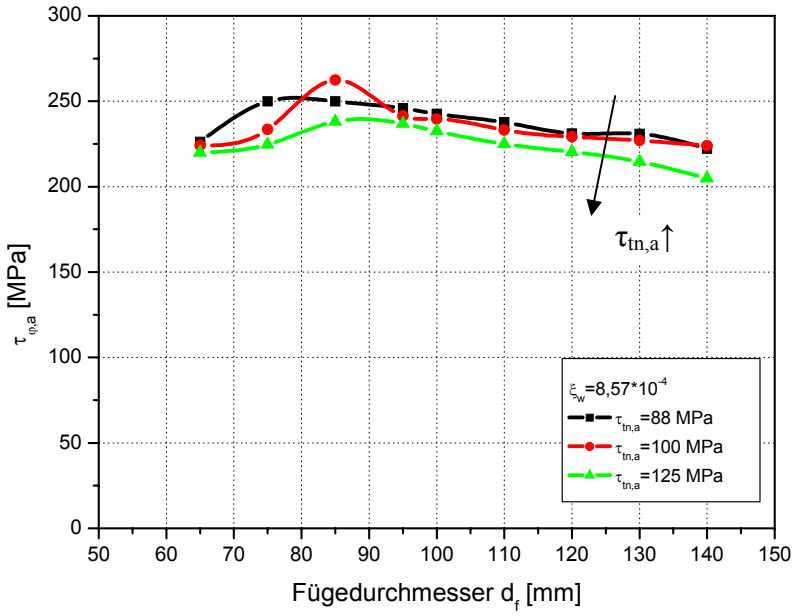



**Bild 5.19: Reibschubspannungen im Schlupfminimum in Abhängigkeit vom Fügedurchmesser und der äußeren Last, $\xi_w=8{,}57\cdot10^{-4}$**

Die sich einstellenden Reibschubspannungsamplituden sind von der Verbindungsgröße nur geringfügig abhängig. Läßt man die Reibschubspannungsamplitude für die Verbindung mit einem Fügedurchmesser von $d_f$=85 mm und der Torsionsnennspannungsamplitude von $\tau_{tn,a}$=100 MPa unberücksichtigt (Ursache für die erhöhte Reibschubspannung sind vermutlich numerische Probleme), so erkennt man eine einheitliche Tendenz: kleinere äußere Torsionsnennspannungsamplituden führen zu geringfügig höheren Reibschubspannungsamplituden im Schlupfminimum als größere, allerdings ist die erforderliche Lastwechselzahl, zu der sie den minimalen Schlupf und damit das Niveau der oben dargestellten Reibschubspannungsamplituden erreichen, deutlich höher als bei den stärker belasteten Verbindungen (vgl. Bilder 5.17,5.18 und 5.5).

Hattori (Hat81) hat bei seinen Untersuchungen bei Torsionsnennspannungsamplituden von $\tau_{tn,a}$=125 MPa und einem Fügedurchmesser $d_f$=140mm nach etwa $3\cdot10^6$ Lastwechseln Risse von etwa 4 bis 5 mm im Reibkorrosionsgebiet detektiert. Bei dieser Bauteilgröße und äußeren Last ist das Schlupfminimum schon nach wenigen tausend Lastwechselzahlen erreicht, wie das nachfolgende Bild 5.20 verdeutlicht:

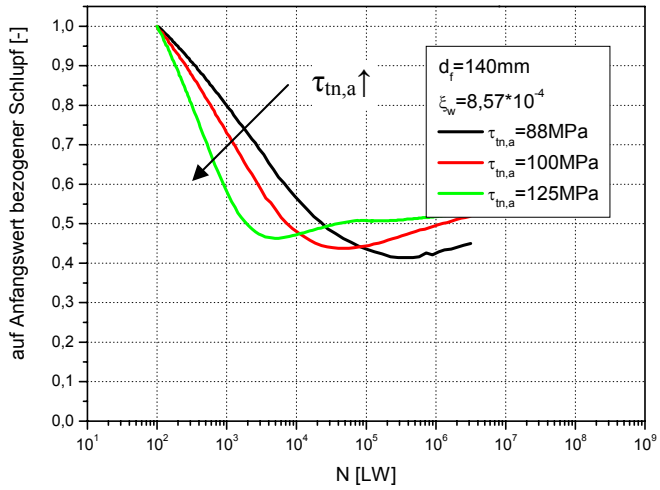



**Bild 5.20: Simulierter zeitlicher Schlupfverlauf für die von Hattori untersuchten Querpreßverbindungen bei verschiedenen äußeren Lasten**

Die Simulationsvorgänge zeigen, daß bei konstant gehaltenen Modellparametern das für den von Hattori gewählten Werkstoff versagenskritische Reibschubspannungsniveau von etwa 200-250 MPa im Durchmesserbereich von $d_f$=65-140 mm unabhängig von der äußeren Last und von der Bauteilgröße immer erreicht wird. Äußere Last und Bauteilgröße beeinflussen lediglich die erforderliche Lastwechselzahl zum Erreichen des Schlupfminimums. Demnach ist unter Zugrundelegung der gewählten Modell- und Verbindungsparameter keine Dauerfestigkeit mehr zu erwarten, da die Vorgänge im Inneren der Verbindung stets zu einem Spannungsniveau führen, bei welchem mit der Initiierung von versagenskritischen Rissen gerechnet werden muß. Die Simulationsrechnungen zeigen jedoch auch, daß bis zum Erreichen des kritischen Reibschubspannungsniveaus unter Umständen sehr hohe Lastwechselzahlen erforderlich sind. Dies betrifft vor allem Verbindungen mit einem vergleichsweise kleinen Fügedurchmesser und/ oder einer geringen äußeren Belastung. Sie erreichen den Zeitpunkt des minimalen Schlupfes im Laufe ihres betrieblichen Einsatzes häufig nicht, weshalb bei ihnen ein Versagen durch Reibkorrosion in der Praxis nur selten beobachtet wird. Als Beispiel mögen die in Bild 5.5 dargestellten erforderlichen Lastwechselzahlen zum Erreichen des Schlupfminimums bei einer äußeren Torsionsnennspannungsamplitude von $\tau_{tn,a}$=100 MPa dienen. So benötigt die Verbindung mit dem Fügedurchmesser $d_f$=70 mm etwa $10^9$ Schwingspiele zum Erreichen der maximalen betrieblichen Beanspruchung. Halbiert man den Durchmesser auf $d_f$=35 mm, steigt die erforderliche Lastwechselzahl um den Faktor $10^6$ auf $10^{15}$ Lastwechsel. Eine solch hohe Lastwechselzahl bis zum Erreichen des rißinitiierenden Reibschub-

spannungsniveaus ist für die meisten technischen Anwendungen einer tatsächlichen Dauerfestigkeit gleichzusetzen, da im realen Betrieb Lastwechselzahlen dieser Größenordnung nicht erreicht werden.

Lastwechselzahlerhöhend kommt noch die aus der Praxis gewonnene Erkenntnis hinzu, daß die Rißinitiierung beim Vorhandensein von Reibkorrosion im zeitlichen Verlauf relativ früh auftritt, und die sich anschließende Rißausbreitungsphase vergleichsweise lange Zeit benötigt (EnGo76), (Hil94). Als Beispiel möge hier die zuvor zitierte Veröffentlichung (Hat81) dienen: Hattori hat erst nach $3 \cdot 10^6$ Lastwechseln Risse von etwa 4 bis 5 mm in der Verbindung detektiert, das die Rißinitiierung begünstigende Spannungsniveau ist jedoch schon nach weniger als $10^4$ Lastwechselzahlen erreicht worden (vgl. Bild 5.20).

Ebenfalls lastwechselzahlerhöhend kommt der Umstand zum Tragen, daß die Druckeigenspannungen aus dem Preßverband rißschließend wirken und der Rißfortschritt in einem Preßverband somit langsamer voranschreitet als bei einer freien Oberfläche. Paysan schlägt für den Stützeffekt des Druckverbandes eine Stützziffer $n_{c,t}$=1,35 vor. Demnach ist eine versagensrelevante Schädigungsinitiierung besonders wahrscheinlich, wenn der Quotient aus der um die Stützziffer $n_{ct}$ reduzierten Reibschubspannung $\tau_\Phi$ und dem zulässigen Werkstoffkennwert $\tau_{w,zul}$ genau eins wird:

$$\frac{\tau_\Phi}{\tau_{w,zul} \cdot n_{ct}} = 1 \qquad (5\text{-}3).$$

Das folgende Bild zeigt die ertragbaren Lastwechselzahlen in Abhängigkeit vom Durchmesser und der äußeren Torsionsnennspannungsamplitude, zu dem die Schädigungsinitiierung besonders wahrscheinlich und die Bedingung gemäß Gleichung (5-3) erfüllt ist:
Man erkennt die auch schon in den Bildern 5.5, 5.19 und 5.20 dargestellten Effekte: Höhere äußere Torsionsnennspannungsamplituden führen ebenso wie größere Durchmesser zum früheren Erreichen des kritischen Spannungsniveaus.

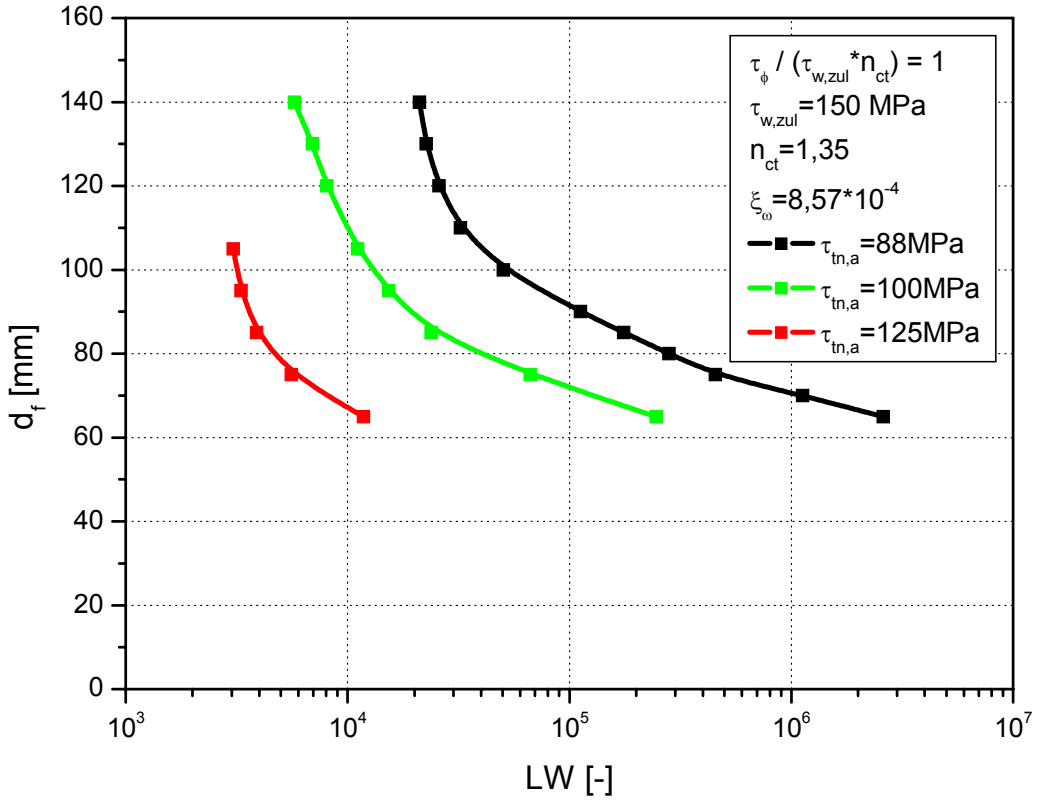



**Bild 5.21: Ertragbare Lastwechselzahl bis zur Rißinitiierung unter Berücksichtigung der Stützwirkung in Abhängigkeit vom Durchmesser und der Torsionsnennspannungsamplitude**

## 5.5.2 Einfluß des anfänglichen wirksamen Übermaßes auf die Reibschubspannung

Wie im vorherigen Kapitel ausgeführt wurde, zeigt die Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens von Querpreßverbindungen, daß bei Vorhandensein von Reibkorrosion keine echte Dauerfestigkeit zu vermuten ist. Es ist daher für die praktische Anwendung von besonderem Interesse, dem Konstrukteur Gestaltungsmöglichkeiten aufzuzeigen, die zu einer Steigerung der ertragbaren Lastwechselzahl führen. Dazu wurden in den vorherigen Kapiteln die Bauteilgröße und die äußere Torsionsnennspannung variiert. Noch nicht behandelt wurde die Rolle des anfänglichen wirksamen Übermaßes auf die Reibkorrosionsvorgänge. Dies wird im folgenden näher ausgeführt.

Zur Bestimmung des Einflusses des anfänglichen wirksamen Übermaßes auf die Reibkorrosionsvorgänge wurden Simulationsrechnungen für den Fügedurchmesser $d_f$=140 mm mit drei verschiedenen Übermaßen durchgeführt. Die dabei gewählten Passungen sind in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt.

| $\xi_w$ | Passung |
|---|---|
| $0{,}857 \cdot 10^{-3}$ | Hattori |
| $1{,}241 \cdot 10^{-3}$ | H8/u8 |
| $1{,}429 \cdot 10^{-3}$ | H7/z6 |

**Tabelle 5.1 Gewählte Übermaße für die Simulation**

Neben der von Hattori gewählten Passung wurden noch zwei weitere Preßpassungen nach DIN 7157 bzw. nach DIN 7154 gewählt. Die auf den Nenndurchmesser bezogenen Übermaße entsprechen dabei etwa dem Mittelwert des Toleranzfeldes.

Das folgende Bild zeigt die zeitliche Entwicklung des Umfangsschlupfes für die Torsionsnennspannungsamplitude $\tau_{tn,a}$=100 MPa. Erwartungsgemäß sinkt der anfängliche Schlupf mit steigendem Übermaß. Der Zeitpunkt des minimalen Schlupfes und damit der maximalen Beanspruchung steigt ebenfalls mit höherem Übermaß deutlich an.

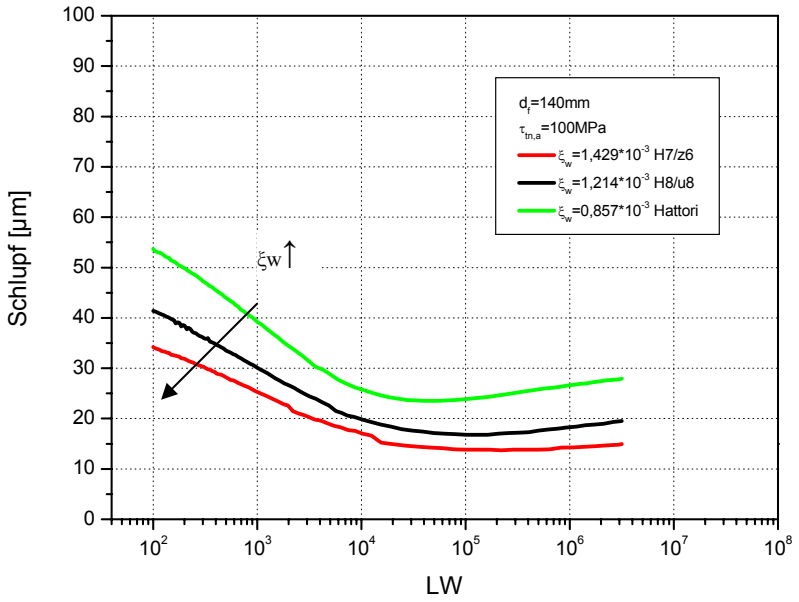



**Bild 5.22: Simulierter zeitlicher Schlupfverlauf für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße, $d_f$=140 mm**

Die Variation des anfänglichen wirksamen Übermaßes hat sichtbare Auswirkungen auf die Radialspannung $\sigma_r$ wie Bild 5.23 zeigt:

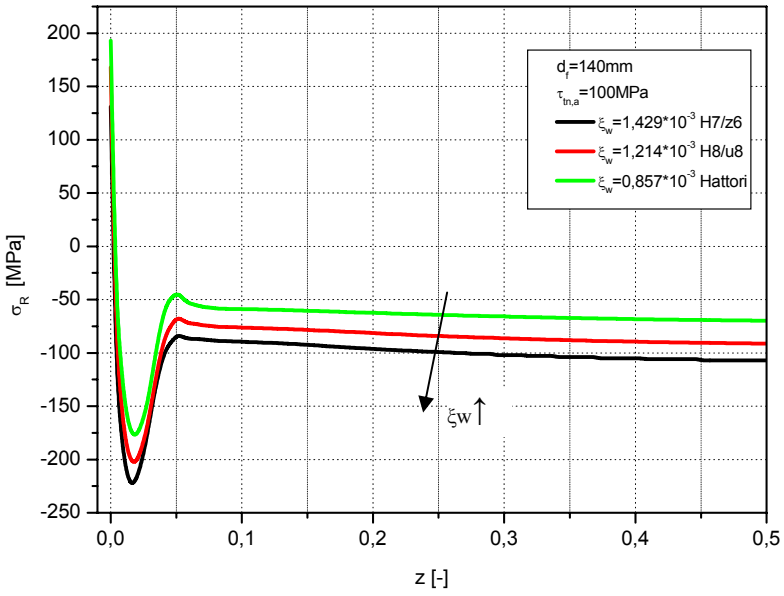



**Bild 5.23: Simulierter Verlauf der Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes, $d_f$=140 mm**

Im Bild ist erkennbar, daß die Radialspannung mit steigendem anfänglich wirksamen Übermaß ansteigt. Die negative Radialspannung entspricht dem nach dem ebenen Spannungszustand berechneten Fugendruck, fortan Lamé-Spannung genannt. Im Inneren der Verbindung (z=0,5) kann der Betrag der Lamé-Spannung aus Bild 5.23 näherungsweise abgelesen werden. Das anfängliche wirksame Übermaß hat jedoch auch Auswirkungen auf die Verschleißvorgänge im Korrosionsgebiet. Hier wird deutlich, daß zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes die Radialspannung mit steigendem anfänglich wirksamen Übermaß betragsmäßig ansteigt.

Das Bild 5.24 zeigt den Verlauf der Reibzahl μ zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes. Zu erkennen ist, daß das anfängliche wirksame Übermaß keinen wesentlichen Einfluß auf die Reibzahl ausübt.

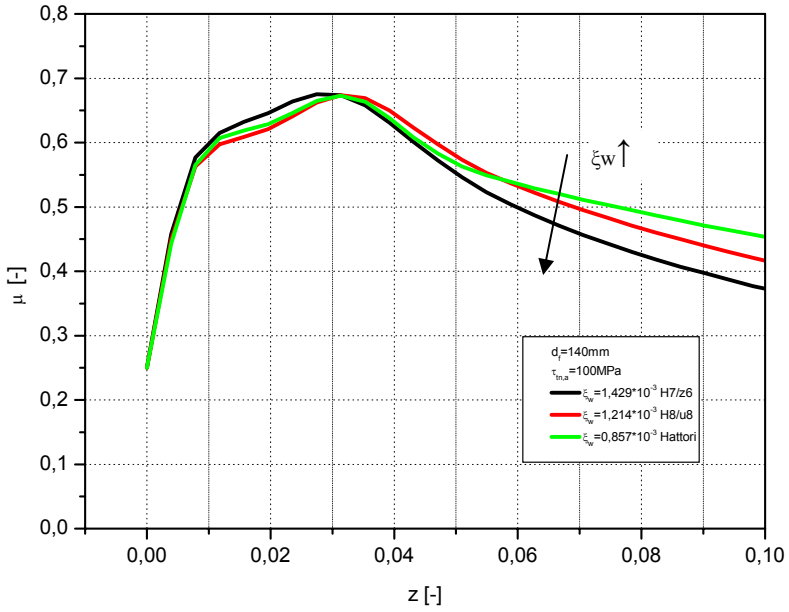



**Bild 5.24: Simulierter Verlauf des Reibwerts μ für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes, $d_f$=140 mm**

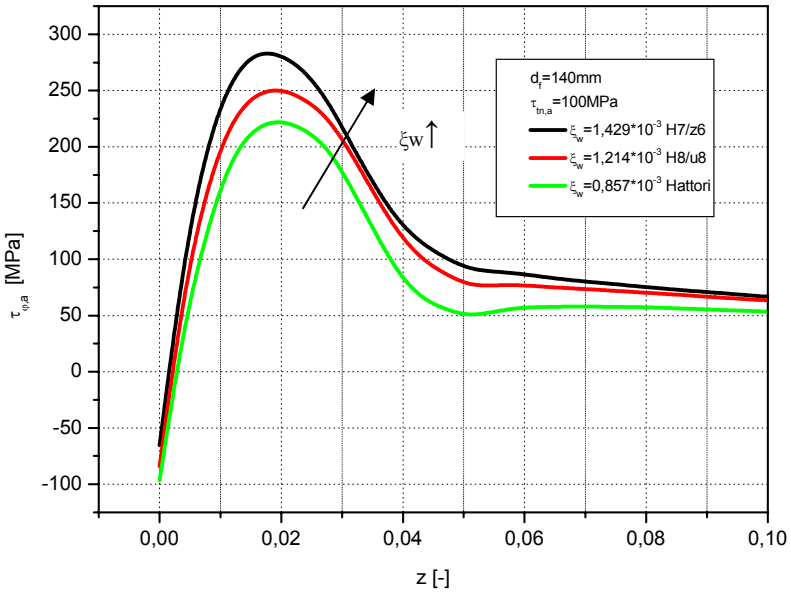



**Bild 5.25: Simulierter Verlauf der Reibschubspannungsamplitude $\tau_{\varphi,a}$ für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes, $d_f$=140 mm**

In Bild 5.25 ist der Verlauf der Reibschubspannungsamplitude zum Zeitpunkt des Schlupfminimums dargestellt. Die Reibschubspannungsamplitude steigt im Korrosionsgebiet mit steigendem anfänglich wirksamen Übermaß ähnlich dem Verlauf der Radialspannung (vgl. Bild 5.23)

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Erhöhung des anfänglichen wirksamen Übermaßes einerseits einen deutlichen Rückgang des Schlupfes bewirkt, ande-

rerseits aber die Radialspannung und die Reibschubspannungsamplitude zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes ansteigen.

Eine Verringerung des Schlupfes und damit auch der Schlupfgeschwindigkeit bewirken gemäß Gleichung (3-4) des Wirkzonenmodells eine Verringerung des Verschleißwiderstands $r_{v,i}$, so daß gemäß Gleichung (3-3) die Verschleißabträge aus Welle und Nabe verringert werden. Dies erklärt, weshalb die Erhöhung des anfänglichen wirksamen Übermaßes das Erreichen des minimalen Schlupfes auf der Zeitachse nach hinten verschiebt. Durch die Erhöhung des anfänglich wirksamen Übermaßes kommt es aber auch zu einer Erhöhung der Radialspannung und damit verbunden zu einer Erhöhung der Reibschubspannungsamplitude, so daß das Bauteil insgesamt höher belastet wird. Die Erhöhung des anfänglich wirksamen Übermaßes bewirkt also einerseits durch die Reduzierung des Schlupfes eine Erhöhung der Lastwechselzahl bis zum Erreichen des minimalen Schlupfes, zu dem das Maximum der betrieblichen Belastung erreicht wird, andererseits ist die zu diesem Zeitpunkt vorhandene Belastung deutlich höher als bei geringeren Übermaßen.

Zum Abschätzen, welcher der beiden Effekte auf die Lebensdauer dominant ist, ist im folgenden Bild 5.26 die Verschleißzahl „$p_f \cdot s_a$“ dargestellt. Sie berechnet sich aus der Multiplikation der negativen Radialspannung (entspricht dem Fugendruck $p_f$) mit dem Umfangsschlupfsamplitude $s_a$. Man erkennt, daß die Verschleißzahl zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes mit steigendem Übermaß sinkt. Demnach ist der Einfluß des Schlupfrückgangs gegenüber der Radialspannungserhöhung stärker ausgeprägt, so daß sich eine Erhöhung des anfänglichen wirksamen Übermaßes bezogen auf die Bauteilgefährdung durch Reibkorrosion lebensdauerverlängernd auswirkt.

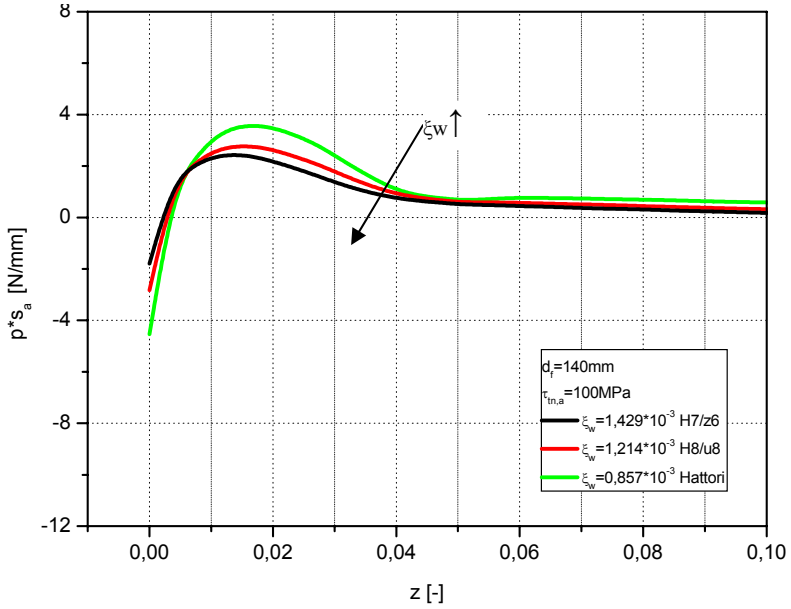



**Bild 5.26: Verschleißzahl $p_f \cdot s_a$ für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes, $d_f$=140 mm**

Daraus leitet sich für den Konstrukteur die Gestaltungsempfehlung ab, ein möglichst hohes Übermaß zu wählen, um den Umfangsschlupf zu minimieren. Die mit steigenden Übermaßen einhergehenden höheren Lamé-Spannungen (vgl. Bild 5.23) müssen bei der Auslegung durch Wahl eines höherfesten Werkstoffes entsprechend berücksichtigt werden. In diesem Fall ist die folgende Darstellung der sich im Schlupfminimum einstellenden Reibschubspannungsverteilung hilfreich zum Verständnis (Bild 5.27).

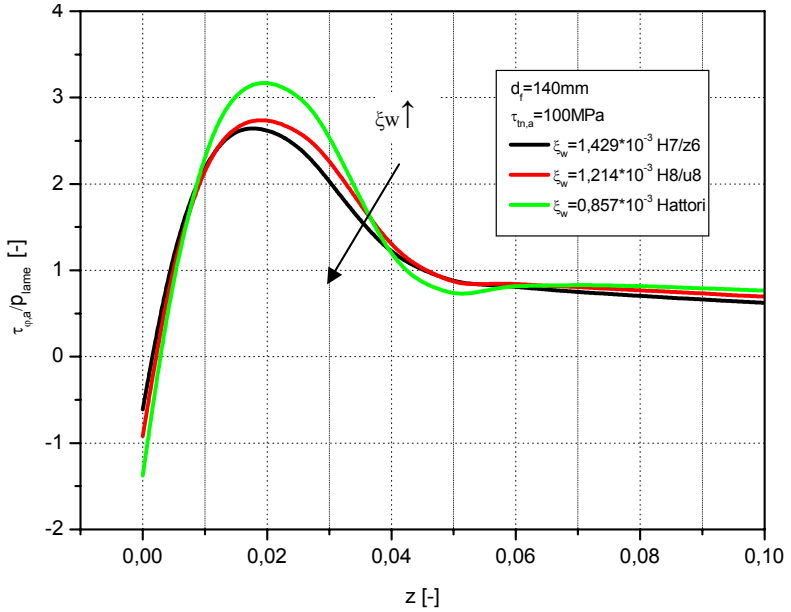



**Bild 5.27: Reibschubspannungsamplitude bezogen auf den Lamé-Druck für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes, $d_f$=140 mm**

Dargestellt ist die Reibschubspannungsamplitude bezogen auf den Lamé-Druck für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße. Man erkennt, daß mit steigendem Übermaß die auf den Lamé-Druck bezogene Reibschubspannungsamplitude deutlich absinkt. Geringere Reibschubspannungsamplituden verringern die Gefahr der Rißinitiierung bzw. können zu einer Verlangsamung des Rißfortschritts führen, so daß die ertragbare Lastwechselzahl der Verbindung durch die Wahl eines anfänglich höheren wirksamen Übermaßes und eines höherfesten Werkstoffes gesteigert werden kann.

Eine detaillierte Zusammenstellung der Simulationsdaten enthält der Anhang A4.2.

Betrachtet man die in der DIN 743 für Querpreßverbindungen angegebenen Kerbwirkungszahlen $\beta_\tau(d_{BK})$ für reine Torsionsbelastung und einen Bezugsdurchmesser $d_{BK}$=40 mm in Abhängigkeit von der Bruchfestigkeit $\sigma_B(d)$, wird deutlich, daß die Kerbwirkungszahlen mit steigender Bruchfestigkeit weniger stark ansteigen als die Bruchfestigkeit selber, so daß eine Steigerung der Bruchfestigkeit einen dauerfestigkeitssteigernden Einfluß hat. Das folgende Bild 5.28 verdeutlicht diesen Effekt.

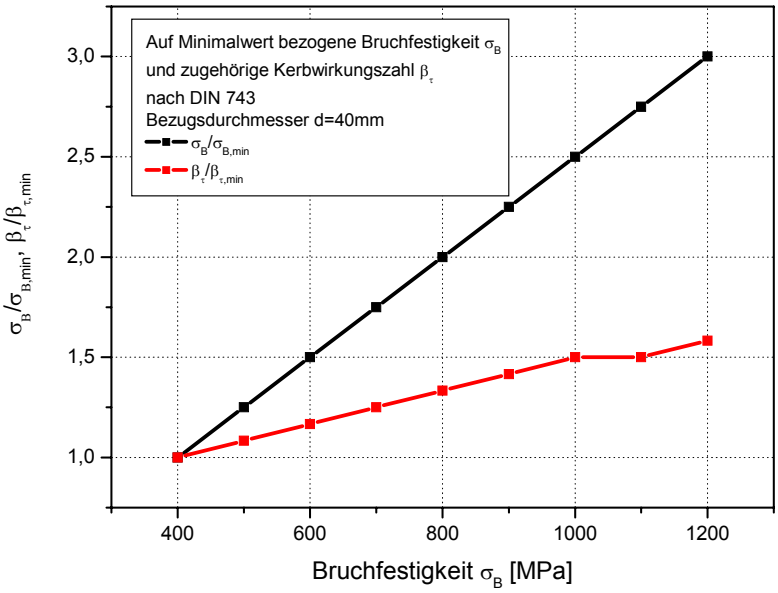



**Bild 5.28: Auf Minimalwert bezogene Bruchfestigkeit $\sigma_B$ und zugehörige Kerbwirkungszahl $\beta_\tau$ nach DIN 743 für einen Bezugsdurchmesser d=40 mm**

Dies unterstützt die Erkenntnis aus Bild 5.27, wonach höherfeste Werkstoffe höhere Preßpassungen ermöglichen, die ihrerseits wiederum zu geringeren bezogenen Reibschubspannungen führen.

Zu ähnlichen Erkenntnissen kommt auch Seefluth (See70), der in seiner Dissertation experimentell ermittelte Kerbwirkungszahlen von Querpreßverbindungen mit einem Fügedurchmesser $d_f$=60 mm und verschiedenen Preßpassungen veröffentlicht hat.

| Passung | $\tau_w$ | $\beta\tau$ |
|---|---|---|
| H7/x6 | 12,3 kp/mm² | 1,68 |
| H7/z6 | 11,7 kp/mm² | 1,77 |
| H7/za6 | 11,8 kp/mm² | 1,75 |
| H7/zb6 | 11,7 kp/mm² | 1,77 |

**Tabelle 5.2 Kerbwirkungszahlen von Querpreßverbindungen unter reiner Torsionsbelastung, $d_f$=60 mm nach (See70)**

Die Kerbwirkungszahlen steigen demnach mit stärkeren Preßpassungen. Die Versuche wurden alle mit demselben Werkstoff CK 35 mit einer Bruchfestigkeit von $\sigma_B$=58/61 kp/mm² durchgeführt wurden. In Analogie zur Darstellung von Bild 5.25 wächst mit steigender Preßpassung auch die Reibschubspannung im Schlupfminimum und damit auch die Kerbwirkungszahl.

Die Theorie, daß die Steigerung der Preßpassung in Kombination mit der Erhöhung der Werkstoffestigkeit eine Steigerung der ertragbaren Lastwechselzahl bewirkt, wird durch die Forschungsergebnisse von Seefluth und die in der DIN 743 enthaltenen Kerbwirkungszahlen untermauert.

## 5.6 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

Mit Hilfe des von Paysan entwickelten Wirkzonenkonzepts wurde das Übertragungsverhalten von geometrisch ähnlichen Querpreßverbindungen simuliert. Die verwendeten Kennwerte der Reibschicht wurden durch eigene Versuche (Kapitel 4) validiert.

Durch die Reibkorrosionsvorgänge kommt es zu Beanspruchungsumlagerungen im Schlupfgebiet der Verbindung. Der Schlupf sinkt dabei im Verlauf der betrieblichen Belastung bis zu einem Minimum und steigt anschließend langsam wieder an. Hattori bezeichnet den Bereich des langsamen Schlupfanstieges als „steady-state“. Die lokale Belastung der Verbindung ist zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes am größten, weshalb Paysan diesen Zeitpunkt für eine Festigkeitsbewertung vorschlägt. Die Simulationen haben gezeigt, daß die Größe der Verbindung maßgeblich für die erforderliche Lastwechselzahl bis zum Erreichen des minimalen Schlupfes ist. Verbindungen mit vergleichsweise kleinem Fügedurchmesser erreichen den Zeitpunkt des minimalen Schlupfes im Laufe ihres betrieblichen Einsatzes häufig nicht, weshalb bei ihnen ein Versagen durch Reibkorrosion in der Praxis nur selten beobachtet wird.

Auf der Grundlage der Simulationsrechnungen lassen sich folgende Erkenntnisse über den Einfluß der Bauteilgröße, der äußeren Belastung und des anfänglichen wirksamen Übermaßes auf das Verschleiß- und Tragfähigkeitsverhalten von geometrisch ähnlichen Querpreßverbindungen formulieren:

*Einfluß der Bauteilgröße:*

- Bei konstanter äußerer Torsionsnennspannungsamplitude steigt die Lastwechselzahl bis zum Erreichen des Schlupfminimums mit kleiner werdenden Verbindungen an (Bild 5.3). Die berechneten Lastwechselzahlen schwanken von einigen wenigen tausend Lastwechseln bei Verbindungen mit einem Fügedurchmesser von $d_f$=140 mm bis zu $10^{15}$ Lastwechseln für den Fügedurchmesser $d_f$=35 mm. Die berechneten Lastwechselzahlen sind auf der Grundlage der Versuchsergebnisse von Hattori und anhand eigener experimenteller Untersuchungen skaliert.
- Die größten Reibschubspannungen werden von allen untersuchten Verbindungen zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes übertragen.

- Die maximale betriebliche Beanspruchung erfolgt daher bei kleinen Verbindungen erst nach deutlich höheren Lastwechselzahlen als bei größeren (Bild 5.5). Dies ist ein Grund dafür, daß Reibkorrosion als Schadensursache bei kleinen Verbindungen seltener als bei großen Verbindungen beobachtet wird.

*Einfluß der äußeren Belastung:*

- Das Schlupfminimum wird um so früher erreicht, je höher die äußere Torsionsnennspannungsamplitude ist (Bilder 5.6, 5.7).
- Die sich lokal einstellende Reibschubspannung ist zum Zeitpunkt des jeweiligen Schlupfminimums nur geringfügig von der äußeren Belastung abhängig (Bilder 5.15, 5.16). Die berechneten Reibschubspannungen liegen für den betrachteten Durchmesserbereich von $d_f$=65 bis140 mm zwischen 200 und 250 MPa.
- Tendenziell führen geringere äußere Lasten zum Zeitpunkt des Schlupfminimums zu leicht erhöhten Reibschubspannungen (Bild 5.19).
- Wird ein konstantes äußeres Wechseltorsionsmoment durch zwei unterschiedlich große Verbindungen übertragen, so erreicht die kleinere der beiden Verbindungen den Zeitpunkt des minimalen Schlupfes wesentlich früher als die große, weil die Torsionsnennspannungsamplitude bei der kleineren Verbindung höher ist. Zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes ist die Reibschubspannung bei der kleinen Verbindung etwas geringer als bei der größeren (Bilder 5.17, 5.18).

*Einfluß des anfänglichen wirksamen Übermaßes:*

- Wird das anfänglich wirksame Übermaß erhöht, kommt es bei den untersuchten Passungen zu einer Reduzierung des Umfangsschlupfes von bis zu 35% (Bilder im Anhang A4.2.4). Gleichzeitig steigt die Lastwechselzahl bis zum Erreichen des Schlupfminimums um bis zu drei Zehnerpotenzen.
- Die Radialspannung $\sigma_r$ steigt mit wachsendem anfänglich wirksamen Übermaß um bis zu 25% an (Bilder im Anhang A4.2.1).
- Die Verschleißzahl „$p_f \cdot s$“ wird durch eine Erhöhung des anfänglich wirksamen Übermaßes um bis zu 30% reduziert (Bilder im Anhang A4.2.5).
- Die auf die Lamé-Spannung bezogene Reibschubspannung sinkt mit steigendem Übermaß um bis zu 25% (Bilder im Anhang A4.2.6).

- Wird die durch die Erhöhung des anfänglichen wirksamen Übermaßes erhöhte Lamé-Spannung durch die Wahl eines höherfesten Werkstoffes kompensiert, so ist mit einer signifikanten Steigerung der ertragbaren Lastwechselzahl zu rechnen.

Die Berechungsergebnisse haben gezeigt, daß es fraglich ist, ob beim Vorhandensein von Reibkorrosion eine echte Dauerfestigkeit existieren kann, da unabhängig von der äußeren Last und der Verbindungsgröße zum Zeitpunkt des Schlupfminimums Reibschubspannungen im Reibkorrosionsgebiet auftreten, bei denen Hattori bei seinen Untersuchungen Risse in den Verbindungen detektiert hat. Die dafür erforderliche Lastwechselzahl wird jedoch im starken Maße durch die Größe der äußeren Lasten, die Verbindungsgröße und das anfänglich wirksame Übermaß beeinflußt.

Es scheint daher angebracht zu sein, beim Vorhandensein von Reibkorrosion den Begriff der „Technischen Dauerfestigkeit“ einzuführen, womit ausgedrückt werden soll, daß eine echte Dauerfestigkeit beim Vorhandensein von Reibkorrosion nicht existiert, dennoch viele Verbindungen über die betriebliche Dauer nicht versagen, weil die von ihnen zu ertragende Lastwechselzahl zum Erreichen eines Schädigungsniveaus entweder nicht ausreicht oder eine Rißinitiierung bereits stattgefunden hat, aber die Rißausbreitungsphase so langsam vonstatten geht, daß es während der betrieblichen Beanspruchung zu keinem Bauteilversagen kommt. Die Grenzlastspielzahl für eine „Technische Dauerfestigkeit“ muß deutlich höher als die in bisherigen Dauerfestigkeitskonzepten ($5 \cdot 10^6$ Lastwechsel) verwendete liegen, um sicherzustellen, daß über die Dauer der betrieblichen Beanspruchung kein Bauteilversagen auftritt. Vorgeschlagen wird, eine Ecklastspielzahl in der Größe von $10^8$ Lastwechseln. Ein höheres Niveau erscheint nicht erforderlich, weil die der Rißinitiierung sich anschließende Rißausbreitungsphase beim Vorhandensein von Reibkorrosion vergleichsweise langsam erfolgt (EnGo76), (Hil94).

## 5.7 Gestaltungshinweise für den Konstrukteur

Die vorliegenden Untersuchungen zeigen, daß sich alle Maßnahmen, die zu einer Reduktion des Umfangsschlupfes führen, positiv auf eine Lebensdauerverlängerung der Verbindung auswirken. Im einzelnen zählen dazu die folgenden Maßnahmen:

*Wahl des anfänglich wirksamen Übermaßes $U_w$*

- Das anfänglich wirksame Übermaß $U_w$ sollte bei der Auslegung möglichst hoch gewählt werden, da sich in diesem Fall die Verschleißzahl $p_f \cdot s$ und die auf den Lamé-Druck bezogene Reibschubspannung reduzieren (Bilder 5.26, 5.27). Der Zeitpunkt, zu dem das Schlupfminimum erreicht wird, steigt durch diese Maßnahme deutlich an. Dabei ist zu beachten, daß der durch das größere Übermaß gestiegene Lamé-Druck durch die Wahl eines höherfesten Werkstoffes ausgeglichen werden muß.

*Wahl der Verbindungsgröße*

- Kleinere Verbindungen erreichen bei konstanter äußerer Torsionsnennspannungsamplitude aufgrund des geringeren Umfangsschlupfes den Zeitpunkt des minimalen Schlupfes erheblich später als größere Verbindungen. Besteht die konstruktive Möglichkeit, eine größere Verbindung durch mehrere parallel liegende, kleinere zu substituieren (Leistungsteilung), kann dadurch die Lebensdauer der Verbindungen gesteigert werden.

*Wahl der Torsionsnennbeanspruchungsamplitude*

- Kleinere äußere Torsionsnennspannungsamplituden führen aufgrund des geringeren Umfangsschlupfes dazu, daß der Zeitpunkt des minimalen Schlupfes später erreicht wird, wodurch sich die Lebensdauer der Verbindung verlängert.
- Bei der Übertragung eines Drehmoments durch zwei Verbindungen unterschiedlicher Größe erreicht die größere Verbindung den Zeitpunkt des minimalen Schlupfes später als die kleine Verbindung, weil bei der letzteren die Torsionsnennspannungsamplituden höher sind als bei der großen Verbindung.

# 6 Zusammenfassung und Ausblick

In der industriellen Praxis sind Reibkorrosionsschäden seit langem bekannt. Sie entstehen, wenn infolge instationärer Belastung örtlich zyklische Schlupfbewegungen in druckbeanspruchten Bereichen des Kontaktgebiets auftreten. Reibkorrosionsschäden treten häufig erst nach hohen Lastwechselzahlen auf, so daß bisherige Auslegungsrichtlinien primär das Ziel verfolgen, Reibkorrosion zu vermeiden. Dadurch wird eine optimale Bauteilausnutzung häufig verhindert.

Das von Paysan entwickelte Wirkzonenkonzept verfolgt den Ansatz, das durch die Reibkorrosionsvorgänge geänderte Tragverhalten der Verbindung zu erfassen und einer Festigkeitsberechnung zugänglich zu machen. Erste Vergleiche mit Literaturdaten zeigen eine hohe Übereinstimmung zwischen Berechnungen und Messungen.

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wurde im Rahmen dieser Arbeit der Einfluß der Bauteilgröße, der äußeren Last und des anfänglich wirksamen Übermaßes auf die Reibdauerbeanspruchung untersucht. Dazu wurde mit Hilfe des Wirkzonenmodells das Verschleiß- und Schädigungsverhalten geometrisch ähnlicher, aber unterschiedlicher großer Querpreßverbindungen simuliert. Die Berechnungsgüte wurde anhand von Messungen der Verschleißabtrags- und der Schlupftiefe sowie der zeitlichen Änderung des Schlupfes an Querpreßverbindungen mit einem Fügedurchmesser von $d_f$=35 mm nachgewiesen.

Die Berechnungsergebnisse zeigen, daß für die gewählten, artgleichen Werkstoffe das versagenskritische Reibschubspannungsniveau innerhalb der betrachteten Bauteilgrößen und äußeren Lasten stets erreicht wird. Demnach ist beim Vorhandensein von Reibkorrosion im Durchmesserbereich von $d_f$=65 bis 140mm keine echte Dauerfestigkeit mehr zu erwarten.

Die äußere Last, die Verbindungsgröße und das anfänglich wirksame Übermaß haben entscheidenden Einfluß auf die Lastwechselzahl bis zum Erreichen des Schlupfminimums und können somit bei geschickter Wahl dazu führen, daß Verbindungen im Laufe ihrer betrieblichen Belastung das kritische Niveau der Reibschubspannungen nicht erreichen. In diesem Zusammenhang ist es angeraten, von einer

„Technischen Dauerfestigkeit“ zu sprechen. Vorgeschlagen wird eine Ecklastspielzahl von etwa $10^8$ Lastwechseln. Ein höheres Niveau erscheint nicht erforderlich, weil die der Rißinitiierung sich anschließende Rißausbreitungsphase beim Vorhandensein von Reibkorrosion vergleichsweise langsam erfolgt (EnGo76), (Hil94).

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß die in der Reibkorrosionszone stattfindenden Änderungen des Spannungszustandes im wesentlichen nur von dem phänomenologischen Prozeß „Reibkorrosion“ abhängen und nicht allein von äußeren Parametern wie der Verbindungsgröße und der Last. Letztere beeinflussen allerdings den Zeitraum, in denen die Änderungen stattfinden, unter Umständen erheblich.

Auslegungsvorschriften von reibkorrosionsgefährdeten Maschinenelementen, die diesem Umstand nicht Rechnung tragen, sind daher entweder für die praktische Anwendung zu ungenau oder sie enthalten sehr restriktive Angaben über ihre Anwendbarkeit, z.B. bezüglich der Größe und der Lasten.

Bevor eine solche Auslegungsvorschrift formuliert werden kann, sollte das Verfahren durch weitere experimentelle Untersuchungen abgesichert werden. Dabei sollte vor allem die Verbindungsgröße und der Werkstoff der Proben variiert werden. Während die unterschiedliche Probengeometrie vorrangig zur Überprüfung der Kennwerte des Verschleiß- und Beanspruchungsmodels dient, kann durch die Variation des Werkstoffes der Einfluß der Bauteilfestigkeit auf die Reibkorrosionsvorgänge ermittelt werden.

Gegenstand zukünftiger Arbeiten muß es ebenfalls sein, das Wirkzonenkonzept auf weitere Belastungsarten (z.B. Umlaufbiegung) zu erweitern.

# 7 Literaturverzeichnis:

**(Alt96)** **Althen** Meß- und Sensortechnik, Differentialtransformatorische Wegaufnehmer (LVDTs), Differentialtransformator 010 MHR, Schaevitz, Produktkatalog, Frankfurter Str. 150-152, Kelkheim, 1996

**(Cas98)** **Casper, T.**: „Untersuchung des Betriebsverhaltens von biege- und torsionsmomentenbelasteten Spannelementverbindungen“, Abschlußbericht des FVA Forschungsvorhabens Nr. 274: „Betriebsverhalten von Spannelementen“, FVA Forschungsreport 1998, Würzburg

**(Cas98a)** **Casper, T.**: „Reibkorrosionsverhalten von Spannelementverbindungen“, Dissertation RWTH-Aachen, 1998

**(CzHa92)** **Czichos, H., Habig, K.H.**: „Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß; Systemanalyse, Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente“, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1992

**(Dub04)** **Lackmann, J. Mertens, H.:** „Festigkeitslehre“ in: Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, 21. Auflage, Hrsg. Grote, K.H., Feldhusen, J. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, Barcelona, Budapest, Springer Verlag, 2004, Seite C27, basierend auf den Ausführungen von Rumpel und Sondershausen

**(Due04)** **Duesmann, M., Hrsg.**: „Hochleistungsbauteile für Verbrennungsmotoren: der abgestimmte Einsatz von Rechnung und Messung“, Fachbuch, Haus der Technik, Renningen: Expert Verlag, 2004,ISBN 3-8169-2304-6

**(EnGo76)** **Endo, K., Goto, H.:** „Initiation and Propagation of Fretting Fatigue Cracks”, Wear 38 (1976), Seiten 311-324

**(Fun68)** **Funk, W.**: „Der Einfluß der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente“, Dissertation TH Darmstadt 1968

**(Ger91)** **Gerber, H.**: „Statisch überbestimmte Flanschverbindungen mit Reib- und Formschlußelementen unter Torsions-, Biege- und Querkraftbelastung“, Dissertation TU-Berlin, 1991

**(Grä88)** **Grädener, E.**: „Rechnerunterstützte Gestaltung nichtschaltbarer starrer Flanschkupplungen unter besonderer Berücksichtigung des Reibverhaltens“, VDI Fortschrittsberichte, Reihe1, Nr. 171, Düsseldorf, VDI Verlag, zugleich Dissertation TU-Berlin, 1988

**(Gro75)** **Gropp, H.:** „Die Übertragungsfähigkeit von Längspreßverbindungen bei dynamischer Belastung durch wechselnde Drehmomente“, Dissertation TU-Karl-Marx-Stadt, 1975

**(Gro97)** **Gropp, H.**: „ Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Preßverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Preßverbindungen“, Habilitationsschrift TU-Chemnitz, 1997

**(Gro03)** **Gropp, H., Wächter, K., Klose, D.**: „Das tribologische Verhalten von Preßverbindungen bei dynamischer Belastung“, In: Welle-Nabe-Verbindungen, Gestaltung, Fertigung, Anwendungen, VDI-Berichte 1790, Düsseldorf: VDI Verlag 2003, Seiten 31-46

**(Gro03a)** **Gropp, H. , Wächter, K., Klose, D., Saed, A.G.**: „Die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit von Preßverbindungen und die Verhinderung von Tribokorrosion durch Preßflächenbeschichtung“, In: Welle-Nabe-Verbindungen, Gestaltung, Fertigung, Anwendungen, VDI-Berichte 1790, Düsseldorf: VDI Verlag 2003, Seiten 231-246

**(Gro03b)** **Gropp, H. , Wächter, K., Klose, D.**: „Die optimale Gestaltung von dynamisch belasteten Preßverbindungen bezüglich Reibdauerhaltbarkeit und Dauergestaltfestigkeit“, In: Welle-Nabe-Verbindungen, Gestaltung, Fertigung, Anwendungen, VDI-Berichte 1790, Düsseldorf: VDI Verlag 2003, Seiten61-76

**(Göt94)** **Göttlicher, C.**: „Entwicklung einer verbesserten Festigkeitsberechnung für P3G-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen bei Torsions- und kombinierter Biege- und Torsionsbeanspruchung, Dissertation TH Darmstadt 1994, veröffentlicht im VDI Verlag, Reihe 18: Mechanik/Bruchmechanik, Nr. 166

**(Hat81)** **Hattori, T., Kawai, S., Okomoto, N., Sonobe, T.**: “Torsional Fatigue Strenght of a Shrink Fittes Shaft”. Bulletin of the JSME Vol. 24 (1981) No. 197 Seiten 1893-1900

**(Hat88)** **Hattori, T., Nakamura, M., Sakata, H. Watanabe, T.**: „Fretting fatigue analysis using fracture mechanics“, JSME Int. Journal Series 1, Vol.31,No. 1, 1988, Seiten 100-107

**(Hei81)** **Heinz, R., Heinke, G.**: „Die Vorgänge beim Schwingungsverschleiß in Abhängigkeit von Beanspruchung und Werkstoff“, erschienen in: Tribologie: Reibung, Verschleiß, Schmierung. Dokumentation zum F&E-Programm des BMFT, Berlin, Springer Verlag (1981), Band 1, Seiten 329-408

**(Hil94)** **Hills, D.A., Nowell, D.**: „Mechanics of Fretting Fatigue-Solid mechanics and its applications“, Vol. 30, Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers, 1994

**(Hom88)** **Hommel Werke:** Hommel Tester T2000 und Vorschubeinheit LV50, Hommel Werke Schwenningen, 1988

**(Jul72)** **Julius, A.**: „Zum Mechanismus des Reibdauerbruchs“, FKM Forschungsberichte, Heft 18, Frankfurt/Main, 1972

**(Kol84)** **Kollmann, F.G.**: „Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Auslegung, Auswahl“, Konstruktionsbücher Band 32 Hrsg. G. Pahl, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo 1984

**(Kre76)** **Kreitner, L.**: „Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente“, Abschlußbericht des Forschungsvorhabens Nr. 6 –Reibkorrosion- des Forschungskuratoriums Maschinenbau e.V. Frankfurt/Main 1976, zugleich Dissertation TH Darmstadt

**(Kur93)** **Kurzawa, T.**: „Gestaltung und Berechnung von nichtschaltbaren reibschlüssigen Flanschkupplungen“, Dissertation TU-Berlin 1993

**(LBG04)** **Leidich, E., Blessing, L., Großmann, C.**: Auslegung von Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen vereinfacht, Tragfähigkeitssteigerung durch optimierte Polygonprofilformen, erschienen in „Antriebstechnik 43“ (2004), Nr.5, Seiten 57-61

**(Lei83)** **Leidich, E.**: „Beanspruchungen von Preßverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch“, Dissertation TH-Darmstadt, 1983 Neue Aspekte bei der Auslegung dynamisch beanspruchter Preßverbindungen

**(Lei98)** **Leidich, E.**: „Neue Aspekte bei der Auslegung dynamisch beanspruchter Preßverbindungen“, In: Welle-Nabe-Verbindungen: Systemkomponenten im Wandel, VDI-Berichte 1384, Düsseldorf: VDI Verlag, 1998, Seiten 203-225

**(Lei03)** **Leidich, E.**: „Einfluß des Schwingungsverschleißes auf die Tragfähigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen“, In Welle-Nabe-Verbindungen, Gestaltung, Fertigung, Anwendungen, VDI-Berichte 1790, Düsseldorf: VDI Verlag 2003, Seiten 1-29

**(Mem97)** **ME-Meßsysteme GmbH**, Datenblatt Doppelbalken KD 46, ME-Meßsysteme GmbH, Am Technologiepark 1, Kolkwitz, 1997

**(Mer97)** **Mertens, H.**: „Festigkeitsberechnungen im Konstruktionsprozeß“, erschienen in: Tagungsband / Antriebstechnisches Kolloquium / ATK’97, Hrgs. P. W. Gold, Aachen: Stercken, 1997, Seiten 363-372

**(Mer98)** **Mertens, H.**: „Aussagegüte und Zeitaufwand – Kriterien zur Auswahl von Berechnungsmethoden im Konstruktionsprozeß“, erschienen in: Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile – Empfehlungen für Entwicklungsingenieure und Konstrukteure, VDI Berichte Nr. 1442, Düsseldorf: VDI Verlag 1998, Seiten 1-15

**(Mic88)** **Michligk, T.**: „Statisch überbestimmte Flanschverbindung mit gleichzeitigem Reib- und Formschluß“, Dissertation, TU-Berlin, 1988

**(Mic94)** **Micro-Epsilon** Meßtechnik, optoNCDT 2000, Typen ILD 2000-5 bzw. ILD 2000-10, Intelligente Laser-optische Wegsensoren, Produktkatalog, Micro-Epsilon GmbH& Co. KG, Königbacher Str. 15, Ortenburg, 1994

**(Mül62)** **Müller, H. W.**: „Drehmoment-Übertragung in Preßverbindungen“ erschienen in: Konstruktion 14H. 2,3 (1962), Seiten 47-57 und 112-115

**(Nat98)** **National Instruments:** LabVIEW V5.0.1 Full Development System, National Instrument Cooperation, 1998

**(Nis67)** **Nishioka, K., Komatsu, H.**: „Researches on the Fatigue Strenght of Press-Fitted Shaft Assembly”, Bulletin of the JSME, Vol 10, No 42 (1967), Seiten 880-889

**(Nis68-72)** **Nishioka, K. et. al**: „Fundamental Investigations of Fretting Fatigue" (Part 1-6) Bulletin of the JSME, Part 1: Vol 11, No 45 (1968), Seiten 437-445, Part 2: Vol 12, No 50 (1969), Seiten 180-187, Part 3: Vol 12, No 51 (1969), Seiten 397-407, Part 4: Vol 12, No 51 (1969), Seiten 408-414, Part 5: Vol 12, No 52 (1969), Seiten 692-697, Part 6: Vol 15, No 80 (1972), Seiten 135-144

**(Old99)** **Oldendorf, U**.: „Lastübertragungsmechanismen und Dauerhaltbarkeit von Paßfederverbindungen", Dissertation TH Darmstadt, 1999

**(PaB97)** **Pahl, G, Beitz, W.**: Konstruktionslehre, Methoden und Anwendung, 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997

**(PaH01)** **Paysan, G., Hartmann, U.**: „Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente am Beispiel torsionsbelasteter Querpreßverbindungen", Seminar: „Welle-Nabe-Verbindungen, Zeitgemäß dimensionieren- Reserven ausschöpfen", TAE Esslingen, Ostfildern, 2001

**(PaK00)** **Paysan, G., Kloß, B.**: interne Mitteilungen, unveröffentlicht, TU-Berlin 2000

**(Pay98)** **Mertens, H., Paysan, G.**: „Zur rechnerischen Lebensdauervorhersage für reibkorrosionsgefährdete Maschinenelemente- Ein Statusbericht zu Praxis und Forschung", VDI-Berichte 1384, Welle-Nabe-Verbindungen, Systemkomponenten im Wandel VDI Verlag, Düsseldorf 1998

**(Pay00)** **Paysan, G.**: „Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente", Dissertation TU-Berlin, 2000

**(Pay00a)** **Mertens. H., Paysan, G.**: „Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente", Vortrag, zur 27. Tagung des DVM- Arbeitskreises Betriebsfestigkeit „Mit Kerben leben", Koblenz Oktober 2000

**(Rei94)** **Reinholz, R.**: „Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen bei Dauerschwingbeansprung", Dissertation TU-Berlin, 1994

**(Rom91)** **Romanos, G.** „Reibschluß- und Tragfähigkeitsverhalten umlaufbiegebelasteter Querpreßverbände", Dissertation TU-Berlin, 1991

**(Rui86)** **Ruiz, C. Chen, K.C.**: „Life assessment of dovetail joints between blades und discs in aero-engines", Proc. Conf. "Fatigue of engineering materials and structures", London: Institution of Mechanical Engineers, 1986, Seiten 187-194

**(Sch93)** **Schröder, P.**: „Das Betriebsverhalten dynamisch hoch belasteter Welle-Nabe-Verbindungen mit Spannelementen", Dissertation RWTH-Aachen, 1993

**(See70)** **Seefluth, R.**: „Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen"- Neuere und ältere Untersuchungsergebnisse des Instituts I für Maschinenelemente bei umlaufender Biegung, wechselnder Verdrehung und kombinierter Beanspruchung im Zusammenhang mit anderen Forschungsergebnissen", Dissertation TU-Berlin, 1970

**(Sme01)** **Smetana, T.**: „Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebelasteter Kegel- und Zylinderpreßverbindungen", Dissertation TU-Chemnitz, 2001, erschienen im Shaker-Verlag, Aachen, 2001

**(Smu93)** **Smusch, W.**: Elektronische Meßtechnik (Elektronik 6), 3. Auflage, Vogel Verlag Würzburg, 1993

**(Vin88)** **Vingsbo, O., Sönderberg, S.**: „On Fretting Maps", Wear 126 (1988), Seiten 131-147

**(Wat92)** **Waterhouse, R.B.**: „Fretting Fatigue", International Materials Review, 1992, Vol. 37, No.2, Seiten 77-97

**(Wat94)** **Waterhouse, R.B., Lindley, T.C.**: „Fretting Fatigue", Abschlußbericht des „International Symposion of Fretting Fatigue", Sheffield, England, ESIS, Mechanical Engieering Publications Limited, London 1994

**(Win01)** **Winterfeld, J.**: „Einflüsse der Reibdauerbeanspruchung auf die Tragfähigkeit von P4C-Welle-Nabe-Verbindungen", Dissertation TU-Berlin, 2001

**(Wöl98)** **Wölfle, F.**: „Virtuelle Berechnungskompetenzzentren als Dienstleister zur Integration von Gestaltung und Berechnung", Dissertation TU-Berlin, 1998, veröffentlicht im VDI Verlag, Düsseldorf, Reihe 20, Nr. 274

**(Zia97)** **Ziaei, M.**: „Untersuchungen der Spannungen und Verschiebungen in P4C-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen mittels der Methode der Finiten Elemente“, Dissertation, TH-Darmstadt,1997

**(Zia03)** **Ziaei, M.**: „Analytische Untersuchungen unrunder Profilfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen“, Habilitationsschrift TU-Chemnitz, 2003

**Im Rahmen der Arbeit angefertigte konstruktive Übungen, Studien- und Diplomarbeiten:**

**(Bec97)** **Becker, R.:** „Umbau eines bestehenden Prüfstands zur Ermittlung von Systemparametern reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente im Dauerfestigkeitsbereich“, Konstruktive Übung am Institut für Maschinenkonstruktion, Fachgebiet Konstruktionslehre, TU-Berlin, 1997, unveröffentlicht

**(Die01)** **Dietz, P.:** „Untersuchung der Reibkorrosionsphänomene von reibkorrosionsgefährdeten Maschinenelementen“, Studienarbeit am Institut für Maschinenkonstruktion, Fachgebiet Konstruktionslehre, TU-Berlin, 2001, unveröffentlicht

**(BrJö99)** **Brauer, M.**, Jörn, P.: „Konstruktion eines Reibprüfstandes“, konstruktive Übung am Institut für Maschinenkonstruktion, Fachgebiet Konstruktionslehre, TU-Berlin, 1999, unveröffentlicht

**(Eßm01)** **Eßmann, J.:** „Konstruktion eines Tribometers zur Untersuchung von durch Schwingungsverschleiß hervorgerufener Reibkorrosion“, Konstruktive Übung am Institut für Maschinenkonstruktion, Fachgebiet Konstruktionslehre, TU-Berlin, 2001, unveröffentlicht

**(Sch97)** **Schuchardt, M.**: „Entwicklung einer Meßeinrichtung zur Bestimmung von Drehmoment-Relativverdrehwinkel-Verläufen an reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen“, Studienarbeit am Institut für Maschinenkonstruktion, Fachgebiet Konstruktionslehre, TU-Berlin 1997, unveröffentlicht

**(Sch00)** **Schwarz, M.**: „Entwicklung einer Meßdatenerfassungs- und Auswertungsstrategie unter Verwendung der Meßsoftware „LabVIEW““, Studienarbeit am Institut für Maschinenkonstruktion, Fachgebiet Konstruktionslehre, TU-Berlin, 2000, unveröffentlicht

**Normen und Richtlinien:**

**(DIN 743)** Tragfähigkeit von Wellen und Achsen, Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen, Beuth Verlag, Berlin, 2000

**(DIN 4768)** Ermittlung der Rauhigkeitskenngrößen $R_A$ $R_Z$,$R_{max}$ mit elektrischen Tastschrittgeräten; Begriffe Meßbedingungen, Beuth Verlag Berlin, 1990, zurückgezogen

**(DIN EN ISO 4287)** Geometrische Produktspezifikation (GPS) Oberflächenbeschaffenheit,: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287:1997), Ausgabe 1998-10, Deutsche Fassung EN ISO 4287, Beuth Verlag, Berlin, 1998.

**(DIN 5480)** „Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken, Teil 1-16“, Beuth Verlag, Berlin, 1991

**(DIN 6892)** „Paßfedern-Berechnung und Gestaltung“, Beuth Verlag, Berlin, 1998

**(DIN7154)** ISO-Passungen für Einheitsbohrung; Toleranzfelder, Abmaße, Paßtoleranzen, Beuth Verlag, Berlin, 1966

**(DIN 7157)** Passungsauswahl, Toleranzfelder, Abmaße, Paßtoleranzen, Beuth Verlag, Berlin, 1966

**(DIN 7190)** „Preßverbände-Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln“, Beuth Verlag, Berlin, 2001

**(DIN 32711)** **„**Antriebselemente Polygonprofile P3G“, Beuth Verlag, Berlin, 1979

**(DIN 32712)** **„**Antriebselemente Polygonprofile P4C“ , Beuth Verlag, Berlin, 1979

**(DIN 50323)** „Tribologie- Verschleiß, Teil 2: Begriffe“, Beuth Verlag, Berlin, 1985

**(VDI 2230)** **„**Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubenverbindungen“ VDI-EKV-Aussschuß Schraubenverbindungen, Beuth Verlag, Berlin, 1986

**(VDI 3822)** „Schadensanalyse- Schäden durch tribologische Beanspruchungen“, VDI-Werkstofftechnik-Ausschuß Schadensanalyse, Beuth Verlag, Berlin,1999

# 8 Anhang

## A1: Klassifizierung von Berechnungsmethoden nach dem ABC-Konzept

Das von Mertens zum ersten Mal 1997 vorgestellte ABC-Konzept (Mer97, Mer98; Wöl98) ordnet Berechnungsmethoden nach den Merkmalen Aussagegüte und Zeitaufwand. Dabei wird zwischen den Ebenen A, B und C unterschieden.

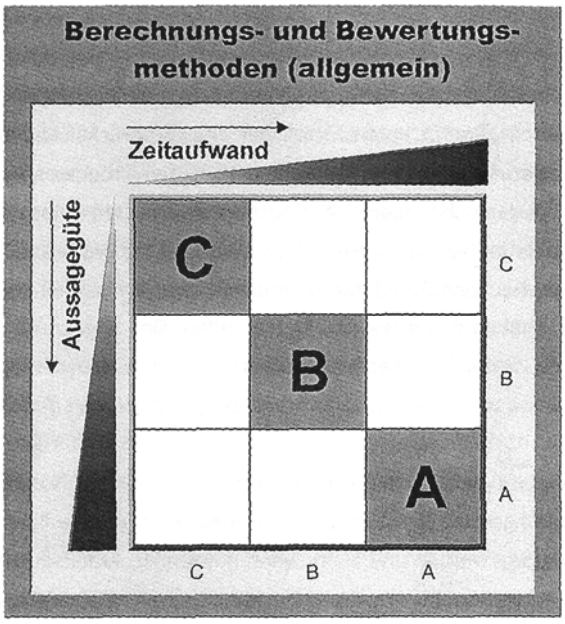



**Bild A1: Klassifizierung von Berechnungsmethoden nach Mertens (Mer97) (Mer98)**

Berechnungsmethoden der (C)ommon-Ebene erfordern einen verhältnismäßig geringen Zeitaufwand, allerdings ist deren Aussagegüte eher gering. Beispiele solcher Berechnungsmethoden sind einfache Berechnungsvorschriften oder Abschätzgleichungen, wie sie in Ingenieurtaschenbüchern zu finden sind. C-Methoden werden vor allem in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses eingesetzt. Berechnungen nach der C-Methode können vom jeweiligen Konstrukteur ohne größeren Aufwand selbst durchgeführt werden.

Dem gegenüber stehen Methoden hoher (A)ussagegüte, die einen hohen zeitlichen (A)ufwand erfordern. Solche Verfahren werden vor allem in Forschungseinrichtungen

entwickelt. Ihre Anwendung erfordert in der Regel Spezialwissen, welches das Hinzuziehen von Fachleuten erfordert.

Als (B)indeglied zwischen diesen beiden Methoden stehen B-Methoden. Ihre Aussagegüte ist geringer als die der A-Methoden, allerdings erfordert ihre Anwendung auch einen geringeren zeitlichen Aufwand. Die Anwendung erfordert häufig Zusatzwissen, ist aber vielfach noch vom Konstrukteur durchführbar.

Sonderverfahren stellen die Methoden „B aus A“, „C aus A“ bzw. „C aus B“ dar. Die Ergebnisse der aussagefähigeren Berechnungsmethode dienen häufig als Basis zur Verbesserung der Aussagegüte der schnelleren Methode. Als Beispiel kann hier die Auslegung von hochbeanspruchten zylindrischen Einschraubenverbindungen nach der VDI-Richtlinie 2230 (VDI2230) dienen.

# A2: Prüfstandsaufbau:

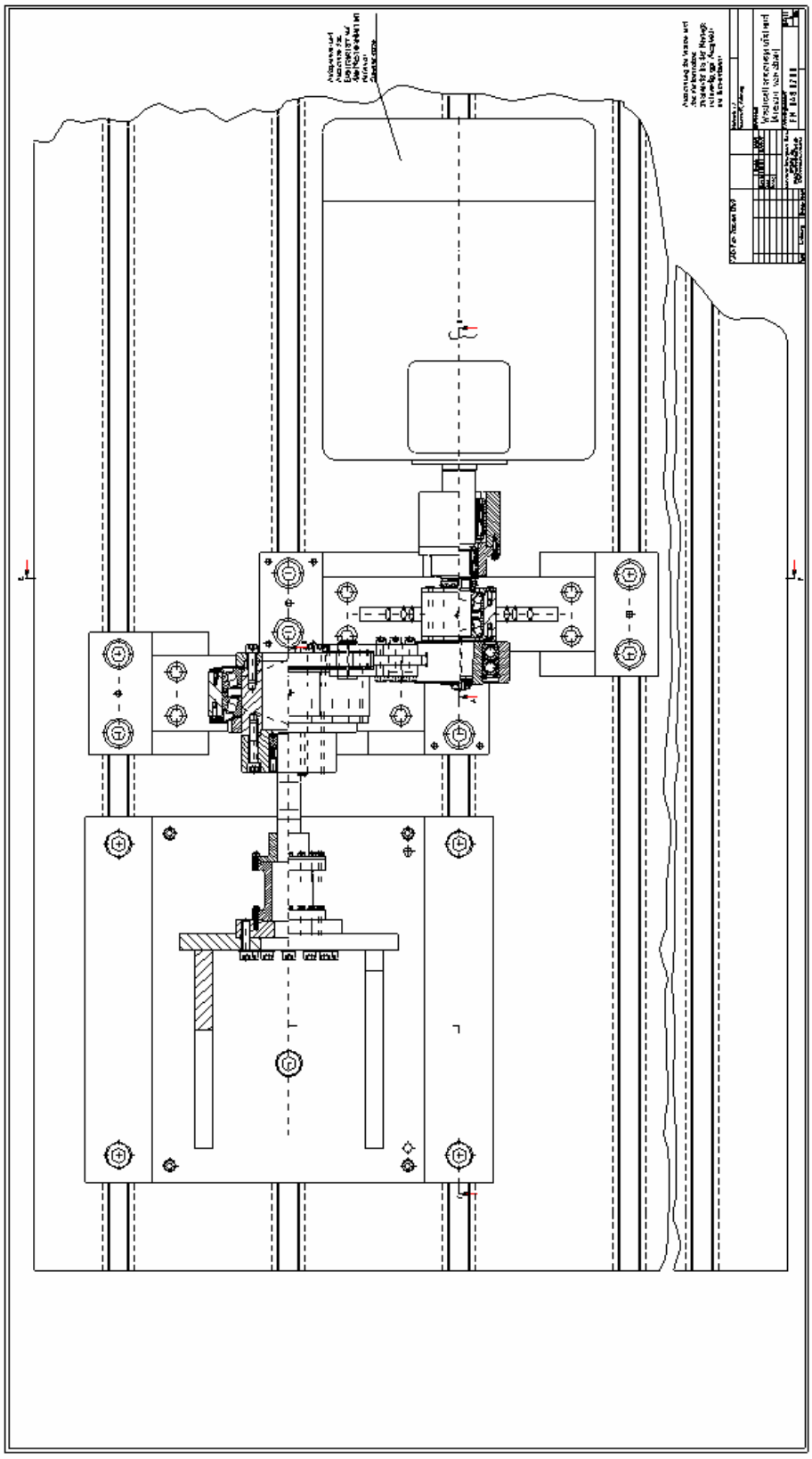


**Bild A2-1: Prüfstand Draufsicht**

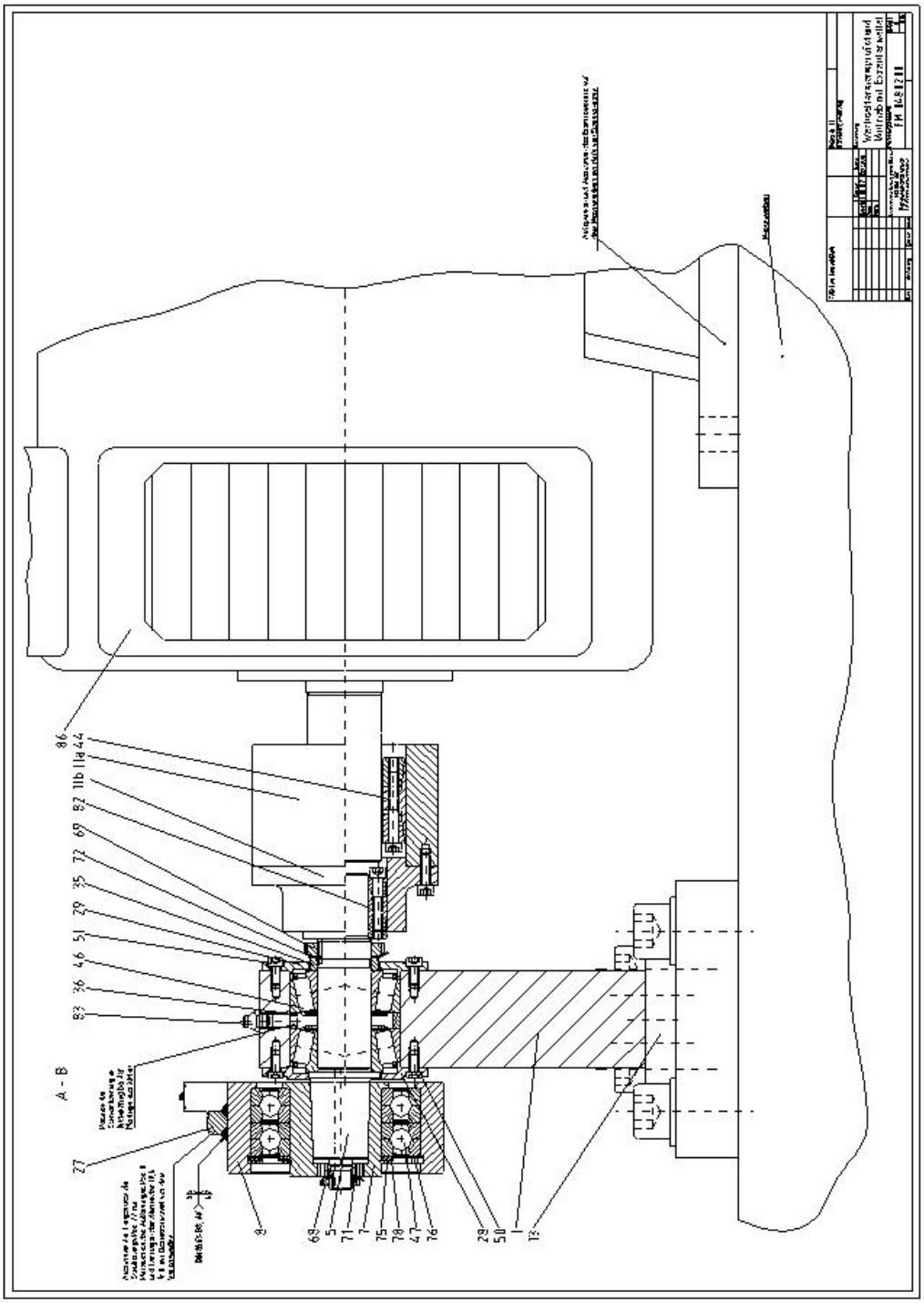



**Bild A2-2: Lagerung Antriebswelle- Doppelexzenter**

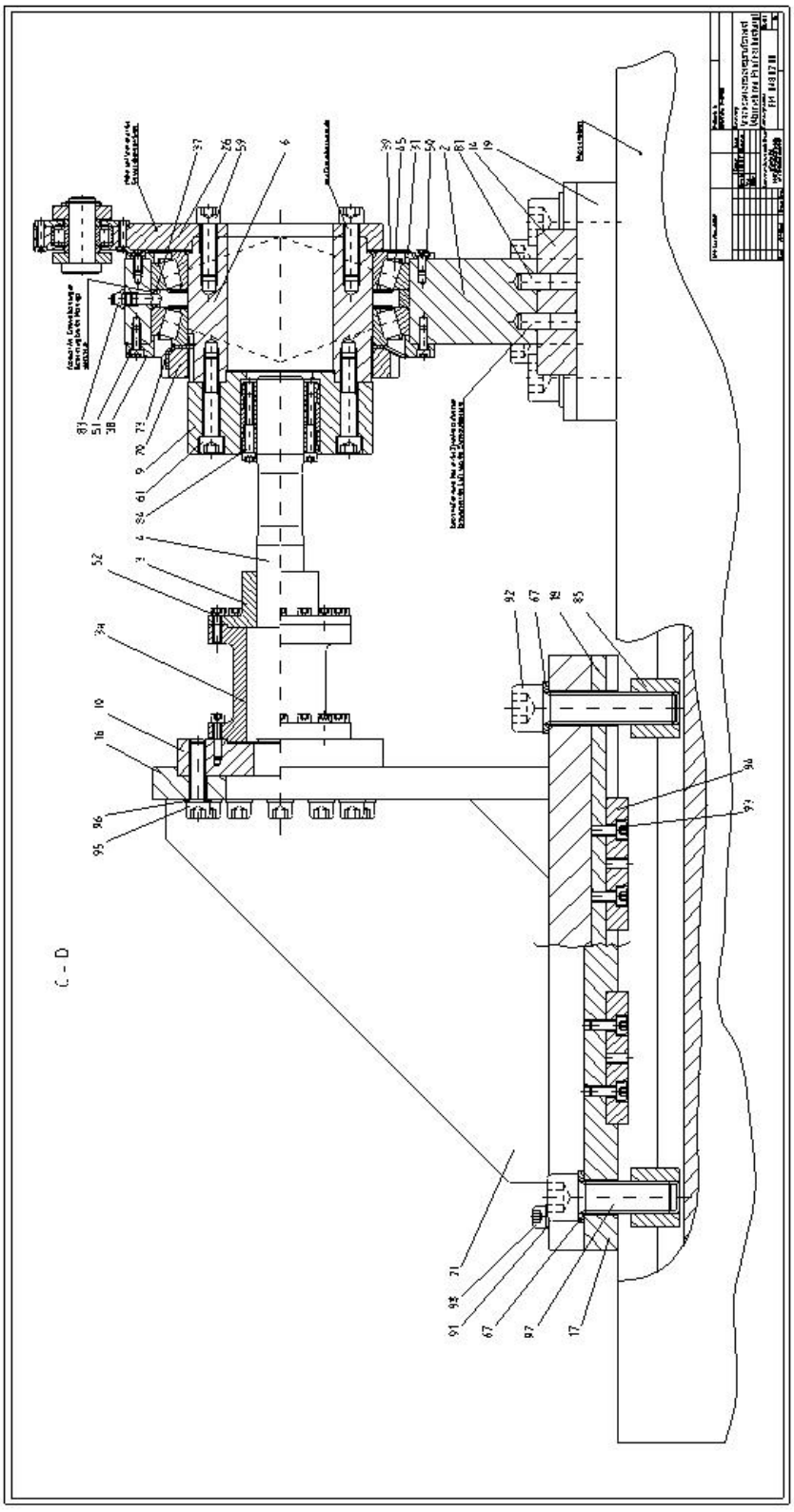



**Bild A2-3: Eingebaute Prüfverbindung**

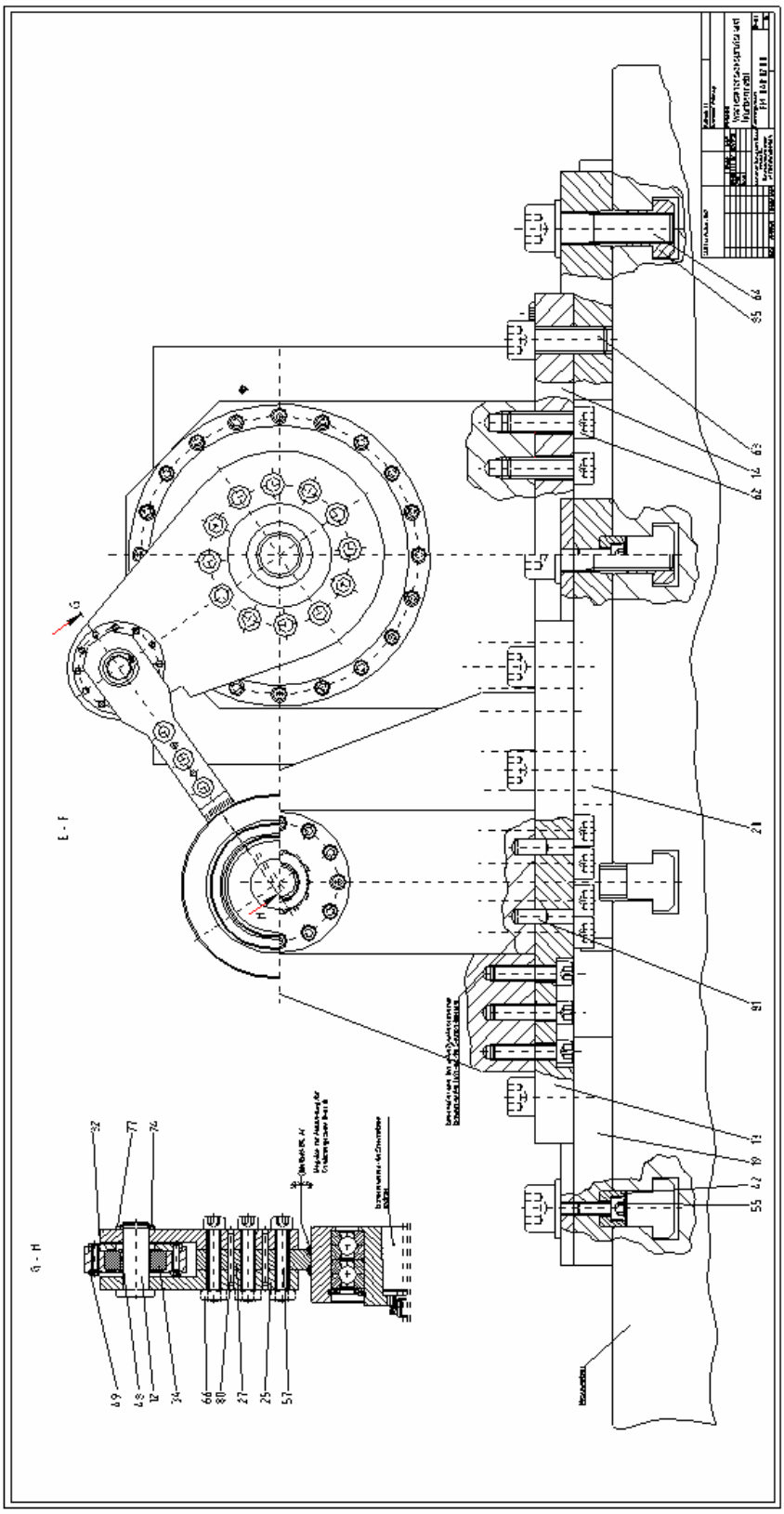


**Bild A2-4: Prüfstand Frontansicht**

# A3: Versuchsergebnisse

## A3.1: Geometrie der Prüfwelle und der Prüfnabe

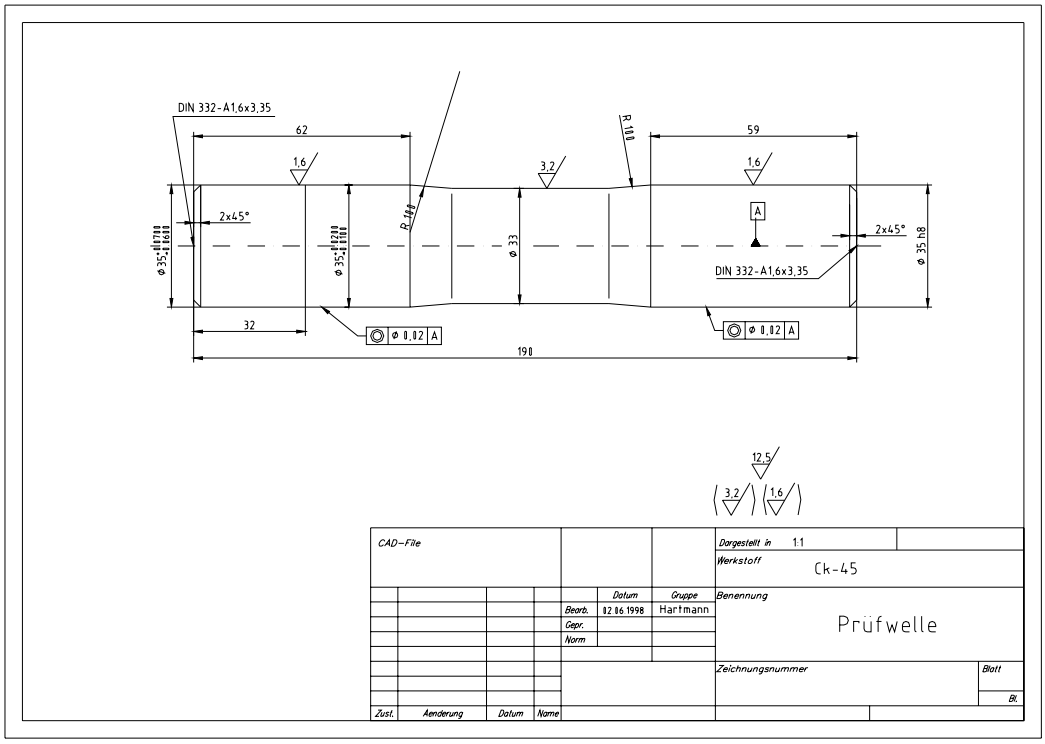



**Bild A3-1: Geometrie der Prüfwelle**

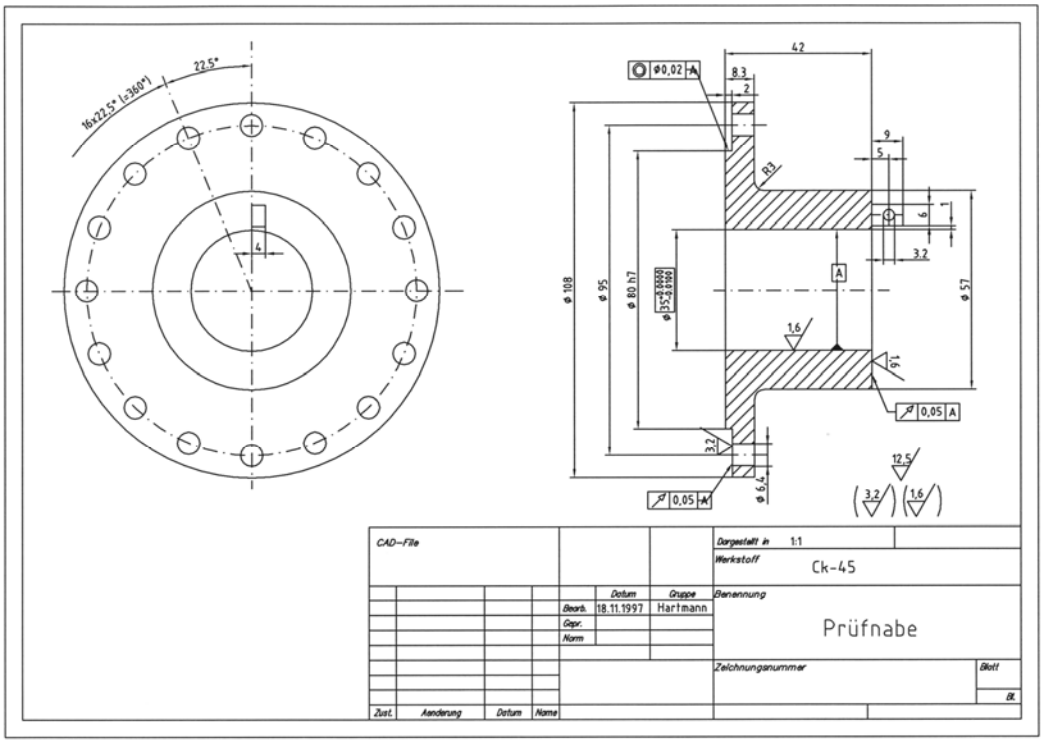



**Bild A3-2: Geometrie der Prüfnabe**

# A3.2: Versuchsergebnisse

## A3.2.1: Vergleich von gemessenen und simulierten Schlupfverläufen

In den nachfolgenden Bildern sind für verschiedene Versuche die gemessenen und simulierten Schlupfverläufe aufgeführt. Prüfstandsbedingt schwanken die im jeweiligen Versuch anliegenden Torsionsnennspannungen. Daher wurde für jeden Versuch eine Simulationsrechnung mit der im Versuch tatsächlich vorhandenen Torsionsnennspannungsamplitude durchgeführt. Bei allen aufgeführten Versuchen erfolgte die Messung des Umfangsschlupfes mit Hilfe des in Kapitel 4.3.1.1 erläuterten Doppelbiegebalkens der Firma ME Meßsysteme GmbH (MEM97).

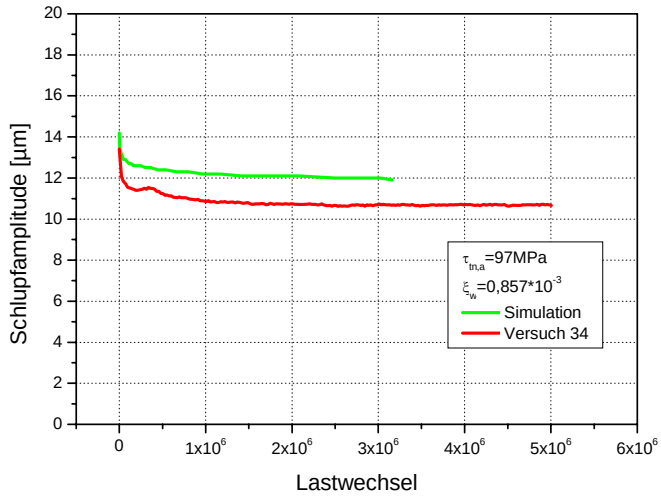



**Bild A3-3: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 34**

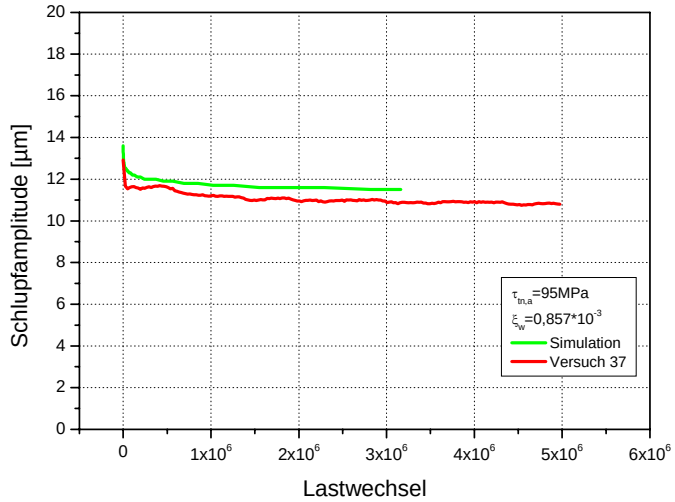



**Bild A3-4: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 37**

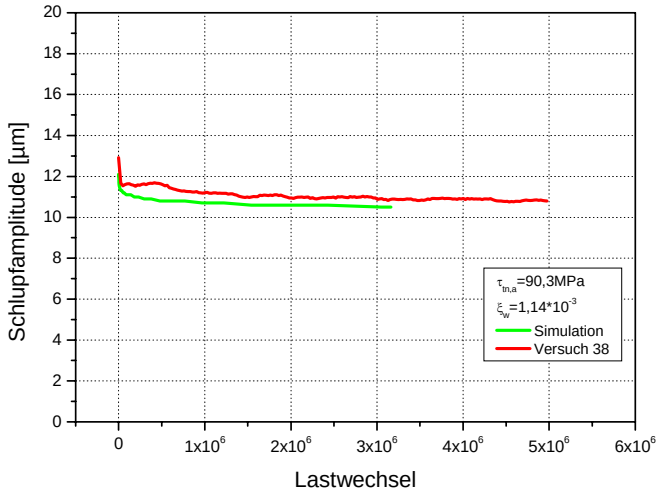



**Bild A3-5: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 38**

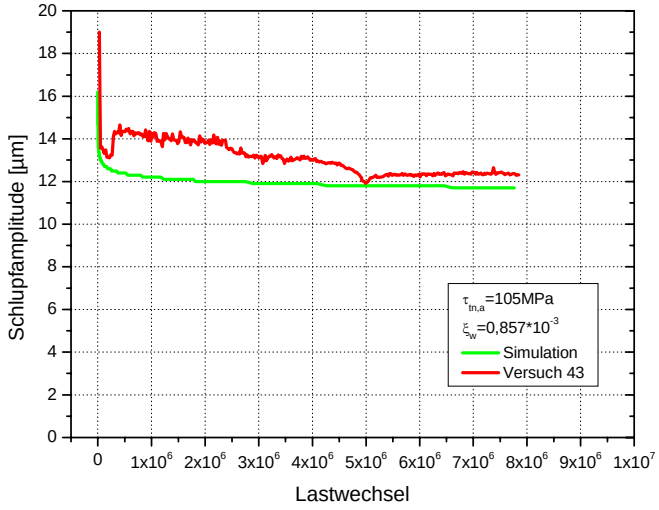



**Bild A3-6: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 43**

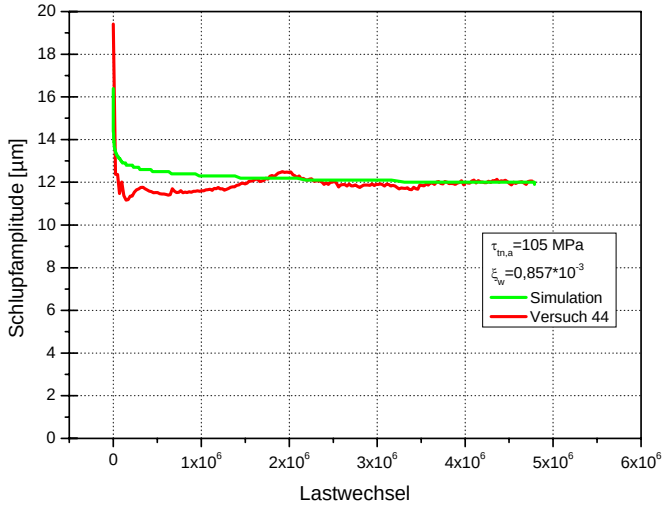



**Bild A3-7: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 44**

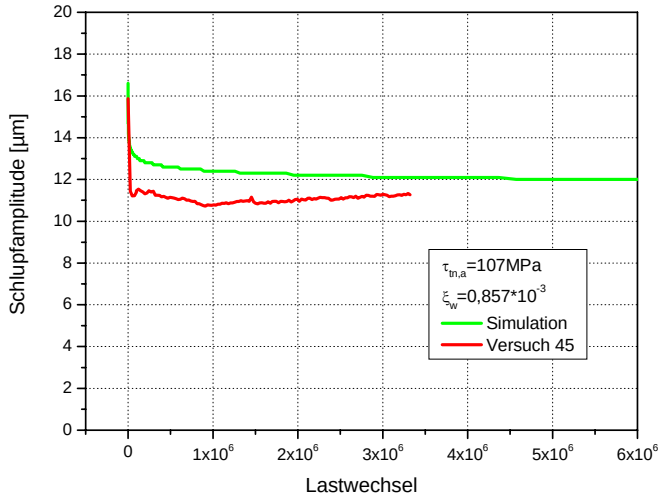



**Bild A3-8: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 45**

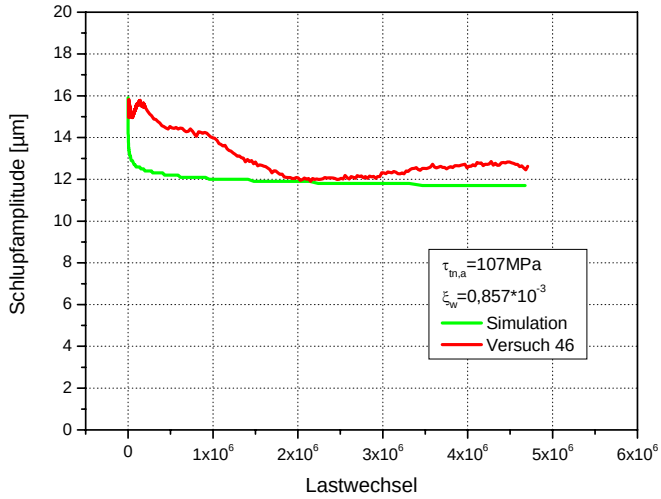



**Bild A3-9: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 46**

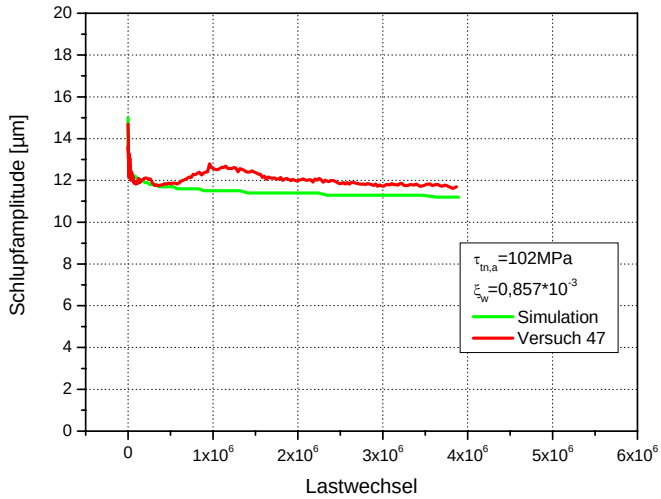



**Bild A3-10: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 47**

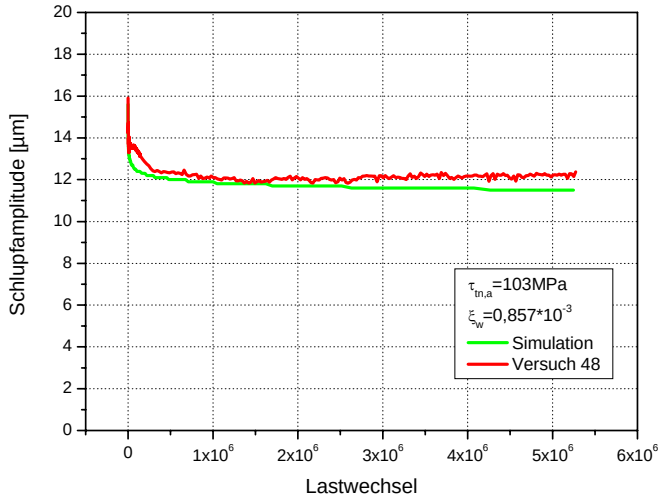



**Bild A3-11: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 48**

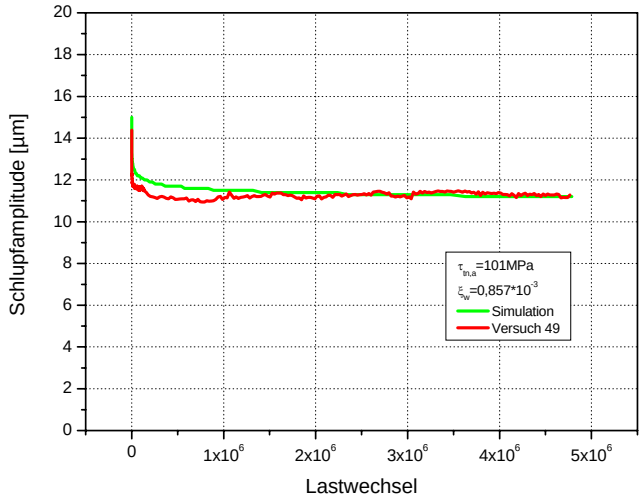



**Bild A3-12: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 49**

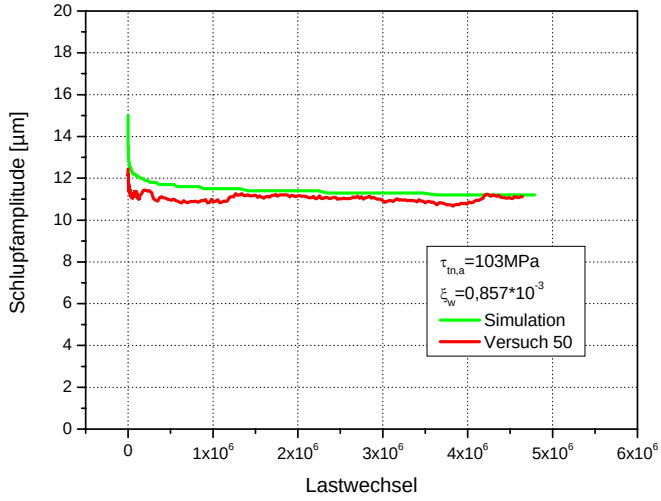



**Bild A3-13: Gemessene und simulierte Schlupfverläufe der Probe 50**

Der Vergleich von Messung und Simulation zeigt im Mittel eine gute Übereinstimmung der berechneten Schlupfverläufe mit den gemessenen. Die Abweichung der berechneten von den gemessenen Umfangsschlüpfen zum jeweiligen Versuchsende beträgt bei fast allen Proben weniger als 1 µm.

Konstante Abweichungen (Offsets) lassen sich bei den Proben 34, 37, 38 und 45 erkennen. Dieser Offset ist vermutlich dadurch entstanden, daß der Abstand zwischen der Spannscheibe und der Nabe (vgl. Bild 4.8) leicht variiert. Die damit veränderte Länge des freien Wellenteils zwischen Spannscheibe und Nabe führt zu einer unterschiedlichen elastischen Umfangsverdrehung, die bei der Auswertung der Meßdaten unberücksichtigt blieb.

Stärkere Schwankungen im gemessenen Umfangsschlupf (vgl. Proben 43, 44, 46 und 47) sind vermutlich Folge der Probenfertigung. Wie in Kapitel 4.1 ausgeführt wurde, sind die Naben feingedreht worden. Trotz größter Sorgfalt bei der Fertigung kann ein leichtes Abweichen vom idealen Bohrungsmaß nicht ausgeschlossen werden. Durch diese Abweichung ändert ich das lokale Übermaß, welches Auswirkungen auf den Verschleißpartikelentstehungs- und Verschleißpartikeltransportprozeß hat. Ebenso kann fertigungsbedingt die Anfangsrauhigkeit der Oberflächen von Welle und Nabe örtlich unterschiedlich sein. Dadurch werden die Verschleißpartikelentstehungs- und Verschleißpartikeltransportprozesse ebenfalls beeinflußt.

Bei allen oben genannten Proben ist erkennbar, daß sich zu Versuchsende die gemessenen und berechneten Umfangschlüpfe deutlich annähern. Dies spricht für die Theorie, daß die anfänglichen stärkeren Abweichungen folge von lokal unterschiedlichen Übermaßen und Anfangsrauhigkeiten sind, da diese durch die Verschleißprozesse im Laufe der Zeit abgearbeitet werden.

### A3.2.2: Vergleich von gemessenen und simulierten Verschleißabtragstiefen

In der unten stehenden Tabelle sind die gemessenen Oberflächenrauhigkeiten $R_Z$ und die simulierten Verschleißabtragstiefen $h_v$ für die Wellen nach Versuchsende zusammengefaßt.

| Versuch | Oberflächenrauhigkeit | |
|---|---|---|
| | $R_Z$ gemessen | $h_v$ berechnet |
| 34 | keine Messung | - |
| 37 | keine Messung | - |
| 38 | keine Messung | - |
| 43 | ca.12 µm | 9,5µm |
| 44 | ca.9 µm | 8,5µm |
| 45 | ca. 8 µm | 9,0 µm |
| 46 | ca. 8 µm | 8,0µm |
| 47 | keine Messung | - |
| 48 | ca. 9 µm | 8,0µm |
| 49 | ca. 10 µm | 8,0 µm |
| 50 | ca. 8 µm | 8,0µm |

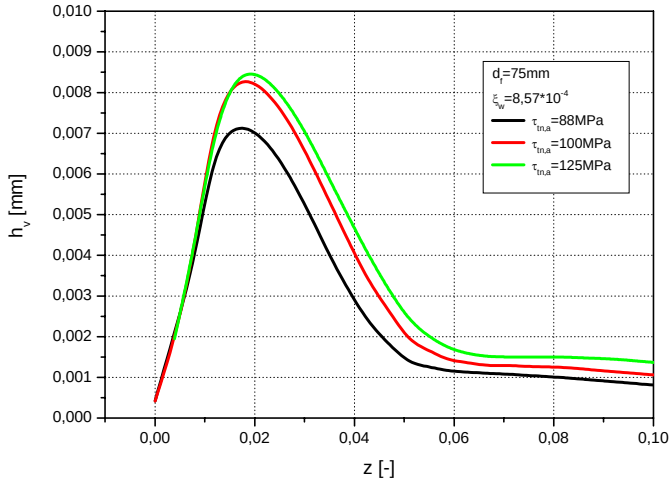
**Tabelle A3-1: Vergleich von gemessener Oberflächenrauhigkeit $R_z$ und berechneter Verschleißabtragstiefe $h_v$**

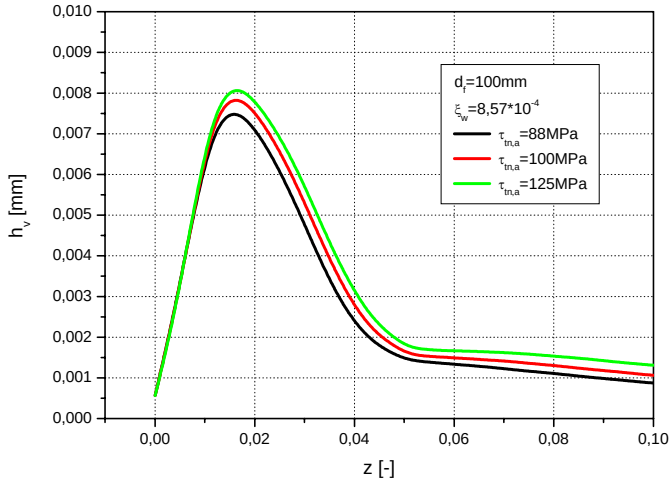
Die Messung der Schlupftiefe erfolgte nach dem Aufschneiden der Probe mit Hilfe einer Schiebelehre. Der Bereich, in dem Reibkorrosionspartikel zu erkennen waren, wurde als Schlupfgebiet angesehen. Da die Messung mit großen Unsicherheiten behaftet ist, weil einerseits die Messung Fehlerquellen in sich birgt, zum anderen auch Schlupf in Bereichen stattfindet, in denen noch keine Reibkorrosionspartikelbildung eingesetzt hat, können zur Schlupftiefe nur qualitative Aussagen gemacht werden. Im Mittel betrug die Schlupftiefe für Torsionsnennspannungen von etwa 100 MPa ca. 50% der Fügelänge für das gewählte Übermaß von 3/100mm.

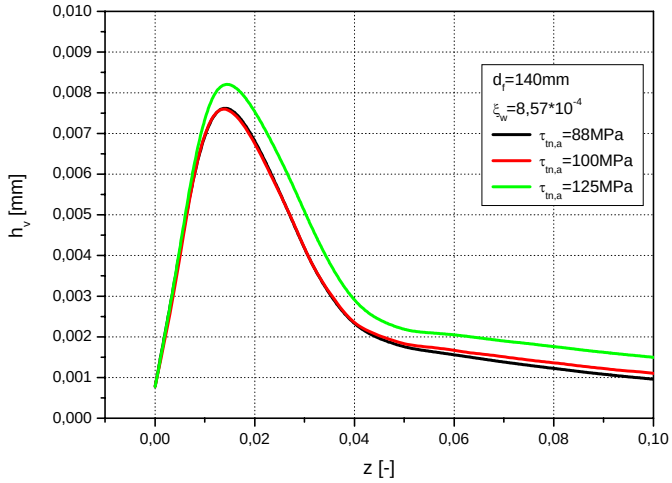
# A4: Simulationsergebnisse zum Zeitpunkt des minimalen Schlupfes:

## A4.1 Simulationsergebnisse für ein konstantes anfängliches wirksames Übermaß

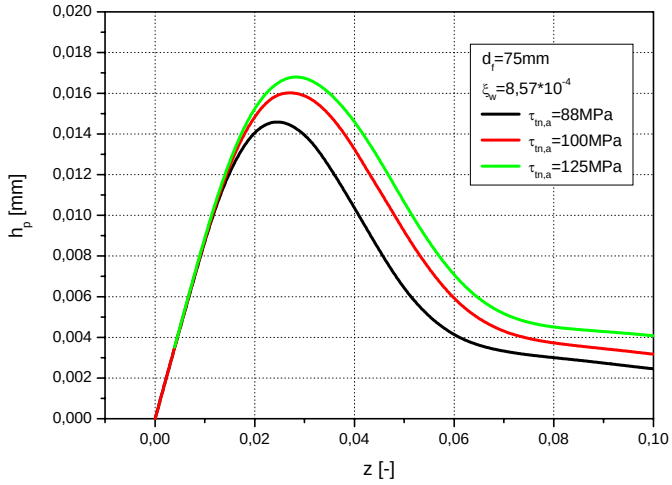
### A4.1.1: Verschleißabtragshöhe $h_v$ für verschiedene Lasten

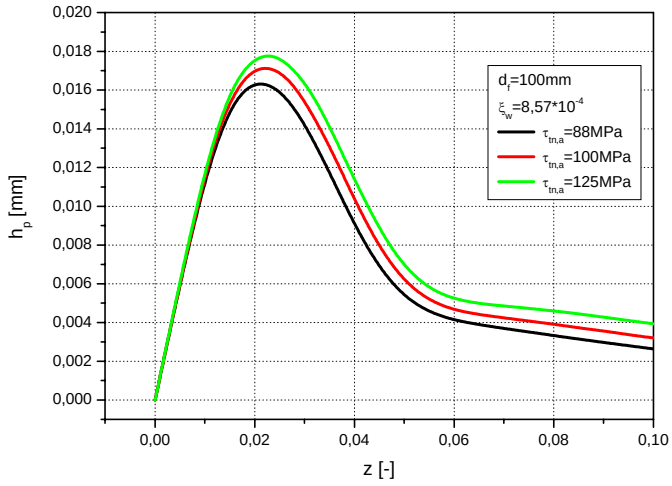


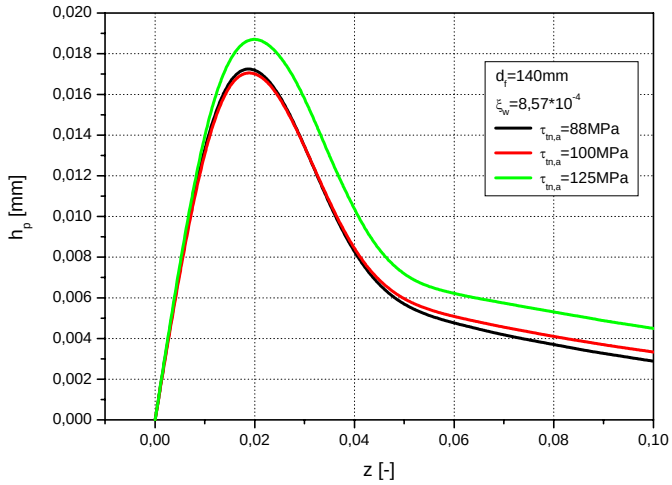



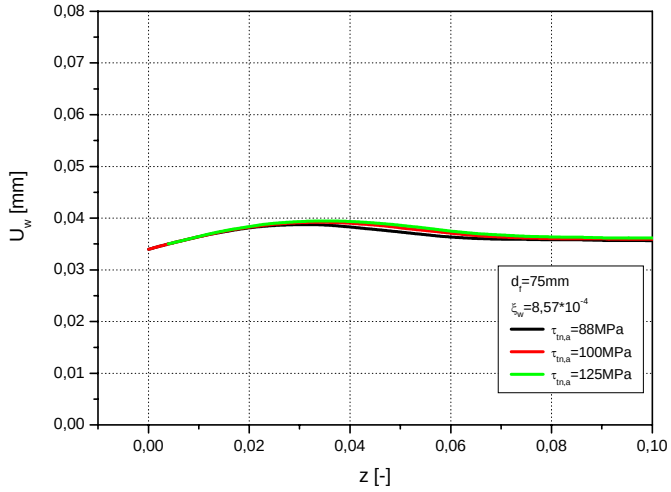
## A4.1.2: Verschleißpartikelhöhe $h_p$ für verschiedene Lasten

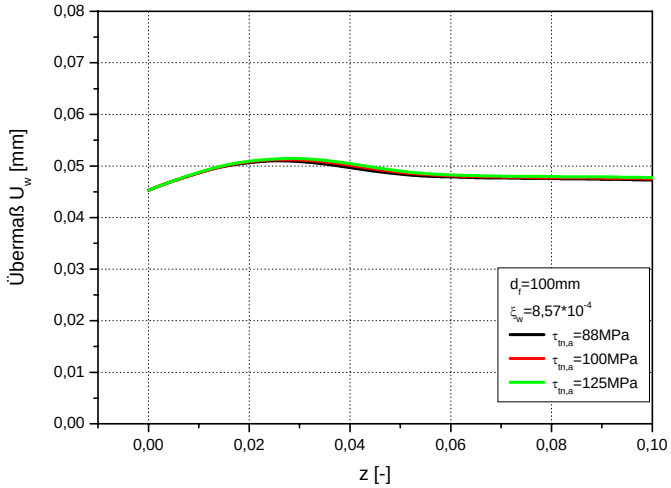


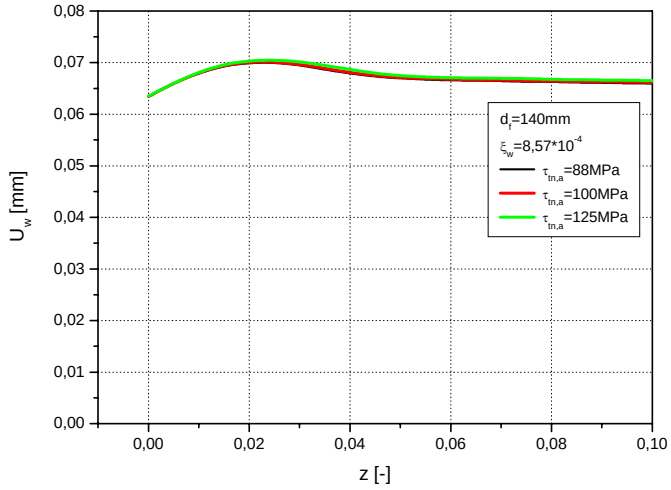



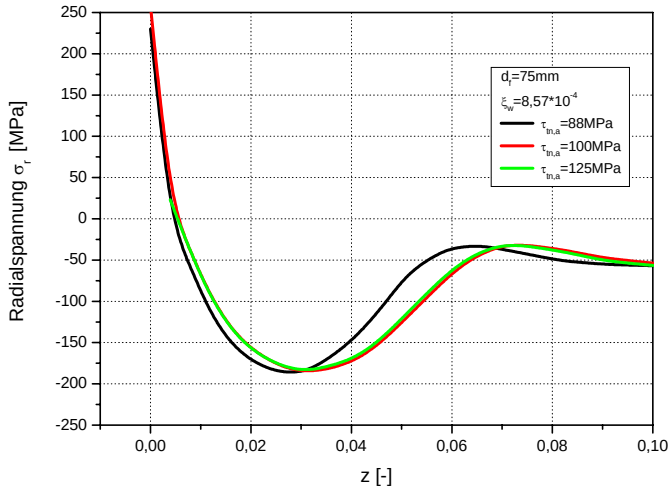
## A4.1.3: Wirksames Übermaß $U_w$ für verschiedene Lasten

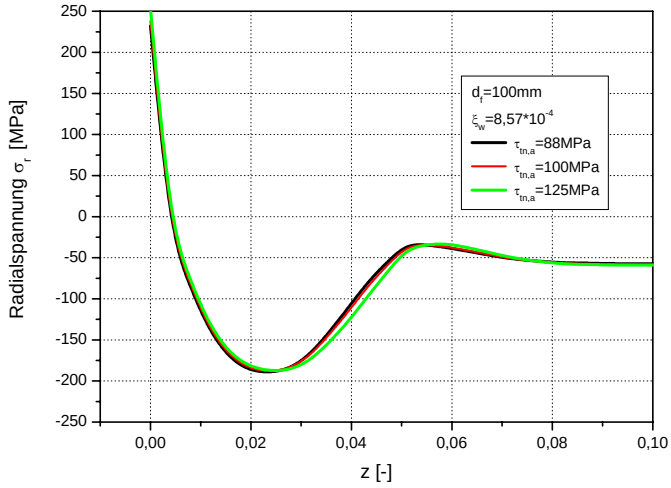


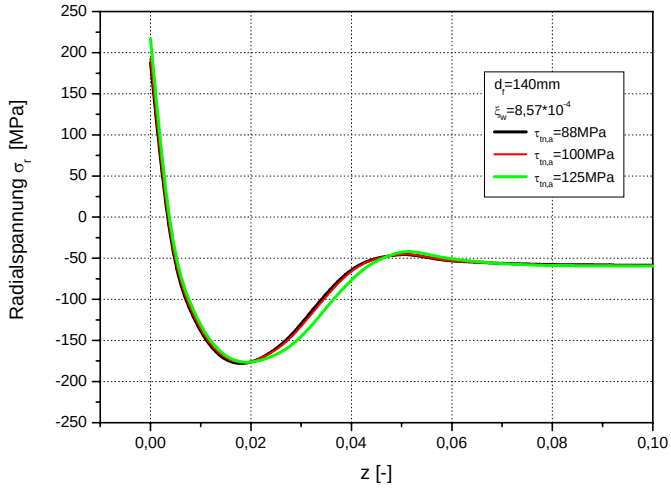



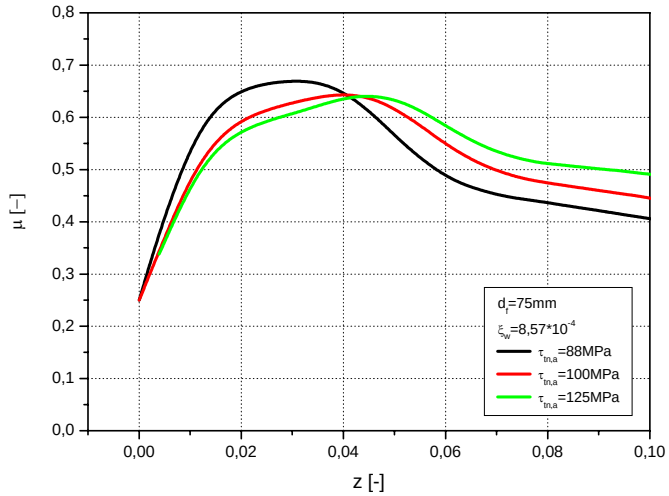
## A4.1.4: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Lasten

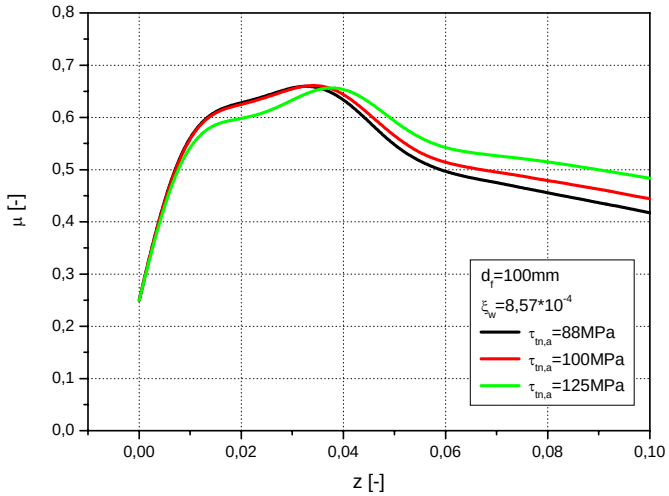


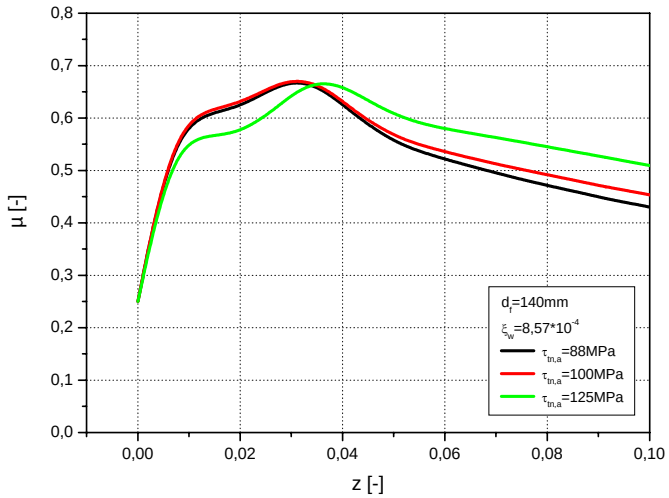



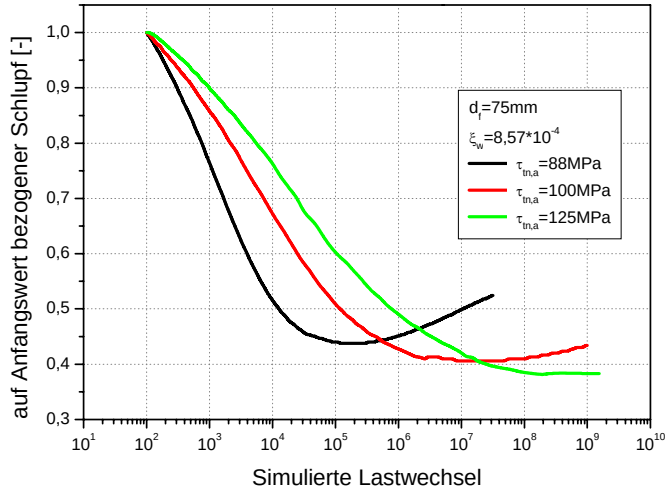
## A4.1.5: Reibzahl μ für verschiedene Lasten

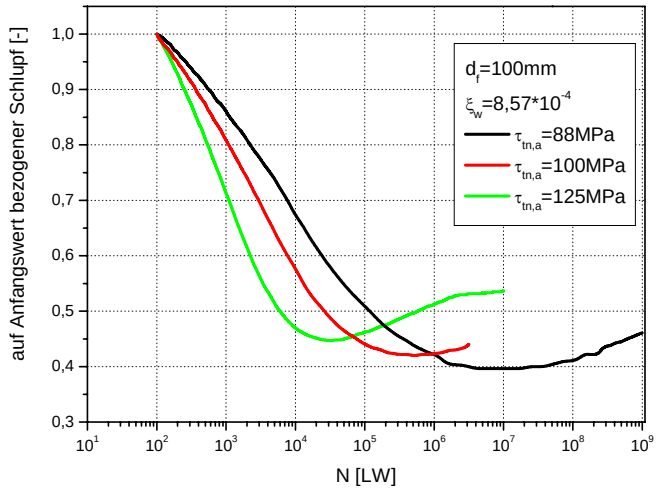


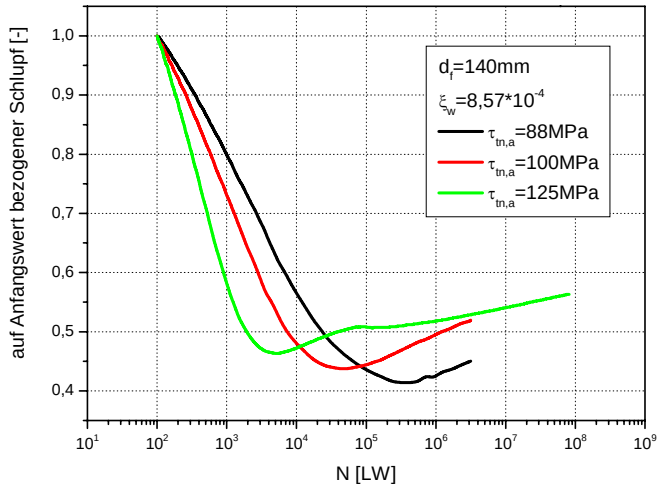



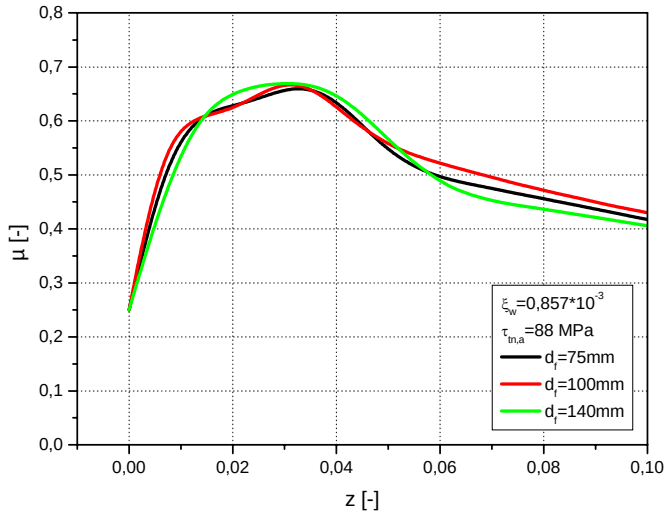
## A4.1.6: Schlupfverläufe s für verschiedene Lasten

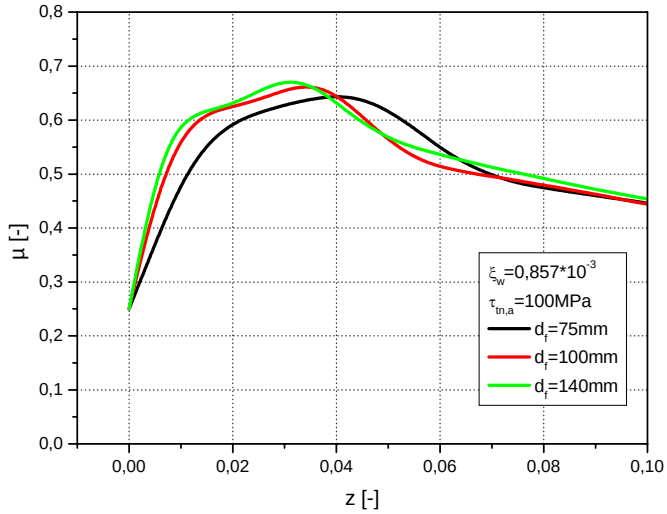


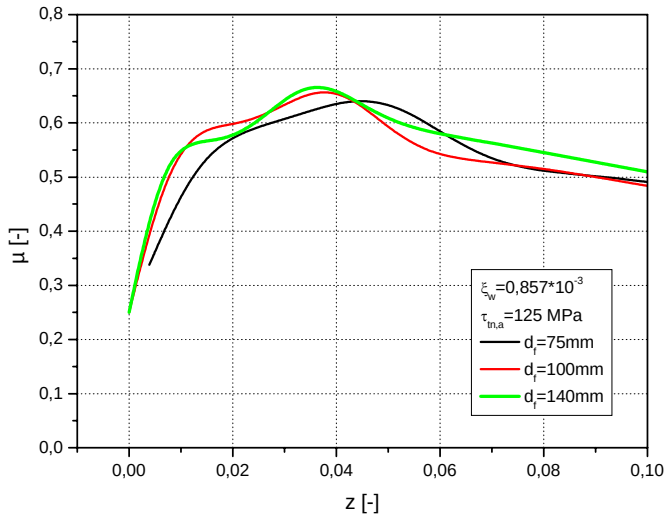



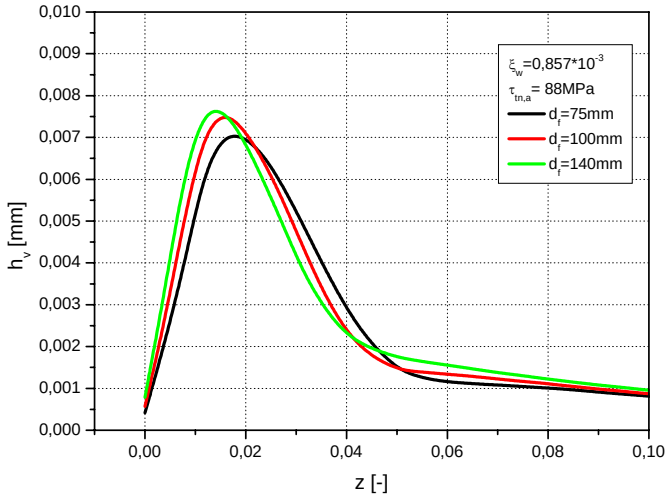
## A4.1.7: Reibzahl μ für verschiedene Fügedurchmesser

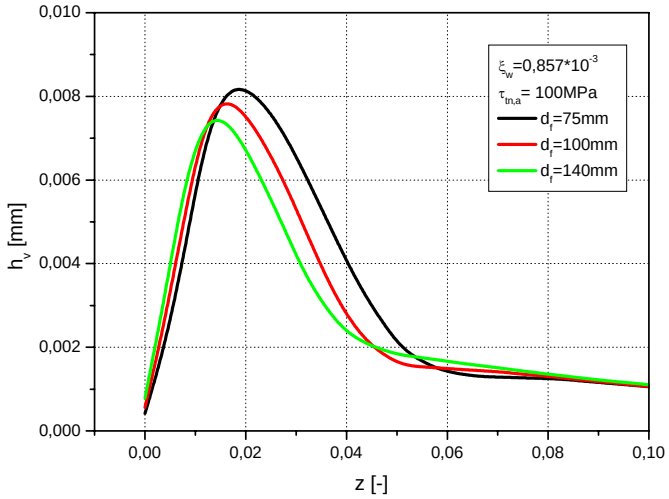


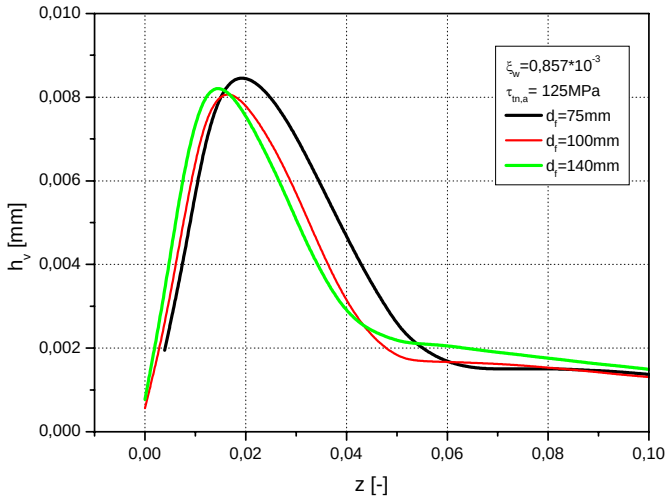



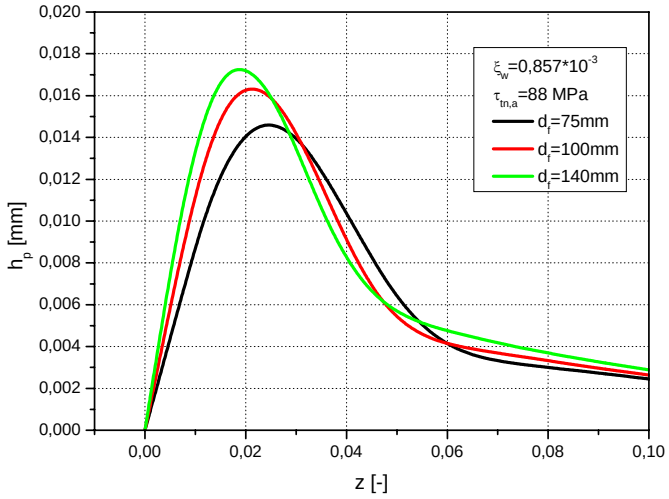
## A4.1.8: Verschleißabtragshöhe $h_v$ für verschiedene Fügedurchmesser

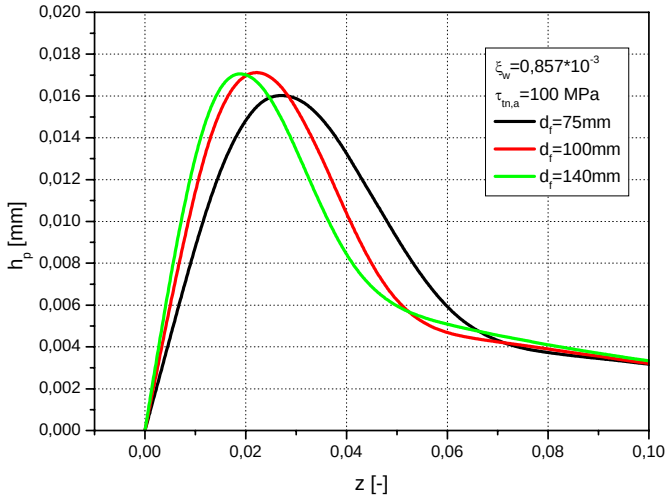


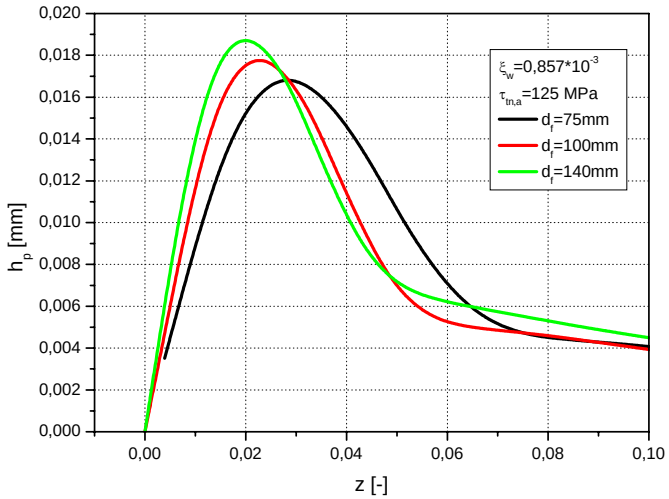



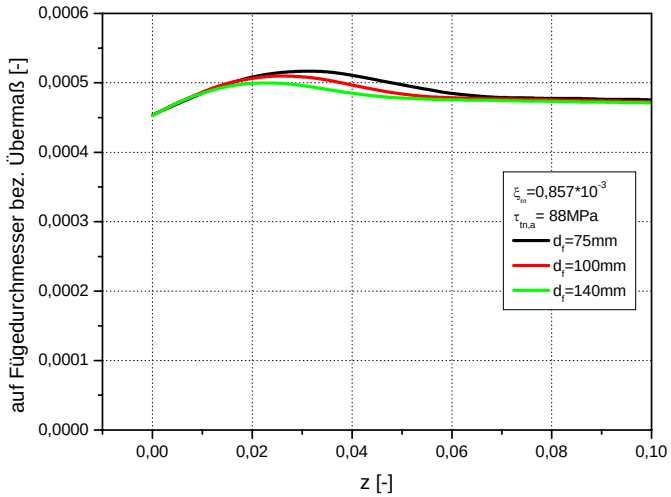
## A4.1.9: Verschleißpartikelhöhe $h_p$ für verschiedene Fügedurchmesser

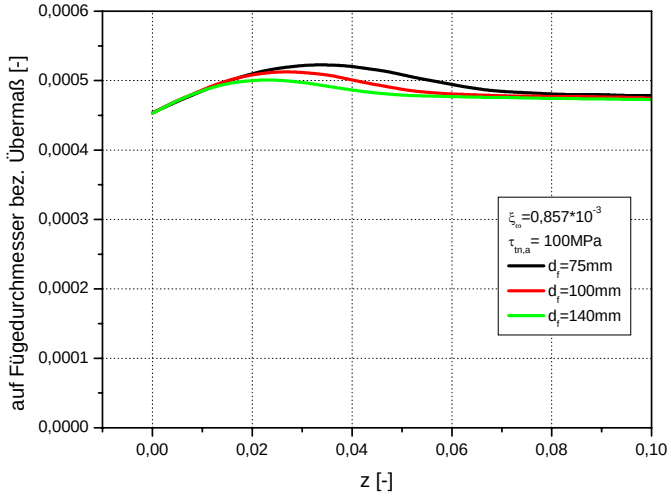


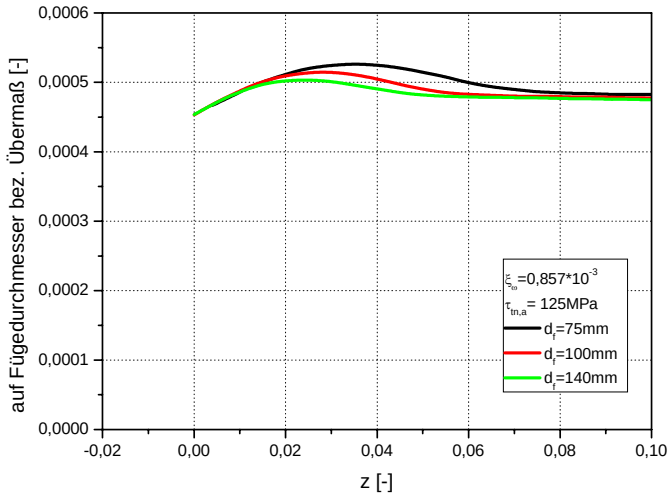



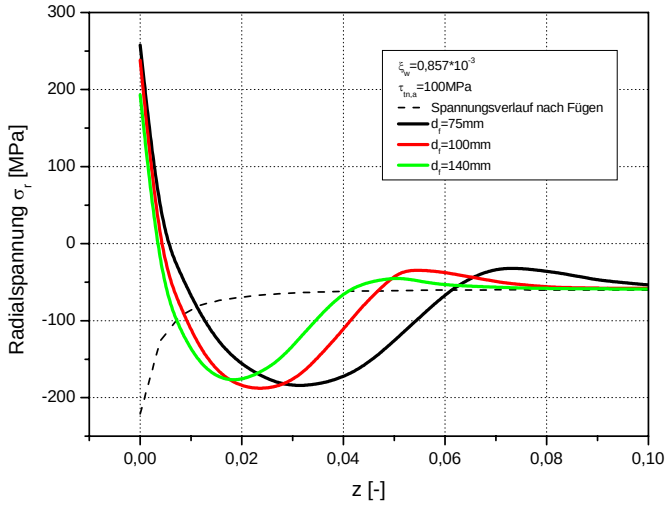
## A4.1.10: Auf den Fügedurchmesser bezogenes wirksames Übermaß $U_w$ für verschiedene Lasten



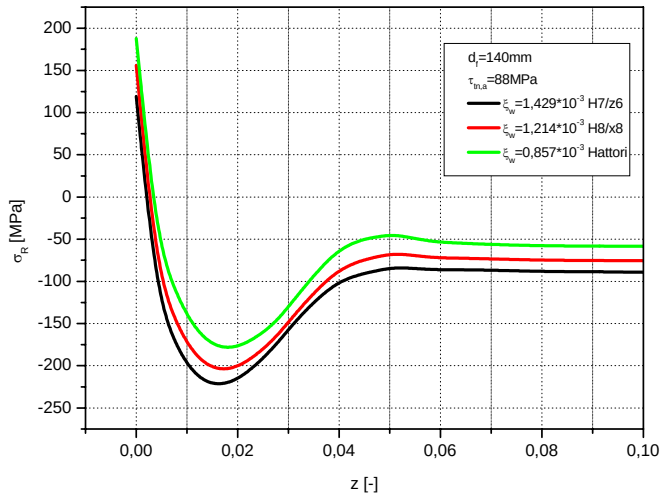



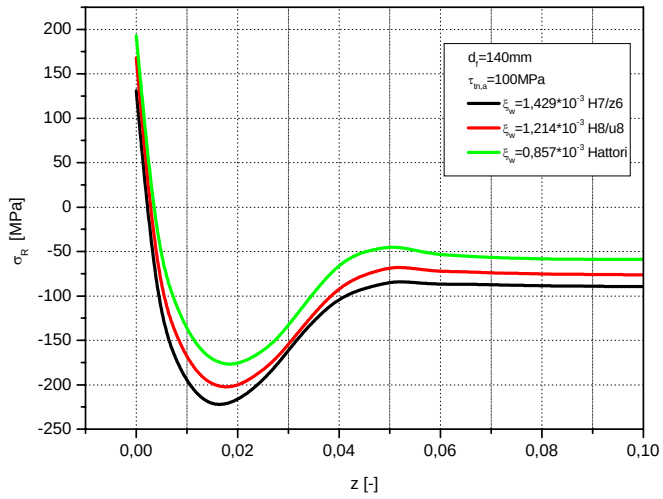
## A4.1.11: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Fügedurchmesser

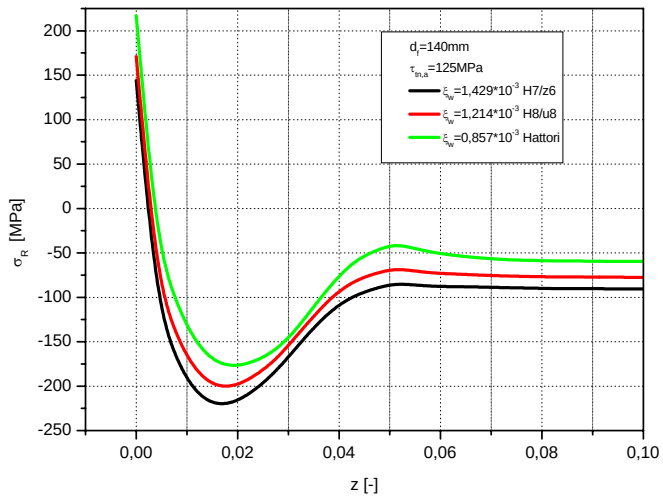


# A4.2 Simulationsergebnisse für verschiedene anfängliche wirksame Übermaße

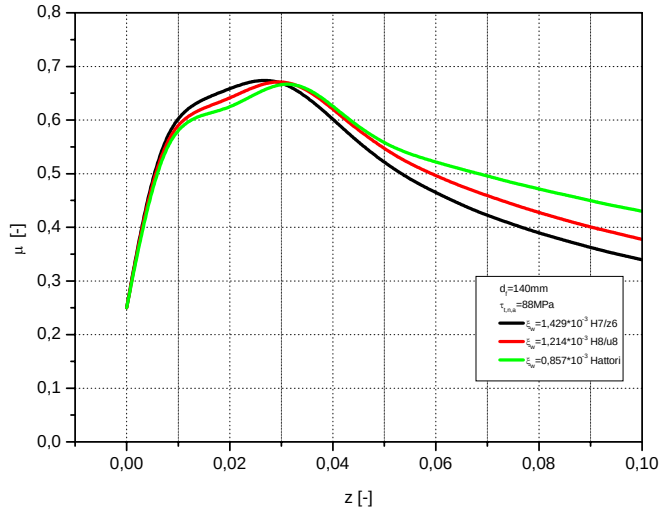
## A4.2.1: Radialspannung $\sigma_r$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140 mm

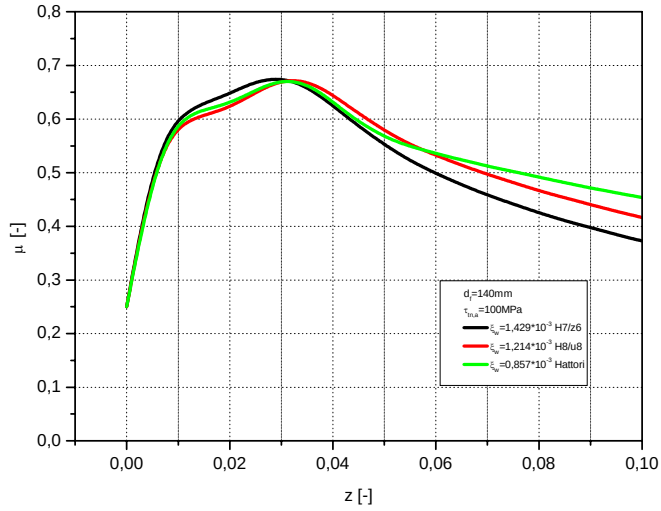


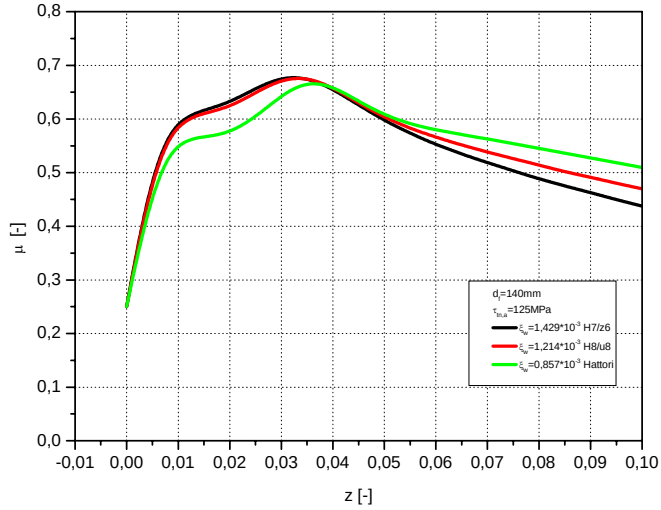



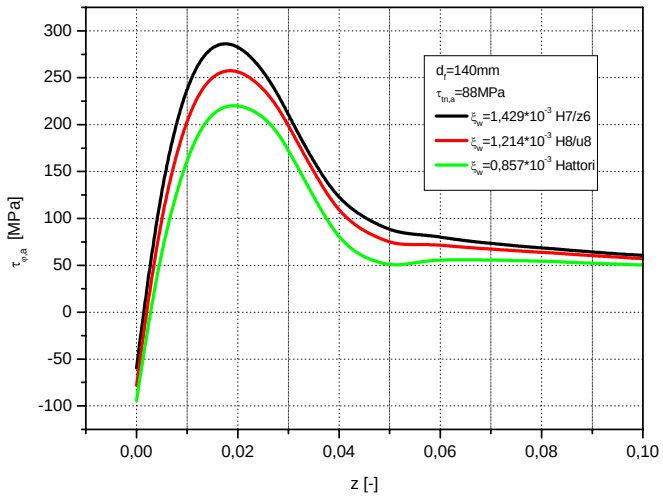
## A4.2.2: Reibzahl μ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140 mm

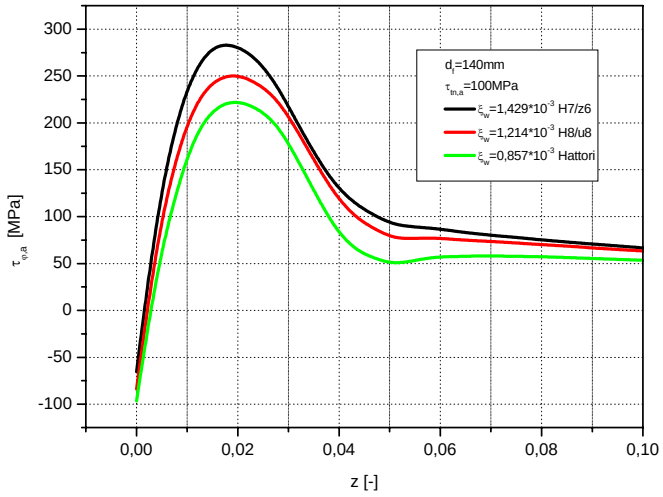


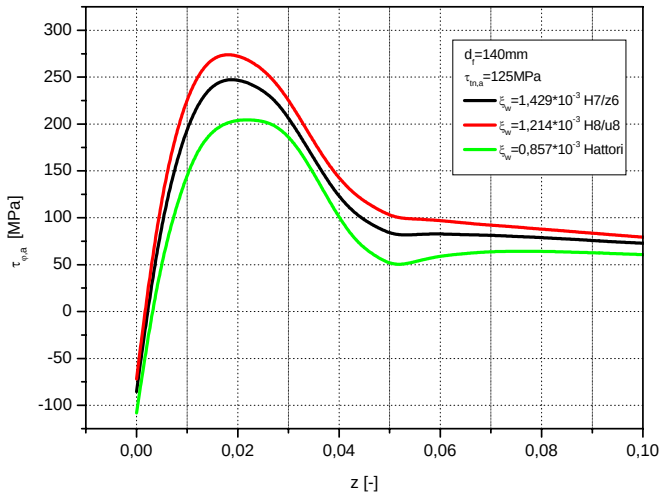



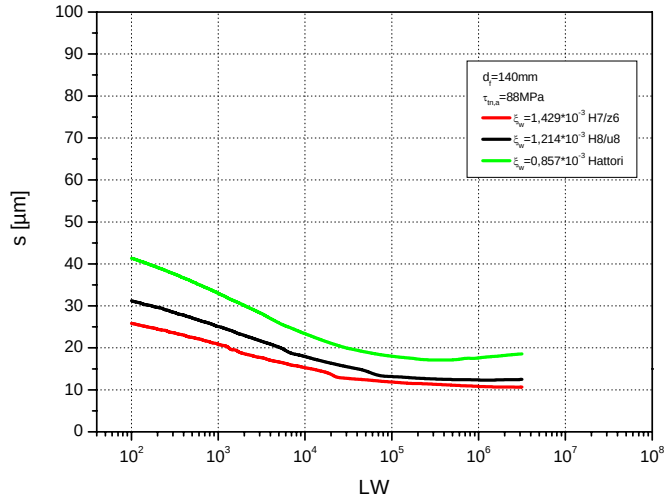
## A4.2.3: Reibschubspannungsamplituden $\tau_{\varphi,a}$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140 mm

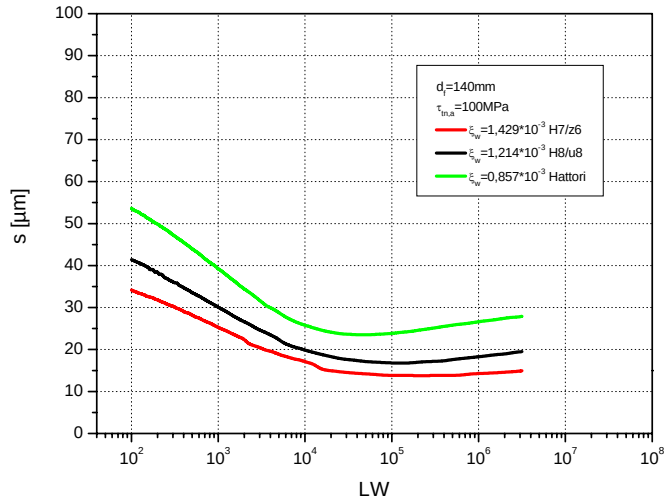


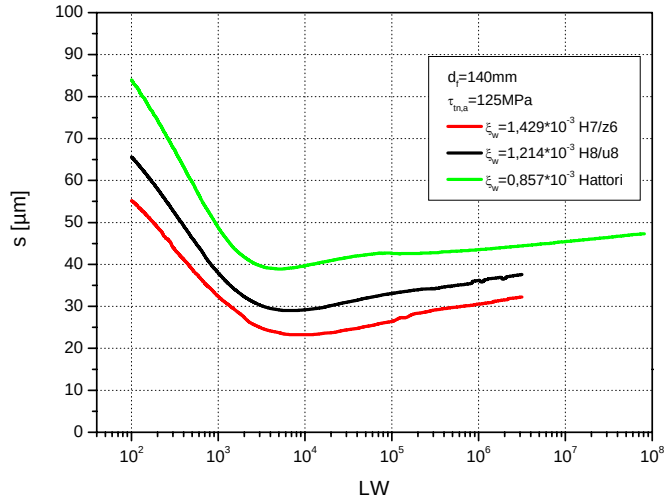



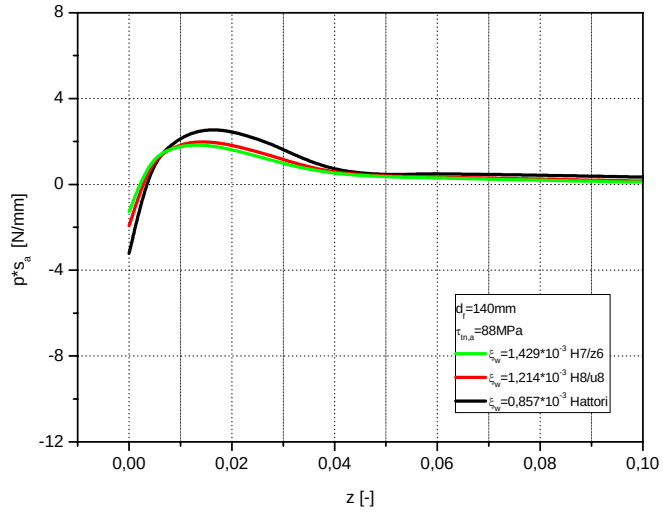
## A4.2.4: Umfangschlupfamplitude s für verschiedene Übermaße, $d_f$=140 mm

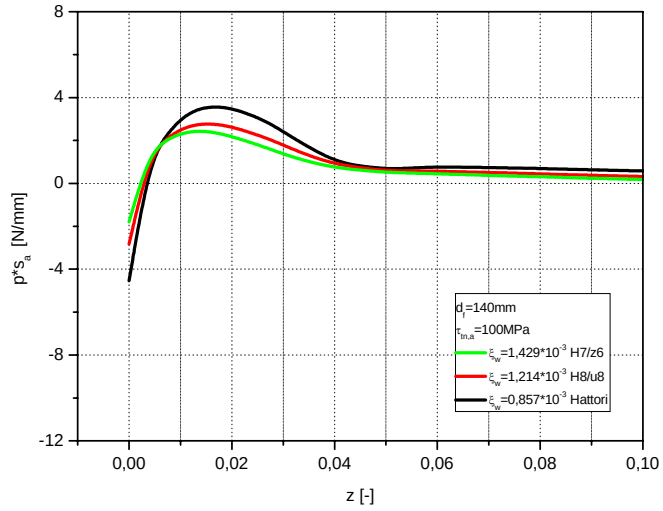


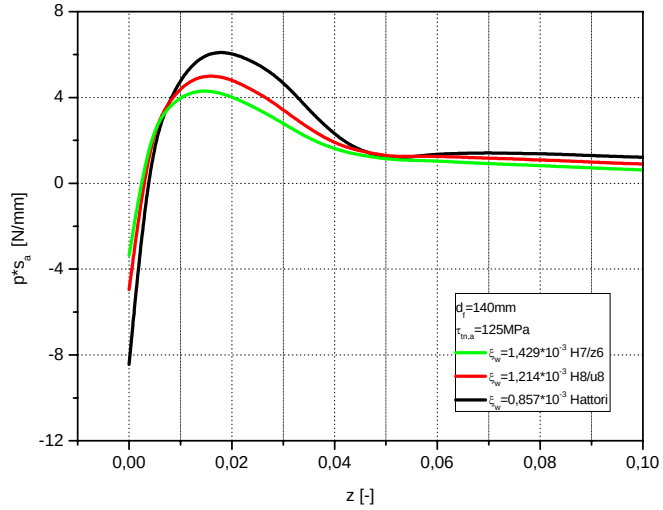



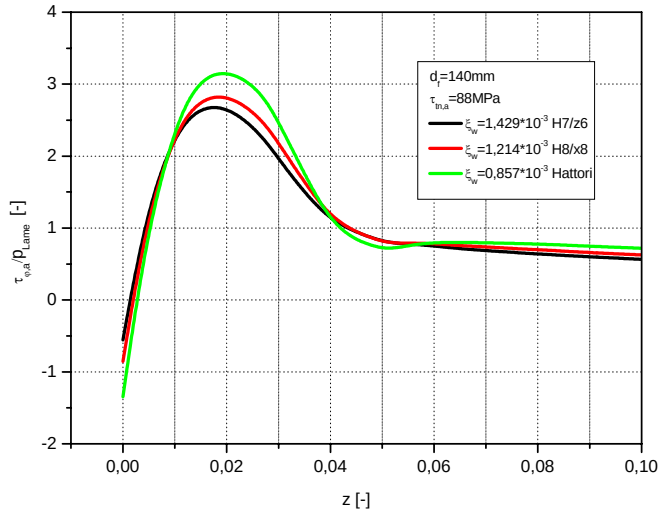
## A4.2.5: Verschleißzahl $p_f \cdot s_a$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140 mm

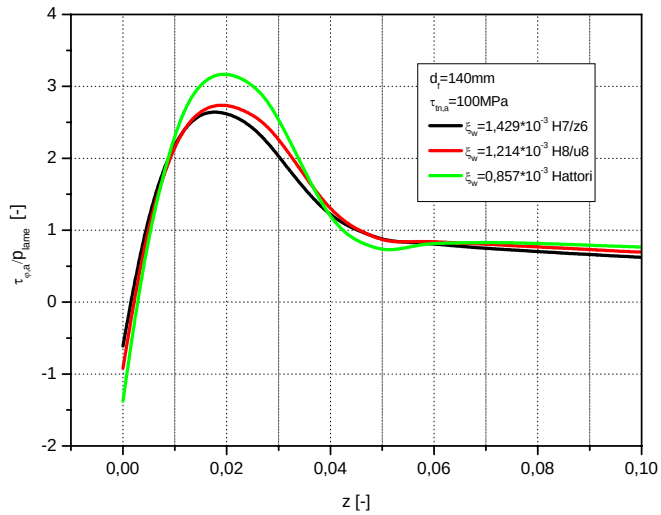


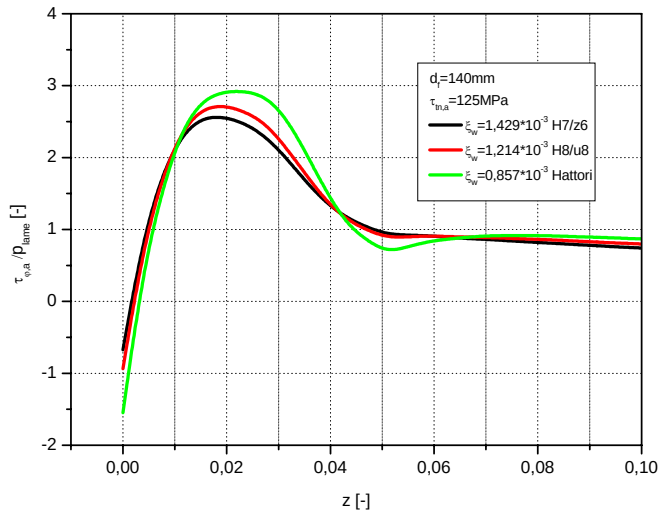



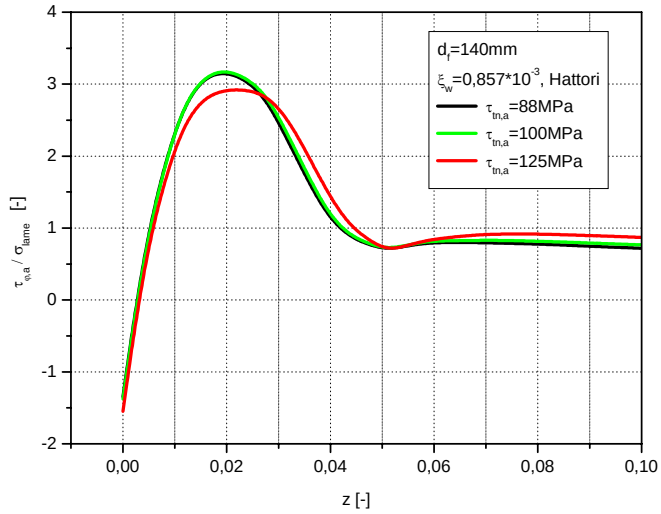
## A4.2.6: Reibschubspannungsamplitude $\tau_{\varphi,a}$ bezogen auf den Lamé-Druck $p_{Lamé}$ für verschiedene Übermaße, $d_f$=140 mm

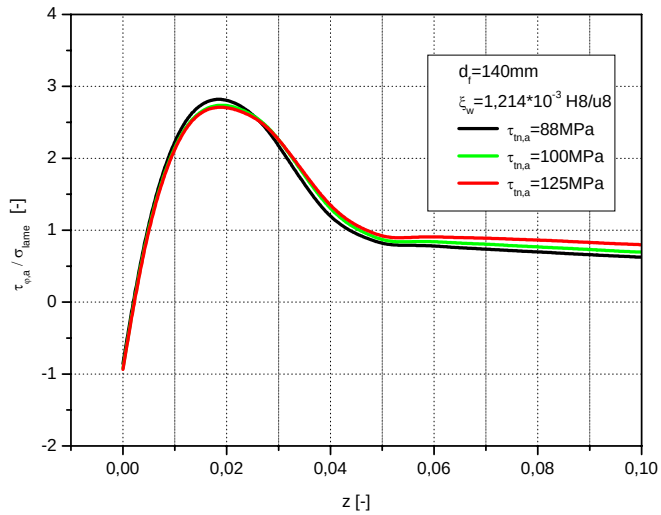


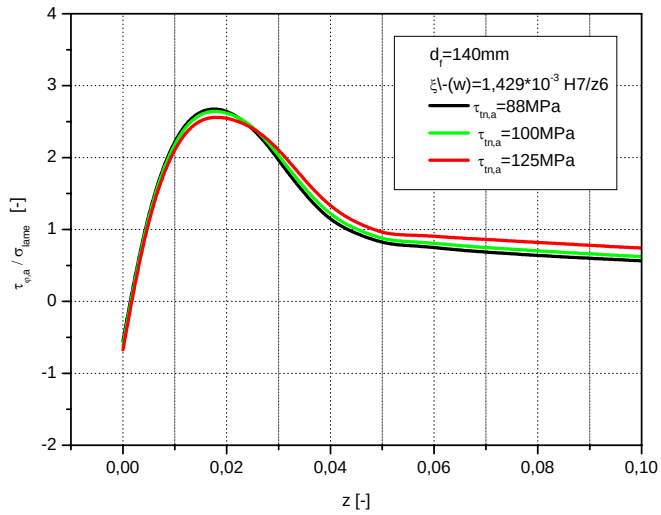



## A4.2.7: Reibschubspannungsamplitude $\tau_{\varphi,a}$ bezogen auf den Lamé-Druck $p_{Lamé}$ für verschiedene Lasten, $d_f$=140 mm



## A4.3: Modellparameter, die den Simulationsrechnungen zugrunde liegen

| Bezeichnung | Wert | Erläuterung |
|---|---|---|
| inp.mya | 0.25 | Reibbeiwert Fuegen |
| inp.mymax | 0.7 | max. Reibwert |
| inp.E_N | 210000 MPa | E-Modul Nabe |
| inp.E_W | 210000 MPa | E-Modul Welle |
| inp.nu_N | 0,3 | Querkontraktion Nabe |
| inp.nu_W | 0,3 | Querkontraktion Welle |
| inp.ugrenz | 1e-4 mm | Grenzschlupf für Stationärität |
| inp.kt | 1 | Kalibrierparameter fuer log Zeitachse |
| inp.kr1 | 0.8e-3 $mm^3/Nmm$ | Abriebkoeffizient Körper 1 |
| inp.kr2 | 0.8e-3 | Abriebkoeffizient Körper 2 |
| inp.kl | 1e-5 $mm^3/N$ | Transportkoeffizient |
| inp.kox1 | 1 | Massenzunahmeprop. Kox Körper1 |
| inp.kox2 | 1 | Massenzunahmeprop. Kox Körper2 |
| inp.rhog1 | 7.81 $g/cm^3$ | Dichte Grundwerkstoff Körper1 |
| inp.rhog2 | 7.81 $g/cm^3$ | Dichte Grundwerkstoff Körper2 |
| inp.rhop | 5.2 $g/cm^3$ | Dichte Tribooxidationsprodukt |
| inp.hpmax | 0.025 mm | Grenzschichtdicke Verschleiß |
| inp.h0 | 0.001 mm | Anfangsrauhigkeit Verschleiß |
| inp.pvgr | 0 | Untere Verschleißgrenze |
| inp.hv0 | 0 | initialer Abtrag |
| inp.hp0 | 0 | initiale Partikelhöhe |