



Institut für Konstruktionstechnik
und Technisches Design
Universität Stuttgart

Prof. Dr.-Ing. H. Binz

J. Heydt

Jürgen Friedrich Heydt

**Untersuchungen zum dynamischen
Verhalten von topologisch optimierten
Pressverbänden bei Umlaufbiegung**

IKTD Bericht Nr. 602

Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von topologisch optimierten Pressverbänden bei Umlaufbiegung

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

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Jürgen Friedrich Heydt
geboren in Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich

Tag der Einreichung: 23.11.2011
Tag der mündlichen Prüfung: 29.02.2012

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Universität Stuttgart
2012

D93

ISBN-13: 978-3-922823-81-0

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon: +49 (0)711 685-66055

Telefax: +49 (0)711 685-66219

E-Mail: mail@iktd.uni-stuttgart.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am heutigen Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart unter der Leitung des Institutsdirektors Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz möchte ich für das mir entgegengebrachte Vertrauen, für die mir überlassene Freiheit bei der Wahl des Themas sowie für die stete Förderung danken. Sein Vertrauen hat zum Gelingen dieser Arbeit entscheidend beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich danke ich für die kritische Durchsicht des Manuskripts und für die Übernahme des Mitberichts. Besonderen Dank möchte ich auch für die stets motivierenden Worte aussprechen.

Bedanken möchte ich mich weiterhin bei Herrn Dr.-Ing. Timm Schwämmle, dessen Begeisterung für das Thema Welle-Nabe-Verbindung bereits bei meiner ersten Studienarbeit unter seiner Anleitung komplett auf mich übertragen wurde.

Mein Dank gilt den Kollegen, der institutseigenen Werkstatt, den zahlreichen Studien- und Diplomarbeitern sowie den studentischen Hilfskräften für deren Hilfe. Ohne deren Unterstützung in jeglicher Form wäre diese große Vielzahl an numerischen und experimentellen Untersuchungen nicht möglich gewesen.

Nicht zuletzt möchte ich mich ganz besonders bei meiner Familie bedanken, durch deren Unterstützung und fortwährende Motivation mir diese Arbeit überhaupt möglich wurde. Danke!

Jürgen Heydt, im November 2011

Meiner Familie

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Formelzeichen	VII
Abkürzungen.....	IX
Abstract.....	XI
1 Einleitung.....	1
1.1 Anwendung von Pressverbänden	1
1.2 Problemformulierung.....	2
1.3 Zielsetzung und Abgrenzung	3
2 Grundbegriffe und Begriffsdefinitionen.....	9
3 Stand der Technik.....	15
3.1 Fugendruck in der Pressfuge	15
3.2 Beanspruchungsarten von Pressverbindungen	19
3.3 Biegemomentübertragung im Querpressverband	20
3.4 Reibdauerbeanspruchung (RDB).....	22
3.4.1 Entstehung von RDB / Reibkorrosion.....	24
3.4.2 Einfluss des Schlupfs und der Flächenpressung.....	25
3.4.3 Sonstige Einflüsse.....	27
3.4.4 Steigerung der Übertragungsfähigkeit / Trainierung.....	28
3.5 Maßnahmen zur Verringerung der Reibdauerbeanspruchung	28
3.6 Bewertungsmodelle der Reibkorrosion	30
3.6.1 Nennspannung.....	30
3.6.2 Gütefaktor und Grenzwerte	31
3.6.3 Spezifische Reibarbeit.....	32
3.6.4 FFDP und Ruiz-Chen	32
3.7 Fugendruckhomogenisierung.....	33
3.8 Fazit des Stands der Technik.....	35
4 Konkretisierung der Zielsetzung und Vorgehensweise.....	37

4.1	Konkretisierung der Zielsetzung	37
4.2	Struktur der Arbeit	39
5	Experimentelle Untersuchungen	43
5.1	Versuchskonzept.....	43
5.2	Untersuchte Geometrie	47
5.2.1	Zylindrische Naben.....	48
5.2.2	Fugendruckhomogenisierte Naben.....	49
5.3	Mechanischer Aufbau des dynamischen Prüfstands.....	49
5.4	Messtechnik des Prüfstands	52
5.4.1	Online-Auswertung der dynamischen Versuche.....	54
5.4.2	Offline-Auswertung der dynamischen Versuche.....	55
5.5	Untergliederung des aufgenommenen Biegemoments	59
5.5.1	Phase I	60
5.5.2	Phase II	62
5.5.3	Phase III	63
5.6	Wöhlerdiagramm der zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV	64
5.7	Statische Untersuchungen	66
5.7.1	Schlupfamplitude	66
5.7.2	Schlupftiefe.....	70
5.7.3	Weitere optische Untersuchungen.....	72
5.8	Fazit der experimentellen Untersuchungen.....	74
6	Numerische Untersuchungen	77
6.1	Verwendete FE-Systeme und Ablauf der Untersuchungen	77
6.2	FE-Modellbeschreibung	78
6.2.1	Geometrie der Proben	79
6.2.2	Randbedingungen der numerischen Untersuchungen	80
6.2.3	Fügen und Belastung	81
6.2.4	Trainieren	82
6.3	Auswertung der numerisch berechneten Daten	83
6.3.1	Input-Skript	83

6.3.2	Berechnete Daten der numerischen Simulation	83
6.4	Numerische Ergebnisse der zylindrischen Nabe.....	84
6.5	Numerische Ergebnisse der fugendruckhomogenisierten Nabe	95
6.6	Weitere vergleichende Berechnungen	107
6.6.1	Berechnung unter Berücksichtigung von Plastifizieren.....	107
6.6.2	Berechnung mit kompletter und direkter Trainierung	108
6.7	Fazit der numerischen Untersuchungen	110
7	Numerische Untersuchungen einer RDB-optimierten Nabekontur	113
7.1	Ablauf der Optimierungsschleife für einen RDB-optimierten PV	114
7.1.1	Ermittlung der RDB-optimierten Nabekontur	115
7.1.2	Bewertung der Nabekonturen mit variablem Übermaß	115
7.1.3	Nabekontur des RDB-optimierten PV.....	115
7.2	Numerische Ergebnisse der RDB-optimierten Nabe	117
7.3	Vergleich der unterschiedlichen Naben.....	124
7.4	Variation der Nabenaußendurchmesser	132
7.5	Fazit der weiterführenden numerischen Untersuchungen.....	135
8	Experimentelle Überprüfung des RDB-optimierten PV.....	137
8.1	Schlupfmessung der optimierten Nabe	138
8.2	Wöhlerdiagramm der RDB-optimierten PV	139
8.3	Fazit der experimentellen Untersuchung der RDB-optimierten PV	141
9	Interpretation der Ergebnisse und Auslegeempfehlung	143
9.1	Auswirkung der Trainierung auf die Maxima der spezifischen Reibarbeit	144
9.2	Vergleich der ermittelten Grenzwerte.....	149
9.3	Auslegungsempfehlung eines RDB-optimierten PV	150
9.4	Fazit der Diskussion.....	152
10	Zusammenfassung	153
11	Ausblick.....	155
Literatur	159

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Erläuterung
d	mm	Durchmesser der Nabe / Welle bei Montagetemperatur
d _{an}	mm	Nabenaußendurchmesser
d _{Ni}	mm	Nabeninnendurchmesser
d _{Wa}	mm	Wellenaußendurchmesser
d _{Wi}	mm	Welleninnendurchmesser (Hohlwelle)
f	1/s	(Belastungs-)Frequenz
k _{pol}	-	Korrekturfaktor
l _F	mm	Länge der Fügefläche / Länge der Nabe
n	-	Lastwechselanzahl (entspricht Umdrehungen im Prüfstand)
n _e , n ₀	mm ⁻¹	modifizierte Parameter nach Lundberg
p	N/mm ²	Fugendruck
q _e , q ₀	-	Hilfsparameter nach Smetana für Biegeklaffmoment
s _{grenz}	mm	Grenzschlupf
s	mm	Schlupf
s ₀	mm	Schlupfamplitude an der Nabenkante
x	mm	Variable in radialer Richtung (FE-System intern)
y	mm	Variable in axialer Richtung (FE-System intern)
z	mm	Variable in radialer Richtung (FE-System intern)
A ₁ (ξ, μ)	-	Koeffizient im Gütefaktor für Biegung
B ₁ (ξ)	-	Exponent im Gütefaktor für Biegung
D _{aA}	mm	Außendurchmesser des Außenteils
D _F	mm	Durchmesser der Fuge / Fügedurchmesser (Nennmaß)
D _{iA}	mm	Innendurchmesser des Außenteils
D _{aI}	mm	Außendurchmesser des Innenteils
D _{iI}	mm	Innendurchmesser des Innenteils
E _{A / I}	N/mm ²	Elastizitätsmodul (Außen- / Innenteil)
F _{Ax}	N	axiale Lösekraft
F _B	N	Biegekraft

F_{Biegearm}	N	gemessene Kraft am Biegearm
F_{BRa}	N	Biegereaktionskraft im Ausgangszustand
F_{BRtr}	N	Biegereaktionskraft im trainierten Zustand
$F_{\text{Nabekante}}$	N	mittels Dummy gemessene Kraft an der Nabekante
F_{R}	N	Reibkraft
K_{RC1}	N/m	fretting damage parameter
L	mm	Länge der Nabe (axial)
M_{bgrenz}	Nm	maximal ertragbares Biegemoment (dauerhaltbar)
M_{B}	Nm	Biegemoment
$M_{\text{B,anf}}$	Nm	anfänglich wirksames Biegemoment im Prüfstand (vor der Trainierung)
$M_{\text{B,train}}$	Nm	wirksames Biegemoment im Prüfstand (nach der Trainierung)
M_{t}	Nm	Torsionsmoment
M_{BK}	Nm	Biegeklaffmoment
Q_{A}	-	Durchmesser Verhältnis des Außenteils (Nabe)
Q_{I}	-	Durchmesser Verhältnis des Innenteils (Welle)
S_{R}	-	Sicherheit gegen Rutschen
U	mm	Übermaß
U_{f}	mm	Fügespiel
W_{Rspez}	N/m	spezifische Reibarbeit
$W_{\text{Rspez,grenz}}$	N/m	Grenzbelastung durch das Maximum der spezifischen Reibarbeit
$X(n)$	-	Lundbergsche Hilfsfunktion
$\alpha_{\text{N/W}}$	1/K	Längenausdehnungskoeffizient der Nabe / Welle
$\beta_{\sigma,\tau}$	-	Kerbwirkungszahl
Δ	Nm ⁻¹	Relativverschiebung (für fretting damage parameter)
$\Delta U_{\text{N/W}}$	mm	Übermaßänderung Nabe / Welle
$\Delta t_{\text{N/W}}$	°C	Temperaturänderung (Betrag) der Nabe / Welle
θ	°C	Temperatur
μ	-	Coulombscher Reibbeiwert
μ_{f}	-	Fügereibbeiwert, Fügereibungskoeffizient, Fügereibungszahl

μ_g	-	Gleitreibbeiwert, Gleitreibungskoeffizient, Gleitreibungszahl
μ_h	-	Haftreibbeiwert, Haftreibungskoeffizient, Haftreibungszahl
ν_A	-	Querdehnzahl des Außenteils
ν_I	-	Querdehnzahl des Innenteils
ξ	-	bezogenes Übermaß
$\sigma_{a,n}$	N/mm ²	vorhandene Spannungsamplitude
σ_{AK}	N/mm ²	ertragbare Spannungsamplitude
σ_{BK}	N/mm ²	Biegeklaffspannung
σ_{bw}	N/mm ²	Biegewechselspannung
σ_{rr}	N/mm ²	Radialspannung
σ_{zz}	N/mm ²	Zugspannung in Schlupfrichtung
τ	N/mm ²	Reibschubspannung für fretting damage parameter K_{RC1}
τ_R	N/mm ²	Reibschubspannung
φ	°	Kraftrichtung Biegekraft

Abkürzungen

CNC	Computerized Numerical Control
CSV	Comma Separated Values (CSV Datenformat)
DMS	Dehnungsmessstreifen
fdh	fugendruckhomogenisiert
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Element-Methode
FFDP	Fretting Fatigue Damage Parameter
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.
GB	Gigabyte

GUI	Graphical User Interface (grafische Bedienoberfläche)
(U)HCF	(Ultra) High Cycle Fatigue
Hz	Hertz (Frequenz)
IKTD	Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
IMK	Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau
LCF	Low Cycle Fatigue
OPT	RDB-optimiert
PNG	Portable network graphics (Bilddateien)
PV	Pressverband, Pressverbindung
RDB	Reibdauerbeanspruchung
REM	Rasterelektronenmikroskop
USV	Unterbrechungsfreie Stromversorgung
WNV	Welle-Nabe-Verbindung
zyl	zylindrisch

Abstract

The frictional shaft-hub-connections are gaining importance due to the increasing dynamics of machines. Therefore the connections have to be designed lighter and closer to the load limit. The DIN standard [DIN7190_01] helps to evaluate the reliability of the shaft-hub-connection against yielding or the flow of material. But there is no specific evidence to determine the durability.

The durability of frictional shaft-hub-connections is limited among other things by the fretting fatigue. Damages due to fretting fatigue can occur after many load cycles. The specific friction energy can be used as evaluation criteria for the fretting fatigue. The specific friction energy consists of the product of radial stress / joining pressure and the dynamic slip between shaft and hub. Figure 1 shows the factors affecting the durability of a connection.

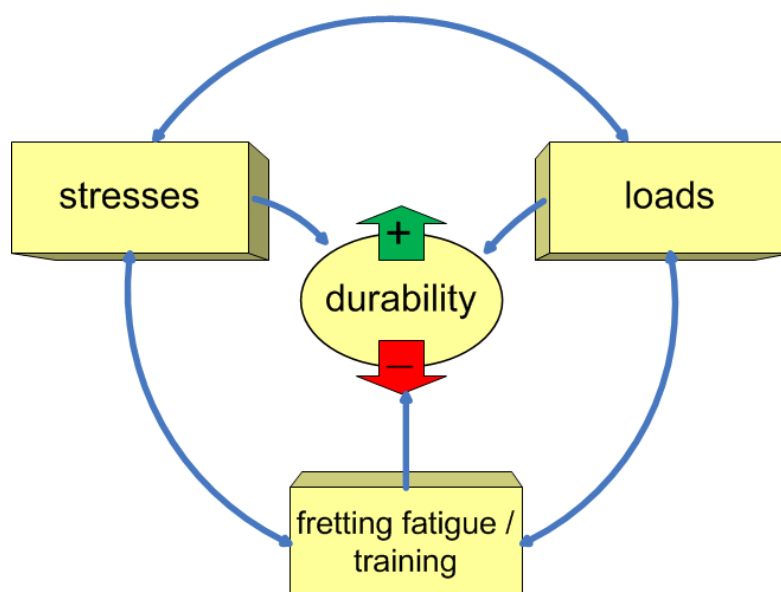


Figure 1: Influences on the durability

To change the value of the friction energy it is possible to vary the interference between shaft and hub. On the one hand, the product of pressure and slip will decrease, since the pressure decreases, but on the other hand slip will increase due to the lower pressure. So it is possible to affect the durability by changing the interference. Glöggler [GLÖGGLER03] and Schwämmle [SCHWÄMMLE10] did research on a joint pressure homogenization. With the help of a specific reduction of the interference between shaft and hub in the area of the hub edge it is possible to achieve a constant joining pressure.

The usual pressure peaks with the normal shaft hub connections at the hub edges are eliminated. This homogenization has a positive effect on the length of life of the connection.

Regardless of the hubs micro contour fretting fatigue will happen due to the dynamic load. The result is training of the shaft hub connection. Training means tribological processes within the joint. As shown in Figure 2 the connection will go through at least the first two phases. Phase III is the shaft fracture. $M_{B,start}$ is the starting bending moment on a displacement controlled testing bench. Due to training the bending moment increases up to $M_{B,train}$. The training of the connection can be additionally evaluated by a reduced length of dynamic slip. This can be explained by the two surfaces of the shaft and the hub aligning and adapting to each other. Therefore they adhere better to each other. In addition the fretting fatigue causes corrosion particles. These particles are harder than the shaft or hub, so they can be considered as micro interlock. The particles are clamped in between the shaft and hub by the joining pressure. Only a few of the particles are carried outside by the dynamic slip and are visual. The training evolves quickly to a stable level. After approximately 500.000 load cycles training is finished [GROPP97].

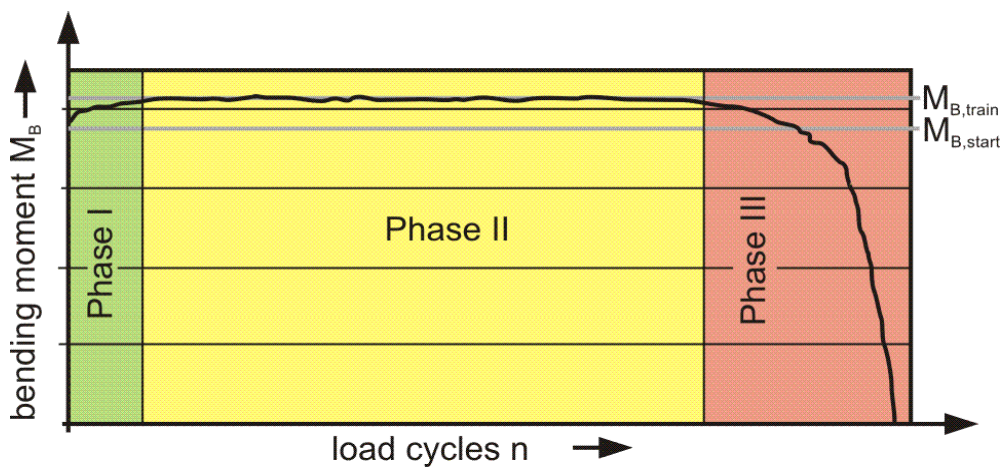


Figure 2: Three Phases of life of a shaft-hub-connection

The parameters the friction energy consists of change due to the training. Therefore the friction energy will be investigated before as well as after the training of the shaft-hub-connection. In addition the friction energy will not only be calculated at the hubs edge but for the whole joint area. The peak load of the friction could be shifted away from the hubs edge by the reduction of the interference at the hubs edge towards the inside of the shaft-hub-connection.

Comparative studies between cylindrical and pressure homogenized shaft-hub-connections showed that the durability of the homogenized connections exceeds the cylindrical connections. But the difference is not as high as expected regarding the comparison of the specific friction energy within the untrained state. Previous studies use the specific friction energy within the untrained state as criteria. A comparison of the specific friction energy within the trained state shows a good compliance between experimental and numerical results.

A new contour, shown in Figure 3 (hubs edge at ①), is developed based on the knowledge that friction energy within the trained state of the connection is important.

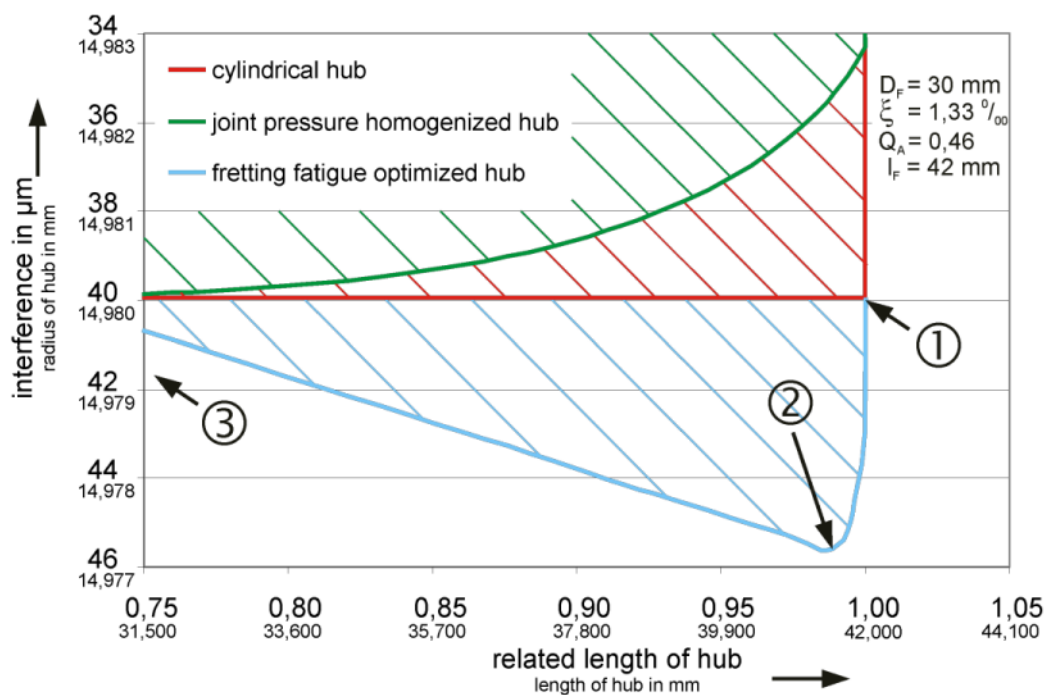


Figure 3: Comparison of the three different contours

The fretting fatigue optimized contour found shows lower friction energy before as well as after the training compared to the cylindrical as well as the joint pressure homogenized connections. Figure 4 shows the fretting fatigue optimized contour is the only one with steady decreasing specific friction energy throughout the complete training process. The improved values are achieved by reducing the slip to an absolute minimum. This is done by a small increase of the interference (Figure 3: ③ to ②). The remaining slip happens in an area of reduced joint pressure (Figure 3: ② to ①).

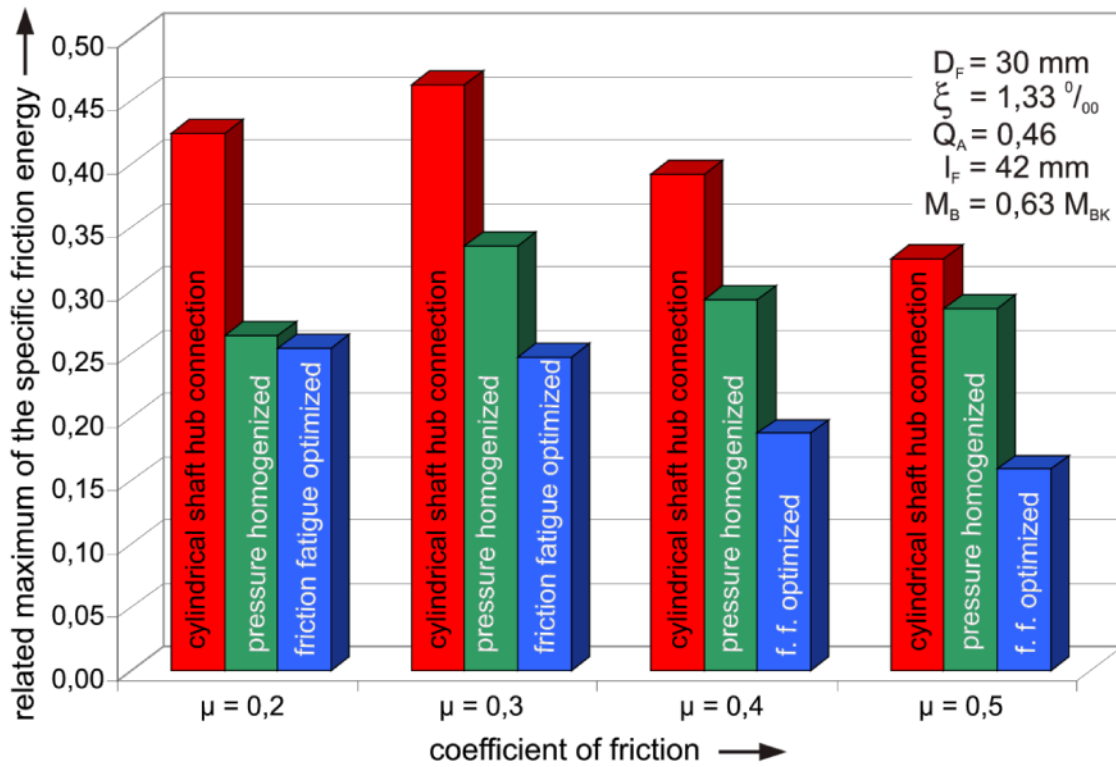


Figure 4: Related maximum of the specific friction energy of the three different hub types

Experimental studies with the fretting fatigue optimized hub contour show once more the importance of the maximum of the specific friction energy within the trained state regarding the prognosis of the durability for the connection. It seems like there's certain specific friction energy within the trained state of a connection which may not be exceeded. This limit is reached if 63 % of gap bending moment is applied to cylindrical shaft hub connection. The joint pressure homogenized connection stands up to 68 % of gap bending moment. For those two contours the experimental and numerical results match quite well. The fretting fatigue optimized hub stands 77 % gap bending moment. Theoretically it could stand 81 %. The difference between the experimental and numerical results can be explained by the manufacturing tolerances. A feed change is necessary to manufacture the friction fatigue hub. Therefore the tolerances are higher than with the two other contours.

The specific friction energy within the trained state is an important value for the prediction of the durability of the shaft-hub-connections. Depending on the micro contour of the training of the shaft hub connection can increase or decrease the friction energy (compare Figure 4). However the value within the trained state is significant. The friction

energy has a direct effect on the durability. Regardless of the actual contour there seems to be a certain limit for the specific friction energy which shouldn't be exceeded as shown in Figure 5. All samples with higher values than the chosen limit broke, regardless of the micro contour of the hub. The experimental proof is still pending.

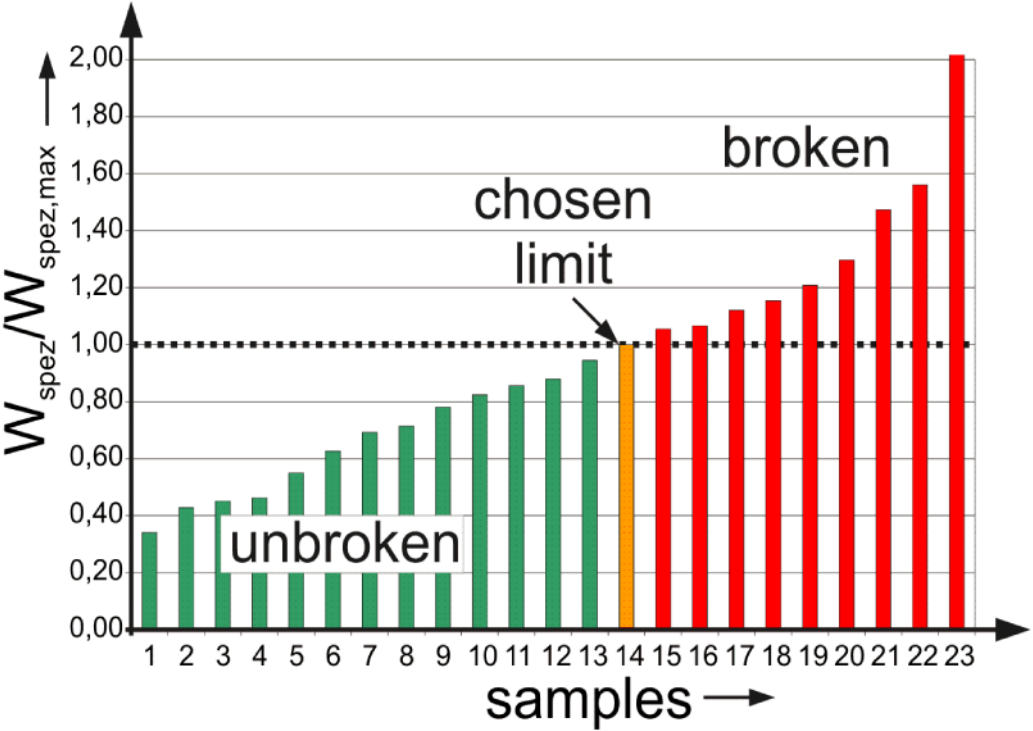


Figure 5: Limit of the specific friction energy

1 Einleitung

Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) sind im Maschinenbau zumeist standardisierte Verbindungselemente, die in den meisten Fällen dazu dienen, Kräfte und Momente von einer Welle oder einem Zapfen auf eine Nabe zu übertragen. Die Welle-Nabe-Verbindungen unterteilen sich nach ihrer Schlussart. Dabei wird zwischen kraftschlüssigen, formschlüssigen und stoffschlüssigen Verbindungen unterschieden.

1.1 Anwendung von Pressverbänden

In vielen Bereichen des Maschinenbaus und anderen verwandten Bereichen gewinnen Pressverbindungen (PV), die zu den kraftschlüssigen WNV gehören, aufgrund ihrer zahlreichen Vorteile immer mehr an Bedeutung. Angesichts des Wettbewerbs und der ökologischen Aspekte müssen Ingenieure Produkte entwickeln, die sowohl die technischen als auch die wirtschaftlichen und ökologischen Vorgaben erfüllen. Der Konstrukteur ist angehalten, die verwendeten Materialien so weit als möglich sicherheitstechnisch verantwortbar auszunutzen. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, ist eine möglichst genaue Kenntnis der eingesetzten WNV nötig.

Durch den Ersatz von formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen durch kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen können erhebliche Einsparungen an Material, Bearbeitungszeit und Fertigungskosten erzielt werden. Besonders bei der Übertragung von hohen dynamischen Belastungen stellen Pressverbindungen oftmals die einzige Möglichkeit einer funktionssicheren Welle-Nabe-Verbindung dar. Je nach Art des Fügevorgangs können Pressverbindungen in Längs- und Querpressverbindungen unterteilt werden. Bei Längspressverbänden wird die Nabe unter sehr hoher Axialkraft, die oftmals hydraulisch aufgebracht wird, auf die Welle aufgespresst.

Bei den Querpressverbänden wird üblicherweise die Nabe erwärmt und/oder die Welle abgekühlt. Durch die Erwärmung der Nabe weitet sich diese auf, während sich durch die Abkühlung das Volumen der Welle verringert bzw. der Wellendurchmesser kleiner wird. Dadurch stellt sich das Fügepiel ein. Die Welle kann ohne zusätzliche Kraft in die Nabe gefügt werden. Der anschließende Temperatenausgleich läuft ohne weitere spezielle Vorkehrungen zur Kühlung oder Erwärmung ab. Bei dieser Fügeart bleibt die Ober-

flächenrauheit durch die schonende Fügeart größtenteils erhalten, wodurch sich ein festerer Sitz als bei einem Längspressverband ergibt.

Die DIN 7190 [DIN7190_01] gibt dem Anwender Hinweise zur Erhöhung der Zuverlässigkeit der Pressverbindungen und zur Verringerung der Herstellkosten. Die Norm kann die vorgeschlagene Berechnung jedoch nur durch Festlegung bestimmter Annahmen mit einer gewissen Einfachheit anbieten. Eine gravierende Vereinfachung besteht in der geometrischen Vereinfachung des Pressverbands dahingehend, dass die Welle keinen Überstand über die Nabe aufweist, da sich nur so bei zylindrischen Pressverbänden ohne Formkorrektur der nach Norm berechnete Fugendruck einstellt. Diese Art des Pressverbands ist für die praktische Anwendung selten gegeben. Des Weiteren wird mit Hilfe der Norm lediglich eine Rutsch- sowie Fliebsicherheit bestimmt.

Die Tragfähigkeit der Pressverbände wird neben der Kerbwirkung durch die oszillierenden Mikrogleitbewegungen unter dem Einfluss des Fugendrucks in der Pressfuge, der Reibdauerbeanspruchung (RDB), negativ beeinflusst. Ergebnisse über eine zu erwartende Lebensdauer, die sich aufgrund der eingebrachten RDB als Folge der dynamischen Beanspruchung einstellt, sind in dieser Norm nicht enthalten. Eine Aussage über das veränderte Reaktionsverhalten aufgrund der äußeren dynamischen Beanspruchung eines Pressverbands wird in der Norm noch nicht getroffen. Die Norm beurteilt den Zustand, wie er sich unmittelbar nach dem Fügen der Komponenten darstellt. Speziell der dynamisch beanspruchte Pressverband soll in dieser Arbeit genauer untersucht werden, um weitere Erkenntnisse zum besseren Verständnis für eine Auslegung mit möglichst hoher Lebensdauer gewinnen zu können.

1.2 Problemformulierung

Die Lebensdauer von Pressverbänden wird durch das Auftreten von Reibkorrosion und Bauteilversagen als Folge der Reibdauerbeanspruchung begrenzt. Ausfälle durch Reibkorrosion bzw. RDB können selbst nach mehreren Millionen Lastwechseln noch auftreten. Die spezifische Reibarbeit stellt ein bekanntes Kriterium zur Bewertung der Belastung der Pressverbände durch die RDB dar.

Die spezifische Reibarbeit setzt sich unter anderem aus der Schlupfamplitude (relative Bewegung infolge der äußeren Belastungen der Welle und Nabe zueinander) sowie dem Fugendruck zusammen (vgl. Formel 3-18). In dieser Arbeit wird der Pressverband

im Hinblick auf die Größen Schlupf an der Nabenkante, Reibkorrosion und Haltbarkeit bzw. Zeitfestigkeit unter einer definierten Beanspruchung untersucht. Zusätzlich zur spezifischen Reibarbeit wird die Summenreiarbeit (tatsächlich eingebrachte Reibarbeit) untersucht, um festzustellen, ob die Summenreiarbeit als Beurteilungskriterium zur Abschätzung der Lebensdauer von PV verwendet werden kann.

Um Messgrößen wie das Biegemoment kontinuierlich auch an experimentellen Prüfkörpern zu erfassen, ist auf der messtechnischen Seite ein erheblicher Aufwand nötig. So müssen sowohl das Verhalten der Proben über mehrere Millionen Lastwechsel erfasst werden als auch Messungen wiederholgenau im Mikrometer-Bereich durchgeführt werden. Speziell der gemessene Schlupf an der Nabenkante dient hierbei, neben den geometrischen Daten, dem Abgleich zwischen Experiment und numerischen Untersuchungen (vgl. Bild 4.2). Der Abgleich der Schlupfamplitude an der Nabenkante ist notwendig, um die Ergebnisse der spezifischen Reibarbeit und der Summenreiarbeit, die ausschließlich numerisch bestimmbar sind, zu überprüfen, da sie direkt vom Schlupf abhängig sind. Ferner bietet die Messung der Schlupfamplitude an der Nabenkante den Vorteil, dass dieser im Vergleich zur Schlupftiefe zerstörungsfrei gemessen werden kann.

Heutzutage ist es mit Hilfe der FEM und immer leistungsfähigerer Hard- und Software möglich, physikalische Größen, die sich zum Teil einer direkten experimentellen Erfassung entziehen, auszuwerten. Die derzeitige Hard- und Software gestattet es, 3D-Modelle sehr genau zu diskretisieren und detaillierte Auswertungen vorzunehmen. Ein Verzicht auf die Experimente kann und darf hieraus aber keinesfalls abgeleitet werden.

1.3 Zielsetzung und Abgrenzung

In Anlehnung an die inzwischen zurückgezogene DIN 50320 [DIN50320_79] zeigt Bild 1.1 mögliche Einflussfaktoren auf die Reibdauerbeanspruchung. Deutlich zu erkennen ist, dass über die Flächenpressung, als Resultat des geometrischen Übermaßes, Einfluss auf maßgebliche Eingangsgrößen der Reibdauerbeanspruchung genommen werden kann.

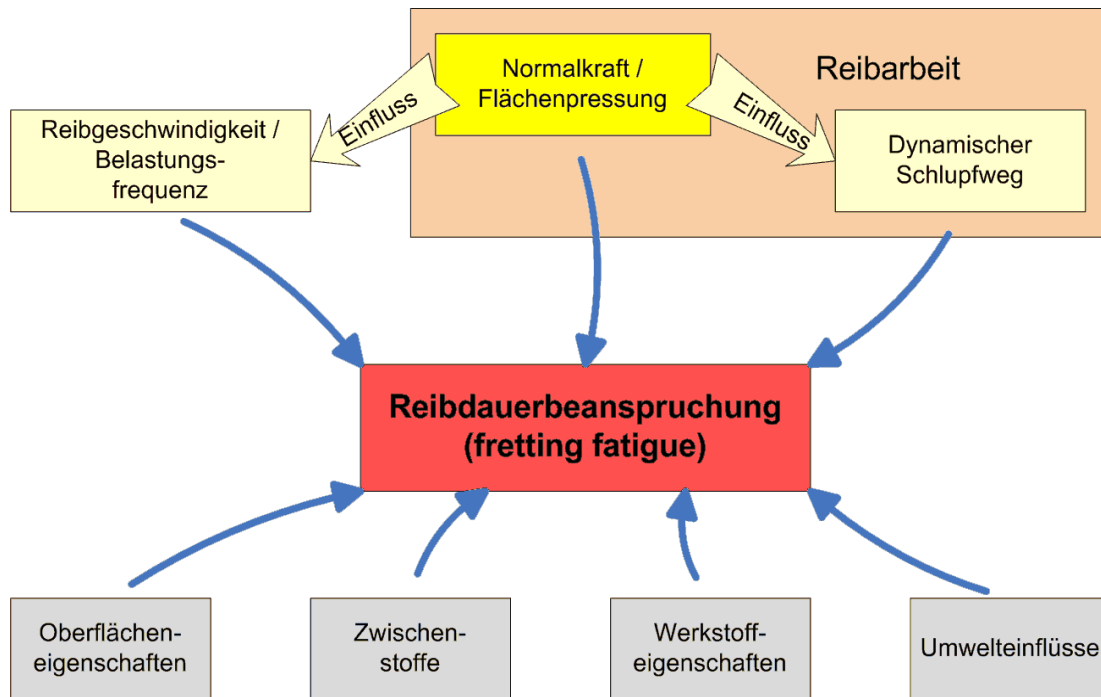


Bild 1.1: Einflussfaktoren auf die Reibdauerbeanspruchung (in Anlehnung an [DIN50320_79] (zurückgezogen))

Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit sind die vorangegangenen Untersuchungen am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (früher Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau) von Glögger [GLÖGGLER03] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10]. Glögger [GLÖGGLER03] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10] beeinflussen durch ein gezielt aufgebrachtes variables Übermaß die Normalkraft bzw. den lokalen Fugendruck.

Die modifizierte Flächenpressung bzw. der Fugendruck hat wiederum Einfluss auf die Höhe des dynamischen Schlupfwegs. Das Produkt aus Flächenpressung, Schlupfweg und Reibwert ergibt die Reibarbeit (vgl. Kapitel 3.6.3). Nicht ganz so offensichtlich ist, dass im Fall des Pressverbands mit der Flächenpressung auch Einfluss auf die Reibgeschwindigkeit genommen werden kann. Durch einen verminderten dynamischen Reibweg bei gleichbleibender Belastung sinkt auch die Reibgeschwindigkeit. Primär wird die Reibgeschwindigkeit durch die äußere Belastung vorgegeben. Ein direkter Einfluss der Reibgeschwindigkeit auf die Lebensdauer ist bisher nicht bekannt.

Eine detaillierte Untersuchung sämtlicher dargestellter Faktoren kann in dieser Arbeit nicht stattfinden. Die Einflussfaktoren Oberflächeneigenschaften, Zwischenstoffe, Werkstoffeigenschaften und Umwelteinflüsse werden in der vorliegenden Arbeit be-

wusst nicht betrachtet. Es ist jedoch offensichtlich, dass hier noch Forschungsbedarf im Zusammenhang mit den in dieser Arbeit gefundenen Ergebnissen besteht. Die Ergebnisse dieser Arbeit gelten daher auch nur für die untersuchten Werkstoffe und die gewählte Belastungsart.

Der prinzipielle Unterschied zwischen normalzylindrischen PV und den von Glögger [GLÖGGLER03, S. 84] bzw. Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 41] beschriebenen „spannungshomogenisierten PV“ bzw. „fugendruckhomogenisierten PV“ ist in Bild 1.2 dargestellt. Bild 1.2 zeigt links, dass zylindrische Naben aufgrund der fehlenden Stützwirkung an den Enden der Nabe bei überstehender Welle eine deutliche Radialspannungsüberhöhung aufweisen. Durch eine geeignete Übermaßreduktion im Bereich der Nabenkanten kann diese Überhöhung vermieden werden (vgl. Bild 1.2 rechts). Die vorgeschlagene „Spannungshomogenisierung“ reduziert das Übermaß im Bereich der Nabenkanten so weit, dass sich ein homogener Fugendruck (Radialspannung) einstellt. Die weiteren Spannungen werden nicht homogenisiert. Daher wird die vorgeschlagene Optimierung im Folgenden als „fugendruckhomogenisiert“ bezeichnet. Bei den Untersuchungen von Glögger [GLÖGGLER03] werden die Pressverbände ausschließlich mit rein wechselndem Torsionsmoment belastet. Er zeigt, dass in Bezug auf die spezifische Reibarbeit die Reduktion der Radialspannung infolge des reduzierten Übermaßes im Bereich der Nabenkante (vgl. Kapitel 5.2.2) die Zunahme des Schlupfs aufgrund der verringerten Radialspannung überkompensiert. Somit ist eine Reduktion der spezifischen Reibarbeit an der Nabenkante bei fugendruckhomogenisierten Pressverbänden unter Torsionsbelastung möglich (vgl. Bild 1.3).

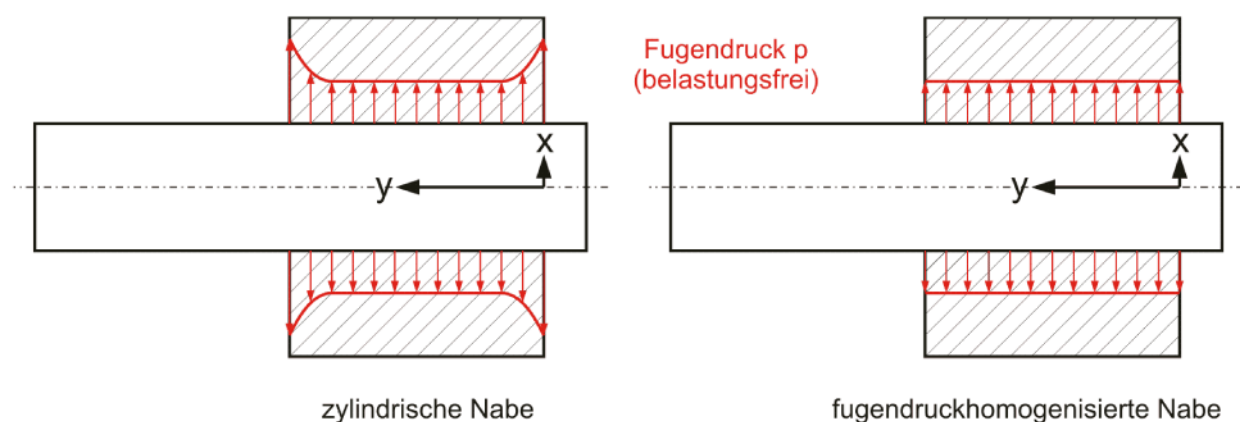


Bild 1.2: Fugendruck bei zylindrischer und fugendruckhomogenisierter Nabe

Glöggler [GLÖGGLER03, S. 89] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 78 ff] stellen anhand von Schlupfmessungen an der Nabenkante einen Rückgang des dynamischen Schlupfs infolge der dynamischen Beanspruchung fest. Die verringerte Schlupfamplitude ist eine äußerlich messbare Folge der sich zwangsläufig einstellenden tribologischen Vorgänge in der Fügefläche (vgl. „Trainierung“ Kapitel 2).

Aufgrund der dynamischen Beanspruchung findet eine oszillierende Gleitbewegung zwischen Welle und Nabe statt. Diese unter dem Fugendruck stattfindenden Gleitbewegungen haben tribologische Vorgänge in der Fügefläche zur Folge. Sowohl die Beträge des Schlupfs als auch die Werte der auftretenden Spannungen werden durch die Trainierung beeinflusst. Bisherige Untersuchungen beziehen sich auf den untrainierten Zustand. Die Autoren stellen zwar fest, dass eine Trainierung stattfindet, berücksichtigen aber nicht, dass sich eine geänderte Schlupfamplitude auf die Reibarbeit auswirkt.

Bild 1.3 zeigt das gestaffelte Vorgehen in dieser Arbeit. Es ist in einem ersten Schritt zu untersuchen, ob die Fugendruckhomogenisierung unter Umlaufbiegung, unter spezieller Berücksichtigung der sich einstellenden Trainierung, ebenfalls eine Reduktion der RDB und damit eine Steigerung der Lebensdauer zur Folge hat. Bild 1.3 zeigt, dass die Gesamtwirkung der Fugendruckhomogenisierung im untrainierten Zustand positiv ist (vgl. [SCHWÄMMLE10, S. 158]). Für den Zustand nach der Trainierung ist zu prüfen, ob der günstigere Zustand in Bezug auf die RDB bzw. Reibarbeit erhalten bleibt. Dabei soll die gesamte Fügefläche untersucht werden, da es infolge des variablen Übermaßes zu einer Verlagerung der maximal belasteten Stelle kommen kann. Im zweiten Schritt soll untersucht werden, ob fugendruckhomogenisierte bzw. die zylindrische Naben noch weiter bezüglich der RDB optimierbar sind. Dabei soll die Reibarbeit sowohl vor als auch während der dynamischen Belastung über der gesamten Fügefläche betrachtet werden.

Der Belastungsfall Umlaufbiegung stellt dabei einen interessanten Fall für die industrielle Anwendung dar, da Pressverbände oftmals aufgrund ihrer systembedingten Selbstzentrierung als einzige Möglichkeit für hohe Drehzahlen (beispielsweise Turbogetriebe) eingesetzt werden können. Die durch Umlaufbiegung verursachte RDB trägt daher sehr stark zur Schädigung des Pressverbands bei.

In dieser Arbeit werden ausschließlich rotationssymmetrische zylindrische Querpressverbände mit topologischen Änderungen der Nabe in einem engen Spektrum von weni-

gen Mikrometern, speziell im Bereich der Nabenkante, betrachtet. Die Welle ist dabei glatt und kerbfrei. Freistiche oder Anschläge an der Welle werden in dieser Arbeit bewusst nicht betrachtet. Beide Komponenten, d. h. Welle sowie Nabe, sind bei den hier durchgeführten Untersuchungen aus duktilen Werkstoffen (Vergütungsstähle) gefertigt. Dies entspricht dem häufigsten industriellen Anwendungsfall. Da die Modifikationen des Durchmessers ausschließlich auf der Nabe aufgebracht sind, ist auf eine axial korrekte Position der Nabe nur bedingt zu achten.

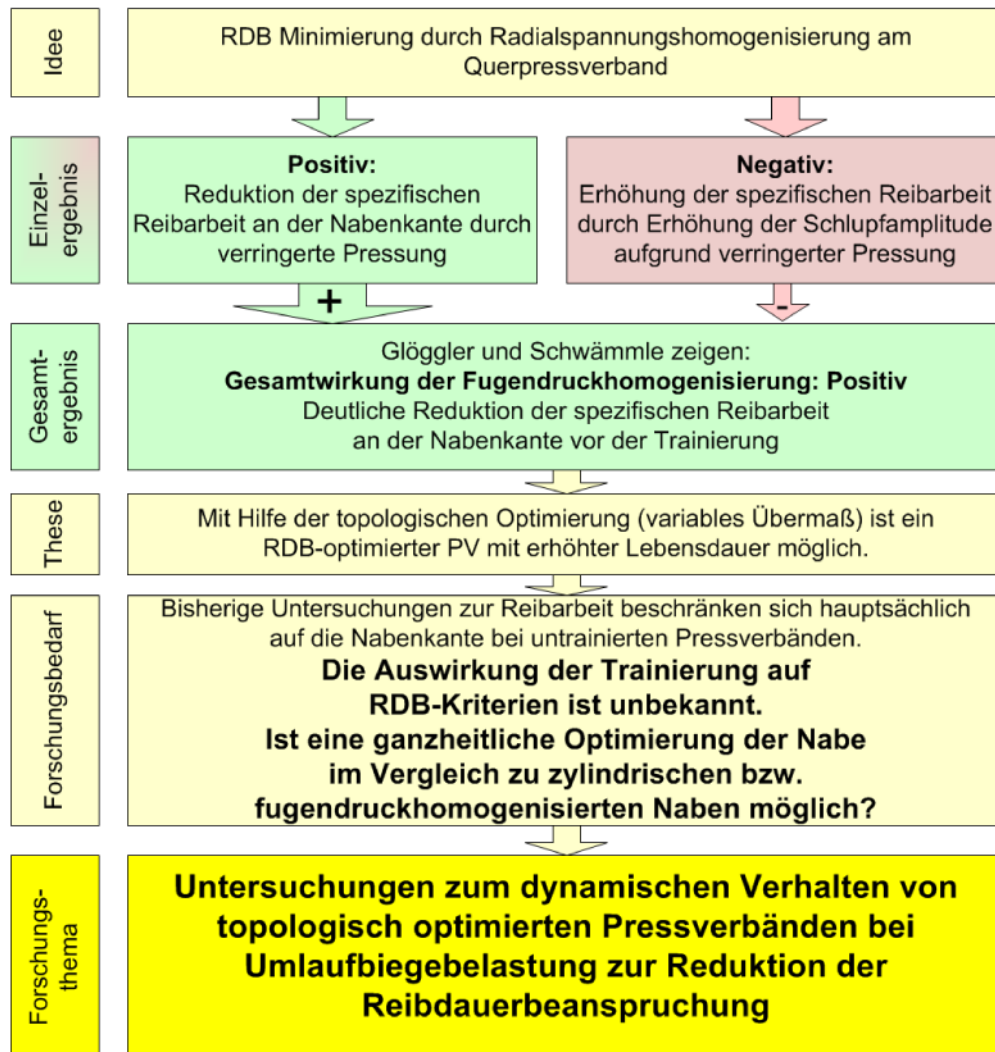


Bild 1.3: Forschungsbedarf und Forschungsthema

Bild 1.4 zeigt die Struktur der Arbeit. Zunächst erfolgen die Erläuterung der Grundbegriffe sowie einige Begriffsdefinitionen. Daran schließt sich die Ermittlung des Stands der Technik im Bereich PV und RDB an (Kapitel 3). Daraus folgen die Konkretisierung der Zielsetzung und die detaillierte Vorgehensweise (Kapitel 4). Mit Hilfe der durchgeführten

experimentellen Untersuchungen (Kapitel 5) wird die Grundlage (Bestimmung der Reibwerte sowie Trainierung) für die detaillierte numerische Untersuchung (Kapitel 6) geschaffen. Die Ergebnisse des Kapitels 6 werden verwendet, um eine RDB-optimierte Nabenkontur zu entwickeln (Kapitel 7), die in Kapitel 8 mit Hilfe des Prüfstands untersucht wird. Den Abschluss bilden die Bewertung der Ergebnisse (Kapitel 9) sowie praktische Hinweise zur Auslegung von biegebeanspruchten PV.

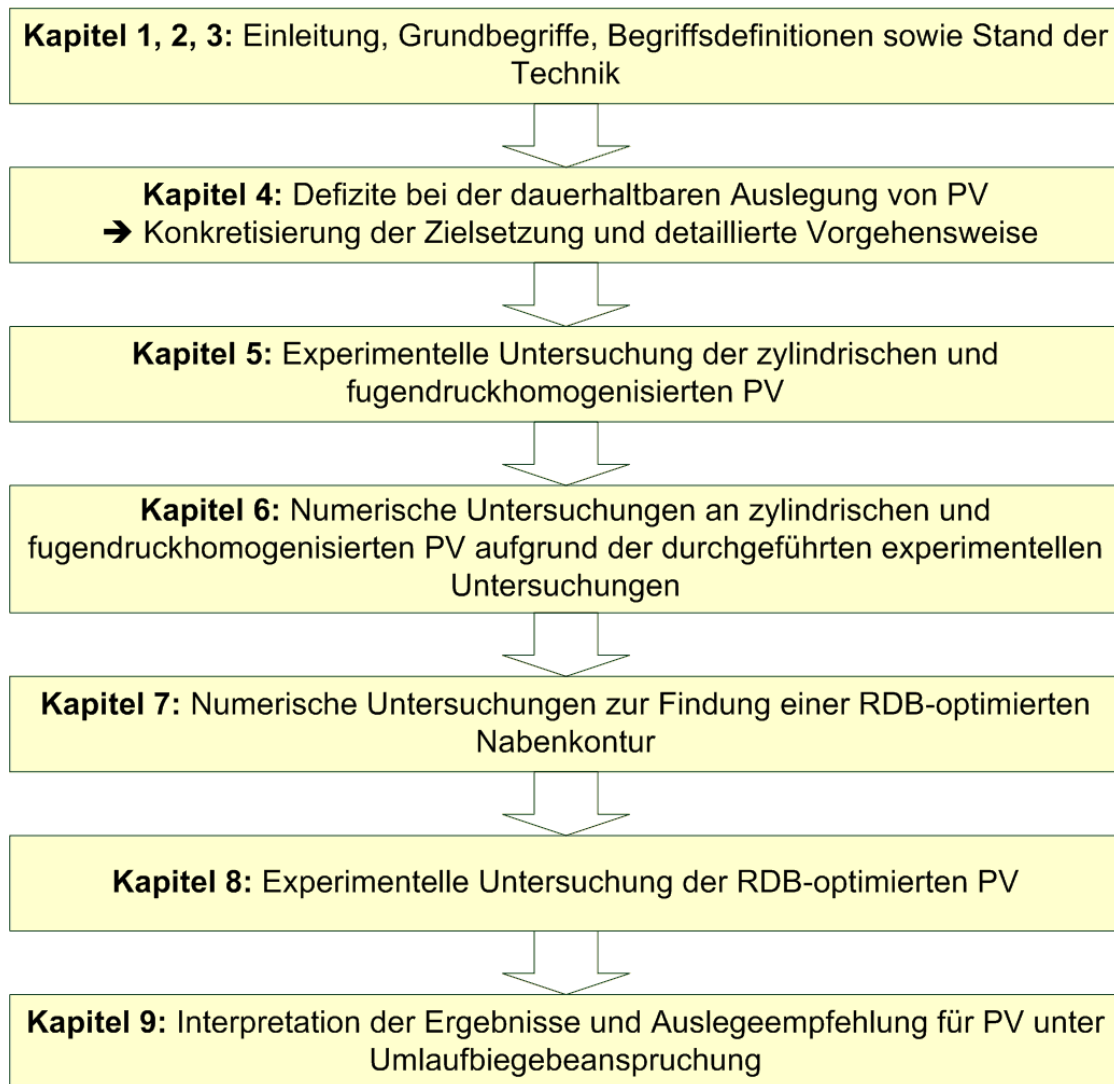


Bild 1.4: Aufbau der Arbeit

2 Grundbegriffe und Begriffsdefinitionen

Zum Thema Reibkorrosion sowie Welle-Nabe-Verbindung existiert eine Vielzahl von Begriffen, die oftmals in unterschiedlicher Bedeutung verwendet werden. Daher soll im Folgenden kurz auf einige dieser Begriffe eingegangen werden und deren Bedeutung in dieser Arbeit näher erläutert werden. Einige der folgenden Begriffe sind in DIN EN ISO 8044 definiert [DINENISO8044].

Aktive Fläche:

Unter „aktiver Fläche“ werden in dieser Arbeit die Bereiche in der Pressfuge verstanden, die aufgrund der eingebrachten äußeren Belastung aufeinander reiben, d. h. sich relativ zueinander bewegen (Gleitreibung vorhanden). Dieser Bereich beginnt üblicherweise an der Nabenkante (Ausnahme: die wirksame Belastung ist höher als die Klaffbelastung, die Nabe berührt die Welle partiell nicht mehr) und erstreckt sich über eine bestimmte Tiefe in die Fügefläche hinein.

Fretting:

„Fretting corrosion“, „fretting wear“ sowie „fretting fatigue“ sind Begriffe, die im Englischen zur Beschreibung der Reibdauerbeanspruchung genutzt werden. Dabei bezieht sich „fretting corrosion“ und „fretting wear“ auf den eigentlichen Reibkorrosionsvorgang, also die Reibdauerbeanspruchung, wohingegen „fretting fatigue“ die Folgen und den entstandenen Schaden beschreibt [DINENISO8044_99], [REINHOLZ94, S. 43], [WATERHOUSE72].

Fugendruckhomogenisiert:

Als fugendruckhomogenisiert werden speziell bearbeitete Naben verstanden, die topologisch so verändert wurden, dass nach dem Fügen mit einer geraden, kerbfreien, zylindrischen Welle ein homogener Fugendruck entsteht (vgl. [GLÖGGLER03, S. 83 f.], [SCHWÄMMLE10, S. 85]: spannungshomogenisiert, vgl. Bild 1.2). Topologisch optimiert bedeutet in diesem Fall, dass eine gezielte Übermaßenanpassung der Nabe durchgeführt wird. Der homogene Fugendruck wird durch eine äußere Biegebelastung aufgehoben.

Korrosion:

Korrosion ist die physikochemische Wechselwirkung eines metallischen Werkstoffs mit seiner Umgebung, die eine messbare Veränderung des Werkstoffs bewirkt und zu einer Beeinträchtigung der Funktion des Bauteils oder des ganzen Systems führen kann [DINENISO8044_99, S. 3].

Reibdauerbeanspruchung (RDB):

Während der dynamischen Belastung von PV kommt es zu oszillierenden Mikrogleitbewegungen in der Kontaktfläche zwischen Welle und Nabe. Diese Mikrogleitbewegungen werden durch die dynamische Beanspruchung des PV verursacht. Je nach Betrag der RDB ist zunächst die Trainierung der PV die Folge. Abhängig von der Ausprägung der Trainierung kann diese dann zu einem Wellenbruch und damit dem Ausfall der Verbindung führen. Der Begriff Reibdauerbeanspruchung ist als Überbegriff für sämtliche Vorgänge aufzufassen, die während der Beanspruchung zweier in Kontakt stehender Bauteile stattfinden, die oszillierende (Mikro-)Gleitbewegungen ausführen. Damit ist beispielsweise die Schwingungskorrosion bzw. der Verschleiß Teil der RDB [REINHOLZ94, S. 43 f].

Reibkorrosion:

Die Reibkorrosion ist ein Vorgang, bei dem Korrosion und schwingende Gleitreibung zwischen zwei im Kontakt befindlichen schwingenden Oberflächen beteiligt sind. [DINENISO8044_99, S. 8].

Schlupf:

Als Schlupf soll im Folgenden die Relativbewegung verstanden werden, die zwischen Welle und Nabe als Amplitude aufgrund der äußeren Belastung auftritt. Damit ist der Begriff Schlupf gleichzusetzen mit dem Begriff Schlupfamplitude, wie er von Smetana [SMETANA01, S. 28] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 10] verwendet wird. Der Schlupf erfordert zwingend Gleitreibung, das Haften ist in den aktiven Bereichen aufgehoben.

Schlupfamplitude:

Die Schlupfamplitude (auch SchlupfSchwingungsweite) bezeichnet die maximale Auslenkung (Elongation) des periodisch auftretenden Schlupfs infolge der äußeren Umlauf- oder Wechselbiegung bzw. Torsionsbelastung. Die Schlupfamplitude drückt den Verlauf der Position der Nabenkante zur Welle über der Zeit aus. Die Schlupfamplitude wird in manchen Arbeiten auch nur mit Schlupf bezeichnet.

Die Schlupfamplitude wird bei den FE-Simulationen durch Halbieren der Summe aus Druckschlupf und Zugschlupf gebildet. Die Schlupfamplitude wird in den numerischen Untersuchungen als halbe Differenz zwischen Maxima und Minima der jeweiligen Amplitude angesehen. Bei den experimentellen Untersuchungen wird die Schlupfamplitude ebenfalls durch Halbieren der maximalen und minimalen Auslenkung der Taster bestimmt. Somit sind die Werte vergleichbar, wie in vorangegangenen Arbeiten gezeigt wurde (Torsion: [GLÖGGLER03], [HENZLER02] bzw. Biegung: [HEYDT02], [HEYDT07], [SCHWÄMMLE10]).

Schlupftiefe:

Die Schlupftiefe bezeichnet die axiale Entfernung zwischen der Nabenkante auf der Seite der Lasteinleitung und dem maximal entfernten Punkt innerhalb der Pressfuge, an dem noch eine Relativbewegung zwischen Welle und Nabe als Folge der äußeren Belastung stattfindet.

Schwingungskorrosion:

Die Schwingungskorrosion ist ein Vorgang, bei dem Korrosion und wechselnde Dehnungen beteiligt sind und der häufig zur Rissbildung führt (Anmerkung: Schwingungskorrosion kann auftreten, wenn ein Metall zyklischer Dehnung und einem Korrosionsmedium ausgesetzt ist). Die Schwingungskorrosion ist eine Sonderform der Reibkorrosion [DINENISO8044_99, S. 9].

Spannungshomogenisiert:

Glögger [GLÖGGLER03, S. 3] berichtet über „Untersuchungen an spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbindungen unter Torsionsbelastung“. Unter spannungshomogenisiert versteht er: „Durch diese topografische Veränderung werden die

Radialspannungen innerhalb der gesamten Fugenlänge homogenisiert. Die auftretenden Spannungsspitzen an den Nabenkanten werden infolge der topografischen Veränderung der Kontaktflächen eliminiert bzw. verringert. Somit wird durch eine optimale Übermaßverteilung eine homogene Radialspannung über der gesamten Kontaktfläche erzeugt und eine deutliche Reduzierung der Spannungsspitzen an der Nabenkante verursacht.“

Diese veränderte Nabenform, die auch von Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 41] untersucht wird, soll im Folgenden korrekterweise als fugendruckhomogenisiert (fdh.) bezeichnet werden.

Standard-PV:

Als Basis der durchgeführten Vergleiche dient in dieser Arbeit, sofern nicht anders erwähnt, der Standard-PV. Dieser entspricht dem zylindrischen PV mit einem konstanten Übermaß über der Nabenbreite. Dies gilt für die experimentellen und numerischen Untersuchungen.

Technische Daten:

- Fugennendurchmesser: 30 mm
- Fugenlänge: 42 mm
- zylindrische, kerbfreie, im Vergleich zur Nabe überstehende Vollwelle, Länge: 185 mm
- zylindrische, kerbfreie Nabe (Pass- und Außenfläche) mit $Q_A = 0,46$; Länge: 42 mm
- Übermaß: 40 μm bzw. bezogenes Übermaß $\xi = 1,33 \text{ ‰}$
- Werkstoff Nabe: 42CrMo4V (Werkstoff-Nr. 1.7225 vergütet)
- Werkstoff Welle: 31CrMoV9V (Werkstoff-Nr. 1.8519 vergütet)

Summenreiarbeit:

Die Summenreiarbeit bezeichnet die insgesamt pro Umdrehung verrichtete Reiarbeit im Innern des PV. Hierfür wird die komplette Fügefläche betrachtet, wobei Reiarbeit lediglich im Bereich der aufeinander gleitenden Oberflächen von Welle und Nabe entsteht. Sie wird aus dem Produkt der Reibkraft und dem Reibweg errechnet.

Trainierung:

Aufgrund der dynamischen Beanspruchung des PV findet eine oszillierende Gleitbewegung unter dem Einfluss des Fugendrucks in Teilen der Fügefläche (aktiver Bereich) des PV statt. Die Folge sind tribochemische Reaktionen im Bereich der aufeinander gleitenden Bauteile. Das Bauteilverhalten des PV wird dadurch nachhaltig verändert, was insbesondere durch einen lokalen Anstieg des Reibwerts in der Fuge zum Ausdruck kommt.

Unter Trainierung wird in dieser Arbeit genau dieses veränderte Verhalten eines PV auf eine äußere Belastung infolge der Reibdauerbeanspruchung verstanden. Je nach Systemaufbau wird dies durch eine höhere Biegespannung (weggesteuertes System) oder in einer verringerten Auslenkung (kraftgesteuertes System) sichtbar. Diese Änderung des Verhaltens ist die Folge der eingebrachten Reibarbeit in der Fügefläche. In der Regel ist die Trainierung nach 500.000 Lastwechseln abgeschlossen und der PV zeigt ein stabiles Verhalten bezüglich des Schlupfs bzw. des wirksamen Reibwertes zwischen Welle und Nabe.

Bei den numerischen Untersuchungen wird der Vorgang der Trainierung mit einer Erhöhung der Reibwerte abgebildet.

Verschleiß:

Verschleiß ist immer eine Systemeigenschaft und keine Eigenschaft der beteiligten Komponenten. Nach der zurückgezogenen DIN 50320 [DIN50320_53, S. 1] ist der Begriff Verschleiß wie folgt definiert: „Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“ Damit wird die unerwünschte Veränderung der Oberfläche von Gebrauchsgegenständen durch Lostrennen kleiner Teilchen infolge mechanischer Ursachen verstanden. Nach Czichos [CZICHOS92, S. 118] können vier grundlegende Verschleißmechanismen unterschieden werden. Diese sind die Oberflächenzerrüttung, die Abrasion, die Adhäsion sowie die tribochemischen Reaktionen (auch als „Tribooxidation“ bezeichnet). Eine Änderung der Reibung bewirkt nicht zwangsläufig eine entsprechende Änderung des Verschleißes. Allgemein gilt, dass Werkstoffe großer Härte und hoher Zähigkeit einen hohen Verschleißwiderstand besitzen.

3 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird der derzeitige Stand der Technik für Welle-Nabe-Verbindungen, im Speziellen für Querpressverbände mit zylindrischen Fügeflächen, wiedergegeben. Der Inhalt der vorliegenden Arbeit bezieht sich auf thermisch gefügte Querpressverbände, so dass sich der Schwerpunkt des Stands der Technik auf diese Art der WNV beschränkt. Kollmann [KOLLMANN84] gibt einen umfassenden Überblick über weitere Arten der WNV.

3.1 Fugendruck in der Pressfuge

Die zur Lastübertragung zwischen Welle und Nabe erforderliche Flächenpressung wird dadurch erzeugt, dass der Durchmesser der Nabenbohrung D_{iA} kleiner und der Außendurchmesser der Welle D_{aI} größer als der Fügedurchmesser D_F ausgeführt wird (vgl. Bild 3.1 oben).

Voraussetzung für das Entstehen von RDB ist neben einer Relativbewegung eine Flächenpressung. In reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen erfolgt die Kraftübertragung zwischen Welle und Nabe durch Reibung in Folge der Flächenpressung. Nach dem Fügen von Welle und Nabe zu einem PV herrscht zwischen den Bauteilen eine Pressung, die so genannte Flächenpressung bzw. der Fugendruck. Eine vereinfachte Berechnung der Flächenpressung ist nach [DIN7190_01, S. 8] möglich (vgl. Formel 3-5). Die Flächenpressung ist in Bild 3.1 unten ebenfalls vereinfacht dargestellt. Durch das Fügen der Welle und Nabe wird die Nabe gedehnt und die Welle zusammengepresst.

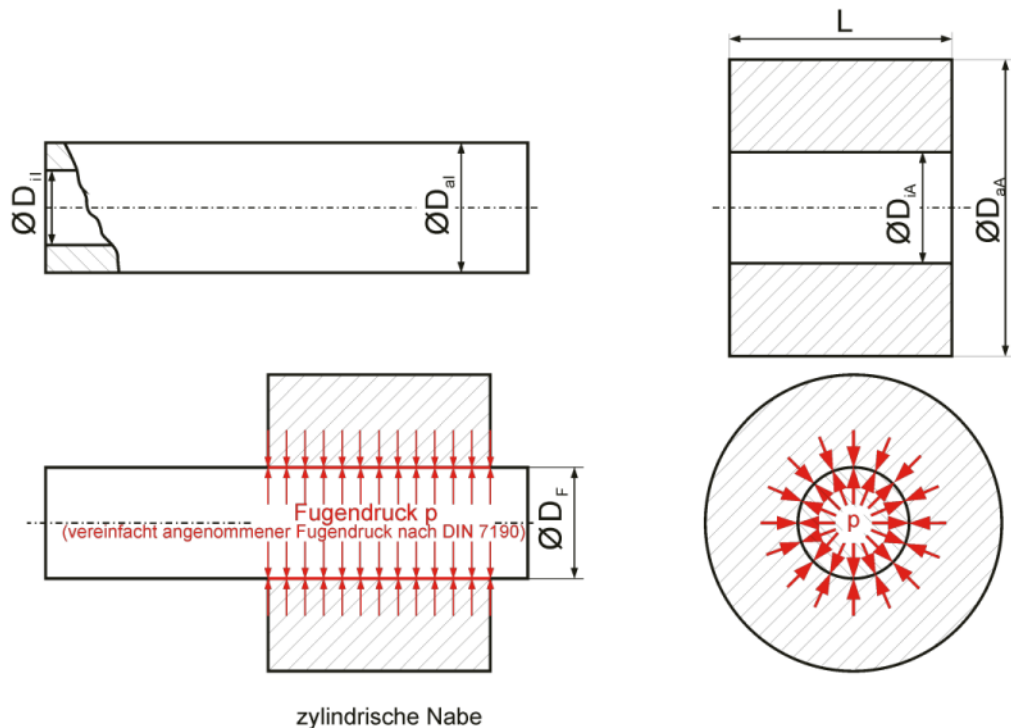


Bild 3.1: Bezeichnungen an einem Pressverband

Pressverband nach DIN 7190 (2001):

Die Berechnung der Beanspruchung (Sicherheit gegen Fließen) der Bauteile aufgrund des Fugendrucks und der Übertragungsfähigkeit (Sicherheit gegen Rutschen) des Pressverbands kann nach [DIN7190_01] erfolgen. Der Fugendruck ermöglicht in Kombination mit der Reibung zwischen Welle und Nabe die Übertragung von Reibschubspannungen und damit von Kräften zwischen den gefügten Bauteilen.

Die Berechnungsmethode nach [DIN7190_01] stützt sich dabei auf Lamé [LAME42], welcher einen ebenen Spannungszustand voraussetzt. Die Berechnungen nach [DIN7190_01] gelten streng genommen nur für Pressverbindungen mit gleicher Länge von Innen- und Außenteil, siehe Bild 3.2. Eine Berechnung realer Pressverbände, wie in Bild 3.1 unten dargestellt, bei denen die Welle über die Nabe herausragt, ist mit Anwendung der Norm näherungsweise möglich.

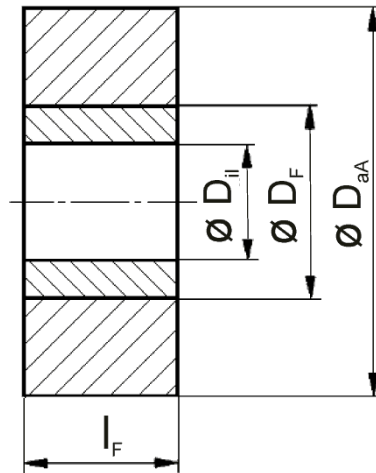


Bild 3.2: Berechnungsmodell nach Norm und realer PV [DIN7190_01, S. 6]

Der wirksame Fugendruck kann wie im Folgenden beschrieben bestimmt werden. Da dieser direkt von den geometrischen Abmessungen der Komponenten abhängig ist, wird mit der Berechnung der Durchmesserhältnisse begonnen:

$$\text{Nabe: } Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} \quad (3-1)$$

$$\text{Welle: } Q_I = \frac{D_{il}}{D_F} \quad (3-2)$$

Anschließend wird die Hilfsgröße K bestimmt:

$$K = \frac{E_A}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right) + \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \quad (3-3)$$

Im vorliegenden Sonderfall, d.h. ein volles Innenteil mit gleichen Elastizitätsmodul wie das Außenteil ($E_I = E_A = E$; $\nu_A = \nu_I = \nu$), kann die Berechnung der Hilfsgröße K entfallen. Das bezogene wirksame Übermaß kann direkt berechnet werden:

$$\xi_w = \frac{2}{(1-Q_A^2)} \cdot \frac{p}{E} \quad (3-4)$$

Der zum bezogenen wirksamen Übermaß ξ_w gehörende Fugendruck p wird berechnet aus:

$$p = \frac{(1 - Q_A^2)}{2} \cdot E \cdot \xi_w \tag{3-5}$$

Aus den Formeln 3-1 bis 3-5 wird deutlich, dass der Fugendruck direkt aus dem wirksamen Übermaß zwischen Welle und Nabe resultiert. Die weiteren Formeln zur Übertragungsfähigkeit von Drehmomenten, Axialkräften und der Sicherheiten gegen plastische Dehnung der Komponenten sind in der Norm enthalten [DIN7190_01].

Unberücksichtigt bleibt die tatsächlich auftretende Radialspannungsüberhöhung infolge von Stützeffekten unbelasteter Bereiche (vgl. [LEIDICH83]). Die Spannungsüberhöhungen werden durch die überstehende Welle im Vergleich zur Nabe verursacht, da die überstehende Welle die Nabenkante stärker verformt als die Bereiche im Inneren der Nabe.

Durch den Fugendruck werden in der Nabe tangential Zugspannungen hervorgerufen. In der Welle wirken dagegen tangential Druckspannungen. Im Bereich der Nabenkante (zylindrischer Pressverband) sind neben der Radialspannungsüberhöhung höhere Zugspannungen (Nabe) bzw. höhere Druckspannungen (Welle) in axialer Richtung die Folge (vgl. Bild 3.3) (vgl. [SMETANA01, S. 34 Bild 3-10 b]).

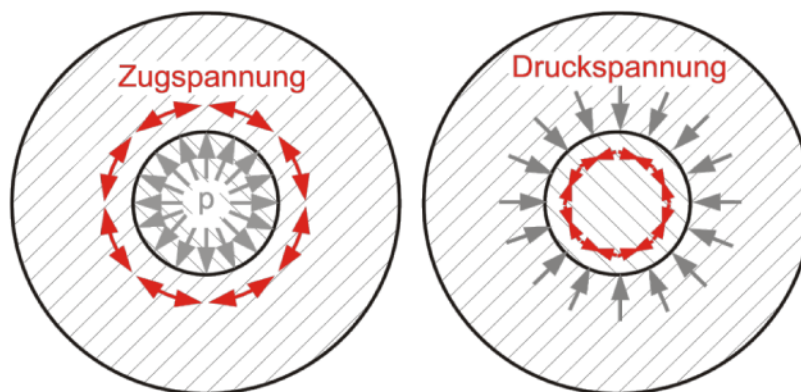


Bild 3.3: Zug- und Druckspannung am PV

Die Formeln der derzeit gültigen Norm berücksichtigen die auftretenden starken Spannungserhöhungen an der Nabenkante nicht, sie geht von einem ebenen Spannungszustand wie in Bild 3-1 dargestellt aus. Für die Bestimmung der Spannungserhöhung und

des Einschnürungsverlaufs bzw. der Nachgiebigkeit der Welle werden Diagramme und mathematische Methoden in [BARTON41], [ODA74] bzw. [LEIDICH83] aufgezeigt. White [WHITE69] untersucht mit Hilfe der FE den Einfluss unterschiedlicher Entlastungskerben, deren Radien er variiert, auf die Spannungsspitzen. Bild 3.4 zeigt die Grundformen der untersuchten WNV. Sämtliche Varianten sind in [WHITE69] zu finden.

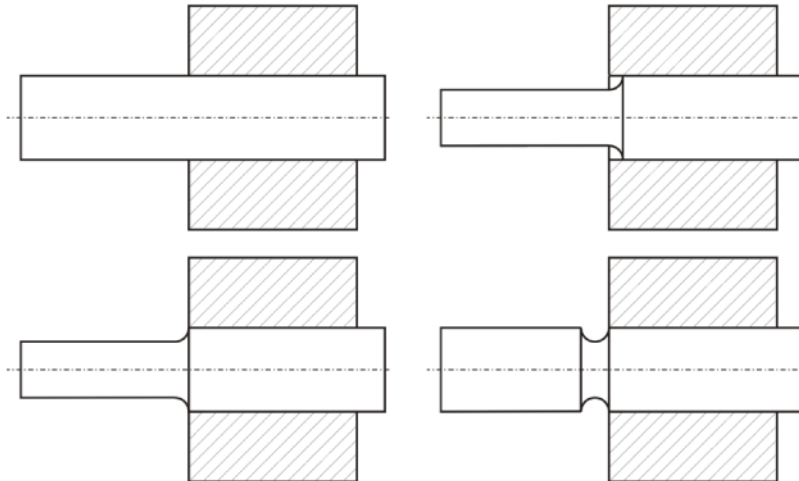


Bild 3.4: Von White untersuchte Welle-Nabe-Verbindungen [WHITE69]

Kollmann [KOLLMANN84] und Häusler [HÄUSLER74] erwähnen ebenso konstruktive Möglichkeiten, um die Spannungen im Randbereich zu verringern oder „umzuleiten“. Die Anwendung der Maßnahmen beschränkt sich zum großen Teil auf die Veränderung der Grundgestalt der Nabe (vgl. [HÄUSLER74, S. 84-86]).

Die beschriebenen Spannungsspitzen an der Nabenkante können je nach gewähltem Übermaß ein Nachplastifizieren verursachen. Bei spröden Werkstoffen, die keinen ausgeprägten Bereich mit plastischem Verhalten aufweisen, kann dies zur Rissbildung im Nabenwerkstoff und damit sogar zum Bersten der Nabe führen. Dieses Verhalten begrenzt die Auswahl an Werkstoffen, die bei normalzylindrischen Pressverbindungen verwendet werden können, falls keine Korrekturen, speziell im Bereich der Nabenkante, aufgebracht werden.

3.2 Beanspruchungsarten von Pressverbindungen

Der PV erlaubt die Übertragung von Umfangskräften und Axialkräften bzw. eine Kombination dieser.

Dabei werden folgende äußere Belastungen unterschieden:

- Axialbelastung
- Biegebelastung
- Torsionsbelastung

Infolge der üblicherweise rotierenden Welle (Bsp: freies Wellenende) kommt es häufig zu einer umlaufenden Biegebeanspruchung. Während jeder Umdrehung wechselt die Beanspruchung der Welle im Bereich der Nabenkante zwischen Druck- und Zugbeanspruchung. Das Arbeitsmoment bleibt im Vergleich zur Umlaufbiegebeanspruchung bei vielen Anwendungen quasi statisch. Das beanspruchende Drehmoment ändert sich in der Regel nur während des An- bzw. Herunterfahrens einer Maschine. Ebenso verhält es sich mit der Axialbelastung.

Die dynamische Biegebeanspruchung stellt damit häufig die dimensionierende Beanspruchung dar. Eine genaue Untersuchung dieser Beanspruchungsart findet deshalb in dieser Arbeit statt.

3.3 Biegemomentübertragung im Querpressverband

Erstmalig wird von Pepler [PEPLER56] der Einfluss von Querkräften und Biegemomenten auf den herrschenden Fugendruck untersucht. Darauf aufbauend führt Lundberg [LUNDBERG58] Versuche zum Klaffen von Pressverbänden durch.

Eine Berechnungsart, in der sowohl die durch Biegebelastung als auch die durch Pressung verursachten Spannungen berücksichtigt werden, ist das Biegeklaffmoment nach [SMETANA01]. Bild 3.5 zeigt links einen zylindrischen PV ohne äußere Last. Der Fugendruck ist symmetrisch ausgeprägt. Infolge der äußeren Last ändert sich der Fugendruck. Bild 3.5 zeigt rechts die Biegeklaffbelastung. Der Fugendruck geht an der Nabenkante komplett auf null zurück. Hundert Prozent Biegeklaffmoment ($100\% M_{BK}$) bedeuten, dass der Fugendruck zwischen Welle und Nabe an der Nabenkante im Zugbereich null ist. Eine weitere Erhöhung der Kraft würde ein Aufklaffen des Fügespalts zur Folge haben. Die gegenüberliegende Seite erfährt infolge der äußeren Kraft einen höheren Fugendruck, wie es ebenfalls in Bild 3.5 schematisch dargestellt ist.

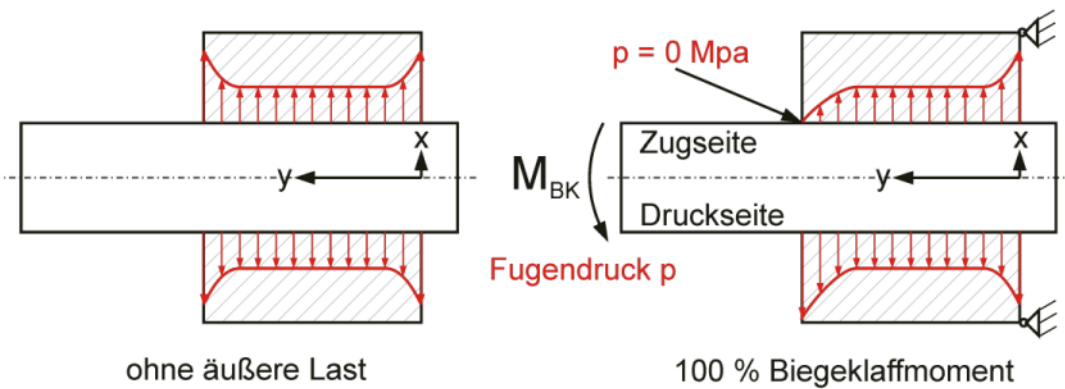


Bild 3.5: Biegeklaffmoment nach Smetana [SMETANA01]

Der Einfluss der Fugendruckerhöhung wird mit den Größen q_e und q_0 berücksichtigt. Diese hängen nur von den Durchmesserhältnissen der Welle und der Nabe ab. Sie werden wie folgt berechnet:

$$q_e = 0,452 \cdot \frac{(1 - Q_A^{4,4}) \cdot (1 - 0,4 \cdot Q_I^{2,5})}{(1 - Q_A^2) + (1 - Q_I^2)} \quad (3-6)$$

$$q_0 = 0,480 \cdot \frac{(1 - Q_A^{7,3}) \cdot (1 - 0,43 \cdot Q_I^4)}{(1 - Q_A^2) + (1 - Q_I^2)} \quad (3-7)$$

Zur Bestimmung des Biegeklaffmoments M_{BK} sind die Hilfsgrößen $X(n_e)$ bzw. $X(n_0)$ zu bestimmen. Diese sind wiederum von den Parametern n_e bzw. n_0 abhängig. Für die Berechnung des modifizierten Parameters n_e nach [LUNDBERG58] gilt:

$$n_e = \frac{1,8}{D_F} \cdot \sqrt[4]{\frac{1 + Q_A^2}{(1 - \nu_I) + (1 - Q_I^2) + (1 - Q_I^2 \cdot Q_A^2)}} \quad (3-8)$$

bzw. für die Berechnung des modifizierten Parameters n_0 nach [LUNDBERG58]:

$$n_0 = \frac{1,6}{D_F} \cdot \sqrt[4]{\frac{1 + Q_A^2}{(1 - \nu_I) + (1 - Q_I^2) + (1 - Q_I^2 \cdot Q_A^2)}} \quad (3-9)$$

Mit den Hilfsfunktionen $X(n_e)$ und $X(n_0)$

$$X(n_e) = \frac{2 \cdot n_e^2 \cdot D_F^2}{\pi} \cdot \left(\frac{\sinh(n_e \cdot L) - \sin(n_e \cdot L)}{\sinh(n_e \cdot L) + \sin(n_e \cdot L)} + \frac{\sinh(n_e \cdot L) + \sin(n_e \cdot L)}{\sinh(n_e \cdot L) - \sin(n_e \cdot L)} \right) \quad (3-10)$$

$$X(n_0) = \frac{2 \cdot n_0^2 \cdot D_F^2}{\pi} \cdot \left(\frac{\sinh(n_0 \cdot L) - \sin(n_0 \cdot L)}{\sinh(n_0 \cdot L) + \sin(n_0 \cdot L)} + \frac{\sinh(n_0 \cdot L) + \sin(n_0 \cdot L)}{\sinh(n_0 \cdot L) - \sin(n_0 \cdot L)} \right) \quad (3-11)$$

lässt sich das Biegeklaffmoment folgendermaßen berechnen:

$$M_{BK} = p \cdot D_F^3 \cdot \left[\left(\frac{q_e}{X(n_e)^{0,45}} \right) - \left(\frac{q_e}{X(n_e)^{0,45}} - \frac{q_0}{X(n_0)^{0,78}} \right) \cdot e^{-20\mu} \right] \quad (3-12)$$

Die wirkende Biegeklaffspannung σ_{BK} bezogen auf den Nennquerschnitt der Welle ergibt sich zu:

$$\sigma_{BK} = \frac{M_{BK} \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \quad (3-13)$$

3.4 Reibdauerbeanspruchung (RDB)

Der Grund für den Ausfall von WNV ist neben einer falschen Dimensionierung oftmals die RDB. Aus diesem Grund wird zu deren Abschätzung auf die Grundlagen der Reibkorrosion und auch auf Bewertungsmodelle eingegangen.

Einen negativen Einfluss auf die Tragfähigkeit von Pressverbindungen hat neben der Kerbwirkung die Reibdauerbeanspruchung. Einflussgrößen der RDB sind:

- die Normalkraft bzw. die Flächenpressung
- der Schlupfweg
- die Reibgeschwindigkeit bzw. die Belastungsfrequenz
- die Oberflächeneigenschaften
- die Werkstoffeigenschaften
- die Umwelteinflüsse
- evtl. vorhandene Zwischenstoffe

Dabei stellt die erst genannte Größe, die Normalkraft bzw. die Flächenpressung, den Parameter dar, der in dieser Arbeit gezielt variiert wird, um die RDB zu minimieren. Wie in Bild 1.1 gezeigt, wirkt sich die Variation der Flächenpressung maßgeblich auf den dynamischen Schlupfweg und somit auf die Reibarbeit aus.

Der Grund für RDB ist die oszillierende Relativbewegung zwischen den Bauteilen unter Last, kombiniert mit dem Vorhandensein von Sauerstoff. Grundlegende Arbeiten zur Untersuchung der Reibdauerbeanspruchung und des Reibdauerbruchs existieren von Funk [FUNK68], Julius [JULIUS72] und Kreitner [KREITNER76], [KREITNER77]. Die Ergebnisse von Funk beruhen auf Versuchen mit einem Flachstab zwischen Reibkufen. Die Größe der Bewegung ist für die Art der Schädigung bzw. für das entstehende Schadensbild entscheidend (vgl. [KREITNER76], [NISHIOKA69]).

Die Folge von Reibdauerbeanspruchung ist oftmals der Dauerbruch, der nach Julius [JULIUS72, S. 8] auch „Reibdauerbruch“ genannt wird. Mit Reibdauerhaltbarkeit bezeichnet Julius ertragbare Beanspruchungen, die keinen Bruch der Welle zur Folge haben.

Besondere Merkmale eines Reibdauerbruchs sind die „Nasen“ am Ausgangspunkt des Bruches sowie eine deutlich sichtbare oxidierte Wirkfläche (vgl. Bild 3.6). Bei den abgebildeten PV ist ebenfalls zu sehen, dass sich auch mehrere „Nasen“ bilden können. Diese resultieren daraus, dass zeitgleich mehrere Risse über den Umfang verteilt entstehen.



Bild 3.6: RDB-Schäden (gebrochene Wellen mit Bruchnasen)

Zahlreiche Zylinder- und Kegelpressverbände wurden unter dynamischer Dreh- und Biegemomentbelastung von Beitz [BEITZ82] und Galle [GALLE81] untersucht. Als Ergeb-

nis der Untersuchungen definiert Galle [GALLE81] zwei mögliche Versagenskriterien als Folge der dynamischen Umlaufbiegebelastung:

- Rutschen der Verbindung
- Bruch der Welle in Folge der Reibdauerbeanspruchung

Mit einem Versagen der Nabe ist bei der Verwendung einer Stahl / Stahl-Paarung, wie sie in dieser Arbeit untersucht wird, nicht zu rechnen. Um Rutschen bei Belastung des zylindrischen PV durch Umlaufbiegung zu verhindern, empfiehlt Galle [GALLE81] eine Mindestnabenlänge von $L/D_F \geq 0,3$. Oberhalb dieser Nabenlänge beobachtet er einzig den Reibdauerbruch als Versagen.

Zeitgleich mit den von Göttlicher [GÖTTLICHER94] durchgeführten numerischen Untersuchungen führt Reinholz [REINHOLZ94] experimentelle Untersuchungen an P3G Profilen durch. Diese werden auf schwellende Torsion sowie auf Umlaufbiegung mit statisch überlagerter Torsion belastet. Die Schadensanalyse ergibt, dass der Wellenriss aufgrund der Reibdauerbeanspruchung entsteht.

Verschiedene Kriterien zur Beurteilung, ob der PV die aufgebrachten Lasten ohne RDB-Schäden bzw. Reibdauerbruch ertragen kann, existieren bereits. In der derzeit gültigen Norm zur Berechnung von Pressverbänden ist eine Bewertung der RDB nicht enthalten [DIN7190_01].

3.4.1 Entstehung von RDB / Reibkorrosion

Neben der Coulomb'schen Reibung ist die Flächenpressung p eine elementare Voraussetzung für die reibschlüssige Übertragung von Lasten. Im vorliegenden Fall der thermisch gefügten Querpressverbindung wird die Flächenpressung durch ein definiertes Übermaß zwischen Welle und Nabe erzeugt.

Sobald sich Kontaktflächen in technischen Systemen relativ zueinander bewegen, tritt üblicherweise Reibdauerbeanspruchung auf. Internationale Arbeiten weiterer Autoren zu den Grundlagen der Reibdauerbeanspruchung werden beispielsweise von Waterhouse in [WATERHOUSE92] sowie in [WATERHOUSE94] behandelt. Untersuchungen zur Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente im Zusammenhang mit Reibkorrosion bzw. Reibdauerbeanspruchung wurden von Funk [FUNK68], Julius [JULIUS72] und Kreitner [KREITNER76] durchgeführt. Die genauen tribochemischen Vorgänge,

die zur RDB führen, sollen aber nicht Gegenstand dieser Arbeit sein, so dass diesbezüglich auf die Arbeiten von Nix [NIX85], [NIX88], Rooke [ROOKE88], [ROOKE89] und Nowell [NOWELL90], [NOWELL94] verwiesen wird.

3.4.2 Einfluss des Schlupfs und der Flächenpressung

Gropp stellt in [GROPP97, S. 53] fest, dass eine Übertragung von technisch relevanten Biegebelastungen bei einer sinnvollen Dimensionierung ohne Relativbewegungen in der Fügefläche praktisch nicht möglich ist.

Maßgeblich für die RDB ist die Größe bzw. Amplitude der Relativbewegung sowie die Flächenpressung (vgl. [OLDENDORF99]). Eine Verringerung der Dauerhaltbarkeit mit zunehmendem Schlupf ist am Beispiel des Klötzchenmodells in Bild 3.7 nach [FUNK68] dargestellt. Auffällig ist die Reduktion der Dauerhaltbarkeit auch bei kleinen Amplituden.

Bild 3.8 zeigt die unterschiedlichen Schadensformen nach Kreitner [KREITNER77, S. 16] bzw. Nishioka [NISHIOKA69] in Abhängigkeit des Schlupfs.

Entgegen bisherigen Arbeiten berichtet Fischer in [FISCHER87] zum Einfluss der Reibkorrosion auf das Festigkeitsverhalten von Stahl und Stahlguss unter sinusförmiger und zufallsartiger Belastung von einer geringen Steigerung der Lebensdauer beim Werkstoff EN-GJS-400-15 durch Halbierung der Flächenpressung.

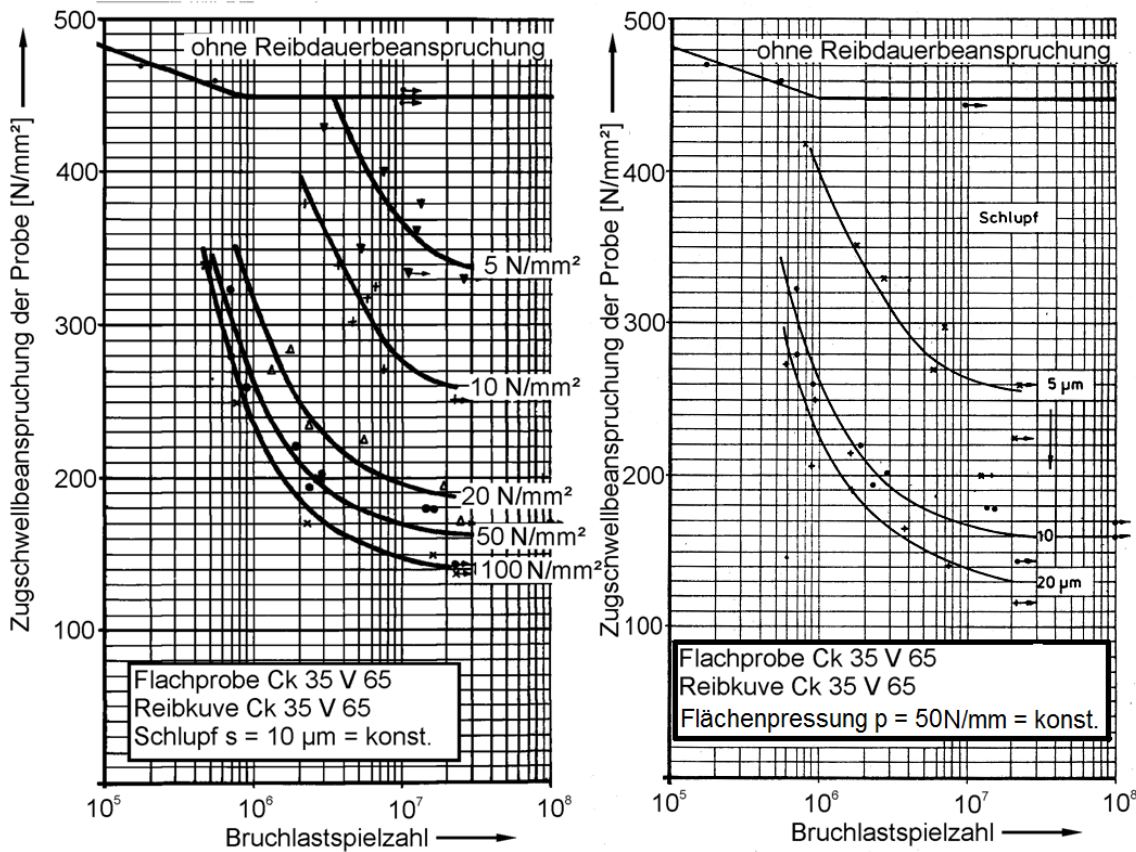


Bild 3.7: Einfluss der Flächenpressung (links) und der Schlupfamplitude (rechts) auf die Dauerhaltbarkeit der untersuchten Flachproben [FUNK68, S. 76]

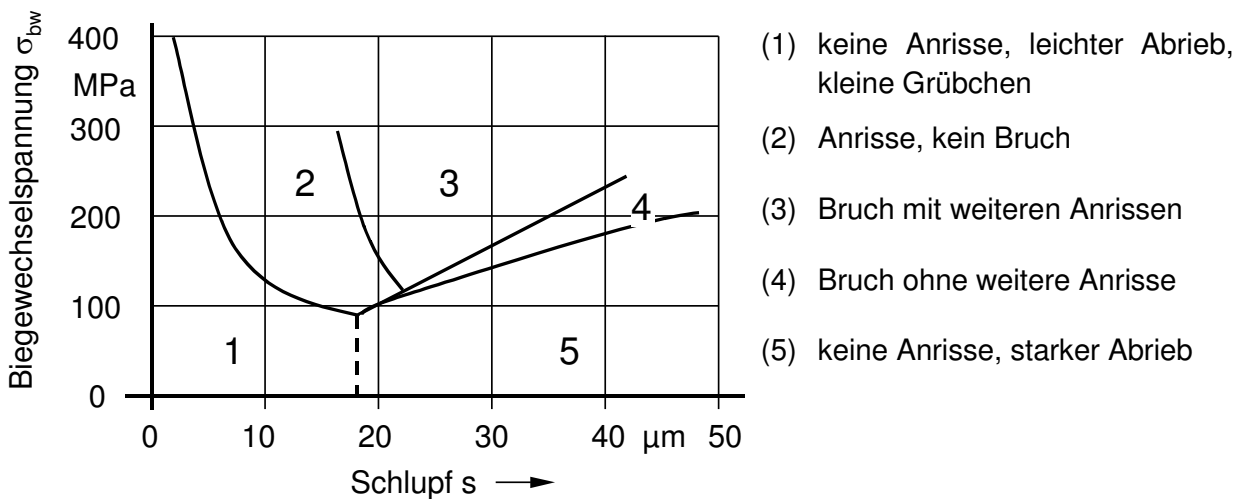


Bild 3.8: Unterschiedliche Schadensformen infolge Reibdauerbeanspruchung [NISHIOKA69]

Eine Berechnungsmöglichkeit für die Schlupfamplitude in Abhängigkeit der Biegebelastung und des Biegeklaffmoments wird von Smetana [SMETANA01, S. 105] angegeben:

$$\frac{s_0}{D_F} = A_1(\xi, \mu) \cdot \left(\frac{M_b}{M_{BK}} \right)^{B_1(\xi)} \quad (3-14)$$

mit:

$$A_1(\xi, \mu) = 0,0001 + 0,317 \cdot \left(\xi + 1,8 \frac{\xi}{\mu} \right)^{1,5} \quad (3-15)$$

$$B_1(\xi) = 1,9 \cdot (1 + e^{-4200\xi}) \quad (3-16)$$

Die Schlupftiefe (vgl. Bild 3.9) bezeichnet die Erstreckung des Gleitreibungsbereichs, ausgehend von der Nabenkante, innerhalb der Fügefläche und soll in dieser Arbeit als Tiefenangabe, beginnend an der Nabenkante, verstanden werden. Für die rechnerische Ermittlung der Schlupftiefe bei Biegebeanspruchung ist keine analytische Vorgehensweise bekannt.

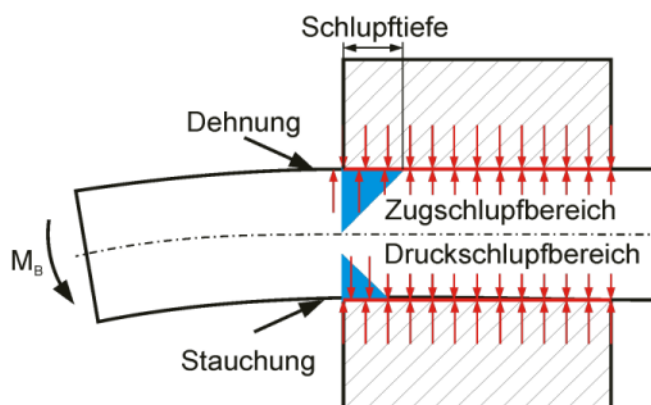


Bild 3.9: Schlupftiefe am biegebeanspruchten PV

3.4.3 Sonstige Einflüsse

Über einen geringen Temperatureinfluss berichten Fischer [FISCHER87] und Waterhouse [WATERHOUSE72] in ihren Arbeiten. Dabei stellen sie fest, dass sich bei Stahl Temperaturen unterhalb der Raumtemperatur schädigend auf die Haltbarkeit auswirken, während sich höhere Temperaturen bis ca. 150 °C eher schädigungshemmend

auswirken. Darüber hinaus stellt Fischer ebenfalls fest, dass die Reibkorrosionsbildung bei konstanter Lastamplitude stärker ausfällt als bei zufallsartiger Belastung.

Für eine Variation der Oberflächen- und Werkstoffeigenschaften sowie evtl. vorhandener Zwischenstoffe sei auf die Arbeit von Gropp [GROPP97] verwiesen. Er führt umfangreiche experimentelle Untersuchungen diesbezüglich durch. Die Variation dieser Parameter liegen aber nicht im Fokus der vorliegenden Arbeit (vgl. Bild 1.1: Variation des Fugendrucks).

3.4.4 Steigerung der Übertragungsfähigkeit / Training

Unter der Voraussetzung, dass örtliches Gleiten (Schlupf) in der Fügefläche stattfindet, stellt Gropp in [GROPP97] und [GROPP98] eine Erhöhung des Reibwerts und damit der Übertragungsfähigkeit fest. Diese Steigerung, die im Folgenden als Training bezeichnet werden soll, dokumentiert er mit Hilfe von Oszillogrammen. Mit Hilfe dieser kann er qualitativ zeigen, dass sich die Schlupfamplitude an der Nabenkante infolge der gebildeten Reibkorrosion bei gleichbleibender Belastung verringert.

Gropp [GROPP97, S. 156] stellt weiterhin fest, dass kein Absinken der Drehmomentübertragungsfähigkeit infolge kombinierter Belastungen durch Drehmomente, Umlaufbiegemomente und Querkräfte mit örtlichem Gleiten auftritt. Dies gilt unter der Voraussetzung, dass kein Durchrutschen des PV (Ableiten der kompletten Fügeflächen aufeinander) stattfindet. Für Maschinen, in denen WNV als PV ausgeführt sind, fordert Gropp [GROPP97, S. 111] eine genügend große Zeitspanne, in der die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit (Training) stattfinden kann.

3.5 Maßnahmen zur Verringerung der Reibdauerbeanspruchung

Um dem bekannten Phänomen der RDB entgegen zu wirken, sind verschiedene konstruktive Maßnahmen möglich. Je nach Anwendung wäre ein Anfertigen der entsprechenden Maschinenelemente, die bisher aus mehreren Teilen zusammengesetzt wurden, aus einem Stück möglich. Durch die fehlende Trennfuge wird eine Relativbewegung infolge einer äußeren Beanspruchung vermieden, so dass keine Reibdauerbeanspruchung mehr entsteht.

Abhängig von der Einbausituation kann durch konstruktive Veränderungen der Kraftfluss derartig umgeleitet werden, dass keine großen Dehnungsunterschiede zwischen den Einzelteilen auftreten und somit die Relativbewegung auf ein Minimum reduziert wird. Eine weitere Möglichkeit, die Dehnungsunterschiede gering zu halten, ist die Anpassung der Steifigkeit der Komponenten. Bei Verzicht auf Leichtbau und sparsamen Materialverbrauch können Welle und Nabe überdimensioniert (z. B. vergrößerter Fügedurchmesser) werden, um die Steifigkeit und damit die Dauerhaltbarkeit der gefügten Teile zu erhöhen.

Wo es die Konstruktion zulässt, empfiehlt sich ein Trennen der Stellen mit geometrischer Spannungskonzentration und maximaler Reibdauerbeanspruchung. Dabei sollte speziell auf eine Vermeidung der Kraftübertragung durch Schubspannungen geachtet werden. Durch Schmiermittel kann zudem die Zufuhr von Sauerstoff, der zur Oxidation beiträgt, zu den Maschinenelementen vermieden werden (vgl. [MADER00]). Trennmittel in der Fügefläche können ebenfalls der Bildung von Oxiden vorbeugen. Vorwiegend experimentelle Untersuchungen wurden von Gropp durchgeführt [GROPP75], [GROPP97], [GROPP03]. Er stellt fest, dass sich MoS₂-Ölpaste und Zinkdiphosphatpaste (Zn₃(PO)₂-Paste) für die Verhinderung einer fortschreitenden Passungsrostbildung eignen.

Eine weitere Möglichkeit, der RDB entgegen zu wirken, ist die Erhöhung des Reibwerts zwischen den Maschinenelementen. Dies kann durch das gezielte Einbringen von harten Partikeln, beispielsweise Diamantsplittern, erreicht werden (vgl. [MAYER07]). Dabei ist der Übergang zum Mikroformschluss fließend.

Das gleiche Ziel, die Vermeidung von Schlupf, wird durch die Erhöhung des Übermaßes verfolgt. Wie aus den Berechnungen der DIN 7190 [DIN7190_01] hervorgeht, kann mit einem erhöhten Übermaß ein erhöhtes Biege- oder Torsionsmoment übertragen werden. Durch die Erhöhung des Übermaßes wird die Flächenpressung innerhalb der Fügefläche erhöht. So kann eine erhöhte Schubspannung aufgebracht werden, bevor es zu einem Gleiten zwischen Welle und Nabe kommt. Die Grenzen des Übermaßes sind hierbei hauptsächlich durch die Möglichkeit des Fügens bzw. durch die Materialeigenschaften gegeben. Beim thermischen Fügen muss darauf geachtet werden, dass sich die Metalle nicht beliebig stark erhitzen lassen (Fügespiel) ohne dass daraus Änderungen im Materialverhalten resultieren. In Folge des höheren Fugendrucks kann es zum

Fließen oder zum Sprödbruch aufgrund der Materialeigenschaften bzw. des 3D-Spannungszustands kommen, der je nach verwendetem Material nicht mehr ertragen werden kann und somit zum Versagen der WNV führt.

Eine Steigerung der übertragbaren Momente von PV wird von einigen Autoren durch eine Kombination des Presssitzes mit einer Klebeverbindung vorgeschlagen. Gleichzeitig soll die Schlupfbewegung eliminiert oder zumindest minimiert werden, was eine Verringerung der RDB zur Folge hat (vgl. [MUSCHARD83], [GRUNAU87], [GRUNAU88]). Darauf aufbauend beschäftigen sich einige Autoren mit der Dimensionierung geklebter Pressverbindungen (vgl. [BERG90], [BERG91], [SCHUHT92], [HAHN94], [KRICK94], [HAHN95], [BÄR95], [TERSCH93], [TERSCH96]). Geklebte PV werden hauptsächlich bei dünnwandigen Naben angewandt. Zusätzliches Kleben bedeutet in jedem Fall einen Mehraufwand bei der Montage. Zudem müssen die Eigenschaften des Klebers berücksichtigt werden.

Die vorgeschlagenen Maßnahmen beziehen sich auf makroskopische Änderungen des PV und / oder erfordern die Verwendung von Zusatzstoffen. Eine Beschränkung auf eine topologische Optimierung der Fügefläche bewirkt dagegen, dass die RDB direkt am Entstehungsort minimiert werden kann, ohne dass der PV äußerlich (Dimension, Steifigkeit etc.) verändert werden muss. Die Minimierung zielt auf die Ursache und nicht deren Folgen ab. Der Mehraufwand bei der genaueren Herstellung der optimierten Mikrogeometrien sollte sich in einer erhöhten Lebensdauer bzw. erhöhten Belastbarkeit auswirken.

3.6 Bewertungsmodelle der Reibkorrosion

Um die Beanspruchung durch die RDB abzuschätzen bzw. zu bewerten, wurden in der Vergangenheit verschiedene Vorgehensweisen vorgestellt. Diese wurden zum Teil auch auf andere Kontaktprobleme übertragen. Die derzeit wichtigsten und üblicherweise angewandten Bewertungsmodelle werden im Folgenden erläutert.

3.6.1 Nennspannung

Die [DIN743_08] sowie die FKM-Richtlinie [FKM03] zum rechnerischen Festigkeitsnachweis von Maschinenbauteilen enthalten eine Bewertung mit dem Nennspannungskonzept. Das Konzept basiert hierbei auf dem Abgleich der errechneten Sicherheit im dynamisch beanspruchten Bauteil mit der vorgegebenen Sicherheit.

Der Vergleich der vorhandenen Spannungsamplituden $\sigma_{a,n}$ (bei einer äußeren Belastung in Form von Zug / Druck, Biegung und Torsion) und der ertragbaren Amplitude σ_{AK} für den jeweiligen Belastungsfall stellt dabei die Grundlage dar.

Durch den Quotienten der Wechselfestigkeit der polierten Probe zur Wechselfestigkeit der gekerbten Probe unter sonst identischen Bedingungen wird die Kerbwirkungszahl $\beta_{\sigma,\tau}$ definiert. Sie ermöglicht die Berechnung der zulässigen Nennausschlagsspannung. Die Kerbwirkungszahlen sind oftmals Ergebnisse experimenteller Untersuchungen (vgl. [NEUBER37], [SEEFLUTH70]).

Dem auftretenden Schlupf sowie der Flächenpressung bei zusammengesetzten Bauteilen wird mit Hilfe der Nennspannungsbewertung nicht bzw. nicht ausreichend Rechnung getragen, so dass sich die durch tribologische Beanspruchung eingeschränkte Lebensdauer nicht mit Hilfe des Nennspannungskonzepts bewerten lässt.

3.6.2 Gütefaktor und Grenzwerte

Um Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe ausschließen zu können, muss der PV mit einer sehr hohen Sicherheit gegen Rutschen ausgelegt werden (ca. $S_R = 5 \sim 10$; vgl. [SCHWÄMMLE10]).

Der Gütefaktor stellt das Verhältnis zwischen Grenzbiegemoment und berechenbarem Rutschmoment nach [MÜLLER61] und [LEIDICH83] dar. Dabei ist das Grenzmoment die Biegebelastung, die in einem PV gerade den Schlupf erzeugt, der keine unzulässig hohen Schädigungen hervorruft. Romanos [ROMANOS91] untersucht biegebelastete PV auch experimentell und modifiziert die Formel zur Berechnung von Schlupf bei Biegebelastung, so dass diese einen weiteren Anwendungsbereich hat.

Als Auslegungskriterium in Bezug auf die Reibdauerbeanspruchung bestimmt Leidich [LEIDICH83, S. 26] einen Grenzschlupf nach:

$$\left(\frac{s_{\text{grenz}}}{D_F} \right) = 2,6 \cdot 10^{-6} \quad (3-17)$$

Leidich [LEIDICH83, S. 28] schlägt darüber hinaus für einen Bezugsfugendruck von $p = 100 \text{ MPa}$ einen Grenzschlupf an der Nabenkante von $s_{\text{grenz}} = 1 \dots 1,5 \text{ } \mu\text{m}$ vor. Um

eine höhere Ausnutzung von Pressverbänden zu ermöglichen, regt Leidich [LEIDICH98] sogar eine Vergrößerung des zulässigen Schlupfs auf $s_{\text{grenz}} = 5 \mu\text{m}$ an. Dieser Betrag basiert vor allem auf Erfahrungswerten aus der Praxis und gilt nur für Torsionsbelastung. Eine Extrapolation auf Biegebelastung ist nicht zulässig.

3.6.3 Spezifische Reibarbeit

Um die Schädigung aufgrund Reibkorrosion zu beurteilen, kann die spezifische Reibarbeit verwendet werden. Die Reibarbeit definiert sich allgemein aus dem Produkt der Reibkraft und dem Weg. Die Bewertung der RDB über die spezifische Reibarbeit wurde von Funk [FUNK68] im Zusammenhang mit dem Reibkufenmodell erstmals angewandt.

Für die spezifische Reibarbeit W_{Rspez} gilt:

$$W_{\text{Rspez}} = \frac{F_{\text{R}} \cdot s}{A} = \tau_{\text{R}} \cdot s = \sigma_{\text{rr}} \cdot \mu \cdot s = p \cdot \mu \cdot s \quad (3-18)$$

Bei der Anwendung der Gleichung auf biegebelastete WNV muss darauf geachtet werden, dass sich der Fugendruck je nach Krafrichtung (dynamisch) ändert.

3.6.4 FFDP und Ruiz-Chen

Ruiz und Chen [RUIZ86] entwickeln anhand einer Schwalbenschwanzführung für Turbinenschaufeln in ihrer Arbeit zwei Schädigungskennwerte, die zur Bestimmung des Ortes der Rissentstehung sowie des Ortes der maximalen Oberflächenschädigung dienen. Der berechnete Kennwert kann als eingebrachte Energie pro Fläche interpretiert werden, auch wenn die physikalischen Größen hierfür nicht korrekt sind.

Der erste „fretting damage parameter“ K_{RC1} wird von Ruiz und Chen [RUIZ86] über die Reibschubspannung τ und die auftretende Relativverschiebung Δ mit der Einheit Nm^{-1} angegeben:

$$K_{\text{RC1}} = \tau \cdot \Delta \quad (3-19)$$

Dieses Produkt kann für jeden beliebigen Ort bestimmt werden. Das Maximum zeigt den Ort der maximalen Oberflächenschädigung an.

Hinsichtlich der Anrisswahrscheinlichkeit stellt der fretting fatigue damage Parameter (FFDP Kriterium) nach Ruiz [RUIZ86] eine Erweiterung der spezifischen Reibarbeit dar. Da hierzu eine entsprechende Beanspruchung des Bauteils aufgrund äußerer Last notwendig ist, multiplizieren Ruiz und Chen die spezifische Reibarbeit mit dem Normalspannungsanteil im Bauteil in Schlufrichtung (quer zum Anriss). Dazu wird der K_{RC1} -Wert mit der Zugspannung in Schlufrichtung multipliziert.

Für PV unter Biegung gilt dann:

$$\text{FFDP} = W_{\text{Rspez}} \cdot \sigma_{zz} = \sigma_{rr} \cdot \mu \cdot s \cdot \sigma_{zz} \quad (3-20)$$

Das FFDP bzw. das modifizierte Ruiz-Kriterium werden oftmals eingesetzt, um den möglichen Rissbeginn zu lokalisieren. Die Auswertung dieses Kriteriums hat bereits in einigen Arbeiten Anwendung gefunden und soll auch in dieser Arbeit betrachtet werden.

Für den genauen Anrissort entwickelt Ziaei [ZIAEI05] das Ruiz-Kriterium dahingehend weiter, dass es für beliebige Geometrien anwendbar ist.

3.7 Fugendruckhomogenisierung

Die in dieser Arbeit als „fugendruckhomogenisiert“ bezeichneten PV sind solche, deren Kontur mit Hilfe von FE-Simulationen definiert wird. Das Vorgehen ist in [GLÖGGLER03, S. 84] und [SCHWÄMMLE10, S. 85] beschrieben. Die Modifikation beschränkt sich hierbei ausschließlich auf die Nabe.

Die Fugendruckhomogenisierung bietet eine Möglichkeit der Verwendung von spröden Werkstoffen, speziell als Nabenwerkstoff. Werden spröde Werkstoffe für die Nabe eingesetzt, könnten die Radialspannungsüberhöhungen im Bereich der Nabenkante die Auslöser für das Versagen der WNV sein. Nicht versagenskritisch stellt sich die Radialspannungsüberhöhung infolge von zylindrischen Naben im Bereich der Nabenkante bei duktilen Werkstoffen dar.

Um den Verlauf der Kontur einer Nabe mit homogenisiertem Fugendruck zu erhalten, werden die Welle und die Nabe in der FE-Simulation mit dem gewünschten Druck (Lamé-Druck) einzeln an den Fügeflächen beaufschlagt. In einem nächsten Schritt werden die durch den aufgebrauchten Druck verursachten radialen Verschiebungen von Naben- und Wellenknoten betragsmäßig addiert. Die Summe dieser Verschiebungen wird

dann als Übermaßkorrektur auf die Naben aufgebracht. Das Übermaß an der Nabenkante wird hierdurch reduziert. Dabei erstreckt sich die Korrektur bei den in dieser Arbeit verwendeten Naben über eine Tiefe von ca. 15 mm. Zur Bestimmung des nominalen Übermaßes wird ausschließlich der zylindrische Teil dieser Proben verwendet.

Bild 3.10 zeigt beispielhaft unterschiedliche Übermaßverläufe für unterschiedliche Fugenlängen an. Das Zielübermaß bei einem Fügedurchmesser von 30 mm und einem $\xi = 1,33 \text{ ‰}$ beträgt 40 μm (dargestellt ist das radiale Übermaß), das unter Anwendung der Fugendruckhomogenisierung erst ab einer Fugenlänge von ca. 20 mm erreicht wird.

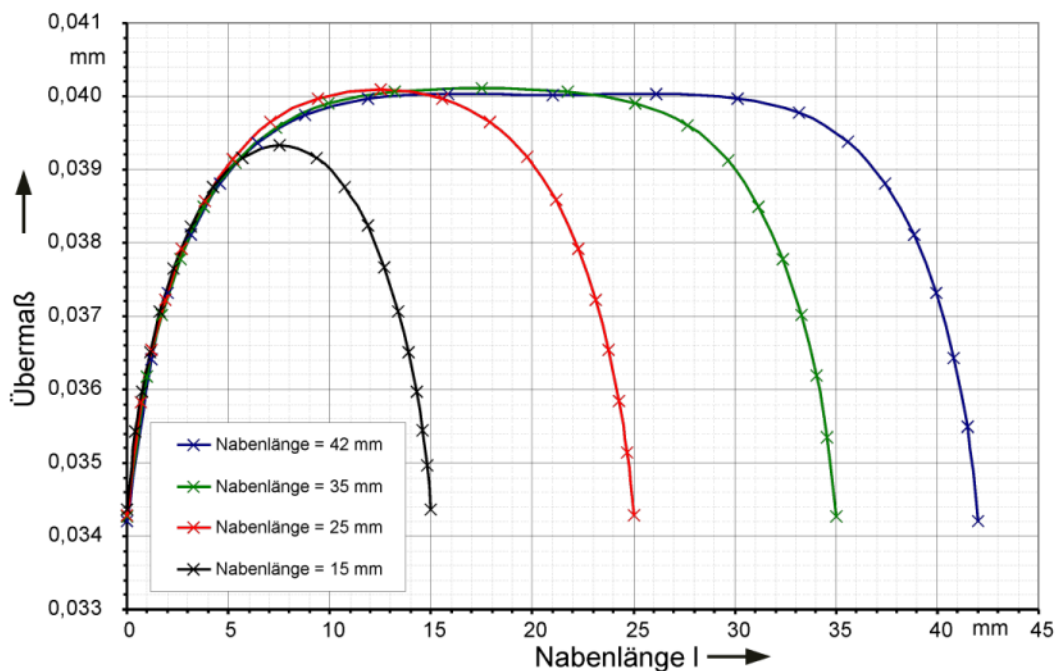


Bild 3.10: Übermaßverläufe ($D_F = 30$; $\xi = 1,33 \text{ ‰}$; $Q_A = 0,46$) für eine fugendruckhomogenisierte Nabe bei unterschiedlichen Nabenlängen [GLÖGGLER03, S. 84]

Glögger [GLÖGGLER03] untersucht in seiner Arbeit fugendruckhomogenisierte PV unter Torsionslast. Er erreicht durch eine topologische Optimierung der Nabeninnenkontur einen über die gesamte Fugenlänge homogenen Fugendruck bzw. eine konstante Radialspannung. Er setzt dabei eine reibungsfreie Trennfuge während des Fügevorgangs voraus.

Das Ergebnis seiner Untersuchungen ist, dass eine Zunahme des Schlupfs an der Nabenkante infolge der Fugendruckhomogenisierung stattfindet und die verringerte Pressung an dieser Stelle zu einer deutlichen Reduzierung der spezifischen Reibarbeit führt. In der vorliegenden Arbeit werden die PV jedoch ausschließlich mit wechselnder Torsi-

onsbelastung beaufschlagt. Dabei ändert sich die Radialspannung zwischen der Welle und der Nabe aufgrund der äußeren Lasten jedoch nicht. Die durch die aufgebrachte Kontur auf der Nabe homogenisierte Radialspannung bleibt auch während der Belastung erhalten. Glöggl [GLÖGGLER03], Henzler [HENZLER02] und Heydt [HEYDT02] untersuchen in diesem Zusammenhang die Schlupfamplitude der zylindrischen und der fugendruckhomogenisierten PV vor und nach der dynamischen Belastung. Eine Steigerung des lokalen Reibwerts innerhalb der Fügefläche kann so belegt werden. Eine Nachrechnung und Auswertung der RDB Kriterien infolge der veränderten Reibwerte und den damit veränderten Schlupfwegen findet jedoch nicht statt.

3.8 Fazit des Stands der Technik

Jede dynamische Belastung von PV in technisch relevanter Höhe führt praktisch zu einer oszillierenden Relativbewegung (Schlupf) zwischen Welle und Nabe. Diese findet in der Regel, beginnend an der Nabenkante, über eine geringe Tiefe in die Fügefläche hinein statt. Die Beanspruchung, die sich aus dem Zusammenwirken aus Fugendruck und Gleitbewegung ergibt, wird als Reibdauerbeanspruchung (RDB) bezeichnet. Als Folge der dynamischen Belastung und damit der RDB stellt sich zwangsläufig ein geändertes Systemverhalten des PV ein. Dies kann äußerlich an einer stark verminderten Schlupfamplitude bei gleicher Belastung gemessen werden und soll fortan als Trainierung bezeichnet werden. Die Trainierung setzt das Vorhandensein von RDB voraus. Eine zu hohe RDB wird zum Ausfall des PV führen.

Zum Einfluss der RDB auf die PV existieren verschiedene Bewertungskriterien. In der vorliegenden Arbeit werden die spezifische Reibarbeit, die Summenreibarbeit und das modifizierte Ruiz-Kriterium detailliert ausgewertet. Die Summenreibarbeit wird hierbei zusätzlich eingeführt. Die Summenreibarbeit umfasst die gesamte Reibarbeit innerhalb des PV pro Lastspiel. Die Anwendung des modifizierten Ruiz-Kriteriums soll klären, ob speziell dieses Kriterium zur Vorhersage in Bezug auf den Ort des Rissbeginns verwendet werden kann. Aufgrund der topologischen Veränderung sind diese Bewertungskriterien sinnvoll. Die beiden Reibarbeiten werden maßgeblich durch den Schlupf und die Radialspannung beeinflusst, die sich aufgrund der topologisch angepassten Kontur ändern. Die Auswirkung der Trainierung auf die gewählten Bewertungsmodelle ist unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Nabengeometrien genauer zu untersuchen.

Grenzwerte für eine dauerfeste Auslegung der PV in Bezug auf die Kriterien spezifische Reibarbeit oder Summenreibarbeit existieren nicht. Zwar bestehen Empfehlungen bezüglich der dynamischen Schlupfamplitude an der Nabenkante, doch können diese lediglich für zylindrische PV bei einem bestimmten Übermaß gelten.

Bisherige Gestaltungsvorschläge zur Minimierung der RDB sind makroskopische Geometrieänderungen und / oder erfordern zusätzliche Zwischenstoffe. Eine Ausnahme bildet hierbei die Fugendruckhomogenisierung. Diese variiert den Nabeninnendurchmesser im Bereich der Nabenkante minimal (topologische Optimierung), um gezielt auf den Fugendruck, und daraus bedingt auf die Schlupfamplitude, Einfluss zu nehmen. Glögger [GLÖGGLER03] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10] zeigen, dass sich die spezifische Reibarbeit an der Nabenkante durch die Fugendruckhomogenisierung für untrainierte PV deutlich reduziert. Durch das reduzierte Übermaß wird bewusst eine größere Schlupfamplitude in Kauf genommen, gleichzeitig aber reduziert sich auch der Fugendruck. Die Auswirkungen der Trainierung infolge der Umlaufbiegebeanspruchung auf diese Art der PV sind ebenfalls noch genauer zu untersuchen. Darüber hinaus ist zu prüfen, ob eine weitere Verbesserung der Kontur in Bezug auf eine höhere Lebensdauer möglich ist.

4 Konkretisierung der Zielsetzung und Vorgehensweise

Aus der in Kapitel 3 vorgestellten Fugendruckhomogenisierung zur Steigerung der Lebensdauer, den möglichen Bewertungsmodellen der Schädigung aufgrund der RDB sowie dem Auftreten der Trainierung der PV infolge der dynamischen Beanspruchung und der dadurch veränderten RDB ergeben sich konkrete Ziele für diese Arbeit. Diese werden im Folgenden diskutiert.

4.1 Konkretisierung der Zielsetzung

Bild 4.1 zeigt, dass neben dem Spannungszustand auch die Belastungen sowie die Trainierung als Folge der RDB maßgeblichen Einfluss auf die Lebensdauer der PV haben. Die Verbindungspfeile zwischen den Größen zeigen an, dass sich die Einflussgrößen auch gegenseitig beeinflussen. So hat beispielsweise die Art und Höhe der dynamischen Belastung einen Einfluss auf den sich ausbildenden Spannungszustand sowie die Trainierung. Infolge der Trainierung wiederum ändert sich der Spannungszustand innerhalb des Pressverbands, wodurch, je nach System, die dynamische Belastung beeinflusst werden kann. Sämtliche Einflussgrößen haben Einfluss auf die Lebensdauer der PV.

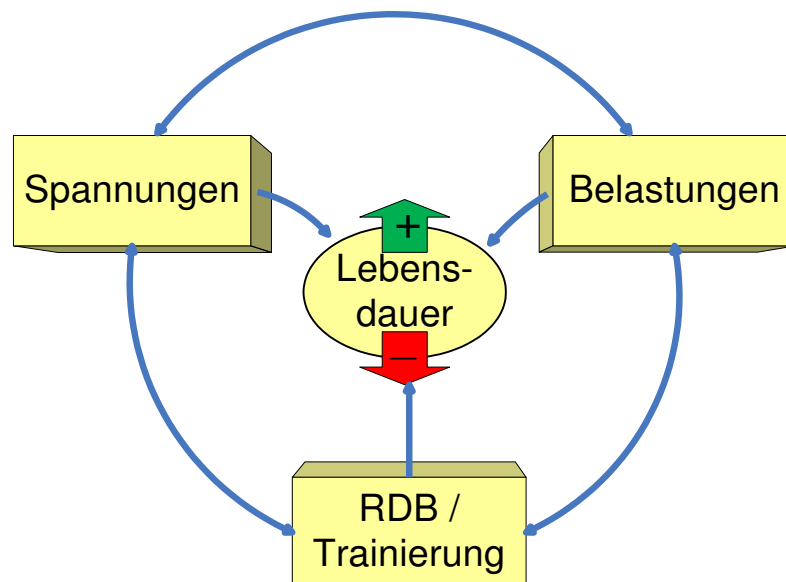


Bild 4.1: Zusammenhang der Einflussfaktoren auf die Lebensdauer

Das Ziel dieser Arbeit kann in mehrere Teilziele untergliedert werden:

1. Es ist zu überprüfen, ob sich die von Glöggler [GLÖGGLER03] beobachtete Reduzierung der spezifischen Reibarbeit auf 25 % infolge der Fugendruckhomogenisierung ebenfalls beim Belastungsfall Umlaufbiegung einstellt bzw. die Auswirkungen der Fugendruckhomogenisierung sind zu untersuchen. Fugendruckhomogenisierung bedeutet, dass eine glatte zylindrische Welle mit einer topologisch optimierten (variables Übermaß) Nabe gefügt wird.

Über die Entwicklung der spezifischen Reibarbeit im Laufe der Lebensdauer machen Glöggler [GLÖGGLER03] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10] keine Aussagen. Sie betrachten lediglich die spezifische Reibarbeit im untrainierten Zustand. Infolge der dynamischen Belastung ändert sich das Systemverhalten des PV aufgrund der RDB (Trainierung). Um eine ganzheitliche Untersuchung durchzuführen, soll daher erstmalig die Trainierung der PV berücksichtigt werden. Das bedeutet, dass die RDB beschreibenden Kenngrößen wie spezifische Reibarbeit, Summenreibarbeit sowie FFDP für den untrainierten (früher auch als jungfräulich bezeichnet, vgl. [GLÖGGLER03] und [SCHWÄMMLE10]) und für den trainierten Zustand betrachtet werden.

2. Es soll ferner untersucht werden, ob eine weitere topologische Optimierung der Nabenkontur entwickelbar ist, die eine längere Lebensdauer und damit eine effizientere Materialausnutzung ermöglicht. Unter topologischer Optimierung ist eine angepasste Innenkontur der Nabe zu verstehen, die abweichend von der zylindrischen Form konturiert ist. Die Rotationssymmetrie der Nabe soll erhalten bleiben. Die einfache Herstellbarkeit einer solchen Nabe wird dabei stets beachtet.

Die Zielvorgabe der neuen Kontur ist es, eine geringere spezifische Reibarbeit und eine geringere Summenreibarbeit aufzuweisen als die zylindrische und fugendruckhomogenisierte Kontur. Auch hier wird der untrainierte Zustand und der trainierte Zustand untersucht.

3. Die bisherigen Empfehlungen zur dauerhaftesten Auslegung von PV beziehen sich auf den Schlupf an der Nabenkante. Diese Empfehlung bezieht sich allerdings ausschließlich auf zylindrische PV. Die lebensdauerbestimmende RDB besteht aus der Kombination von Schlupf und Fugendruck. Durch die fugendruckhomo-

genisierten PV entfallen die Spannungsüberhöhungen an den Nabenkanten. Die Folge dieser Spannungsreduktion ist ein erhöhter Schlupf an der Nabenkante bei gleichzeitig reduzierter Radialspannung bzw. Fugendruck. Der Schlupf unterhalb der Nabenkante kann damit nicht mehr direkt verglichen werden. Für die sichere Auslegung von PV ist daher ein anderes geeignetes Kriterium zu bestimmen.

Wie im Stand der Technik dargelegt, kann die RDB mit Hilfe der Reibarbeit bewertet werden. Es soll daher untersucht werden, ob hierfür Grenzwerte bestimmbar sind, die eine Aussage über eine mögliche „Dauerhaltbarkeit“ erlauben. Dabei wird sowohl die spezifische Reibarbeit als auch erstmals die Summenreibarbeit untersucht.

4.2 Struktur der Arbeit

In Bild 4.2 ist die Struktur der Arbeit wiedergegeben. Ausgangspunkt bildet dabei die Frage, ob die RDB innerhalb eines Querpressverbands im Vergleich zu einem normalen zylindrischen PV ganzheitlich gesenkt werden kann. Ganzheitlich bedeutet, dass die spezifische Reibarbeit und die Summenreibarbeit sowohl vor als auch nach der Trainierung betrachtet werden. Allgemein bekannt ist, dass neben dem Gewaltbruch die RDB die Lebensdauer von gefügten Maschinenelementen begrenzt. Durch eine Reduzierung der Reibarbeiten kann die Lebensdauer gesteigert werden. Ziel dieser Arbeit ist es, ausschließlich die Pressfuge im Mikrometerbereich zu modifizieren, um die RDB zu senken.

Die RDB wird durch Kenngrößen beschrieben, die in Kapitel 3 vorgestellt wurden. Da in vorangegangenen Arbeiten gezeigt wurde, dass mit Hilfe der Fugendruckhomogenisierung für Torsionsbelastung eine Reduktion der spezifischen Reibarbeit prinzipiell möglich ist, soll nun überprüft werden, ob diese topologische Optimierung auch für die Belastungsform Umlaufbiegung übernommen werden kann.

Zu diesem Zweck werden im Kapitel 5 die durchgeführten experimentellen Untersuchungen an einem Prüfstand beschrieben, der im Zuge dieser Arbeit messtechnisch komplett modernisiert und dem derzeitigen Stand der Technik angepasst wurde. So wird eine Messung bei maximaler Belastungsfrequenz (Biegung und Torsion) erstmalig möglich. Damit kann die Trainierung der PV infolge der RDB erstmals quantifiziert werden. Die statisch gemessenen Schlupfamplituden an der Nabenkante „verbinden“ die

experimentellen mit den numerischen Untersuchungen, die in Kapitel 6 dargestellt sind. Zusätzlich werden nach dem Abschluss der dynamischen Belastung die Schlupftiefen verglichen, die allerdings nicht zerstörungsfrei an den realen Proben gemessen werden können.

Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen sind die Voraussetzung für die detaillierten numerischen Untersuchungen. Durch die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen können mit Hilfe der numerischen Untersuchungen die RDB-Größen ermittelt werden, die sich einer experimentellen Erfassung entziehen. Diese Größen müssen aber für eine Optimierung bestimmt werden.

In Kapitel 7 werden die Ergebnisse der in den beiden vorangegangenen Kapiteln durchgeführten Untersuchungen zum Anlass genommen, eine weitere Optimierung der Kontur auf Grundlage der numerisch bestimmbareren Reibarbeiten durchzuführen. Die dabei gefundene Nabenkontur mit reduzierter RDB wird als reale Kontur in Kapitel 8 ebenfalls experimentell im Vergleich zu den anderen bereits beschriebenen Konturen untersucht. Mit Hilfe der Versuche kann gezeigt werden, dass sich die ganzheitliche Senkung der Reibarbeit positiv auf die Lebensdauer auswirkt.

In Kapitel 9 werden die gefundenen Ergebnisse zusammenfassend diskutiert und zu einer generellen Auslegungsempfehlung für die Anwendung gebündelt.

Kapitel 10 fasst die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Untersuchungen zusammen, bevor in Kapitel 11 ein Ausblick und Anregungen für weitere Forschungstätigkeiten im Themenbereich der Lebensdauer von WNV gegeben werden.

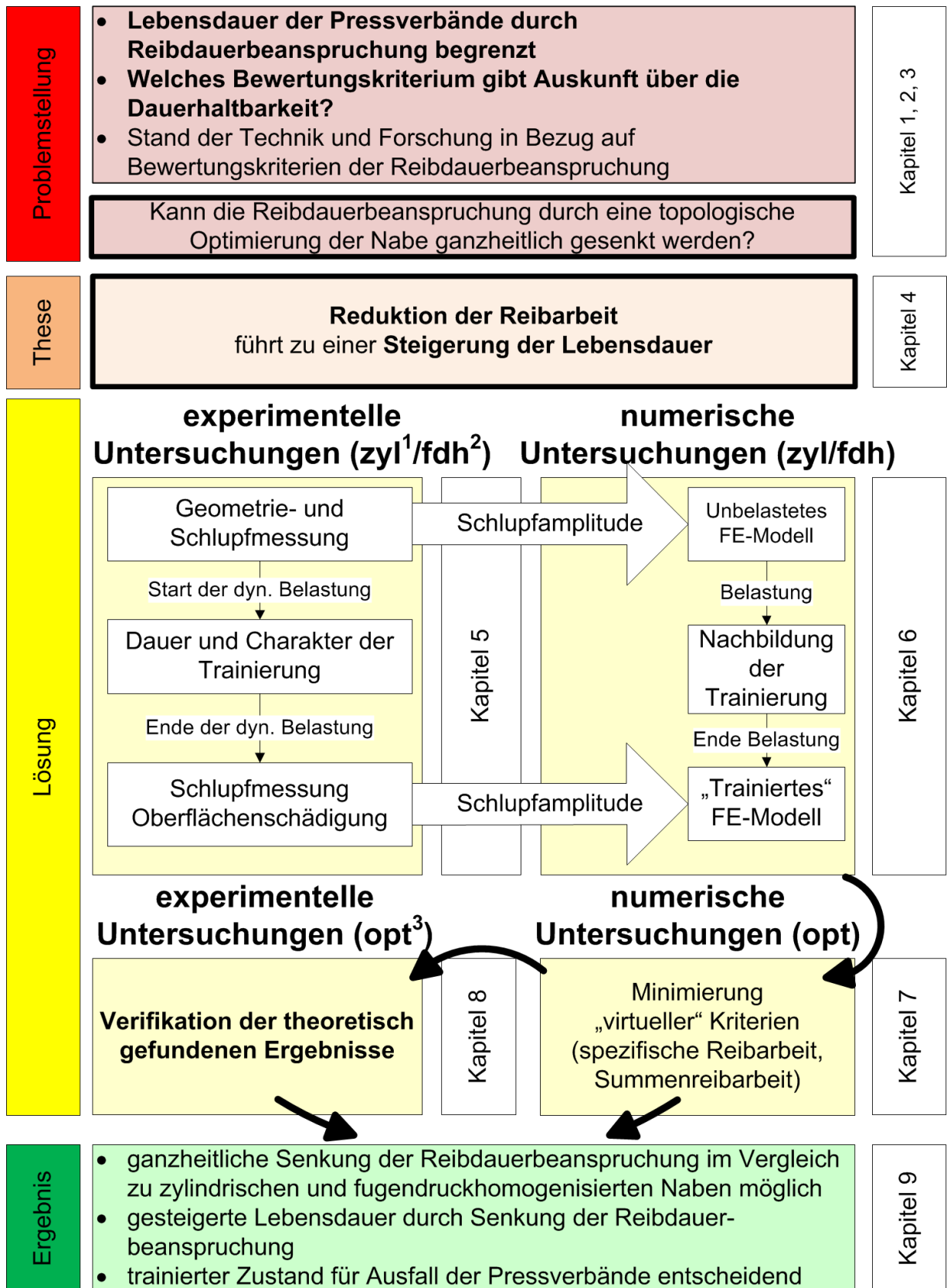


Bild 4.2: Struktur der Arbeit (¹ zyl: zylindrisch, ² fdh: fugendruckhomogenisiert, ³ opt: RDB-optimiert)

5 Experimentelle Untersuchungen

Um das reale Verhalten der PV möglichst genau in den numerischen Untersuchungen abzubilden, sind experimentelle Untersuchungen nötig. Bei zylindrischen PV findet infolge der dynamischen Belastung eine Trainierung (vgl. Kapitel 2) statt. Ob und wie diese Trainierung bei fugendruckhomogenisierten PV stattfindet bzw. welche Auswirkungen die Trainierung auf die Lebensdauer der PV hat, ist unbekannt. Daher werden vergleichende experimentelle Untersuchungen zwischen zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV durchgeführt.

5.1 Versuchskonzept

Vorversuche haben ergeben, dass das zu untersuchende Biegemoment bei ca. 50 % bis 110 % M_{BK} liegt. Unterhalb von 50 % M_{BK} ist nicht mit einem Versagen infolge RDB innerhalb des betrachteten Zeitraums zu rechnen. Die Beanspruchung mit über 100 % M_{BK} wird bewusst untersucht, um eventuelle Besonderheiten durch das Klaffen zu erfassen. Durch das Klaffen der PV wird die maximale Beanspruchung der PV von der Nabenkante in die Pressfuge hinein verschoben. Die Bedeutung und Bestimmung des Biegeklaffmoments M_{BK} ist im Stand der Technik in Kapitel 3.3 kurz und in [SMETANA01] ausführlich beschrieben. Dabei geht Smetana [SMETANA01] im Fall von Querpressverbänden von einer zylindrischen Kontaktfläche aus.

Im Fall der fugendruckhomogenisierten Proben und später der RDB-optimierten Proben bleibt der im Durchmesser veränderte Bereich der Nabenkante bezüglich der Bestimmung des Biegeklaffmoments unberücksichtigt. Zur rechnerischen Ermittlung von M_{BK} wird das Übermaß der Nabe verwendet, dessen Durchmesser konstant ist (zylindrischer Bereich). Fugendruckhomogenisierte PV klaffen aufgrund des reduzierten Übermaßes im Bereich der Nabenkante bereits bei einem geringeren Biegemoment als PV mit komplett zylindrischen Naben (vgl. [SCHWÄMMLE10, S. 125]). RDB-optimierte Proben klaffen später als zylindrische Naben. Da Klaffen in dieser Arbeit kein Versagenskriterium darstellt, wird dieser Umstand nicht weiter berücksichtigt. Die minimal geänderten Durchmesser im Bereich der Nabenkante beeinflussen die übertragbare Belastung nicht.

Tabelle 5.1 enthält die Anzahl und Daten der experimentell untersuchten PV, die im Folgenden beschrieben werden. Vorausblickend ist die Anzahl der in Kapitel 8 untersuchten PV ebenfalls enthalten. Der verwendete Werkstoff für die Wellen (vgl. Bild 5.4) ist stets 31CrMoV9V (Werkstoff-Nr. 1.8519 vergütet). Unabhängig von der topologischen Optimierung der Nabe werden die Naben aus dem Werkstoff 42CrMo4V (Werkstoff-Nr. 1.7225 vergütet) gefertigt.

Art des PV	Anzahl	Abmessungen	Nominales Übermaß	Startbelastung
zylindrisch	30	Nabe:	Soll: 40 μm $\xi = 1,33 \text{ ‰}$ Ist: 32 – 56 μm (radial) $1,07 \text{ ‰} < \xi < 1,86 \text{ ‰}$	50-110 % M_{BK}
fugendruck-homogenisiert	30	$D_{Aa} = 65 \text{ mm}$ $D_{Ai} = 30 \text{ mm}$ $n_{länge} = 42 \text{ mm}$		
RDB-optimiert (vgl. Kapitel 7, 8)	20	Welle (Vollwelle): $D_{Ia} = 30 \text{ mm}$		

Tabelle 5.1: Ergebnisse der geometrischen Vermessung

Der prinzipielle Ablauf der durchgeführten experimentellen Untersuchungen ist in Bild 5.1 dargestellt. Die Fertigung sämtlicher Proben erfolgte durch die institutseigene Werkstatt. In der ersten Versuchsreihe wurden hierfür zylindrische und fugendruckhomogenisierte PV produziert.

Die Komponenten werden im Anschluss an die Fertigung mit Hilfe einer ebenfalls am Institut vorhandenen 3D-Koordinaten-Messmaschine vermessen. Die Messpunkte entsprechen dabei den Knotenpunkten des FE-Netzes der numerischen Modelle. Somit können die gemessenen Punkte direkt in die numerische Simulation übernommen werden.

Die Wellen sind bei sämtlichen Proben im Bereich der Fügefläche glatte zylindrische Wellen ohne Kerben oder Absätze. Zur Durchmesserbestimmung der Naben wird ausschließlich der unveränderte Bereich der Naben (konstantes Übermaß) verwendet. Der topologisch (geänderter Durchmesser) veränderte Bereich der Nabe wird hierbei nicht berücksichtigt.

Basierend auf den berechneten Durchmessern werden die einzelnen Komponenten (Welle und Nabe) miteinander gepaart. Das Kriterium hierbei ist ein möglichst einheitliches Übermaß. Auf diese Weise werden vergleichbare PV erstellt.

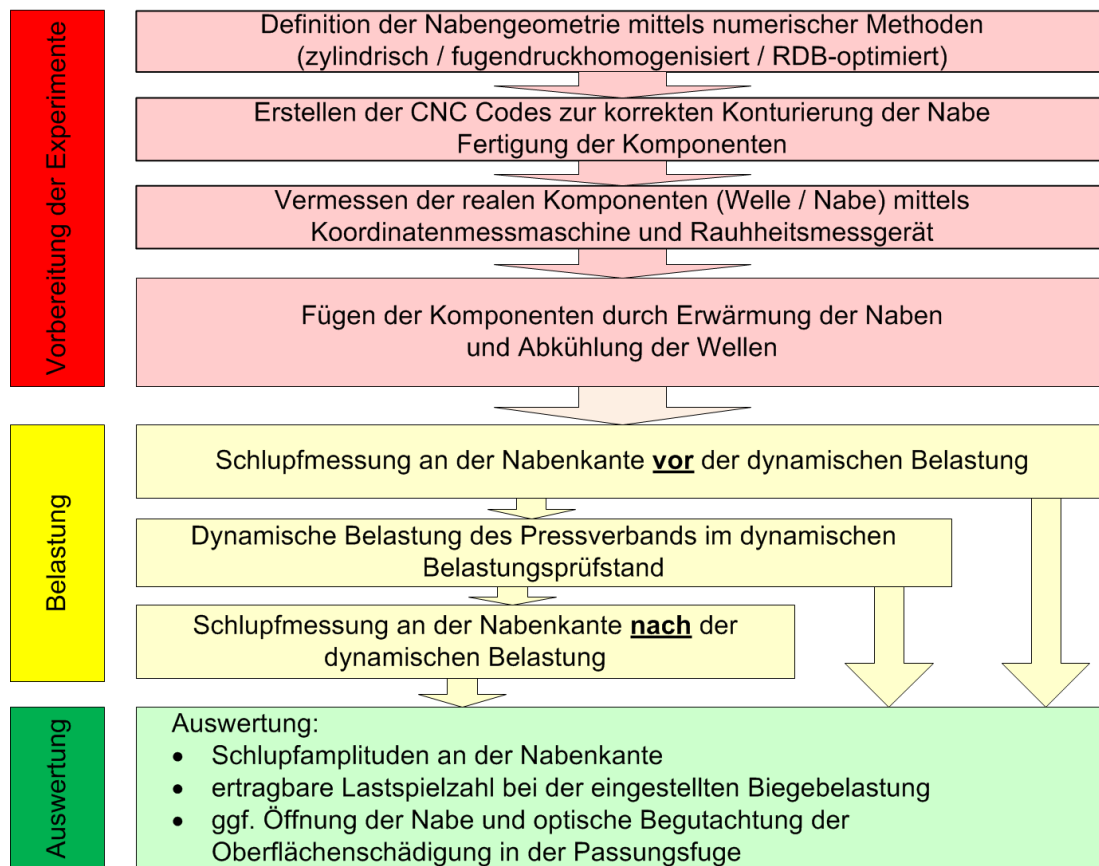


Bild 5.1: Ablauf der experimentellen Untersuchungen

Bei den PV handelt es sich um Doppelproben, die zu Beginn eine gemeinsame Nabe besitzen. In diese Doppelnabe werden zwei Wellen gefügt. Bild 5.2 zeigt eine längs geteilte Doppelnabe mit beidseitig gefügten Wellen. Im Fall eines einseitigen Wellenbruchs kann die Nabe in der Mitte halbiert werden (vgl. Bild 5.3). Zwei halbe Doppelproben können dann wieder im Nabenhalter des Prüfstands eingebaut werden.



Bild 5.2: Geteilte Nabe einer Doppelprobe



Bild 5.3: Halbierte Doppelprobe

Die Wellen und Naben werden vor dem Fügevorgang gereinigt und von Fett befreit. Um Welle und Nabe zu fügen, wird ein Fügenspiel durch Erwärmen der Nabe bzw. Abkühlen der Welle erreicht. Die Kühlung der Wellen auf ca. -180 Grad Celsius wird mit einem Bad in flüssigem Stickstoff vorgenommen. Die Naben werden in einem Ofen auf ca. 200 Grad Celsius erhitzt. Durch die geringe Erhitzung der Nabe sind keine Änderungen im Gefüge der Nabe zu erwarten. Infolge der Ausdehnung der Nabe und Schrumpfung der Welle wird ein kraftfreies Fügen des PV von Hand möglich.

Die Übermaßänderung aufgrund einer eingeleiteten Temperaturänderung kann mit den folgenden Formeln berechnet werden:

$$\Delta U_W = \Delta t_W \cdot \alpha_W \cdot d \quad (5-1)$$

$$\Delta U_N = -\Delta t_N \cdot \alpha_N \cdot d \quad (5-2)$$

Leichtes bzw. kraftfreies Fügen der Schrumpfverbindung ist erst möglich, wenn ein ausreichendes Fügenspiel vorhanden ist. Die DIN7190 [DIN7190_01] empfiehlt folgendes Fügenspiel:

$$U_f \approx d \cdot 10^{-3} \quad (5-3)$$

Das tatsächliche Fügenspiel U_f beträgt ca. 0,15 mm und ist damit deutlich größer als die Empfehlung. So ist gewährleistet, dass die Welle über die relativ lange Fügefläche problemlos eingeschoben werden kann, bevor es zu einem Abkühlen der Nabe bzw. einer Erwärmung der Welle kommt.

Die gefügten PV werden im Anschluss an den Fügevorgang für mindestens 24 h lastfrei gelagert. Vor der anschließenden dynamischen Belastung im Prüfstand (vgl. Kapitel 5.3) werden an den PV die Schlupfamplituden bei verschiedenen Biegemomenten aufgenommen (vgl. Kapitel 5.7.1). Die anschließende dynamische Belastung im Prüfstand gibt Aufschluss über die Training sowie die ertragbare Lastwechselzahl. Aufgrund der sich ändernden Reibungsverhältnisse innerhalb des PV ändert sich am weggesteuerten Prüfstand die Belastung. Die Training macht sich im vorhandenen Prüfstand in einem erhöhten Biegemoment bemerkbar. Tritt am Ende der dynamischen Belastung kein Wellenbruch ein, wird erneut die Schlupfamplitude am PV gemessen. Des Weiteren werden die Naben unabhängig von einem Bruch der Welle geteilt, um Auskunft über die Schlupftiefen zu erhalten (vgl. Kapitel 5.7.2).

5.2 Untersuchte Geometrie

Sämtliche experimentell untersuchten Proben haben einen Nenndurchmesser von 30 mm und eine Flügelänge von 42 mm. Das bezogene Übermaß entspricht einem Wert von $\xi = 1,33 \text{ ‰}$. Das Durchmesser Verhältnis der Naben wird auf $Q_A = 0,46$ festgelegt.

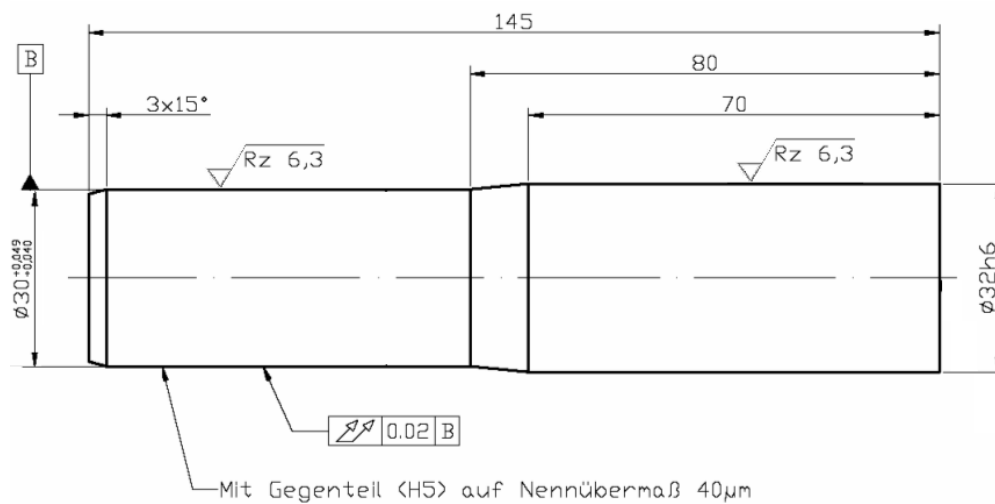


Bild 5.4: Zeichnung der Welle

Die Erhöhung des Durchmessers außerhalb der Fügefläche ist im Koppelflansch des Prüfstands begründet (vgl. Bild 5.9). Die Wellenenden (Doppelprobe) werden von einer Zwischenhülse und einer Schrumpfkupplung umfasst.

Eine äußerliche Unterscheidung der Naben bzw. PV ist nicht möglich, da die aufgetragenen Korrekturen nur wenige Mikrometer betragen. Daher werden alle Komponenten mit einem Elektroschreiber graviert und erhalten eine eindeutige Identifikationsnummer. Die Wellen werden grundsätzlich zylindrisch ausgeführt und erhalten im Anschluss an die Vermessung eine fortlaufende Nummer mit der Endung „Z“ für zylindrisch.

Die im Folgenden beschriebenen unterschiedlichen Typen der verwendeten Naben weichen lediglich im Bereich der Fügefläche voneinander ab. Die äußere Passung von 65h7 ist aufgrund der Montage der PV im Prüfstand mittels einer Schrumpfkupplung nötig. Die radiale Bohrung sämtlicher Doppelnaben (vgl. Bild 5.5) dient dazu, dass beim Fügen der zweiten Welle die Luft entweichen kann.

Die Naben erhalten zusätzlich zur laufenden Nummer ebenfalls Kennbuchstaben. Die Naben können zylindrisch „Z“, fugendruckhomogenisiert (früher spannungsoptimiert) „S“ oder aber konturiert „K“ ausgeführt werden. Konturiert bezieht sich auf die Naben, die in dieser Arbeit entwickelt werden (RDB-optimiert vgl. Kapitel 7 und Kapitel 8).

5.2.1 Zylindrische Naben

Bei den zylindrischen Proben handelt es sich um PV mit zylindrischer, gerader und kerbfreier Fügefläche. Im Nabenkantenbereich sind keine Korrekturen aufgebracht. Bild 5.5 zeigt die CAD-Zeichnung einer solchen Doppelnabe.

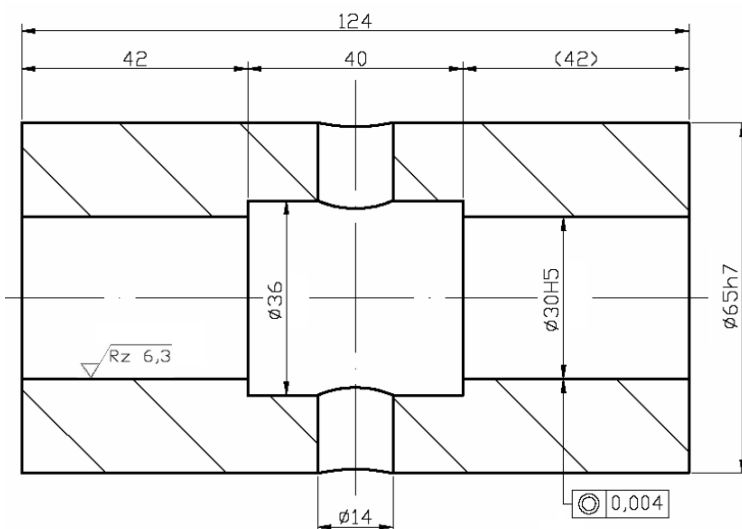


Bild 5.5: Zeichnung der zylindrischen Doppelnabe

5.2.2 Fugendruckhomogenisierte Naben

Da im Belastungsfall Umlaufbiegung der schädigende Schlupf nur einseitig stattfindet, ist entgegen der vorangegangenen Arbeiten von Glöggler [GLÖGGLER03, S. 84] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 85] keine beidseitige Modifikation ausgeführt. Eine beidseitige Modifikation ist dann sinnvoll, wenn eine relevante Relativbewegung an beiden Nabenkanten auftritt. Dies wäre z. B. bei einer torsionsmomentbelasteten Welle mit einer lastfreien Nabe der Fall. Im Unterschied zu den bisher am Institut durchgeführten Untersuchungen werden lediglich die der Last zugewandten Seiten der Doppelnabe im Übermaß variiert (beidseitig: vgl. Bild 3.10; einseitig: vgl. Bild 5.6). Die Kontur der Fügefläche wird damit nur auf den äußersten 15 mm der Fügefläche, dem Korrekturbereich an der Nabenkante, abweichend von der zylindrischen Nabe bearbeitet.

Bild 5.6 zeigt beispielhaft eine gemessene Innenkontur einer fugendruckhomogenisierten Nabe im Vergleich zur numerisch bestimmten Innenkontur.

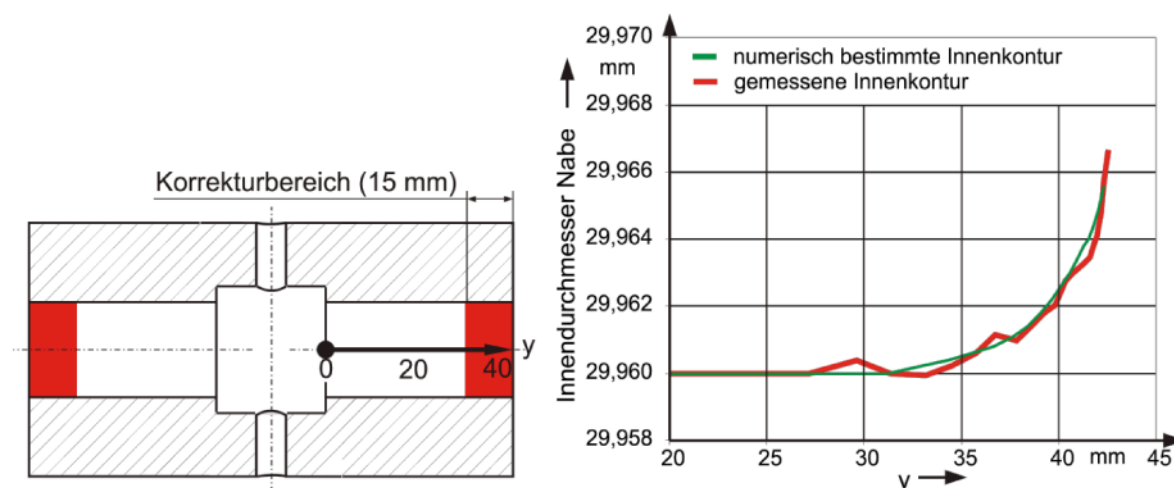


Bild 5.6: Korrekturbereich der Doppelnabe sowie gemessene Innenkontur (fdh.)

5.3 Mechanischer Aufbau des dynamischen Prüfstands

In den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wurden PV auf einem Prüfstand dynamisch belastet und auch auf weiteren Versuchseinrichtungen (vgl. Kapitel 5.7) untersucht. Aufgrund vorangegangener Arbeiten am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (vgl. [HENZLER02], [HEYDT02], [GLÖGGLER03], [BLACHA07], [HEYDT07] sowie [SCHWÄMMLE10]) existiert ein Welle-Nabe-Prüfstand. Der Prüfstand zur

dynamischen Belastung zeichnet sich durch seine modulare Bauweise sowie durch eine neue Messtechnik aus. Auf die Messtechnik wird ab Kapitel 5.4 eingegangen.

Experimentelle Untersuchungen mit Hilfe des Prüfstands an WNV sind unter Biegung, Torsion oder einer Kombination beider Belastungsarten möglich (vgl. Bild 5.7). Dabei sind über 3000 Lastwechsel pro Minute (50 Hz) bei Umlaufbiegung möglich. Wechseltorsion kann mit bis zu 1000 Lastwechsel pro Minute (17 Hz) aufgebracht werden. Mit Hilfe der neu installierten Regelung ist eine unabhängige Steuerung der Belastungsfrequenzen möglich. Das maximale Biegemoment an der Nabenkante kann hierbei über 1000 Nm betragen. Bei den durchgeführten Versuchen liegen die maximal dynamisch aufbrachten Biegelasten bei ca. 800 Nm. Dies entspricht bei den verwendeten PV etwa 100 % des ermittelten Biegeklaffmoments.

Die Umlaufbiegeeinheit wird von einem Drehstromasynchronmotor angetrieben. Die Antriebsleistung wird über Keilriemen auf die Antriebswelle übertragen (vgl. Bild 5.7). Die Antriebswelle teilt die Leistung auf die beiden Seiten des Prüfstands auf. An den Enden der Antriebswelle sind Drehzahl- / Drehmomentmesswellen angeschlossen.

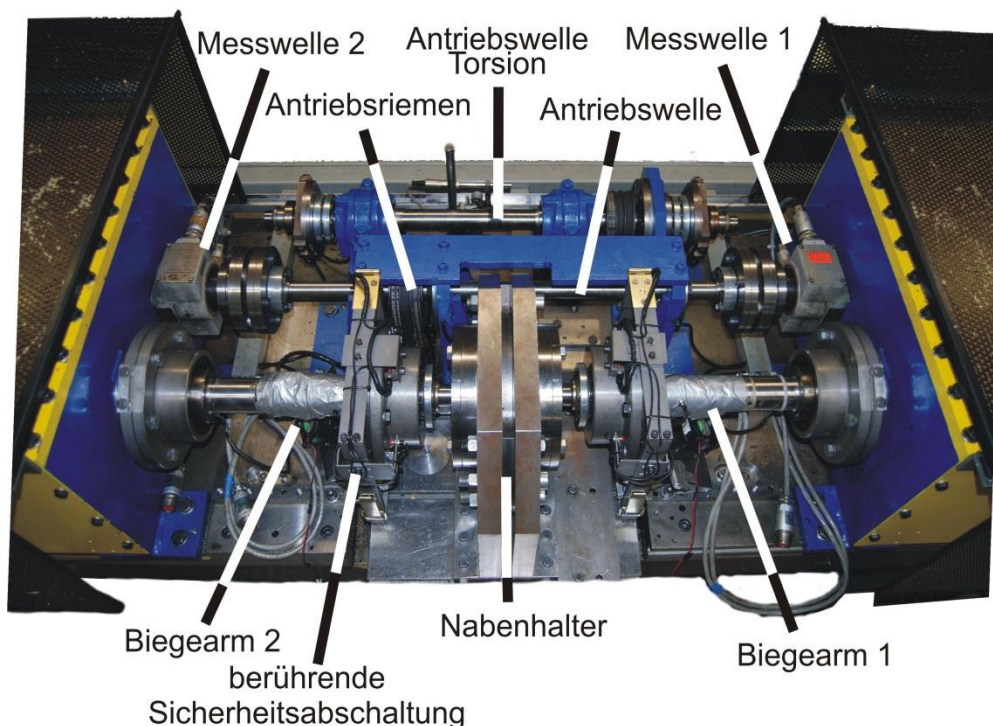


Bild 5.7: Prüfstand zur dynamischen Belastung

Zur Anpassung der Drehzahl und des Drehmoments sind zwischen der Antriebswelle und den Taumelflanschen zwei Stirnradgetriebe installiert. Die Bewegung der Taumelwelle (vgl. Bild 5.8) wird jeweils von einem Lagerschild (blau) abgestützt. Es dient dazu, die Biegekräfte in die sehr steife Prüfstandsplatte zu leiten.

Der besondere Vorzug des Prüfstands besteht in der rotationsfreien Probe. Durch die feste Einspannung (Schrumpfkupplung) des PV im Nabenhalter (Bild 5.7 bis Bild 5.9) wird die Nabe nicht bewegt. Ausschließlich die in Bild 5.9 gelb unterlegten Bauteile rotieren. Die Umlaufbiegung wird über die beiden Biegearme aufgebracht. Jeder Biegearm ist über Pendelkugellager im Auslenkflansch gelagert. Bild 5.8 bzw. Bild 5.9 zeigen die Biegearme und ihre Komponenten.

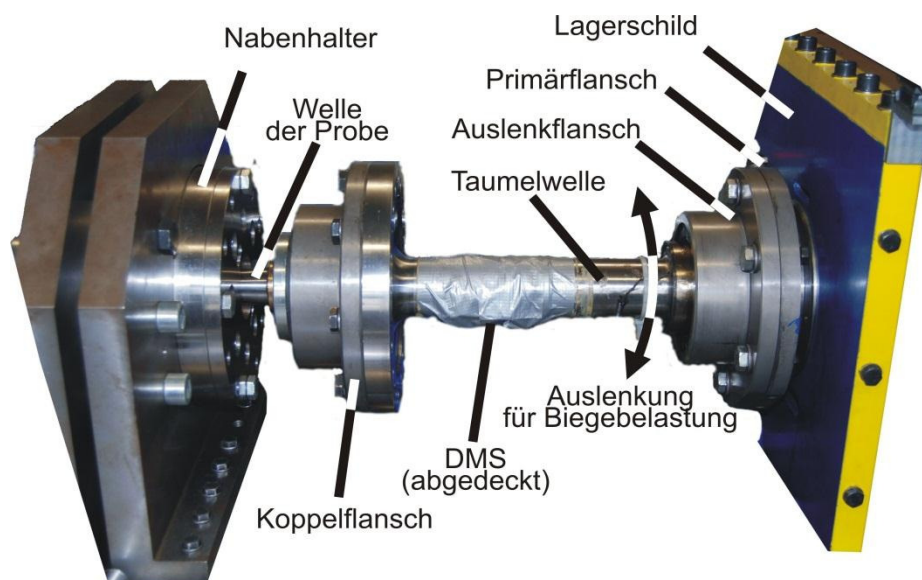


Bild 5.8: Detailaufnahme des Biegearms

Die statische Auslenkung der Biegearme gestattet einen energiesparenden Betrieb des Prüfstands, da nur die Laufwiderstände überwunden werden müssen. Die Antriebsleistung kann somit sehr gering gehalten werden, sie beträgt lediglich etwa 700 W pro Antriebsseite.

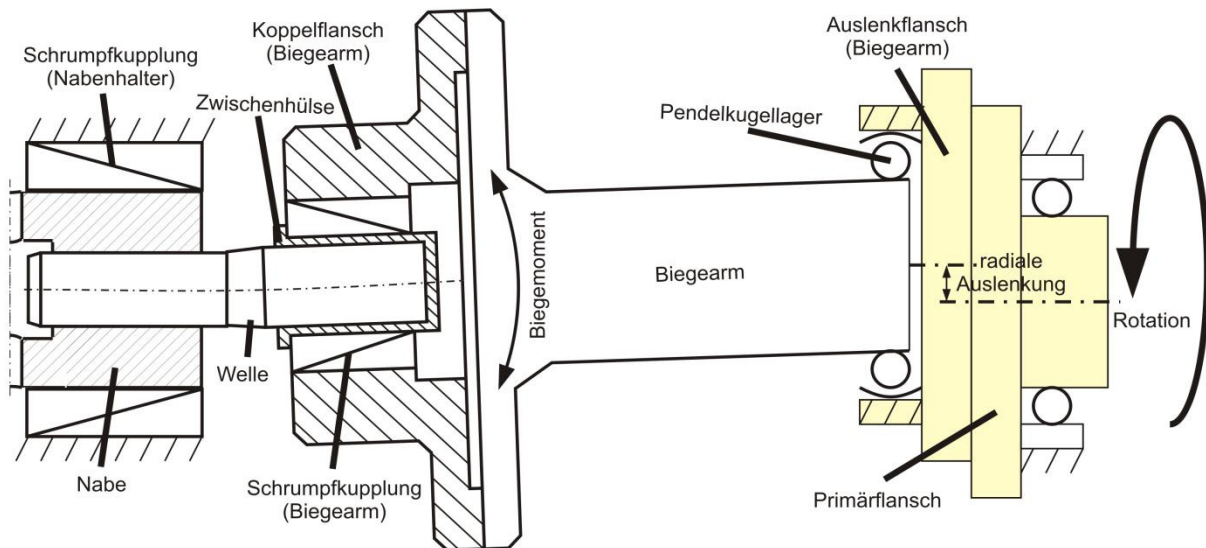


Bild 5.9: Schematische Darstellung des Biegearms

5.4 Messtechnik des Prüfstands

Der Prüfstand wurde im Zuge dieser Arbeit im Bereich der Messtechnik komplett modernisiert (vgl. [SCHROEPPEL2007]). Zusätzlich zur reinen Messaufgabe wurden erstmalig auch Steuer- und Regelungsaufgaben der neu installierten Komponenten genutzt. Die vom Autor dieser Arbeit konzipierte Messtechnik (vgl. Bild 5.10) wurde schon von Blacha [BLACHA08] erfolgreich eingesetzt.

Grundsätzlich wird die Messaufgabe in zwei Teile gegliedert. Der erste Teil besteht in der unmittelbaren Online-Visualisierung der erfassten Größen, wie sie von den Sensoren erfasst werden (vgl. Kapitel 5.4.1). Der zweite Teil ist die Offline-Auswertung der aufgezeichneten Daten (vgl. Kapitel 5.4.2). Es erfolgt eine detaillierte Berechnung bestimmter Kennwerte aus den aufgezeichneten Größen, wie z. B. die Dauer der Trainierung, die Höhe der Trainierung oder die Bestimmung der Lastwechselzahl bei Bruchbeginn.

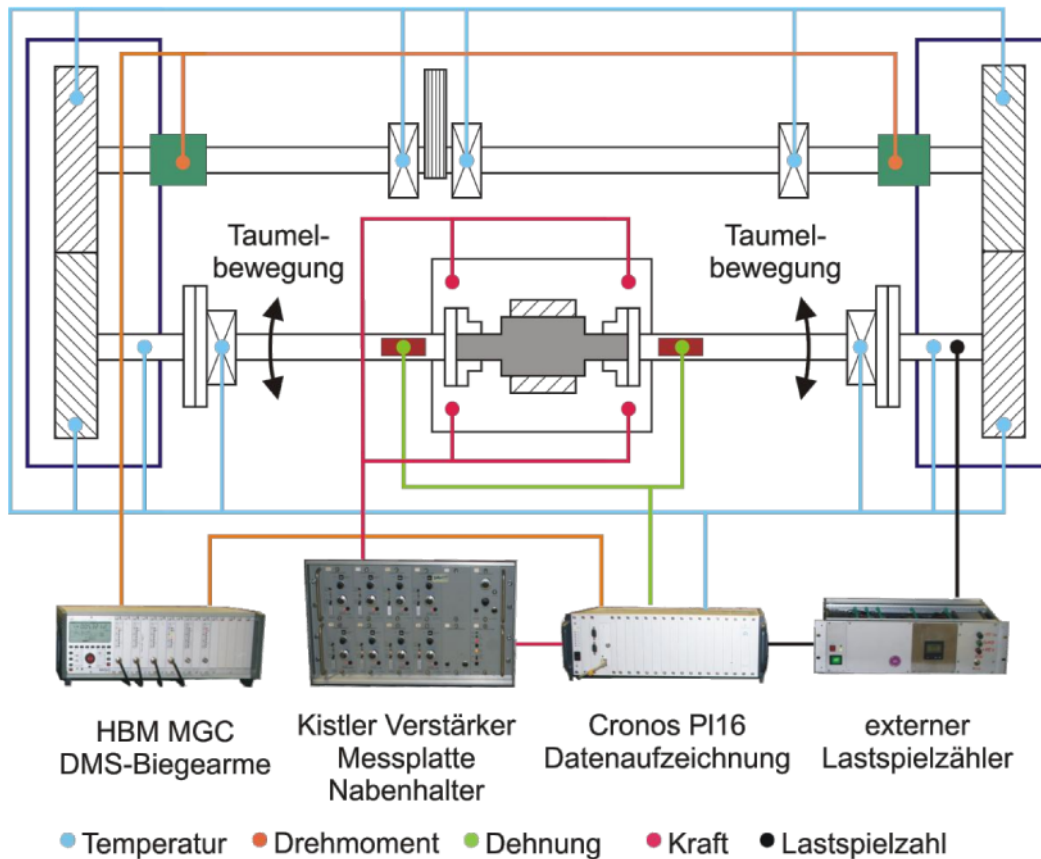


Bild 5.10: Messstellen des Prüfstands

Die Hauptmessgröße stellt bei dem vorgegebenen System das auftretende Biegemoment bzw. die Biegespannung in den Biegearmen dar. Um diese zu überwachen, werden zwei Vollbrücken pro Biegearm abgetastet. Die Messbrücken sind mit Doppellinear DMS aufgebaut. Die beiden Vollbrücken sind pro Biegearm mit 90 Grad Versatz zueinander angeordnet (vgl. Bild 5.11). Bei dynamischer Auslenkung ergeben sich so pro Prüfstandsseite zwei um 90 Grad phasenverschobene Sinussignale. Die durch die Umlaufbiegung entstehenden Reaktionskräfte im Lagerbock werden mit Hilfe einer Messplatte ebenfalls permanent überwacht, damit eine Fehlfunktion schnell erkannt werden kann. Bei 10 kHz Abtastfrequenz können bei einer Maximaldrehzahl von ca. 3000 Umdrehungen pro Minute 400 Punkte auf dem Umlaufbiegekreis erfasst werden.

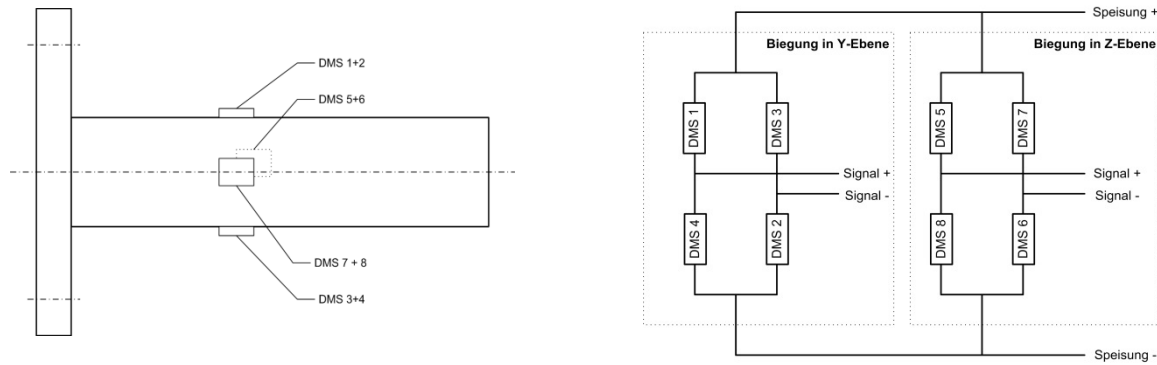


Bild 5.11: Messwerterfassung am Biegearm und Schaltbild der DMS

Zusätzlich zur Auswertung der Biegespannungen wird mit Hilfe eines optischen Lastwechselzählers die Lastwechselzahl erfasst. Als weitere Hilfsgrößen werden jeweils das Antriebsmoment und die Drehzahl des Prüfstands erfasst.

Außerdem werden 16 Positionen am dynamischen Prüfstand, hauptsächlich Lagerstellen, temperaturüberwacht. Eine Temperaturerfassung am Prüfkörper selbst findet nicht statt. Vorversuche haben ergeben, dass keine messbare Änderung der Temperatur am Prüfkörper aufgrund der eingebrachten Reibarbeit erfasst werden kann.

5.4.1 Online-Auswertung der dynamischen Versuche

Während der dynamischen Belastung werden die erfassten Messdaten direkt visualisiert. Die Biegemomentverläufe werden durch den Lastwechselzähler getriggert und alle 2500 Umdrehungen werden Messungen ausgelöst, aufgezeichnet und visualisiert. So ist ein schneller Überblick über den momentanen Zustand der Probe möglich.

Für die Darstellung der Biegekräfte über der kompletten Versuchsdauer muss im Messprogramm die Resultierende aus den beiden Messwerten in Y- und in Z-Richtung berechnet werden. Das Messprogramm ist dahingehend programmiert, dass nach jedem Aufzeichnungsintervall genau ein Mini- und Maximum je Biegearm und Mehrkomponenten-Messplattform dargestellt wird. Darüber hinaus werden die Lagertemperaturen, die Belastungsfrequenz, die resultierende Biegekraft in der Messplattform sowie die Lastwechselzahl angezeigt und aufgezeichnet.

Für die anschließende Offline-Auswertung werden bereits während der Versuchsdurchführung folgende Größen aufgezeichnet:

- Biegemomente der Seite 1 und 2 (jeweils 2 DMS-Kanäle),
- Reaktionskräfte in der Messplatte (3 Kanäle),
- Antriebsmoment und Drehzahl beider Seiten (jeweils 2 Kanäle),
- die Lagertemperaturen (16 Kanäle) und die Raumtemperatur (2 Kanäle) und
- der Lastspielzähler (1 Kanal).

5.4.2 Offline-Auswertung der dynamischen Versuche

Das Ergebnis der Offline-Auswertung ist eine Reportseite pro Probe. Anhand der erstellten Auswertung ist ein schneller Überblick über die erfassten und die daraus berechneten Daten der dynamischen Belastung möglich. Vor der Erstellung der Auswertung müssen die während der Versuchsdurchführung aufgezeichneten Daten zuerst an die während der Versuchsdurchführung herrschenden Umgebungsbedingungen angepasst werden, um eine einheitliche Auswertung zu erlauben.

Im Speziellen ist hierbei die Anpassung des tatsächlichen Biegemoments gemeint. Da die DMS zur Erfassung des Biegemoments aus Handhabungsgründen nicht direkt auf den PV an der Nabenkante, sondern auf den Biegearmen appliziert sind, erfassen die DMS frequenzabhängig (Moden der Biegearme) nicht immer die an der Nabenkante wirkenden Momente. Des Weiteren können aber beispielsweise auch zu hohe Lagertemperaturen, ein erhöhtes Antriebsmoment oder sonstige Besonderheiten durch Auswertung der aufgezeichneten Messdaten in der Offline-Auswertung entdeckt werden, die ungünstige Versuchsergebnisse zur Folge hätten.

In Bild 5.12 ist das aufgezeichnete Biegemoment über der Versuchsdauer dargestellt, wie es sich während der Versuchsdurchführung mit zwei unterschiedlichen Belastungsfrequenzen des Prüfstands ergibt. Deutlich ist dabei der starke Abfall des aufgezeichneten Biegemoments infolge der Drehzahländerung (Belastungsfrequenz) zu erkennen. Obwohl die Auslenkung und damit die statische Belastung der Probe nicht verändert wird, scheint sich die an der Messstelle aufgenommene Belastung deutlich zu verringern.

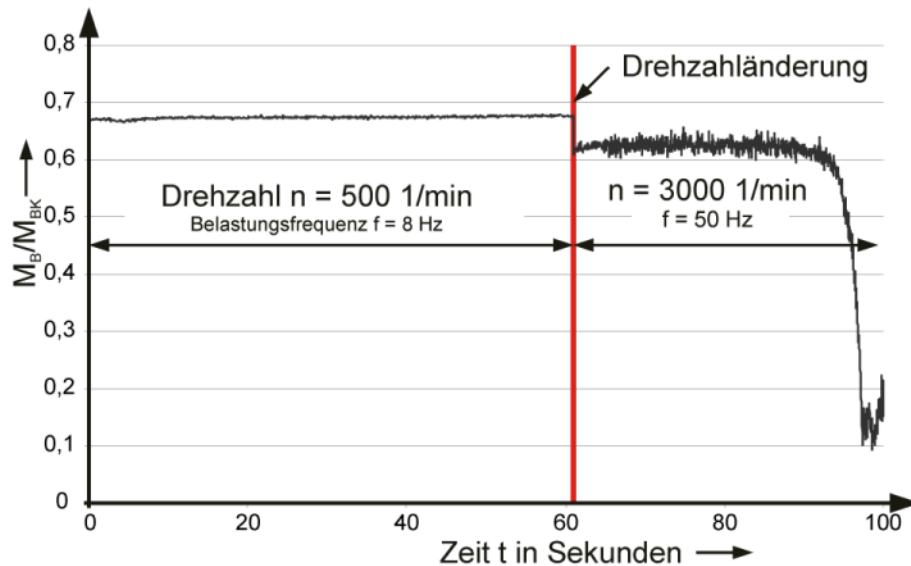


Bild 5.12: Drehzahlabhängiges aufgezeichnetes Biegemoment (unkorrigiert)

Die auf den Biegearmen applizierten DMS bieten jedoch den großen Vorteil, dass nicht auf jeder Probe erneut DMS aufgebracht und kalibriert werden müssen. Stattdessen können die DMS fest auf den Armen installiert bleiben. Allerdings müssen dann die nicht direkt an der Nabenkante applizierten DMS in Zusammenhang mit der tatsächlich auftretenden Belastung gebracht werden. Hierfür ist eine einmalige Kalibrierung zwischen der aufgezeichneten Belastung am Biegearm und der an der Nabenkante wirkenden Belastung nötig.

Die Kalibrierung wird mit einem speziellen Messdummy (vgl. Bild 5.13 links) durchgeführt. Der Messdummy verfügt über eigens angebrachte DMS im Bereich der Nabenkante, so dass direkt erfasst werden kann, welche Kräfte bzw. Momente tatsächlich an den Proben wirken. Bei diesem Messdummy handelt es sich um eine Probe, die im Gegensatz zu den PV aus einem Stück gefertigt ist. Er besitzt annähernd die Steifigkeit wie die PV. Dieser Dummy wird ferner für die Schlupfwertbestimmung verwendet (vgl. Kapitel 5.7.1).

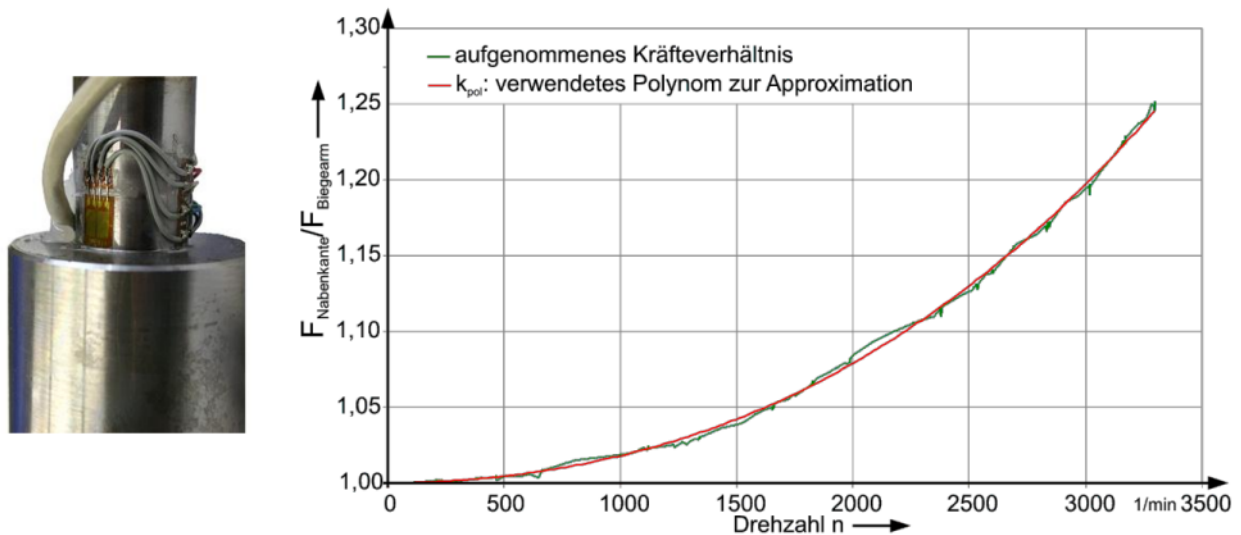


Bild 5.13: Messdummy mit DMS sowie Korrekturfaktor des Biegemoments

Zur Ermittlung des Zusammenhangs werden an den Biegearmen und am Messdummy die Daten der jeweils angebrachten DMS aufgenommen. Für jeden aufgezeichneten Lastwechsel wird das Verhältnis zwischen den gemessenen Beanspruchungen des Dummys und der Biegearme gebildet. Es zeigt sich, dass eine Drehzahlabhängigkeit (Belastungsfrequenz) aufgrund der Eigenschwingungen (Moden) der Biegearme vorhanden ist. Der Zusammenhang zwischen tatsächlicher und gemessener Belastung wird durch ein Polynom approximiert. Die Kurve für den Korrekturfaktor k und das gefundene Polynom k_{pol} sind über der Drehzahl aufgetragen (vgl. Bild 5.13 rechts). Die Polynomfunktion ist im selbst erstellten Auswerteprogramm hinterlegt. Sie muss aber bei veränderten Biegearmen angepasst werden. Der Faktor k_{pol} kann rechnerisch über folgende Formel bestimmt werden:

$$k_{\text{pol}} = 2,32 \cdot 10^{-12} \cdot n^3 + 1,52 \cdot n^2 + 3,32 \cdot 10^{-7} \cdot n + 1 \quad (5-4)$$

Bild 5.14 zeigt den korrigierten Verlauf des Biegemoments. Das tatsächlich wirksame Biegemoment steigt aufgrund der Drehzahlerhöhung.

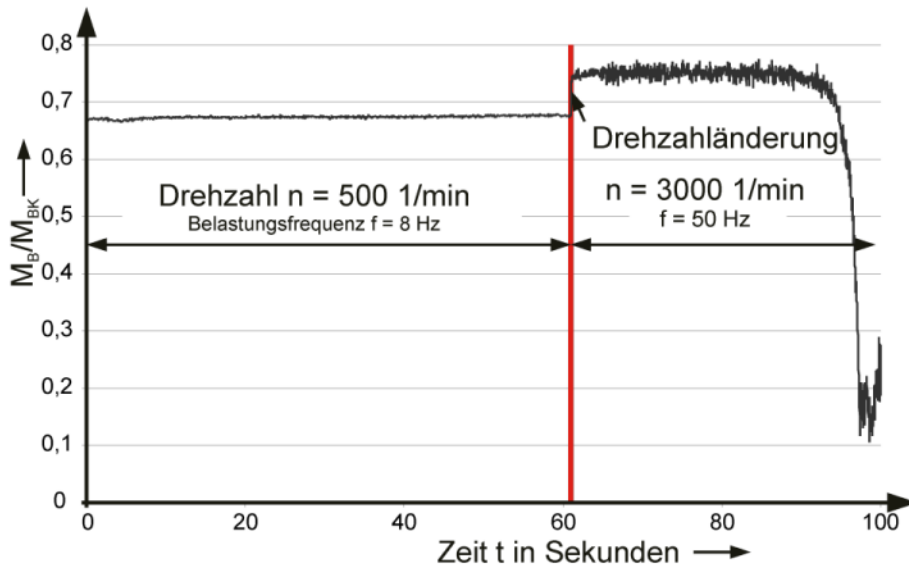


Bild 5.14: Drehzahlabhängiges aufgezeichnetes Biegemoment (korrigiert)

Für die Auswertung werden die aufgezeichneten Biegemomentverläufe in Abhängigkeit der Drehzahl angepasst. Es werden zwar bereits während der dynamischen Belastung der PV zwei Biegemomentverläufe pro Prüfstandseite dargestellt, diese Verläufe zeigen jeweils das minimale und das maximale Biegemoment der aufgezeichneten Lastwechsel (pro Umdrehung), jedoch enthalten sie keine Information zum Ort des Biegemoments in Bezug auf die Stelle am Umfang des PV.

Die detaillierte Offline-Auswertung zeigt die Biegekurven ortsrichtig in Bezug auf den PV. Das bedeutet, dass die aufgezeichneten Biegemomentverläufe entsprechend ihrer Stelle auf dem Umfang der Fügefläche angezeigt werden. Anhand der ortsrichtigen Auswertung sind Rückschlüsse auf einen Zusammenhang zwischen dem Rissbeginn und der geometrischen Form der Welle und Nabe möglich. Es kann jedoch kein Zusammenhang zwischen den Messdaten der geometrischen Vermessung und dem Ort des Rissbeginns in Bezug auf Abweichungen in der Rundheit oder der Zylinderform festgestellt werden.

Mit Hilfe verschiedener Routinen wird der Biegemomentverlauf in charakteristische Phasen gegliedert, die in den folgenden Kapiteln beschrieben werden. Eine genaue Beschreibung der Auswertung ist in [SCHLAICH08] gegeben.

5.5 Untergliederung des aufgenommenen Biegemoments

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Beobachtung der RDB und deren Folgen. Die von Gropp [GROPP97] und Leidich [LEIDICH84] beschriebenen Ergebnisse des veränderten Systemverhaltens aufgrund der RDB konnten in dieser Arbeit bestätigt werden. Der Biegemomentverlauf (vgl. Bild 5.15), der sich über die Dauer der Versuchsdurchführung ändert, wird deshalb vom Autor dieser Arbeit in die folgenden drei Phasen aufgeteilt:

- Phase I: Der PV trainiert sich, d. h. es finden aufgrund der RDB messbare Veränderungen statt. Das aufgezeichnete Biegemoment steigt.
- Phase II: Es finden keine messbaren Änderungen statt. Das aufgezeichnete Biegemoment bleibt konstant.
- Phase III: Der PV beginnt aufgrund des Wellenbruchs zu versagen. Das aufgezeichnete Biegemoment sinkt ab.

Ein beispielhafter Verlauf des aufgezeichneten Biegemoments während der dynamischen Belastung eines PV ist qualitativ in Bild 5.15 dargestellt. Die Belastung der PV liegt hierbei stets zwischen $0,5 M_{BK} < M_B < 1,2 M_{BK}$. Die drei Phasen des Biegemomentverlaufs und deren Eigenschaften werden in den nächsten Kapiteln detailliert erläutert.

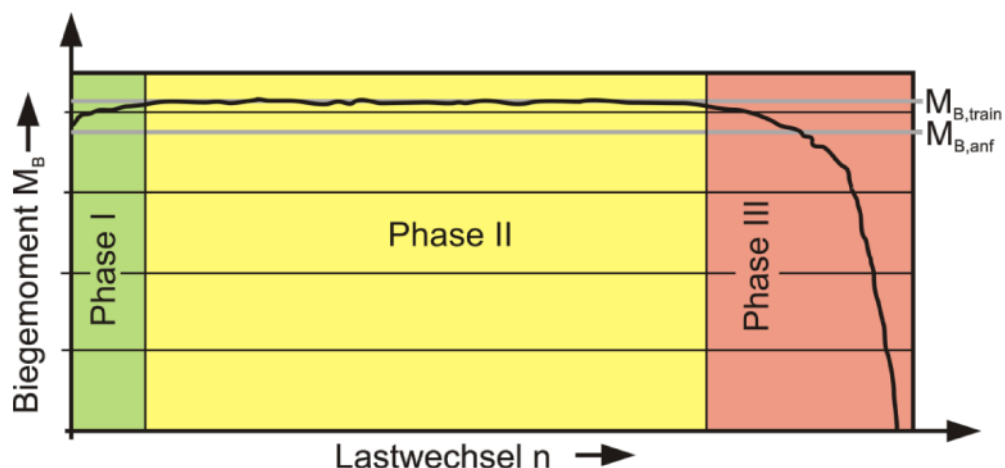


Bild 5.15: Schematische Darstellung der drei Phasen

Bei den meisten bisherigen Untersuchungen konnte die Training in Phase I nur nach dem Ende der dynamischen Belastung durch statische Verdreh- oder Biegeversuche ermittelt werden. Die in Kapitel 5.4 beschriebene Messtechnik ermöglicht es erstmals,

eine qualitativ hochauflösende Messung bereits während der dynamischen Belastung durchzuführen.

Einzelne stark belastete Proben ($M_B \gg M_{bgrenz}$) sind direkt aus der Phase I in die Phase III übergegangen (LCF Lastwechsel < 300.000). Das aufgezeichnete Biegemoment dieser PV verlief zu keinem Zeitpunkt waagrecht (Phase II). Der steigende Verlauf knickt mit Bruchbeginn in einen rasch sinkenden Verlauf ab. Dieses Verhalten bildet eine Ausnahme dieser Untersuchungen.

5.5.1 Phase I

Nach Gropp [GROPP97, S. 118] schwankt die Dauer der Trainierung zwischen 150.000 und 5 Millionen Lastwechseln. Da diese Zahl allerdings stark von Schmiermitteln, Fügeparametern und anderen Belastungseinflüssen abhängt, ist eine Vorhersage auch nur für unter gleichen Bedingungen gefügten und gleichartig belasteten Proben möglich. Die trocken gefügten PV am IKTD zeigen, wenn auch deutlich weniger ausgeprägt als die mit MoS_2 geschmierten Proben von Gropp [GROPP97], ebenfalls ein Trainierungsverhalten. Proben, die nach weit über 500.000 Lastwechseln die Trainierung nicht abgeschlossen haben, sind durch Wellenbruch ausgefallen.

Als einfaches Maß der Trainierung bietet es sich an, ein Verhältnis des Biegemoments nach Phase I (Trainierung) ($M_{B,train}$) und vor Phase I ($M_{B,anf}$) zu bilden.

$$\text{Trainierung} = \frac{M_{B,train}}{M_{B,anf}} \quad (5-5)$$

Bild 5.16 zeigt die Auswertung einiger PV. Dabei ist die Trainierung über dem anteiligen Biegeklaffmoment vor der Trainierung aufgetragen. Ein Zusammenhang zwischen Belastungshöhe und Höhe der Trainierung ist nicht erkennbar. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass im Mittel mit einer Steigerung von etwa fünf Prozent gerechnet werden kann.

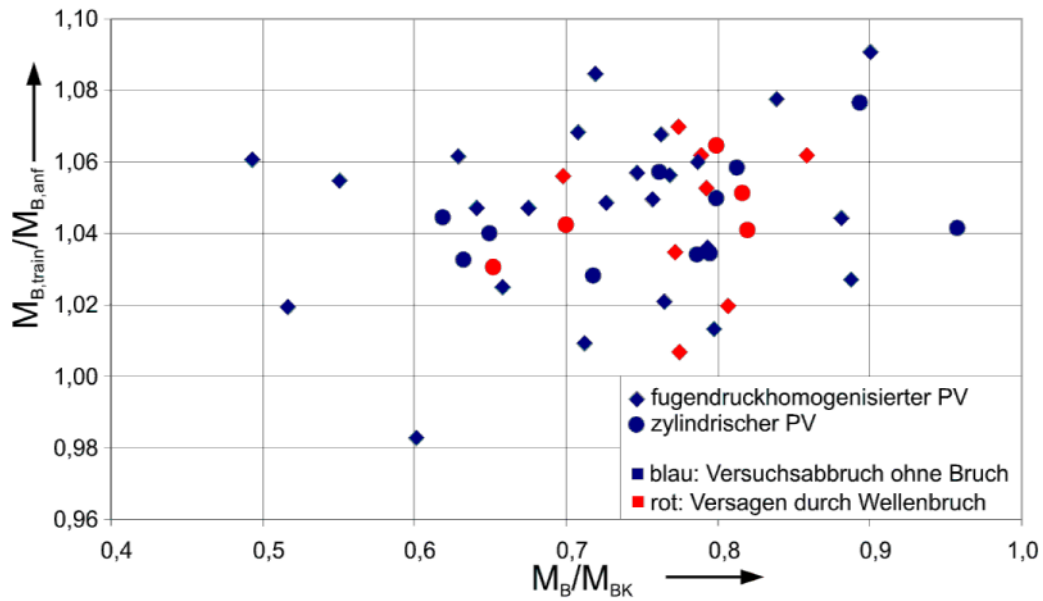


Bild 5.16: Training der PV aufgrund der dynamischen Biegebeanspruchung

Nicht nur die Höhe der Training, sondern auch die Variationen im Trainingsgradienten bzw. die Geschwindigkeit der Training werden erfasst. Hierbei ist festzustellen, dass sich die fugendruckhomogenisierten Naben tendenziell langsamer trainieren als die zylindrischen Naben. Der Übergang zwischen beiden ist aber fließend, so dass keine eindeutige Unterscheidung getroffen werden kann.

Charakteristische Beispiele für die unterschiedlichen Arten der Training sind in Bild 5.17 dargestellt. Die roten Kurven zeigen die Training zweier zylindrischer PV, die grünen Kurven die von fugendruckhomogenisierten PV.

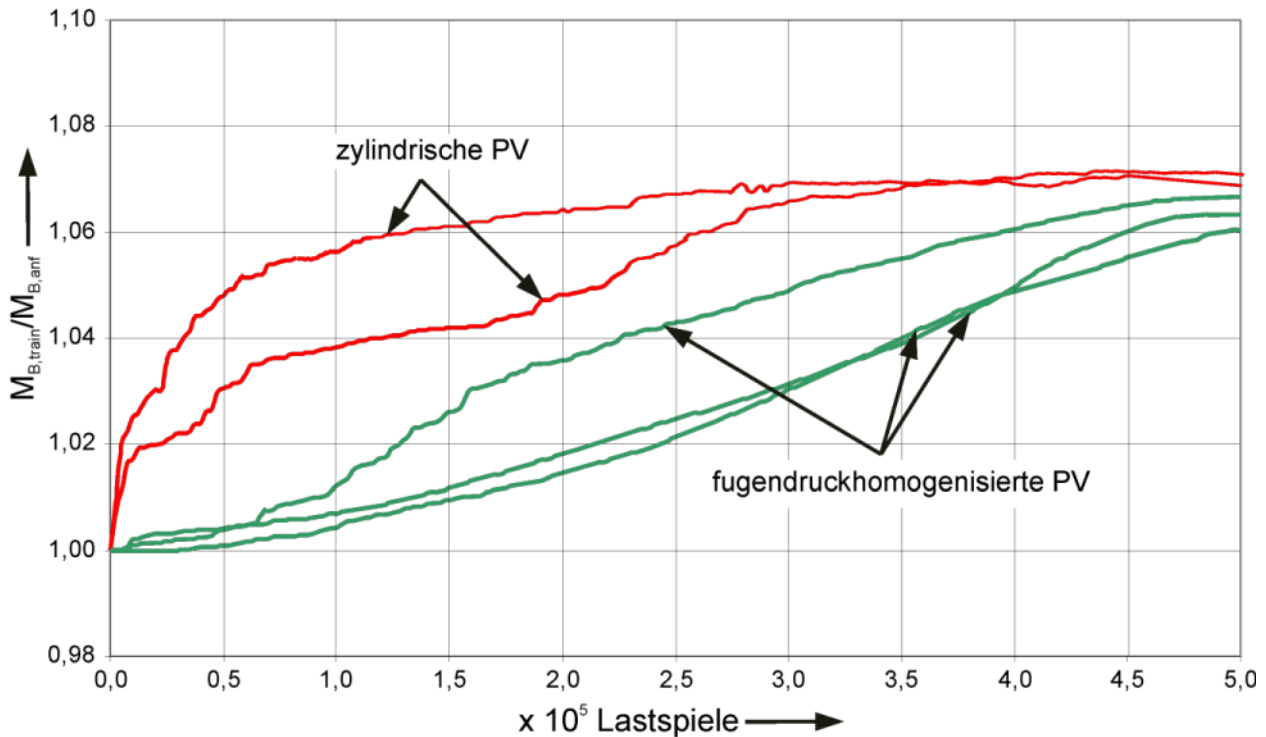


Bild 5.17: Vergleich der Training unterschiedlicher PV-Arten

Die langsamere Training der fugendruckhomogenisierten PV hängt vermutlich damit zusammen, dass die Korrosionspartikel, die infolge der Reib- bzw. Schwingungskorrosion entstehen, aufgrund der reduzierten Radialspannung im Bereich der Nabenkanten tendenziell leichter austreten können und somit die Reibwertsteigerung langsamer stattfindet. PV mit erhöhter Radialspannung im Nabenkantenbereich trainieren sich schneller, da hier die harten Korrosionspartikel nicht so leicht austreten können. Die Korrosionspartikel sorgen für eine Art Mikroverzahnung zwischen Welle und Nabe (vgl. Kapitel 5.7.3).

5.5.2 Phase II

Die Phase II nimmt üblicherweise den größten Teil der Lebensdauer ein. Sie beginnt mit dem Ende der Training (Phase I). In Phase II sind die tribologischen Vorgänge innerhalb des PV quasi stabil.

Während der Phase II ändern sich beim hier eingesetzten dehnungskontrollierten Versuch weder die aufgenommenen Biegemomente noch der Spannungszustand oder der Schlupf (Schlupfamplitude sowie Schlupftiefe). Phase II beginnt, sobald 99 % des aufgezeichneten maximalen Biegemoments erreicht werden. Das aufgezeichnete Biegemoment geht in einen waagrechten Verlauf über. Nur sehr geringe Änderungen (Rau-

schen) des aufgezeichneten Biegemoments treten während dieser Phase auf (vgl. Bild 5.15). In der Praxis bedeutet dies, dass ein stabiler Zustand erreicht wird. Änderungen können nur noch durch

- eine Steigerung der Last (neue Trainierung durch veränderte Schlupftiefen und Schlupfamplituden) oder
- die Einleitung der Phase III

hervorgerufen werden.

5.5.3 Phase III

Je nach Intensität der tribologischen Beanspruchung kann es auch nach mehreren Millionen Lastspielen zu einem Ausfall des PV durch Wellenbruch kommen.

Die durch die Verschleißkorrosion gebildeten Korrosionspartikel verbleiben größtenteils innerhalb der Passungsfuge und werden aufgrund ihrer höheren Härte in den Wellen- und Nabenwerkstoff gepresst. Mikrorisse entstehen aufgrund harter Korrosionsteilchen, die in die Randschichten der Welle und Nabe aufgrund der oszillierenden Relativbewegung und des Fugendrucks in die Komponenten eindringen und dort zur Ritzung oder Mikrozerspannung führen. Im Falle eines Wellenbruchs wächst einer dieser Mikrorisse bis zum kompletten Bruch der Welle. Da der PV mit dem Wachsen eines solchen Mikrorisses bereits nicht mehr sinnvoll eingesetzt werden kann, wird die Lastspielzahl des Bruchbeginns der Welle (vgl. Kapitel 5.7.3) in den Wöhlerdiagrammen als Ausfalllastspielzahl verwendet.

Die exakte Beschreibung des Verschleißmechanismus sowie die tribochemischen Vorgänge innerhalb des PV, die zur Trainierung bzw. Ausfall der PV führen, sind nicht Gegenstand dieser Arbeit. Hier sei auf die in Kapitel 3 angegebene Literatur verwiesen. Stattdessen werden die vorgestellten Bewertungskriterien auf ihre Anwendbarkeit zur Vorhersage bzw. Bewertung der Lebensdauer der PV untersucht.

5.6 Wöhlerdiagramm der zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV

Die Trainierung war frühestens bei 50.000 Lastwechseln abgeschlossen, in Einzelfällen trainierten sich PV bis zu einer Lastwechselzahl von bis zu knapp 700.000 Lastwechseln. In der Regel war die Trainierung nach 500.000 Lastwechseln beendet. Die ermittelte Lebensdauer der unterschiedlichen PV ist zusammenfassend in Kapitel 8.2 bzw. Bild 8.3 beschrieben.

Bei den in dieser Arbeit verwendeten Proben mit zylindrischen Naben (vgl. Bild 5.5), treten ab etwa 63 % M_{BK} bzw. einer Biegespannung von $\sigma_b = 175$ MPa erste Ausfälle auf. Dies entspricht den Ergebnissen, wie sie in [SCHWÄMMLE10, S. 137] dargestellt sind. Die Ausfälle mit der höchsten Lastwechselzahl bilden den Knickpunkt der Wöhlerlinie. Dieser liegt mit $2 \cdot 10^7$ Lastwechseln sehr hoch.

Für die fugendruckhomogenisierten Proben ist erst ab einer dynamischen Beanspruchung von über 69 % M_{BK} bzw. einer Biegespannung von $\sigma_b = 190$ MPa mit Ausfällen zu rechnen (vgl. Bild 5.19). Auch dieser Wert entspricht dem von Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 137] ermittelten.

Die erstellten Diagramme (vgl. Bild 5.17) zeigen, dass die fugendruckhomogenisierten PV sich zwar im Charakter der Trainierung (Form der Biegemomentsteigerung) von den zylindrischen PV unterscheiden, die Dauer sowie die Höhe der Trainierung aber gleich viele Lastwechsel bei vergleichbarer Biegemomentbelastung benötigt. Zwar beginnt Phase III bei den fugendruckhomogenisierten PV tendenziell etwas später als bei den zylindrischen PV, jedoch stellt sich nicht die Steigerung der Lebensdauer ein, wie sie von Glögger [GLÖGGLER03, S. 162] für torsionsbelastete PV beschrieben wurde.

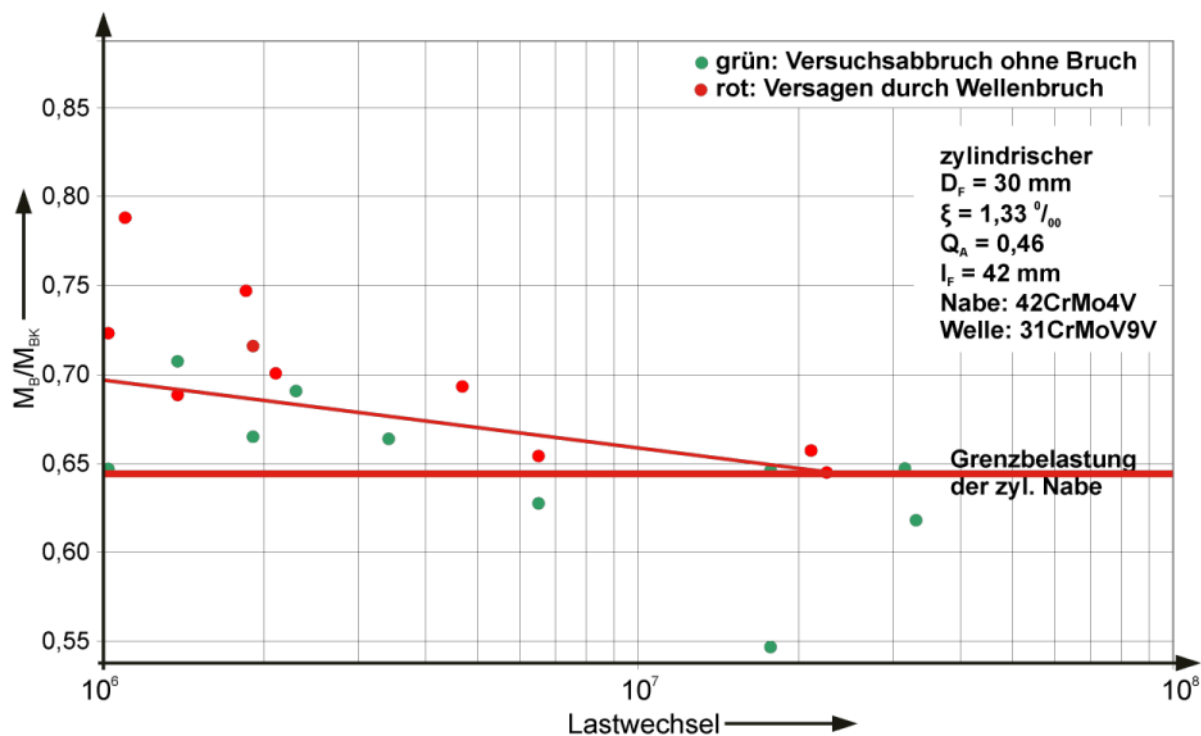


Bild 5.18: Wöhlerdiagramm der zylindrischen PV

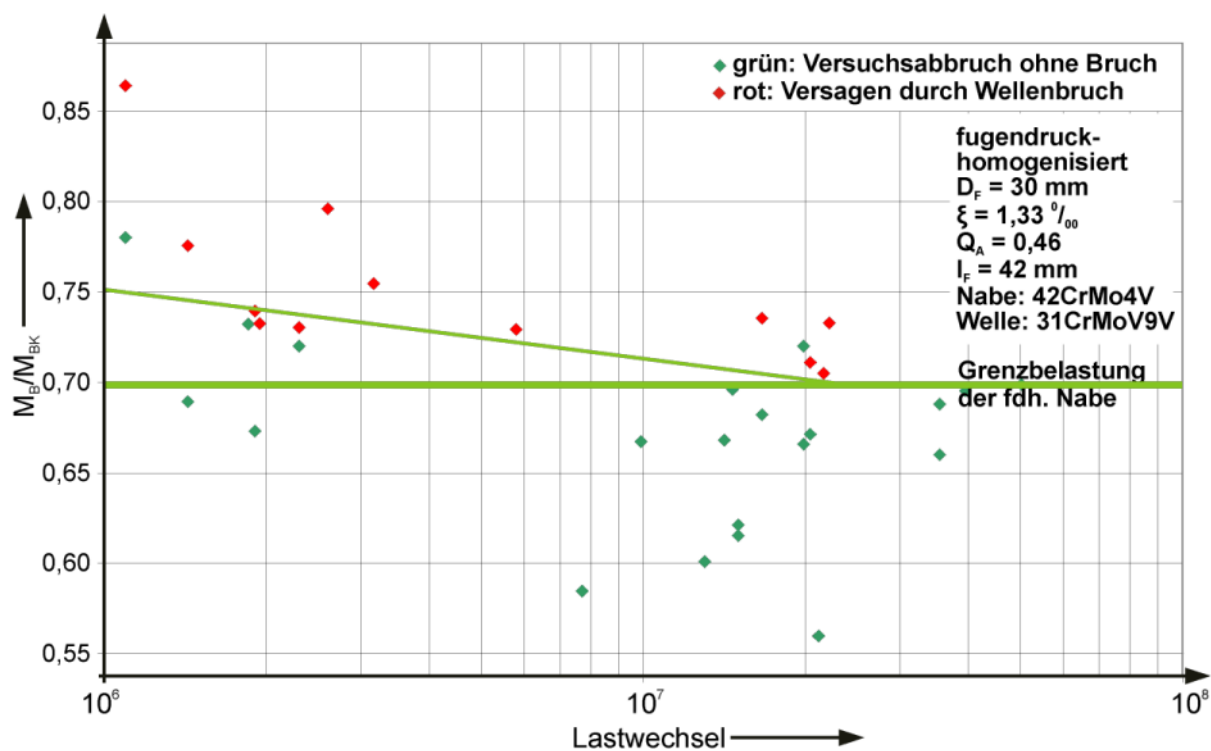


Bild 5.19: Wöhlerdiagramm der fugendruckhomogenisierten PV

Die komplette Auswertung der Versuchsergebnisse ist zusammenfassend in Kapitel 8.2 dargestellt. Das dargestellte Wöhlerdiagramm (vgl. Bild 8.3) enthält sämtliche Konturformen, die in dieser Arbeit untersucht wurden. Die weitere Auswertung und Interpretation der gesamten experimentellen Ergebnisse erfolgt dort.

5.7 Statische Untersuchungen

Da der Schlupf an der Nabenkante aufgrund der Vibrationen nicht während der dynamischen Belastung aufgenommen werden kann, muss dieser in einer eigens hierfür konstruierten Messvorrichtung erfasst werden. Die Schlupfmessung wird dabei jeweils einmal vor und einmal nach der dynamischen Belastung im Prüfstand durchgeführt. Zusätzlich zur Steigerung des Biegemoments wird mit dem geänderten Schlupf an der Nabenkante die Trainierung erfasst. Die Schlupftiefe innerhalb des PV kann nur durch ein Auftrennen der Nabe begutachtet werden.

5.7.1 Schlupfamplitude

Bild 5.20 zeigt die im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelte Biegeschlupfmessvorrichtung. Der PV wird in einer Passung über die Nabe fixiert, so dass kein Verschieben der Probe möglich ist. Das Biegemoment wird mit Hilfe eines beweglichen Schlittens aufgebracht (vgl. Bild 5.20 rechts). Über die Querstrebe wird das Biegemoment in den PV geleitet. Die aufgebrachte Kraft wird über eine Kraftmessdose der Firma HBM (Typ U21) erfasst. Multipliziert mit dem Hebel ergibt sich das wirksame Biegemoment. Das dargestellte Beleuchtungsgerät hilft bei der Ausrichtung der Tastköpfe am PV.

Die Schlupfmessung findet nach dem von Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 63 f] vorgestellten Prinzip statt. Während der Belastung nehmen zwei Induktivtaster die Differenz zwischen Nabe und Welle auf. Das Messsystem verknüpft das wirkende Biegemoment mit dem aufgenommenen Schlupf. Das neu erstellte Messprogramm ermöglicht ein kontinuierliches Messen des Schlupfs.

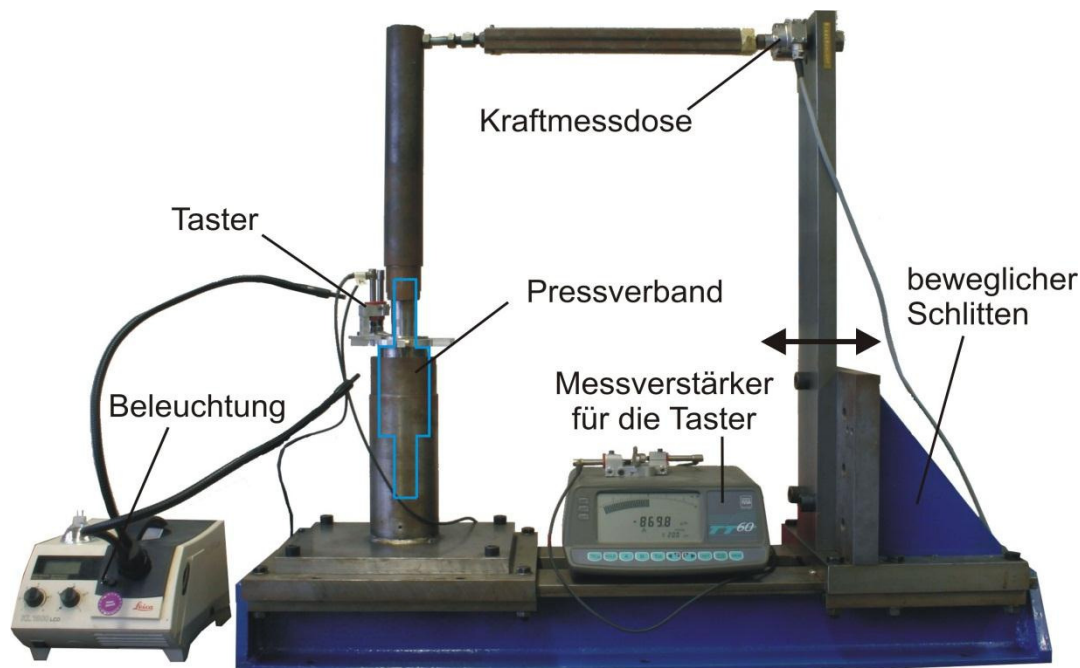


Bild 5.20: Biegeschlupfmessvorrichtung

Da die Schlupfmessung nicht unmittelbar an der Nabenkante stattfinden kann, ist es nötig, die aufgenommenen Werte noch um den Teil der elastischen Verformung der Welle infolge der Biegebelastung zu korrigieren. Dazu wird ein Dummy verwendet, der aus dem Vollen gedreht wird. Dieser Dummy ist kein PV, somit existiert auch keine Fügefläche. Auch an diesem Dummy wird der scheinbare „Schlupf“ gemessen. Die beim Dummy aufgezeichneten „Schlupfamplituden“ werden von den bei den „normalen“ PV aufgenommenen Amplituden abgezogen, so dass der tatsächliche Schlupf berechnet werden kann. Die detaillierte Beschreibung der Schlupferfassung erfolgt in [SCHWÄMMLE10, S. 66 ff] (bzw. [HEYDT02, S. 42 ff]).

Die folgenden zwei Bilder zeigen den Vergleich zwischen experimenteller Schlupfmessung und den ermittelten Schlupfwerten (zyl. und fdh.) aus den numerischen Untersuchungen für den dynamisch unbelasteten, d.h. einen PV der noch keine Vorbelastung erfahren hat, (Bild 5.21) und für den trainierten Zustand der PV (Bild 5.22). Die numerische Auswertung des Schlupfs ist detailliert in Kapitel 6 beschrieben. Die Schlupfamplitude in Bild 5.21 und Bild 5.22 ist über dem aufgetragenen Biegemoment, bezogen auf das Biegeklaffmoment aufgetragen. Die Schlupfamplituden sinken infolge der dynamischen Belastung bei beiden PV deutlich. Die Schlupfamplitude der fugen-

druckhomogenisierten PV ist vor und nach der Training im Vergleich zu den zylindrischen PV erhöht.

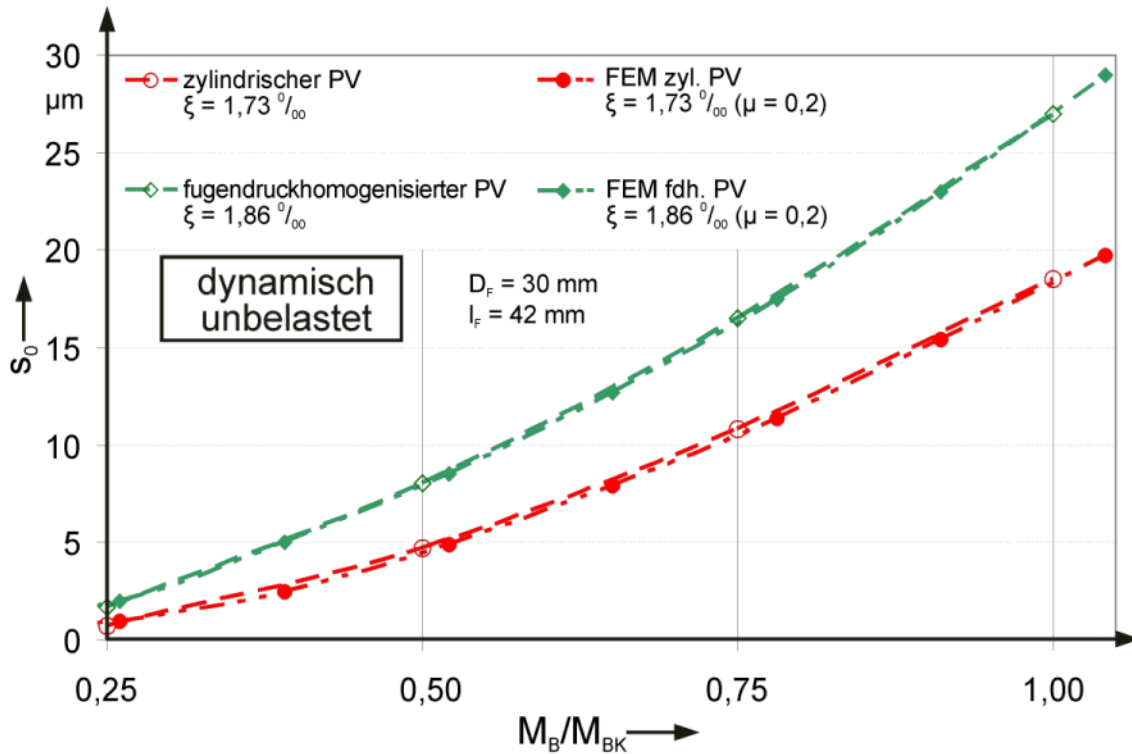


Bild 5.21: Vergleich Schlupfmessung an zyl. und fdh. PV (dynamisch unbelastet)

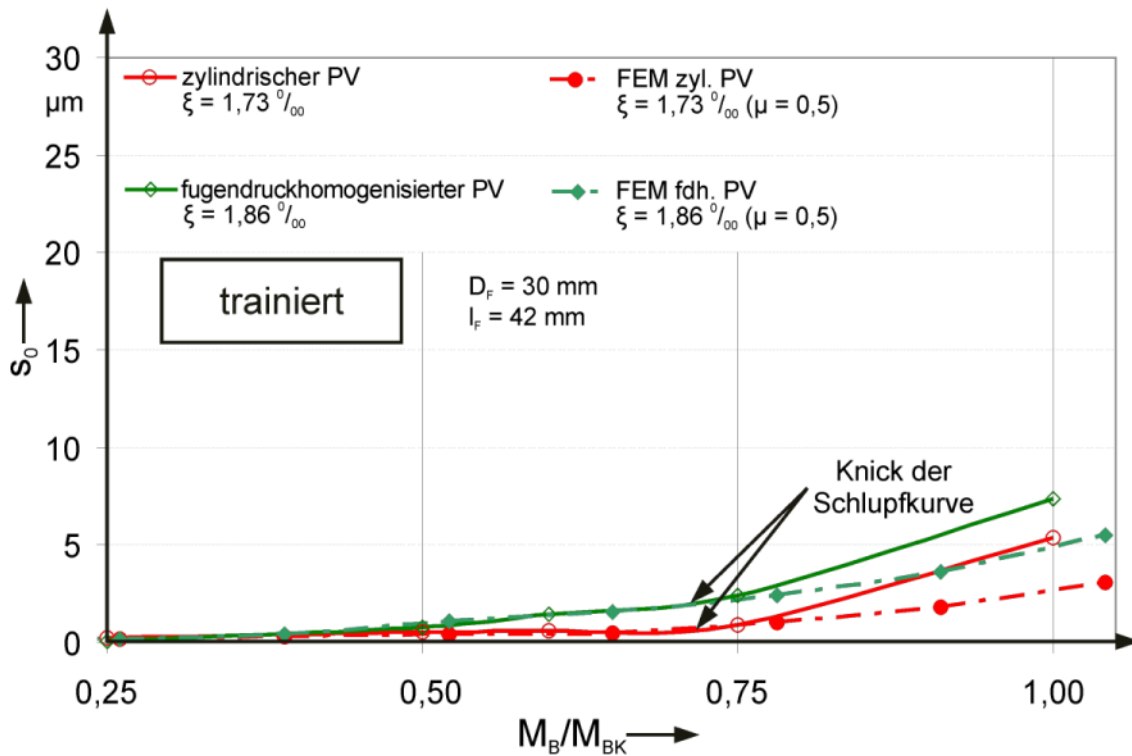


Bild 5.22: Vergleich Schlupfmessung an zyl. und fdh. PV (trainiert mit 72 % M_{BK})

Beide PV (vgl. Bild 5.22) wurden im Prüfstand mit ca. 72 % M_{BK} dynamisch beansprucht. Dies ist am geknickten Verlauf der Schlupfkurve nach der Trainierung zu erkennen. Der PV trainiert sich auf das eingebrachte Biegemoment. Die aufeinander gleitenden Oberflächen führen zu einer Veränderung der Oberflächen aufgrund der RDB. Die Tiefe der Veränderung in axialer Richtung in der Fügefläche ist von der Höhe des aufgetragenen Biegemoments abhängig (vgl. Kapitel 5.7.2 sowie Kapitel 5.7.3). Sobald der PV aber über das zuvor dynamisch aufgetragene Biegemoment hinaus belastet wird, vergrößern sich die aktiv aufeinander gleitenden Flächen (Erhöhung der Schlupftiefe). Bei entsprechend großer Erhöhung des Biegemoments beginnen Bereiche in der Fügefläche zu gleiten bzw. sich relativ zueinander zu verschieben, die sich zuvor noch nicht relativ zueinander bewegt haben und damit auch nicht trainiert wurden. Des Weiteren wird die Welle infolge des erhöhten Biegemoments minimal weiter aus der Nabe herausgezogen, so dass sich die vormals gegenüberliegenden Kontaktflächen der Welle und Nabe axial versetzen. Die Mikrokonturen müssen sich abermals aneinander anpassen (neue Trainierung). Deshalb steigt hier die Schlupfamplitude mit einem größeren Gradienten, als dies bis zum Biegemoment der vorangegangenen dynamischen Biegebelastung der Fall ist.

Durch den kombinierten Einsatz von zahlreichen experimentellen und numerischen Untersuchungen kommen Heydt [HEYDT02, S. 89] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 142] (für Biegung) zu dem Ergebnis, dass der Reibwert für die numerische Untersuchung, unabhängig von der Nabenform, im Schlupfbereich um etwa den Wert 0,3 steigt. Für biegebeanspruchte PV bedeutet dies, die Reibwerte steigen von $\mu = 0,2$ infolge der Trainierung auf ca. $\mu = 0,5$ an.

Mit Hilfe axialer Einpressversuche vor und nach der dynamischen Belastung können Heydt [HEYDT02, S. 62], Glögler [GLÖGGLER03, S. 142] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 142] zeigen, dass sich die erforderlichen Kräfte nur geringfügig unterscheiden. Daraus lässt sich schließen, dass sich der Reibwert lediglich im Bereich der schlupfhafteten Nabenkante ändert.

Da die Beanspruchung der numerisch untersuchten PV nicht erhöht wird (Vergrößerung der aktiv aufeinander gleitenden Flächen durch ein erhöhtes Biegemoment), kann auf eine lokale Anpassung des Reibwerts verzichtet werden, da die Schlupftiefe infolge der Trainierung monoton sinkt. Die numerischen Modelle werden in der vorliegenden Arbeit

stets über die komplette Pressfuge „trainiert“ (vgl. Kapitel 6), so dass sich kein geknickter Verlauf der Schlupfamplitude im trainierten Zustand einstellt (vgl. Bild 5.22). Würde das Biegemoment im Laufe der Untersuchung gesteigert, wäre dieses Vorgehen nicht zulässig.

5.7.2 Schlupftiefe

Passungsrost ist bereits bei ungeöffneten Naben nach der dynamischen Belastung an einigen PV erkennbar. Bild 5.23 zeigt einen PV, der Passungsrost an der Nabenkante sichtbar ausscheidet. Bei einigen fugendruckhomogenisierten Naben trat der Passungsrost etwas stärker aus der Fügefläche aus als bei den zylindrischen oder RDB-optimierten PV. Dieser Passungsrost hat sich in Form von Pulver unter der Welle im Prüfstand gesammelt.

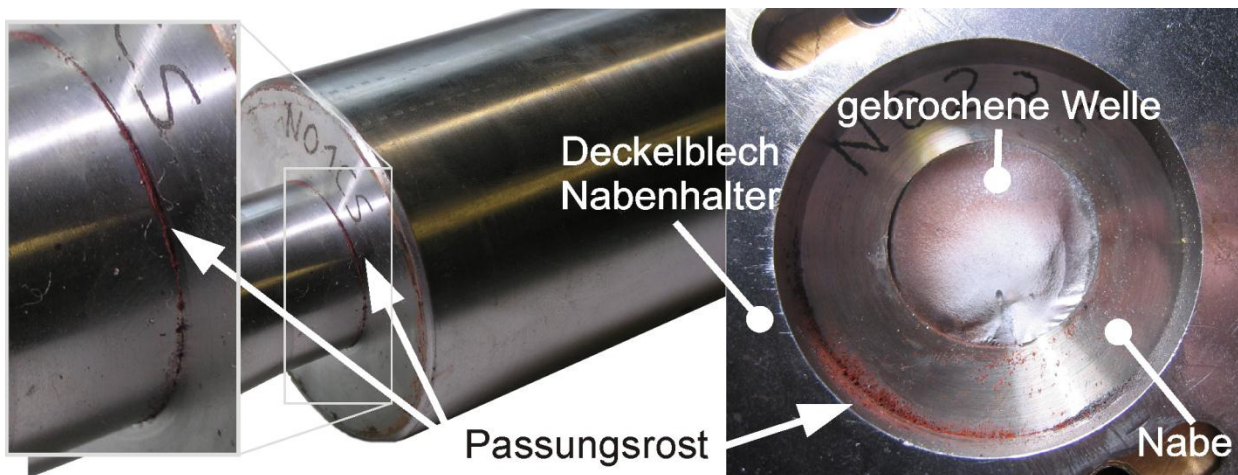


Bild 5.23: Austretender Passungsrost

Die Schlupfbewegungen lassen sich besser durch ein verändertes Aussehen als durch geänderte Rauheiten der Reibpartner belegen. Daher wurden die Proben mit Hilfe mehrerer unterschiedlicher Mikroskope auf Veränderungen im Aussehen der Oberfläche untersucht. Bild 5.24 zeigt, dass die Grenzen der Schädigungsbereiche, die im Folgenden beschrieben werden, nicht exakt bestimmt werden können. Es kann dennoch ein guter Überblick über die sich verändernden Schlupftiefen gegeben werden. Der Schlupftiefenvergleich ist damit eine weitere Möglichkeit, Vergleiche zwischen den numerischen und experimentellen Versuchen durchzuführen.

Für die Beurteilung der optischen Untersuchung der Oberflächen wurden drei Schlupfzonen (vgl. Bild 5.24) definiert. Diese Schlupfzonen entsprechen denen, wie sie bereits

in vorangegangenen Arbeiten von Heydt [HEYDT02, S. 68], Glöggler [GLÖGGLER03, S. 153] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 71] Anwendung fanden:

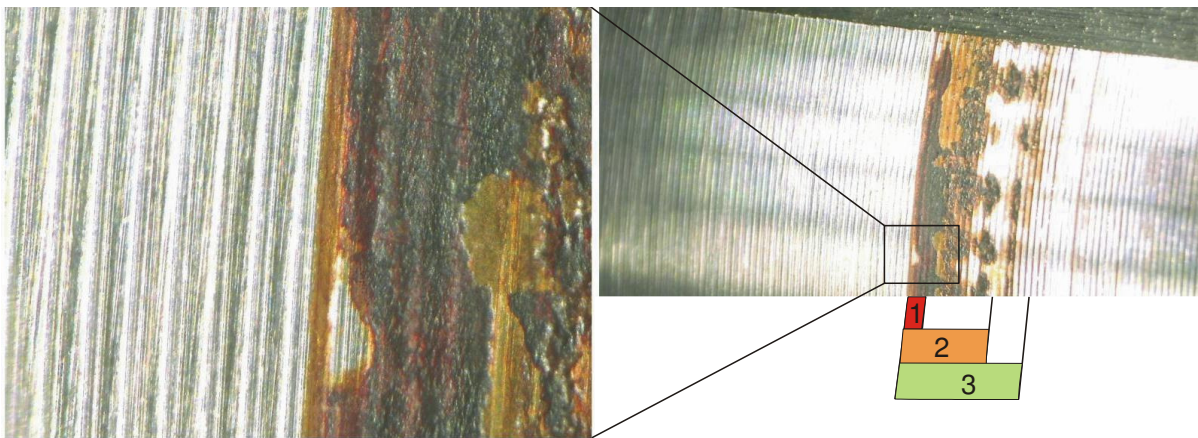


Bild 5.24: Unterschiedliche Schlupfzonen an der Welle

- Schlupfzone 1 (vgl. Bild 5.24: Bereich 1; rot):

In diesem Bereich sind die Drehriefen komplett zerstört (vgl. auch Bild 5.27). Die Konturen des Drehmeisels sind nicht mehr bzw. kaum noch zu erkennen. Die Schlupfbewegung findet hier in allen Phasen der Lebensdauer statt. Die axiale Ausdehnung erstreckt sich hier zumeist über einen sehr kleinen Bereich (~ 1 mm).

Diese Tiefe entspricht der Schlupftiefe der numerischen Untersuchungen bei einem konstanten Reibwert von $\mu = 0,5$.

- Schlupfzone 2 (vgl. Bild 5.24: Bereich 2; orange):

Hier ist ebenfalls noch deutlich Passungsrost erkennbar. Im Unterschied zur Schlupfzone 1 erstreckt sich der Passungsrost zwar über eine Drehriefe hinaus (axial), geht jedoch nicht mehr komplett um den gesamten Umfang. Die axiale Ausdehnung dieses Bereichs erstreckt sich bis zu einer Tiefe von etwa 2-3 mm.

Diese Tiefe entspricht der Schlupftiefe der numerischen Untersuchungen bei einem Reibwert zwischen 0,3 und 0,4.

- Schlupfzone 3 (vgl. Bild 5.24: Bereich 3; grün):

In diesem Bereich sind nur noch leichte Verfärbungen neben einem schlupffreien Bereich des PV zu erkennen. Kennzeichnend für diese Schlupfzone ist ein einzeltes Auftreten von Korrosion auf den Oberflächen. Der Bereich erstreckt sich, ausgehend von der Nabenkante, über ca. 6-10 mm.

Diese Tiefe entspricht der Schlupftiefe der numerischen Untersuchungen bei einem Reibwert von 0,2.

5.7.3 Weitere optische Untersuchungen

Mit Hilfe eines konfokalen Laser-Scanning-Mikroskops (Keyence VK-9710) sowie eines REM (Rasterelektronenmikroskop Zeiss DSM 962) ist eine genaue Untersuchung der Welle im Bereich der Nabenkante möglich.

Die Drehriefen der Welle sind in Bild 5.25 deutlich zu erkennen. Auf der linken Seite der Abbildung ist das freie Wellenende dargestellt. Die Drehriefen links der Erhebung sind noch größtenteils ohne Korrosionsbildung. Die dunklen Verfärbungen in den Tälern der Oberflächenrauheit sind durch die Handhabung (Fett) beim Ein- und Ausbau des PV in den Prüfstand entstanden. Die Berge der Drehriefen zeigen aber weiterhin eine helle metallische silbrige Farbe.

Deutlich zu erkennen ist der Wellenriss bei ca. 500 μm (Mitte Bild 5.25). Aufgrund des Risses fehlt die axial stützende Wirkung des angrenzenden Materials der Welle, so dass diese durch die Pressung aus der Nabe hinaus geschoben wird und auch „aufquillt“. Das rundum aufgestauchte Material der Welle (bei ca. 350 μm) begünstigt vermutlich den Rissfortschritt. Die Erhebung der Welle stützt sich bei entsprechender Druckbelastung des Wellenbereichs gegen die Nabe durch Formschluss ab und erzeugt durch die Hebelwirkung in der Welle axiale Zugspannungen, die einen Rissfortschritt begünstigen. Die initiale Risslinie beginnt in ca. 150-400 μm Tiefe der Welle ab der Nabenkante. Selbst infolge des axialen Schlupfs, der maximal etwa 20 μm beträgt, kommt der Riss nicht aus der Fügefläche hinaus (vgl. Bild 3.6, Bild 5.25 sowie Bild 5.26). Somit ist ein äußerliches Erkennen eines Mikrorisses praktisch nicht möglich.

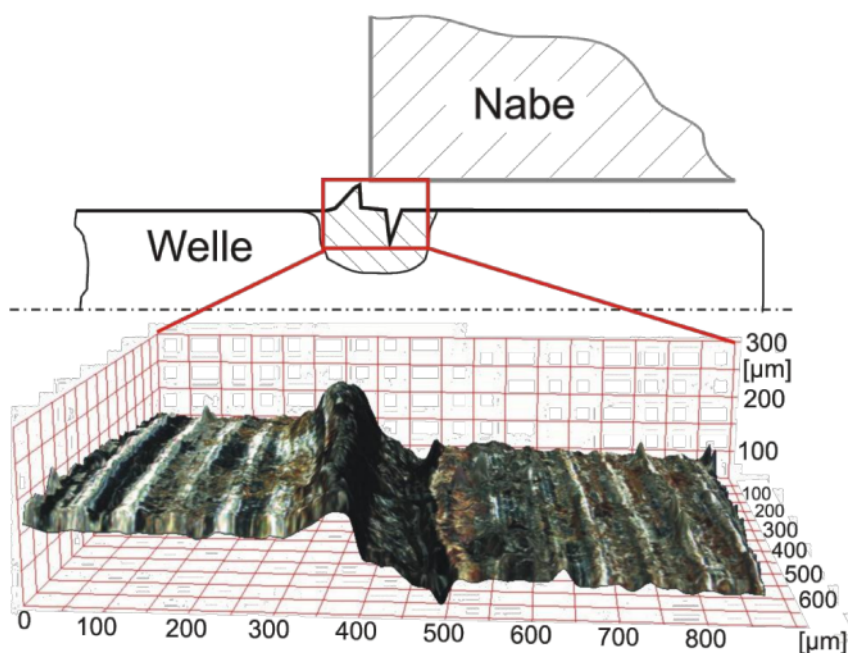


Bild 5.25: Wellenanriss im Bereich der Nabenkante

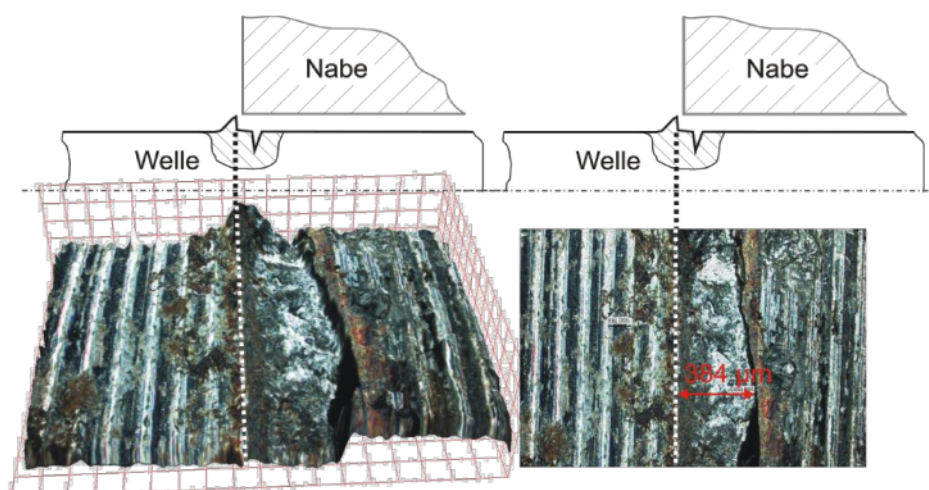


Bild 5.26: Wellenanrisse im Bereich der Nabenkante

Die Gleitspuren des dynamischen Schlupfs zur alternativen Größenbestimmung der Schlupfamplitude konnten selbst mit Rasterelektronenmikroskopen nicht gezeigt werden. Das mechanische Messen der Schlupfamplitude bleibt somit vorerst die einzige Möglichkeit einer quantitativen experimentellen Schlupfamplitudenbestimmung. Die REM-Aufnahmen zeigen deutlich, dass sich die Oberflächen im Bereich der Nabenkante infolge der oszillierenden Relativbewegung zwischen Welle und Nabe verändert. Bild 5.27 zeigt die REM-Aufnahme einer Welle im Bereich der Nabenkante. Insgesamt ist

die Oberfläche infolge des Schlupfs eingeebnet worden. Im linken Bereich der Abbildung ist Passungsrost zu erkennen, der an der Nabenkante ausgeschieden wurde und sich vor der Nabenkante im freien Bereich der Welle sammelt.

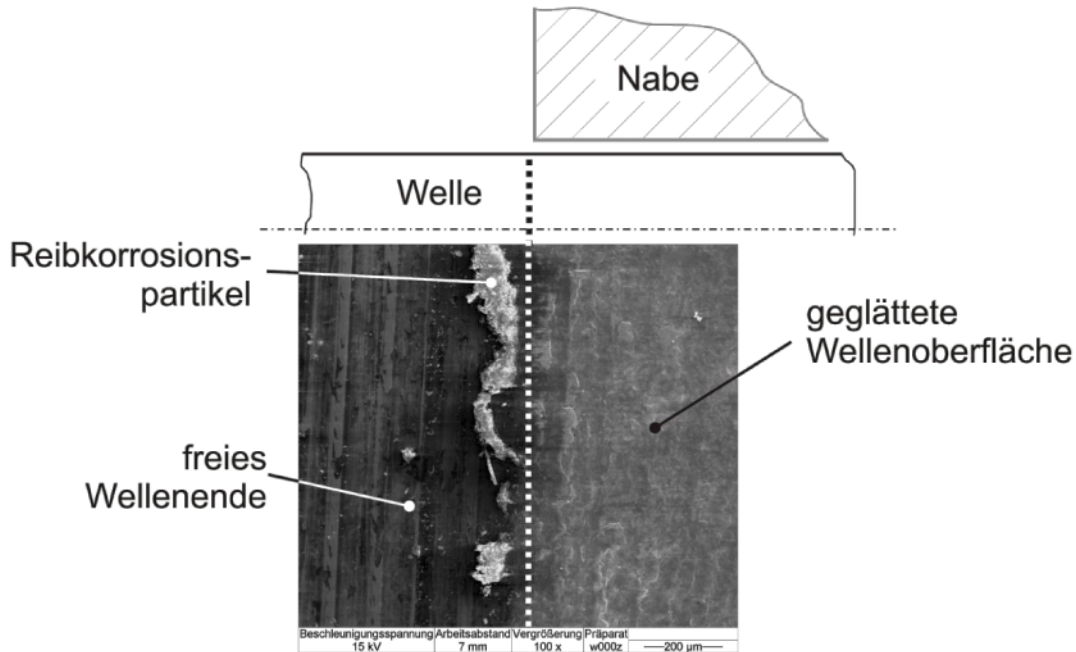


Bild 5.27: REM-Aufnahme einer Welle im Bereich der Nabenkante

5.8 Fazit der experimentellen Untersuchungen

Die zylindrischen und die fugendruckhomogenisierten PV durchlaufen infolge äußerer dynamisch aufgebrachtter Lasten mindestens zwei, beim Ausfall des PV sogar drei Phasen (Phase I bis III). Phase I (Trainierung) ist nach ca. 0,5 Mio. Lastwechseln abgeschlossen und kann durch ein gestiegenes Biegemoment sowie durch eine verringerte Schlupfamplitude belegt werden. Trotz der unterschiedlichen Nabenkonturen unterscheidet sich das Verhalten der Trainierung von zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV nur unwesentlich. Trainieren sich PV deutlich über 0,5 Mio. Lastwechsel hinaus, führt dies üblicherweise zu einem Wellenbruch nach wenigen Millionen Lastwechseln (LCF). Nach der Phase I wird die längste Zeit der Lebensdauer in Phase II, d. h. im trainierten Zustand verbracht. Je nach Belastungshöhe wird diese durch den Bruch der Welle in Phase III beendet.

Die vor der Training stark reduzierte spezifische Reibarbeit der fugendruckhomogenisierten PV im Vergleich zu den zylindrischen PV schlägt sich nicht wie erwartet in einer stark erhöhten Haltbarkeit nieder. Die Grenzbelastung für die Dauerhaltbarkeit bei den hier untersuchten Proben liegt bei zylindrischen PV bei ca. 63 % M_{BK} , bei fugendruckhomogenisierten PV bei ca. 69 % M_{BK} .

Die erhöhten Schlupfamplituden der fugendruckhomogenisierten PV bleiben auch nach der Training erhalten. Wäre die Schlupfamplitude die einzige lebensdauerbestimmende Größe, müsste die fugendruckhomogenisierten deutlich vor den zylindrischen PV ausfallen. Dies ist jedoch nicht der Fall. Da die Schlupfamplitude aber maßgeblich für die Reibarbeit ist, sollen die Folgen der Training für die RDB in den numerischen Untersuchungen berücksichtigt werden. Die für die folgenden numerischen Untersuchungen wichtigen Größen wie der Durchlauf der drei Phasen sowie die Reibwertänderung (vor der Training $\mu = 0,2$; nach der Training $\mu = 0,5$), die die Training numerisch nachbildet, sind unabhängig von der Mikrokontur der Nabe identisch.

Aufgrund der sich infolge der Training ändernden Einflussparameter (Schlupf und Spannungen) werden im folgenden Kapitel detaillierte vergleichende numerische Untersuchungen unter Berücksichtigung der Training zwischen den zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV durchgeführt.

6 Numerische Untersuchungen

Die FEM wird dazu genutzt, Kriterien der RDB auszuwerten, die sich einer experimentellen Messung entziehen. Ein Verzicht auf experimentelle Untersuchungen kann daraus allerdings nicht abgeleitet werden, denn ein Abgleich mit Versuchsergebnissen bleibt unabdingbar.

6.1 Verwendete FE-Systeme und Ablauf der Untersuchungen

Sämtliche numerischen Untersuchungen wurden mit dem Programmsystem Ansys durchgeführt. Bild 6.1 zeigt den prinzipiellen Ablauf der numerischen Untersuchungen. Dieser Ablauf ist unabhängig vom eingesetzten FE-System.

Ansys bietet die Möglichkeit, das gesamte Modell interaktiv in der GUI des Programmsystems oder alternativ über Input-Skripte zu erstellen. Mit Hilfe von Input-Skripten ist es, wie in Kapitel 6.3.1 beschrieben, möglich, mit sehr geringem Aufwand eine große Zahl an Berechnungen durchzuführen. Die verwendete Version 11 von Ansys ist in der „University Advanced“ Version auf 128.000 Knoten beschränkt.

Vorangegangene Arbeiten nutzten das FE-System bestehend aus Patran und Permas. Diese Systeme wurden in dieser Arbeit für Kontrollrechnungen eingesetzt. Da beide Systeme mit unterschiedlichen Kontaktsimulationsmethoden arbeiten, bietet sich dieser Vergleich an.

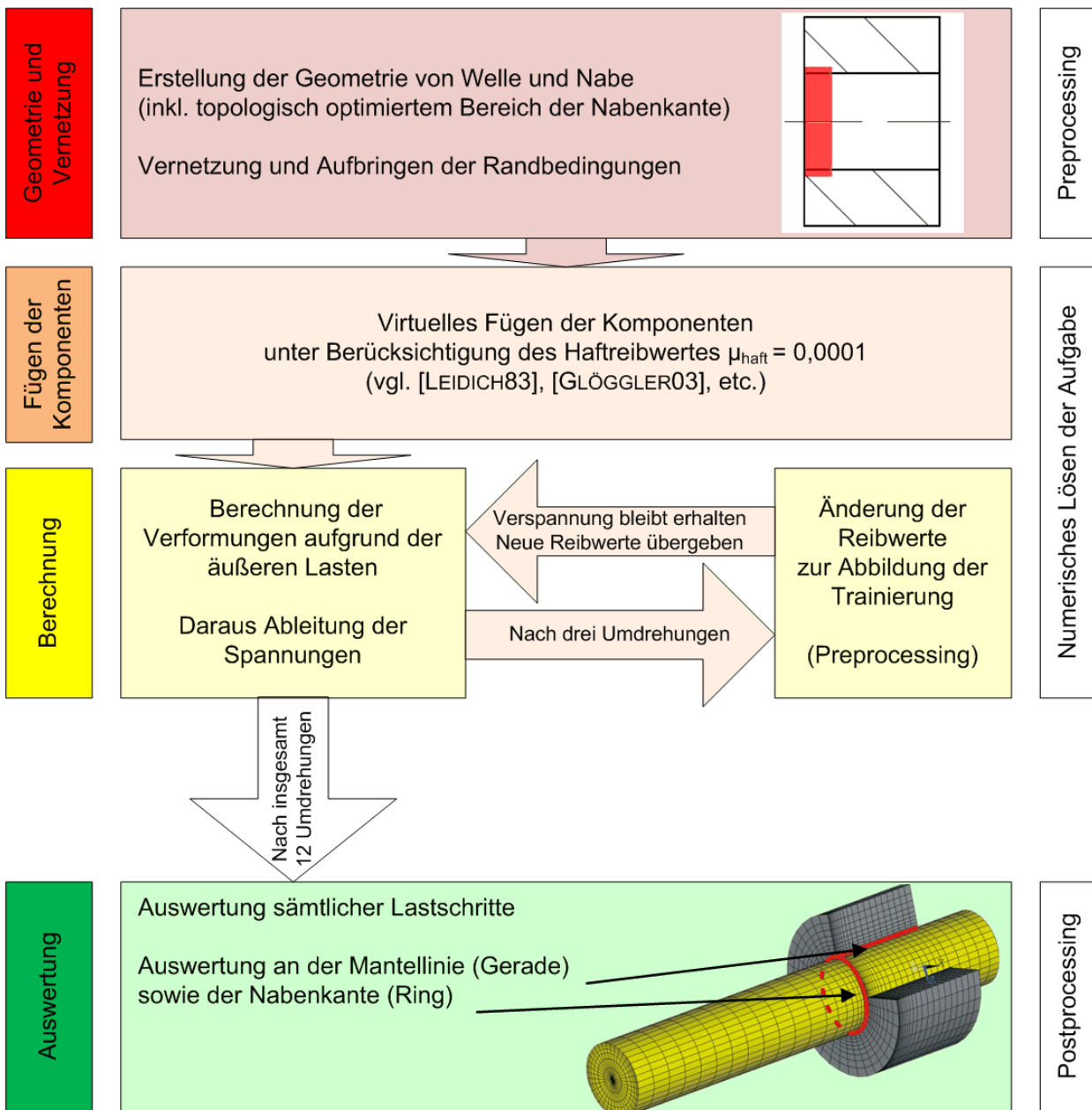


Bild 6.1: Ablauf der numerischen Untersuchungen

6.2 FE-Modellbeschreibung

In zahlreichen Voruntersuchungen wurden Berechnungen mit unterschiedlichen Elementgrößen durchgeführt. Die Resultate der Berechnungen müssen dabei unabhängig von der Diskretisierung sein. Das Ergebnismodell dieser Voruntersuchungen stellt das im Folgenden dargestellte Modell dar.

6.2.1 Geometrie der Proben

Die Geometrie der numerisch untersuchten Naben (türkis in Bild 6.2 dargestellt sowie Halbschnitt in Bild 6.3) unterscheidet sich nur geringfügig von der Geometrie der experimentell untersuchten Doppelnaben, deren Geometrie aus vorigen Projekten unverändert übernommen wurde. Voruntersuchungen haben ergeben, dass der minimale Stützeffekt durch das Material der Verbindung zwischen den Fügeflächen der beiden Proben keinerlei Einfluss auf das Verhalten der Proben hat (innere Nabenkante). Der schädigende Schlupf infolge der Biegebeanspruchung findet auf der gegenüberliegenden Seite der Fügefläche statt (äußere Nabenkante). Der Fügenenddurchmesser beträgt 30 mm. Das Übermaß beträgt in der Regel $40\ \mu\text{m}$ ($\xi = 1,33\text{ ‰}$). Die Länge der Fügefläche beträgt 42 mm.

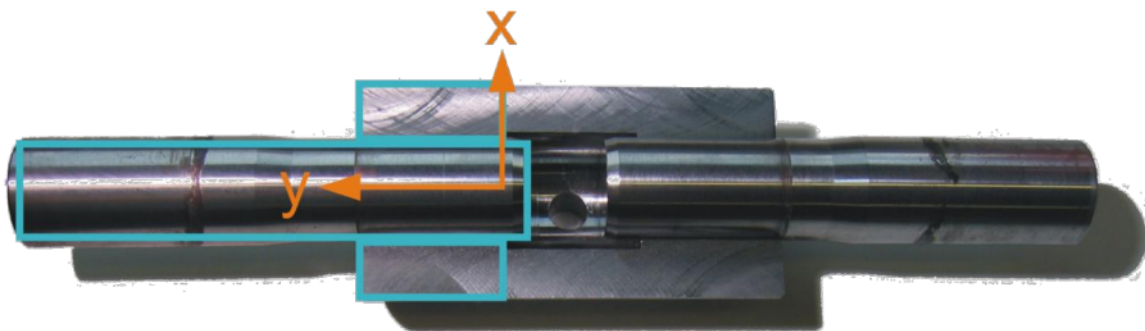


Bild 6.2: Realer Doppel-PV und FE-Modell

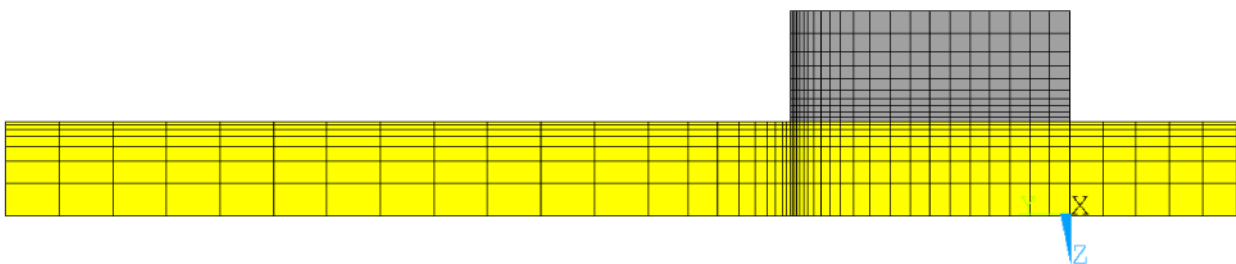


Bild 6.3: Halbschnitt des 3D-Modells eines PV

Eine Ausnutzung der Rotationssymmetrie der WNV um die y-Achse zur einfacheren Berechnung mittels Flächenelementen ist nicht möglich. Der PV muss komplett über 360° ausmodelliert werden, da am PV eine umlaufende Biegekräft angreift.

Besondere Bedeutung kommt der Kontaktfläche zwischen Welle und Nabe zu. Der aufgrund der FE-Methode ermittelte Spannungszustand in der Passungsfuge muss unabhängig vom verwendeten Netz sein. Um die Spannung im Bereich der Nabenkante möglichst real abzubilden, ist dieser Bereich, in dem ein ausgeprägter Spannungsgradient vorliegt, sehr fein vernetzt. Die Nabenkante stellt bezüglich des Spannungszustands eine Singularität dar (vgl. [BARTON41], [OKUBO52]). Somit führt eine Veränderung des FE-Netzes immer zu einer Veränderung der Spannungen an dieser Stelle. Aufgrund der linear-elastischen Werkstoffbeschreibung würden sich an der Nabenkante theoretisch unendlich hohe Spannungen ergeben. Die exakte Auswertung der Spannungen an der Nabenkante stellt aber nicht das primäre Auswertungskriterium dieser Arbeit dar. Stattdessen sollen die Spannungen sowie die Relativverschiebungen über der gesamten Fügefläche betrachtet werden. Ein Vergleich der Spannungen mit zuvor durchgeführten Untersuchungen von Smetana [SMETANA01], Glöggler [GLÖGGLER03] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10] hat gezeigt, dass die hier durch das FE-Programm ermittelten Spannungen denen entsprechen, die in den genannten Arbeiten ermittelt wurden.

6.2.2 Randbedingungen der numerischen Untersuchungen

Das numerische Modell soll mit den verwendeten Randbedingungen und der Belastungsart möglichst genau den realen PV entsprechen. Die Nabe wird hierfür an den äußeren Randknoten an der hinteren (lasteinleitungsabgewandten Seite) Nabenkante tangential und axial fixiert. Diese Lagerung entspricht der Lagerung vorangegangener Arbeiten von Smetana [SMETANA01, S. 31 f] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 30]. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass sich die Nabe weder verschieben noch verdrehen lässt. In radialer Richtung kann sich die Nabe ungehindert ausdehnen.

Da die Solver vor jeder Kontaktrechnung eine Festkörperverschiebungsprüfung durchführen, muss die Welle ebenfalls im Raum gelagert werden. Bild 6.4 zeigt auf der linken Seite die Lagerung im Raum mittels „Spinne“. Diese Spinne verbindet die hinteren Randknoten der Welle mit einem einzelnen Punkt im Raum, der sich fix hinter der Welle befindet. Die Elemente der Spinne sind extrem weiche Federelemente, die das Berechnungsergebnis nicht beeinflussen.

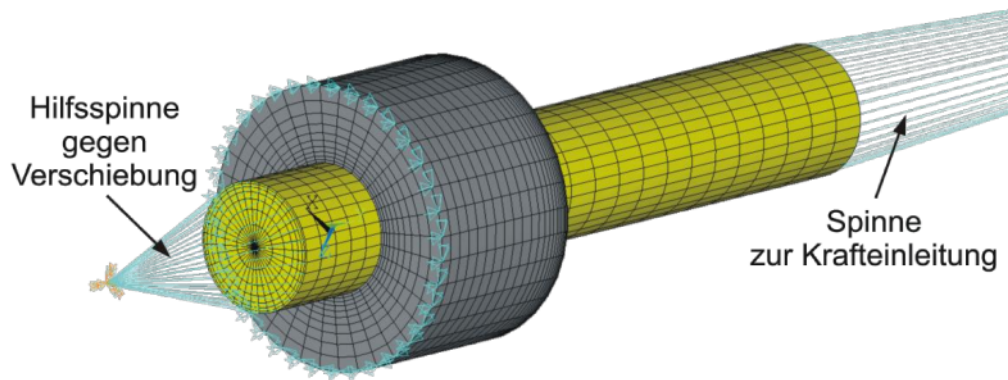


Bild 6.4: Randbedingung Nabe und Fixierung der Welle am FE-Modell

6.2.3 Fügen und Belastung

Zu Beginn jeder Simulation wird der PV virtuell gefügt. Der Spannungszustand in der Pressfuge der Verbindung ist von der Art des Fügevorganges (Längs- bzw. Querfügen) und vom Reibkoeffizienten abhängig [HÄUSLER74], [HÄUSLER76], [GALLE81], [GROPP97]. Statt des thermischen Fügens wird eine vereinfachte Vorgehensweise genutzt. Hierfür werden Welle und Nabe direkt reibungsfrei aufeinander gesetzt (gefügt). Dies ist zulässig, da zum einen lokale Überlasten bei duktilen Werkstoffen nach dem Fügen durch Fließen abgebaut werden, zum anderen die auftretenden Schubspannungen innerhalb der Pressfuge infolge schrittweiser geringer dynamischer Belastung innerhalb weniger Lastwechsel abgebaut werden. Es wird damit ein Zustand in der Fügefläche erreicht, der einer Fuge ohne Reibung entspricht. Somit kann das reale thermische Fügen durch ein direktes Fügen mit einem Reibwert von annähernd $\mu_h = 0$ vereinfacht werden. Ausführliche Untersuchungen hierzu wurden unter anderem von Cordt [CORDT88] durchgeführt. Die angewandte Vorgehensweise wird von Leidich [LEIDICH83] in seinen Untersuchungen bestätigt.

Der Krafteinleitungspunkt (vgl. rechte Spitze der türkisen Balkenelemente in Bild 6.5) liegt in 400 mm Abstand zur vorderen Nabenkante. Dies entspricht dem Krafteinleitungspunkt des realen Prüfstands (vgl. Bild 5.7). Zur Realisierung der Krafteinleitung werden im FE-Modell mehrere Balkenelemente (Starrkörper) erstellt. Da die Biegearme des Prüfstands dieselbe Länge aufweisen, können die Kräfte zur Erzeugung des Biegemoments direkt verglichen werden.

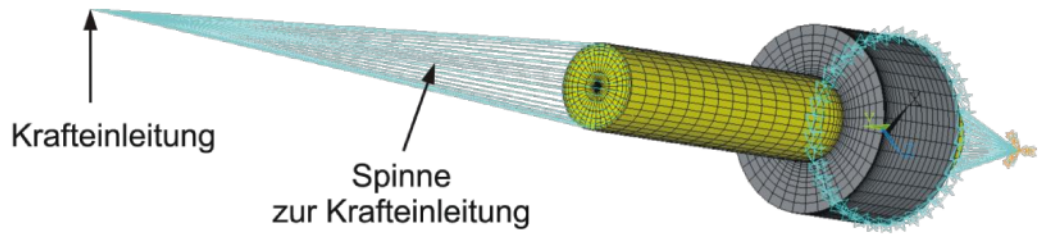


Bild 6.5: Krafteinleitung am FE-Modell

Die umlaufende Biegekraft wird in einer Schrittweite von zehn Grad aufgebracht. Im Zuge der numerischen Untersuchungen wurden die PV üblicherweise in 250 N Stufen zwischen 0 N und 2000 N (0 Nm bzw. 0 % M_{BK} bis zu 800 Nm bzw. 104 % M_{BK}) beansprucht. Die Beanspruchung über 100 % M_{BK} wird bewusst gewählt, um zu untersuchen, ob sich die RDB beschreibenden Kenngrößen durch das Klaffen des PV ändern.

6.2.4 Trainieren

Reale PV trainieren sich aufgrund der eingebrachten Reibarbeit (vgl. Kapitel 4.5.1). Die Trainierung wird numerisch durch eine schrittweise Erhöhung des Reibwerts nachgebildet. Beginnend mit einem Reibwert von $\mu_h = 0,2$ (Gleitwert $\mu_g = 0,195$) wird der Reibwert alle drei Umdrehungen kontinuierlich um 0,1 auf bis zu $\mu_h = 0,5$ erhöht. Diese Reibwerte wurden von Heydt [HEYDT02] und Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 32] mit Hilfe zahlreicher numerischer Untersuchungen bestätigt.

Für sämtliche Modelle wurden insgesamt zwölf Umdrehungen pro wirksamen Biegemoment berechnet. Für eine direkte Berechnung mit weniger Umdrehungen des Zustands nach der Trainierung muss Kapitel 6.6.2 beachtet werden. Im Gegensatz zu den realen PV, die sich lediglich im Bereich aktiv aufeinander gleitender Flächen trainieren, wird der Reibwert über die gesamte Fügefläche erhöht. Da aber die dynamische Beanspruchung in den durchgeführten Untersuchungen nicht erhöht wird, steigt auch die Schlupftiefe nicht. Somit ist eine integrale Erhöhung des Reibwerts zulässig und vereinfacht die Modellbildung erheblich.

6.3 Auswertung der numerisch berechneten Daten

Für jeden Lastschritt wird für Nabe und Welle ein Ring an der Nabenkante sowie eine Mantellinie ausgewertet (vgl. Bild 6.6). So kann die komplette Fügefläche des PV beurteilt werden.

Die Daten werden im Anschluss an die Berechnung automatisiert in eine Ergebnisdatei im ASCII-CSV-Format exportiert. Dies geschieht über ein hierfür programmiertes Input-Skript.

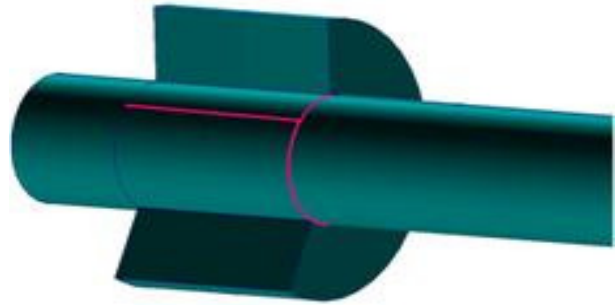


Bild 6.6: Auswertung am PV

6.3.1 Input-Skript

Alle numerischen Untersuchungen wurden mit Hilfe eines selbst erstellten Skripts durchgeführt. Für die zwölf Umdrehungen werden über 430 Lastschritte (Kraftrichtung und Reibwert) definiert. Durch die Verwendung des Input-Skripts ist es möglich, eine weitreichende Anzahl an Varianten zu untersuchen. Nur eine kleine Anzahl an Parametern muss für die jeweilig zu berechnende Variante angepasst werden.

6.3.2 Berechnete Daten der numerischen Simulation

Das FE-System gibt lediglich die folgenden Größen für die selektierten Knoten aus:

- die Verschiebung,
- die Spannungen (axial / radial),
- Informationen zum Lastschritt (Kraftrichtung), zur axialen Position in der Fügefläche, zur Zugehörigkeit (Welle oder Nabe) sowie zur eindeutigen Knoten ID.

Da diese ausgegebenen Ergebnisse aber noch nicht ausreichend für die Bestimmung der RDB sind, werden die erstellten Dateien weiterverarbeitet. Folgende Größen werden dazu berechnet:

- Schlupf: Der Schlupf berechnet sich als Relativbewegung zwischen Welle und Nabe. Dies geschieht entlang der Mantellinie, wie sie in Bild 6.6 dargestellt ist.
- Reibarbeit: Die spezifische Reibarbeit wird entsprechend der Formel 3-18 bestimmt. Das Maximum der spezifischen Reibarbeit sowie die Summenreiarbeit pro Stufe der Trainierung (wirksamer Reibwert) pro Umdrehung werden zusätzlich bestimmt.
- Sonstige Größen: Neben den oben genannten Größen werden das FFDP-Kriterium, auch K_{RC1} genannt, das modifizierte Ruiz-Chen-Kriterium sowie der integrale Schlupfweg pro Umdrehung berechnet.

Die mit Hilfe der Tabellenkalkulation berechneten Werte werden in Diagrammen dargestellt, die in den Kapiteln der Ergebnisdarstellung der numerischen Untersuchungen beschrieben werden.

6.4 Numerische Ergebnisse der zylindrischen Nabe

Im Folgenden soll auf die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen an zylindrischen Naben in Verbindung mit einer kerbfreien glatten zylindrischen Welle eingegangen werden. Der stattfindende Massenverlust / Verschleiß in der Fügefläche (Bild 5.23) wird in den numerischen Untersuchungen nicht berücksichtigt. Das Lastniveau für die detaillierte Auswertung wird auf 63 % M_{BK} (Grenzbelastung für die Dauerhaltbarkeit bei zylindrischen PV) eines Standard-PV festgelegt.

Bild 6.7 zeigt die für die folgenden Bilder einheitliche Definition der Krafrichtung sowie den Koordinatenbezug der y-Achse zur ausgewerteten Mantellinie. Der Nullpunkt der y-Achse ist dabei an der hinteren Nabenkante und erstreckt sich in die Richtung der Nabe. Die Schlupfauswertung findet unmittelbar unterhalb der vorderen Nabenkante statt.

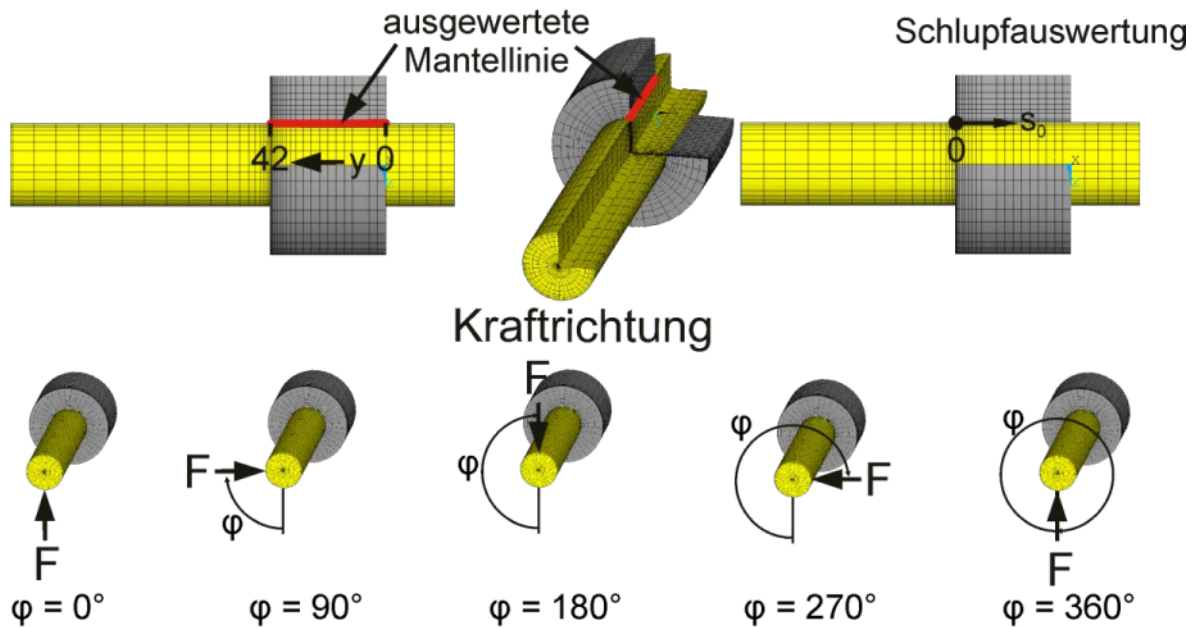


Bild 6.7: Definition der Krafrichtung und Schlupfauswertung

Axial- und Radialspannung des zylindrischen PV:

Durch die Reibwertsteigerung, welche die Trainierung des PV numerisch abbildet, ändern sich die Spannungen innerhalb des PV. Für die Bewertung der RDB sind die Axial- und Radialspannungen relevant. Im Speziellen interessieren die Zugspannungen, da nur diese sich rissfördernd auswirken. Die Welle ist das versagenskritische Bauteil und wird detailliert betrachtet.

Die Zugspannungen an der Wellenoberfläche, die durch die Biegung erzeugt werden, steigen infolge der Trainierung um ca. 35 %. Die Steigerung der Zugspannungen infolge der Trainierung kann durch die verringerte Schlupftiefe erklärt werden (vgl. Bild 6.10). Die verringerte Schlupftiefe hat zur Folge, dass die Welle nur noch über eine kleinere Fläche gleitet, so dass höhere Axialspannungen (Zugspannungen) die Folge sind.

Bild 6.8 zeigt im oberen Bereich die Radialspannungen einer Mantellinie über zwei komplette Umdrehungen (Winkelsumme der Krafrichtung 720°). Die Radialspannung innerhalb der Fügefläche hat einen direkten Einfluss auf die Reibarbeit. In beiden Diagrammen ist die Krafrichtung über der Tiefe der Fügefläche und der berechneten Radialspannung aufgetragen. Infolge der umlaufenden Krafrichtung ändert sich die Radialspannung deutlich. Bei der gewählten Beanspruchung von 63 % M_{BK} tritt erwartungsgemäß kein Klaffen (Radialspannung 0 MPa) auf. Die Zacken im sonst harmonischen

Verlauf der Radialspannung werden durch „Stick-Slip-Effekte“ verursacht. Die in sämtlichen folgenden Bildern in geringem Maße auftretenden Knicke oder Zacken der Kurven sind auf diese Effekte zurückzuführen. Die Welle bleibt für eine kurze Zeit auf der Nabe haften (Haftreibung), so dass sich erhöhte Spannungen und verringerte Relativbewegungen zu diesem Zeitpunkt ergeben. Infolge der Krafrichtungsänderung wird die Haftreibung aber gleich darauf wieder aufgehoben.

Auf der Last abgewandten Seite der Nabe ist die Spannungsüberhöhung infolge der über die Naben hinaus ragenden Welle zu erkennen (Radialspannungsüberhöhung bei zylindrischen PV).

Im unteren Bereich des Bilds sind die Radialspannungen nach der Trainierung (erhöhter Reibwert) dargestellt. Der erhöhte Reibwert hat zur Folge, dass die Schlupftiefe sinkt. Die Welle stützt sich somit „härter“ auf einer kleineren Fläche gegen die Nabenkante ab. Die Steigerung der Radialspannung für den zylindrischen PV beträgt ca. 20 %. Der Schlupf wird im Folgenden ebenfalls genauer betrachtet.

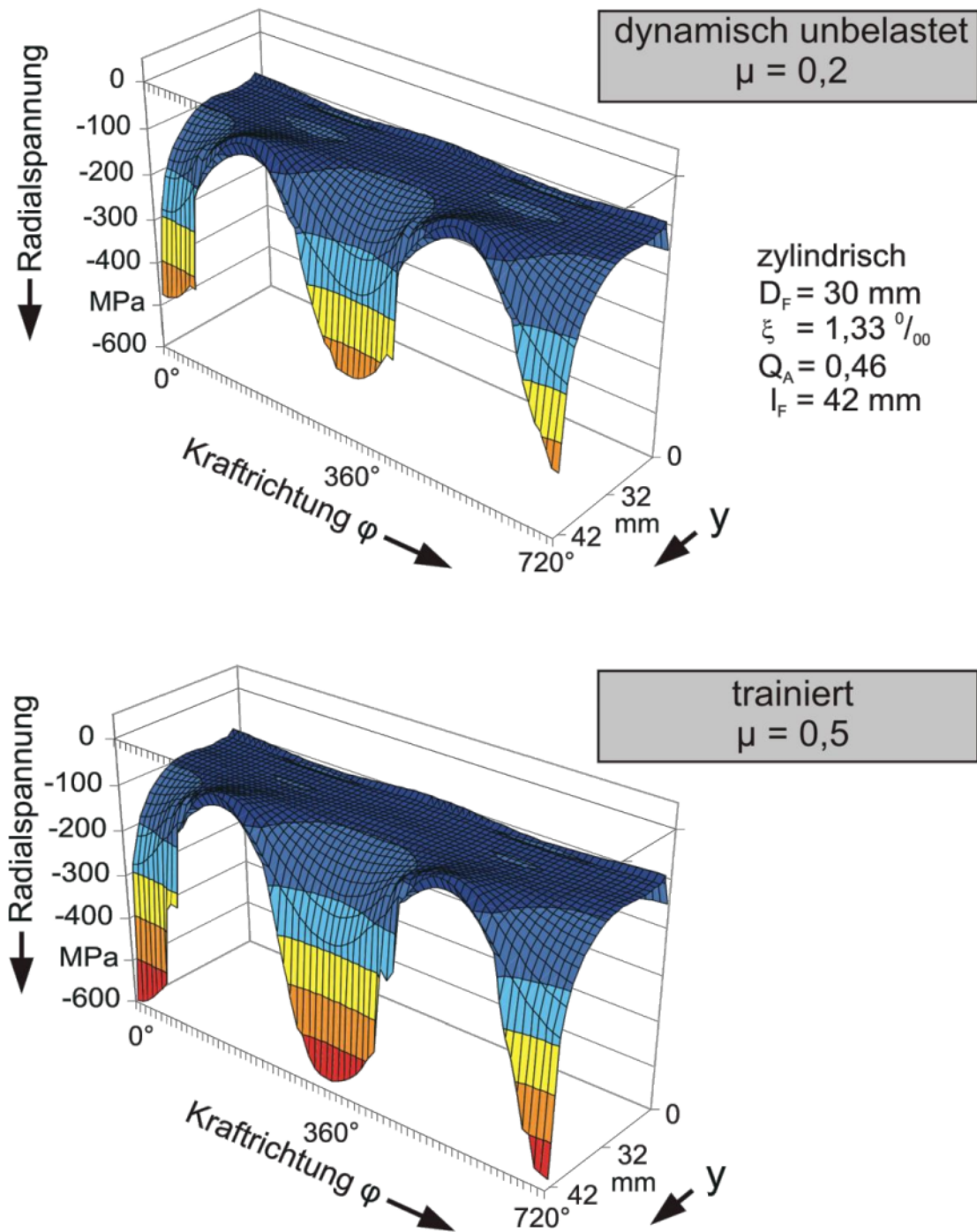


Bild 6.8: Radialspannung zylindrischer PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

Anmerkung zur Y-Achse: In sämtlichen Darstellungen dieser Art ist die Y-Achse nicht linear. Der Bereich der Nabenkante stellt den Untersuchungsschwerpunkt dar, so dass dieser im Vergleich zur restlichen Fügefläche vergrößert dargestellt ist.

Schlupf des zylindrischen PV:

Aufgrund der dynamischen Beanspruchung wird die Welle je Umdrehung zyklisch einmal aus der Nabe herausgezogen und anschließend wieder hineingepresst. In Bild 6.9 ist die Schlupfamplitude des zylindrischen PV in Mikrometer an der Nabenkante über der Krafrichtung aufgetragen.

In Bild 6.9 ist oben der Schlupf vor der Trainierung dargestellt (Reibwert $\mu = 0,2$). Bei $\varphi = 0^\circ$ wird die Welle an der ausgewerteten Stelle in die Nabe hineingedrückt, da der Wellenstummel nach oben gebogen wird, bei $\varphi = 180^\circ$ wird die Welle aus der Nabe herausgezogen bzw. der Wellenstummel nach unten gebogen. Es stellt sich hierbei eine Amplitude von etwa $7,7 \mu\text{m}$ ein. Die Mittelwertlinie der Schlupfamplitude ist dabei um etwa $2,3 \mu\text{m}$ in der Vertikalen verschoben. Dies ist im axialen Auszug der Welle begründet (vgl. [SCHWÄMMLE10, S. 104 ff]). Die Welle erfährt infolge der umlaufenden Biegung abwechselnd eine Erhöhung bzw. eine Verringerung der Radialspannung (vgl. Bild 6.8). Die Zugschlupfbewegung (Zug am ausgewerteten Punkt) fällt mit der verminderten Radialspannung zusammen, so dass auch die übertragbaren Schubspannungen sinken. Beim erneuten Hochbiegen des Wellenstummels nach einer halben Umdrehung (Druck am ausgewerteten Punkt) wirkt eine erhöhte Radialspannung auf die Welle. Die Welle wird gegen die Nabe gepresst. Dadurch können größere Schubspannungen übertragen werden. Die Welle lässt sich nicht mehr so weit in die Nabe hineinpressen. Die Folge ist eine minimal herausgezogene Welle, dies ist an der verschobenen Mittellinie der Schlupfamplitude bzw. der Verschiebung der Schlupfkurve in Bild 6.9 zu erkennen. In der gedehnten Welle bleiben Zugspannungen erhalten (Nabe: Druckspannungen). Da der Vorgang lediglich zu Beginn jeder Trainingsstufe einmalig stattfindet und nicht dynamisch ist, wird er im Folgenden nicht weiter betrachtet oder abgebildet. Sämtliche Auswertungen sind nach einer Einschwingumdrehung durchgeführt. Nach dieser Umdrehung sind die Amplituden für Zug- und Druckschlupf identisch.

Infolge der Trainierung sinkt die dynamische Schlupfamplitude deutlich auf etwa $2 \mu\text{m}$ ab. Die Mittelwertlinie der Schlupfamplitude verschiebt sich nochmals im Vergleich zur Nulllinie des dynamisch unbelasteten PV um etwas mehr als einen Mikrometer. Durch den erhöhten Reibwert in Kombination mit der erhöhten Radialspannung kann nochmals eine erhöhte Schubspannung aufgebracht werden, die ein Wiedereinschieben der Welle verhindert.

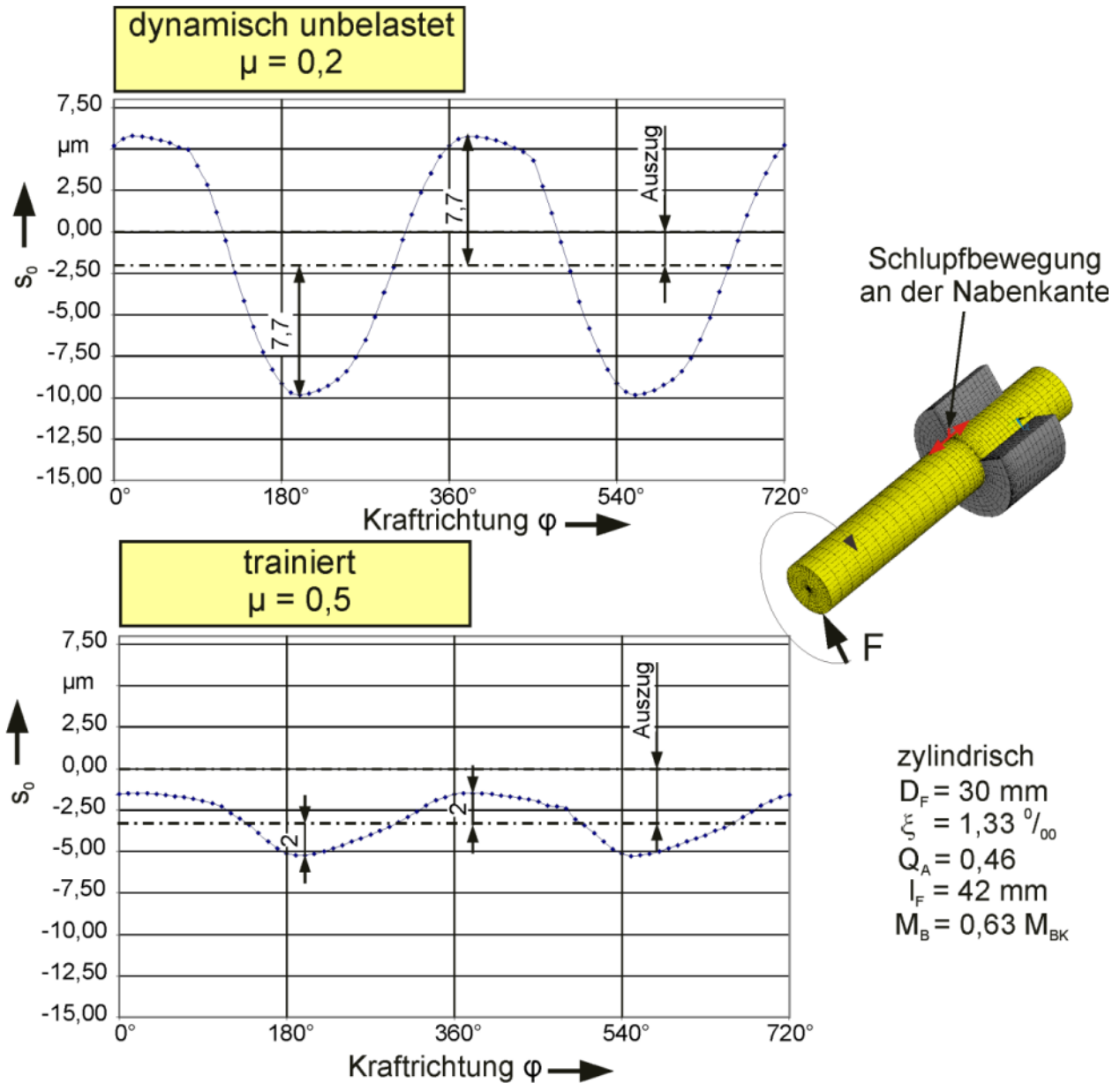


Bild 6.9: Schlupf an der Nabenkante zylindrischer PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

In Bild 6.10 ist die Auswertung der Schlupfbewegung innerhalb der gesamten Passfläche dargestellt. Der Schlupf ist über der Krafrichtung aufgetragen. Im oberen Bereich ist der Schlupf vor der Trainierung dargestellt. Im unteren Bereich ist der deutliche Rückgang der Schlupfamplitude nach der Trainierung erkennbar. Dieser Rückgang der Schlupfamplitude ist mit einer Verringerung der Schlupftiefe verbunden. Auch der Auszug der Welle ist in Bild 6.10 zu erkennen (Stufe in der Darstellung). Bereiche der Welle, die vor der Trainierung unterhalb der Nabenkante hin und her gewandert sind, kommen nach der Trainierung nicht mehr in die Pressfuge hinein. Sie sind infolge der Trainierung heraus gewandert (Auszug der Welle) und bewegen sich außerhalb der Pass-

fläche. Mit dem Fugendruckgefälle zur Nabenkante sowie dem Auszug kann auch das Ausscheiden von Korrosionspartikeln erklärt werden.

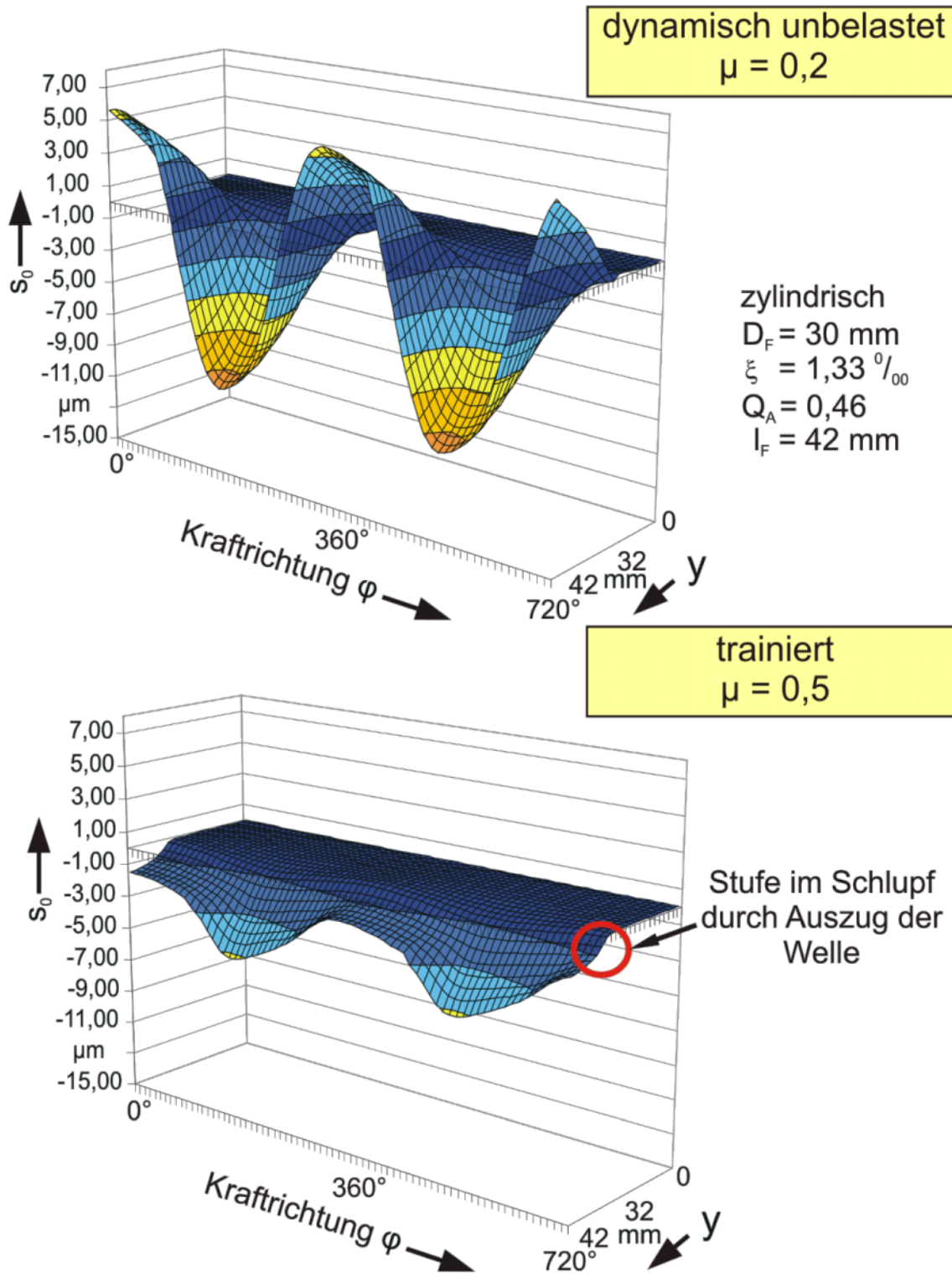


Bild 6.10: Schlupf zylindrischer PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

In Bild 6.11 ist der bezogene Schlupf über dem bezogenen Biegemoment dargestellt. Die Bezugsgröße stellt dabei der maximale Schlupf des zylindrischen Standard-PV bei 100 % M_{BK} dar. Die maximale Schlupfamplitude mit $s_0 = 18,7 \mu\text{m}$ tritt erwartungsgemäß bei einem Reibwert von $\mu = 0,2$ auf (vor der Trainierung). Dieser Schlupfwert wurde als Bezugsgröße gewählt, da sich die meisten Untersuchungen bisher mit PV vor der Trainierung beschäftigen. Ferner zeigt das Bild, dass der Schlupf nicht linear mit dem wirkenden Biegemoment steigt.

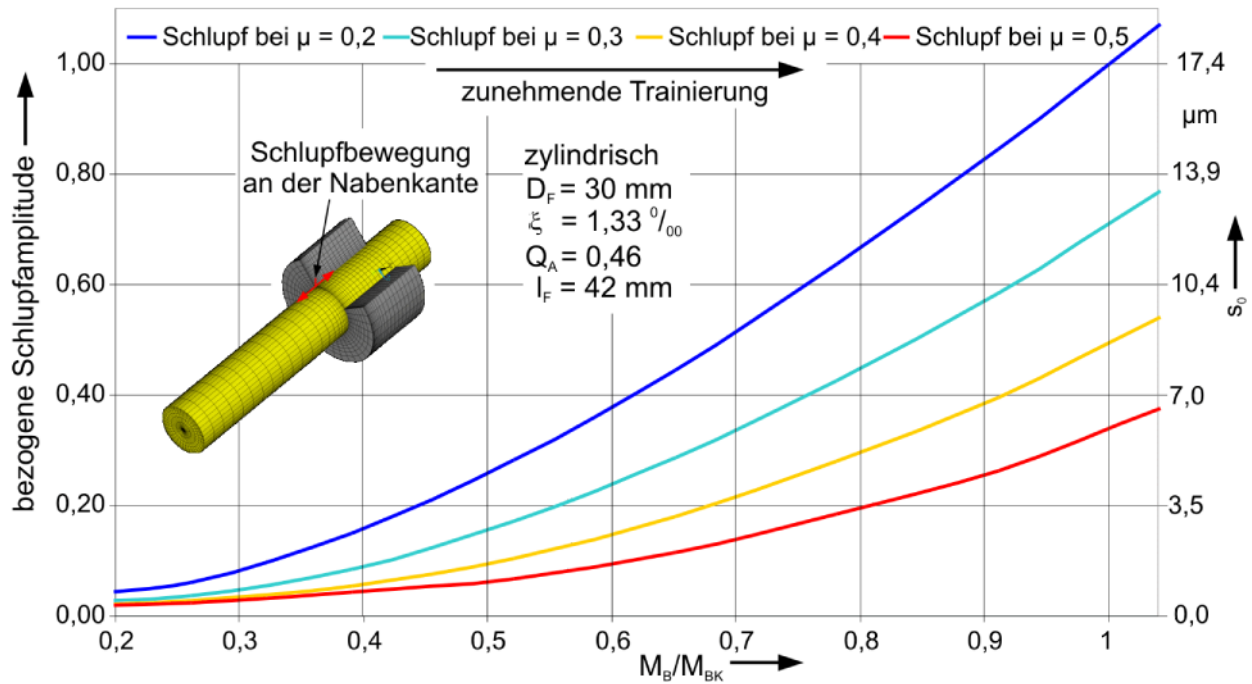


Bild 6.11: Bezogene und absolute Schlupfamplitude des zylindrischen PV

Im Belastungsfall Umlaufbiegung treten die maximalen Radialspannungen und die maximalen Schlupfbewegungen phasenversetzt in Bezug auf die Krafrichtung auf. Dies macht eine genaue Analyse der Reibarbeit für sämtliche Krafrichtungen nötig.

Reibarbeit des zylindrischen PV:

In Bild 6.12 ist die Auswertung der bezogenen spezifischen Reibarbeit dargestellt. Hierfür wird anhand der numerischen Ergebnisse für jeden berechneten Punkt und Lastschritt die spezifische Reibarbeit entsprechend Formel 3-18 automatisch errechnet. Die Bezugsgröße stellt dabei der unbelastete Standard-PV, d.h. ohne Vorlast, vor der Trainierung bei 63 % M_{BK} dar.

Die spezifische Reibarbeit ist über der Krafrichtung und der Tiefe der Fügefläche aufgetragen. Im oberen Bereich des Bilds ist die spezifische Reibarbeit des PV vor der Trainierung dargestellt. Erwartungsgemäß nehmen die berechneten Werte für die spezifische Reibarbeit mit zunehmender Tiefe in die Fügefläche hinein ab.

Im unteren Bereich des Bilds ist der PV nach der Trainierung dargestellt. Zwar sinken die Schlupfamplituden und die Schlupftiefe (vgl. Bild 6.9), doch steigen die Radialspannungen infolge der Trainierung im Bereich der Nabenkante (vgl. Bild 6.8) an. Der starke Rückgang der Schlupfamplitude (vgl. Bild 6.9) wirkt sich nicht direkt in der spezifischen Reibarbeit aus, wie es erwartet werden könnte (vgl. Bild 6.12).

Durch die erhöhten Radialspannungen infolge der Trainierung ist der gesunkene Schlupf nicht ausreichend, um die spezifische Reibarbeit erheblich (vgl. Schlupfamplituden) zu senken. Lediglich eine geringe Senkung (ca. 15 %) der Maxima der spezifischen Reibarbeit tritt ein (vgl. Bild 6.12 unten).

Sowohl vor als auch nach der Trainierung unterscheiden sich die Werte der spezifischen Reibarbeit im unmittelbaren Bereich der Nabenkante während der Zugschlupfbewegung und der Druckschlupfbewegung. Dies ist darin begründet, dass während der Druckschlupfbewegung die Welle gegen die Nabenkante gepresst wird (erhöhte Radialspannung, vgl. Bild 6.8). Im Falle der Zugschlupfbewegung wird die Welle von der Nabe weggebogen (verminderte Radialspannungen, vgl. Bild 6.8). Zusätzlich tritt beim Zugschlupf „stick-slip“ auf, weshalb der Verlauf geringfügige „Zacken“ aufweist.

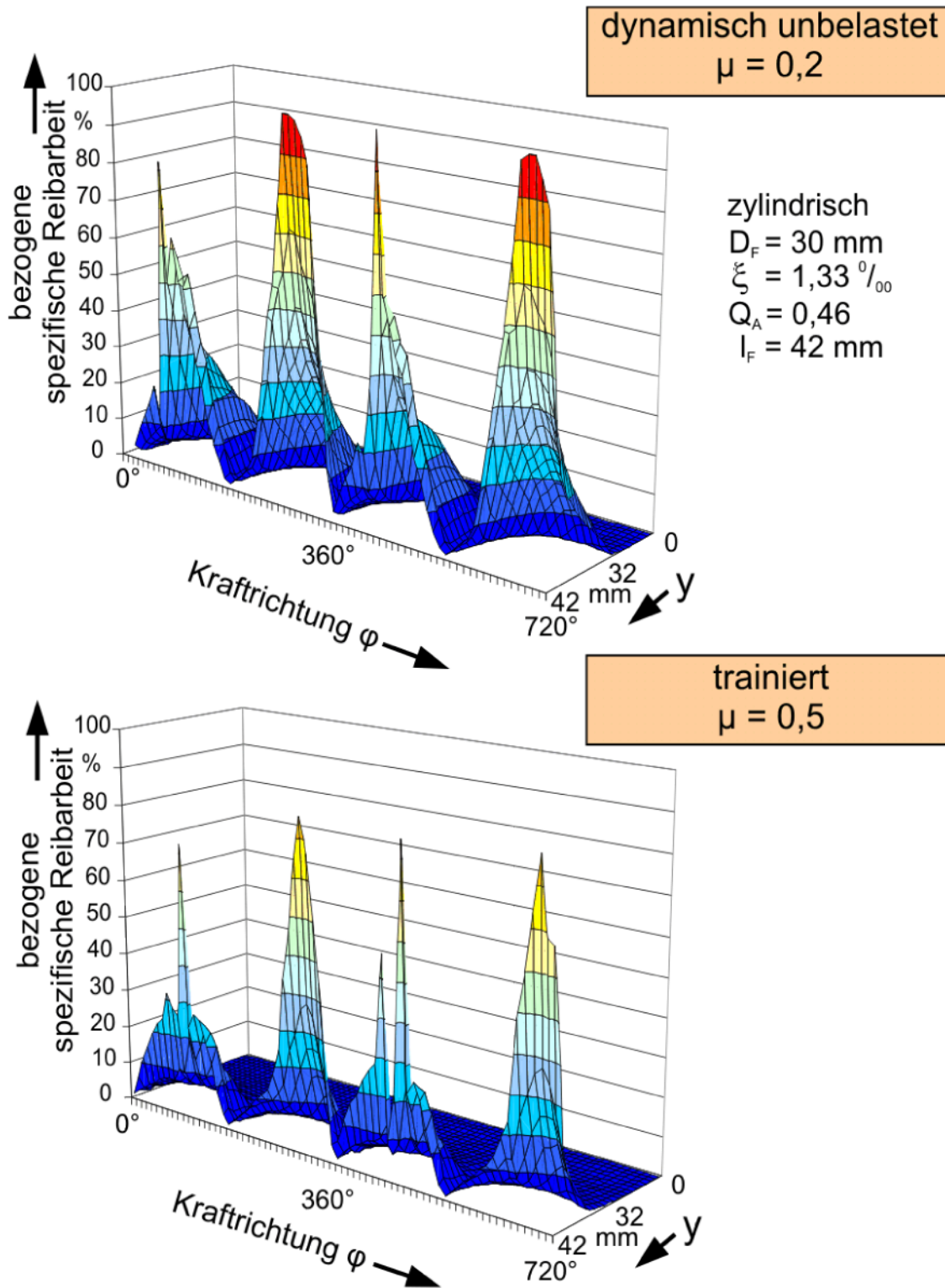


Bild 6.12: Bezogene spezifische Reibarbeit zylindrischer PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

Bild 6.13 zeigt die Auswertung der globalen Maxima der spezifischen Reibarbeit. Global bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die komplette Fügefläche des PV sowie sämtliche Krafrichtungen berücksichtigt werden. Bild 6.13 zeigt die auftretende spezifi-

sche Reibarbeit bezogen auf die maximal auftretende spezifischen Reibarbeit eines Standard-PV bei 100 % M_{BK} . Die zunehmende Training bewirkt keine monotone Senkung der spezifischen Reibarbeit. Da der zunehmende Reibwert eine Veränderung der Spannungen sowie der Schlupfwege zur Folge hat und beide in die Reibarbeit eingehen und sich zusätzlich gegenseitig beeinflussen, sind die Verläufe der Maxima der spezifischen Reibarbeit nicht entsprechend der Training geordnet. Ein klarer Zusammenhang zwischen den Maxima der spezifischen Reibarbeit und der Training ist nicht erkennbar.

Ab einer Beanspruchungshöhe von mehr als 40 % M_{BK} steigen mit beginnender Training zunächst die Maxima der spezifischen Reibarbeit (vgl. Bild 6.13). Erst durch die komplette Training und bei $M_B < 80\% M_{BK}$ sinken die Werte der Maxima der spezifischen Reibarbeit unter die des untrainierten PV (sinkende Maxima infolge der Training). Für $M_B > 80\% M_{BK}$ hat die Training eine „schädigende“ Wirkung auf den PV (gestiegene Maxima infolge der Training). Dies wird sich in schnellen Brüchen der Welle äußern (LCF). Das Klaffen des PV ($M_B > M_{BK}$) hat keine besonderen Auswirkungen auf das Verhalten der PV bezüglich der spezifischen Reibarbeit.

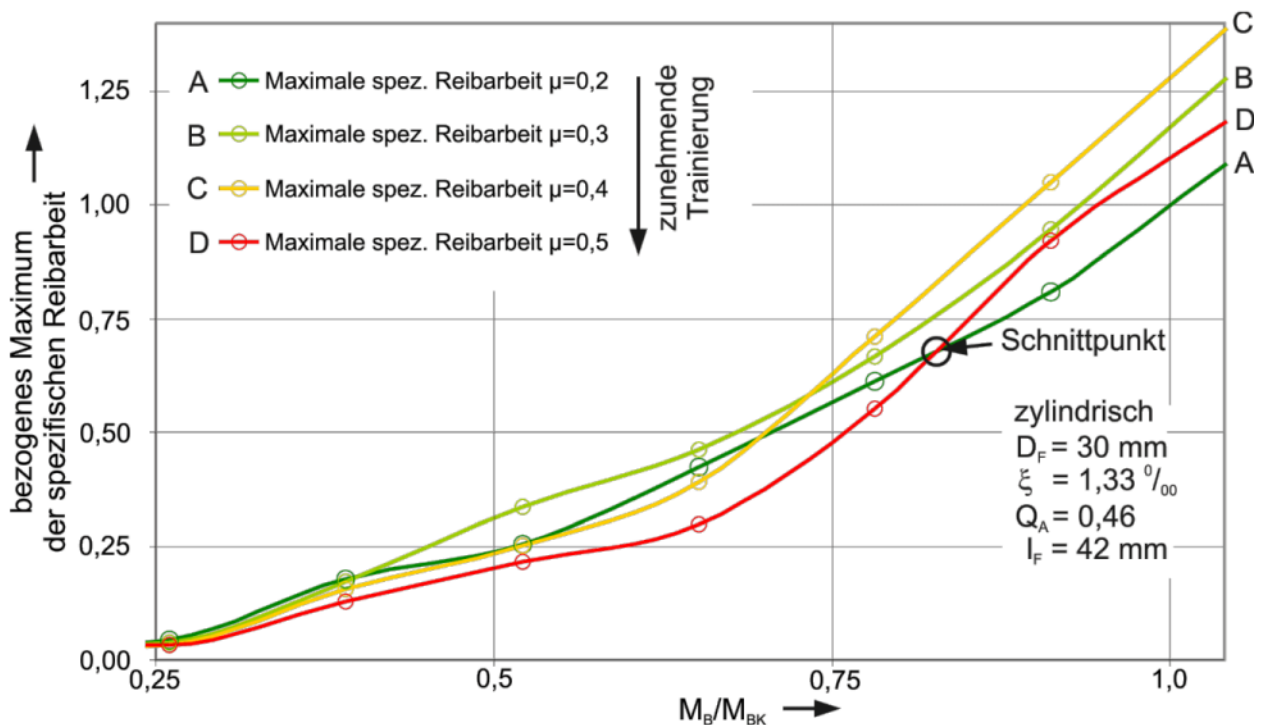


Bild 6.13: Bezogenes Maximum der spezifischen Reibarbeit zylindrischer PV

In Bild 6.14 ist die bezogene Summenreiarbeit des zylindrischen PV über dem bezogenen Biegemoment dargestellt. Die Summenreiarbeit beinhaltet die gesamte Reiarbeit im Innern des PV, d.h. auf der Fügefläche, während einer kompletten Umdrehung. Bezugsgröße ist die Summenreiarbeit eines Standard-PV bei 100 % M_{BK} . Im Gegensatz zur spezifischen Reiarbeit sinkt die Summenreiarbeit des PV infolge der Trainierung monoton. Die nach der Trainierung deutlich reduzierten Schlupfwege wirken sich in der reduzierten Summenreiarbeit aus. Auch für die Summenreiarbeit macht sich das Klaffen nicht besonders bemerkbar.

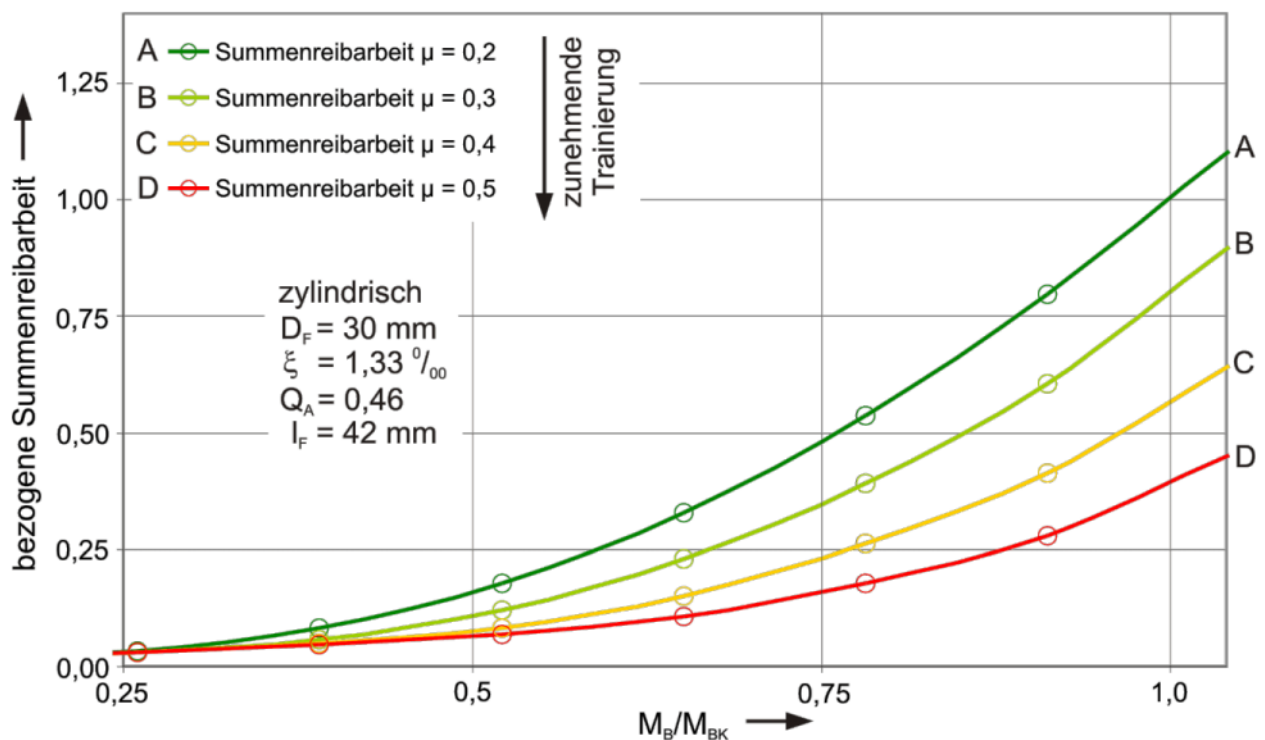


Bild 6.14: Bezogene Summenreiarbeit zylindrischer PV (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

6.5 Numerische Ergebnisse der fugendruckhomogenisierten Nabe

Zur Bestimmung der Kontur für eine Fugendruckhomogenisierung bei reibungsfreier Trennfuge wird wie in Kapitel 5.2.2 beschrieben vorgegangen. Abweichend hiervon wird lediglich die der Lasteinleitung zugewandte Seite der Nabe modifiziert.

Durch das verminderte Übermaß im Bereich der Nabenkante kommt es beim fugendruckhomogenisierten PV bereits bei geringeren Beanspruchungen zum Klaffen als dies beim zylindrischen PV der Fall ist. Da dieser örtlich sehr begrenzt aufgehobene PV

(Klafftiefe nur sehr gering) aber kein Ausfallkriterium darstellt, wird diesem Umstand nicht weiter Rechnung getragen. Selbst bei der Torsionsmomentübertragung sinkt das übertragbare Moment praktisch nicht. Die verminderte Radialspannung wirkt nur sehr begrenzt in die Tiefe der Fügefläche. Der größte Teil der Fügefläche bleibt unverändert. Damit die auf das Biegeklaffmoment bezogenen Ergebnisse direkt verglichen werden können, bezieht sich das angegebene Biegeklaffmoment weiter auf den zylindrischen Standard-PV.

Axial- und Radialspannung des fugendruckhomogenisierten PV:

Ebenso wie beim zylindrischen PV verändern sich die Radial- und die Axialspannungen (Zugspannungen) infolge der Trainierung. Durch die Fugendruckhomogenisierung können allerdings nicht entsprechend hohe Schubspannungen aufgebaut werden, so dass die Zugspannungen der fugendruckhomogenisierten Nabe ca. 20 % unter der des PV mit zylindrischer Nabe bleibt. Die Steigerung (vor und nach der Trainierung) der Zugzugspannungen in der Welle unterhalb der Nabenkante fällt mit 40 % genauso aus wie bei der zylindrischen Nabe.

In Bild 6.15 ist im Vergleich zu Bild 6.8 die deutlich reduzierte Radialspannung im Bereich der Nabenkante zu erkennen. Diese Ergebnisse sind direkt auf das in diesem Bereich reduzierte Übermaß zurückzuführen. Die Nabenkante bleibt der Ort der maximalen Radialspannung. Die maximale Radialspannung vor Beginn der Trainierung infolge der Biegung beträgt etwa 300 MPa (zylindrisch etwa 500 MPa). Im unveränderten Bereich der Fügefläche innerhalb der Nabe stellt sich wie auch bei der zylindrischen Nabe der berechnete Fugendruck ein. Im Bereich der Nabenkante tritt allerdings ab bereits ca. 60 % M_{BK} Klaffen auf. Dies ist im Bild 6.15 daran zu erkennen, dass die Radialspannung auf 0 MPa zurückgeht.

Auch beim PV mit fugendruckhomogenisierter Nabe erhöhen sich die Radialspannungen infolge der Trainierung um ca. 30 % (vgl. Bild 6.15 unten). Die Maxima des Fugendrucks bleiben auch nach der Trainierung unterhalb der Maxima der trainierten zylindrischen Nabe.

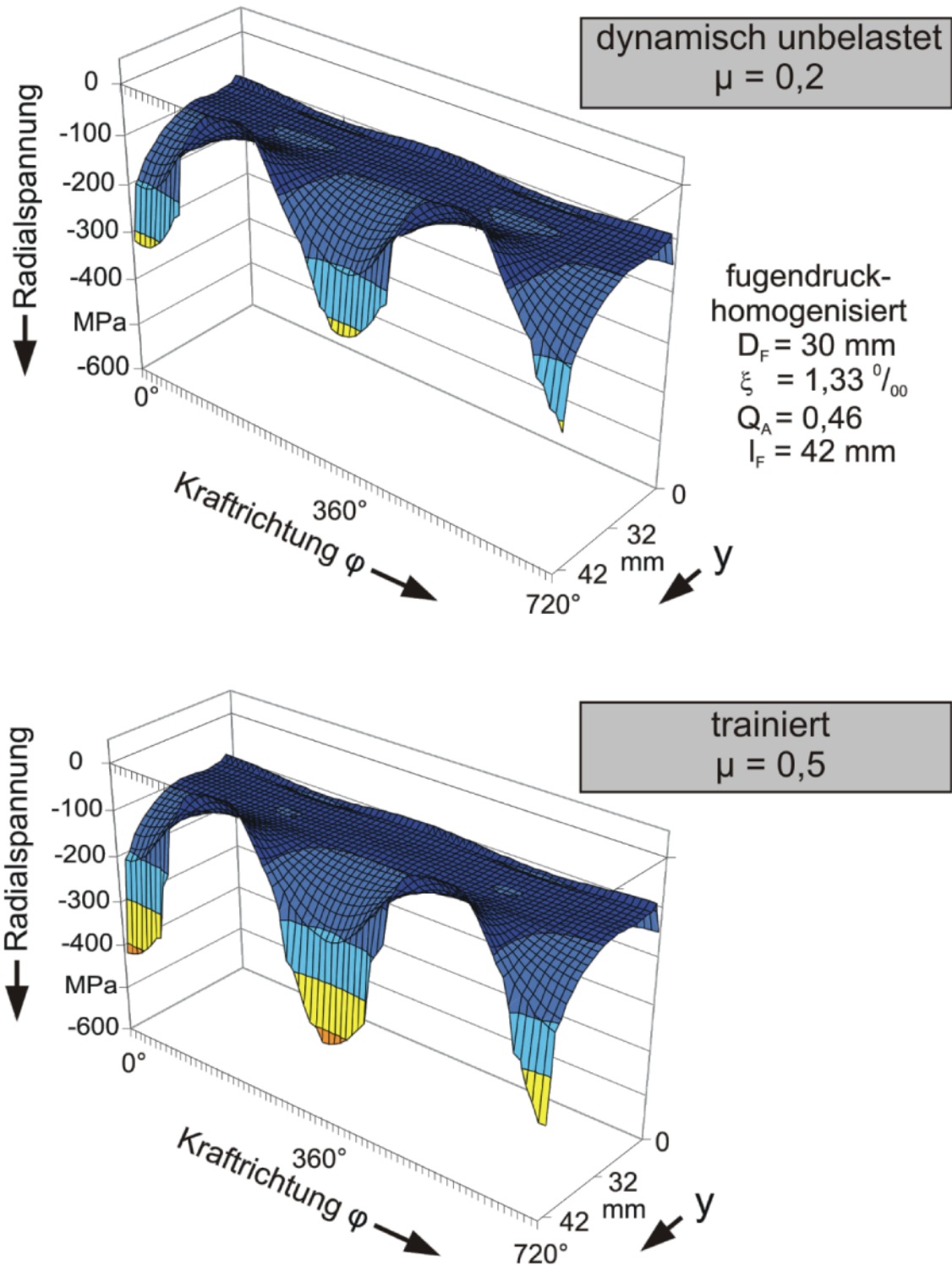


Bild 6.15: Radialspannung fugendruckhomogenisierter PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

Schlupf des fugendruckhomogenisierten PV:

Bild 6.16 zeigt die berechneten Schlupfamplituden an der Nabenkante bei der fugendruckhomogenisierten Nabe. In den beiden Bildern ist jeweils der Schlupf in Mikrometern über der Krafrichtung aufgetragen. Wie beim zylindrischen PV wird ein Teil der Welle im untrainierten Zustand aus der Nabe herausgezogen (vgl. Bild 6.9).

Im oberen Bereich des Bilds ist die Schlupfamplitude vor der Trainierung dargestellt. Dabei fällt die kaum veränderte Schlupfamplitude gegenüber der zylindrischen Nabe auf (vgl. Bild 6.9). Die reduzierte Radialspannung hat vor der Trainierung (Reibwert $\mu = 0,2$) praktisch keinen Einfluss auf die Schlupfbewegung. Für die fugendruckhomogenisierte Nabe wird eine Schlupfamplitude von $8,4 \mu\text{m}$ berechnet (vgl. zyl. $7,7 \mu\text{m}$). Das bedeutet, dass bei den fdh. PV der Schlupf vor der dynamischen Belastung im Vergleich zu den zyl. PV um lediglich etwa 8 % steigt, obwohl das Maximum der Radialspannung im Bereich der Nabenkante um 40 % gesenkt wird.

Bei den Schlupfamplituden nach der Trainierung macht sich das reduzierte Übermaß bemerkbar (vgl. Bild 6.16 unten sowie Bild 6.9). Im Vergleich zum zyl. PV zeigt der fdh. PV für sämtliche Biegemomente erhöhte Schlupfamplituden. Durch die deutlich reduzierte Radialspannung kann der erhöhte Reibwert in Verbindung mit der wirkenden Radialspannung nicht für Reibschubspannungen genutzt werden. Die Folge ist eine erhöhte Schlupfamplitude des fdh. PV. Die im Vergleich zum trainierten zyl. PV um ca. 30 % reduzierte Radialspannung im Bereich der Nabenkante des fdh. PV hat eine Steigerung der dynamischen Schlupfamplitude um ca. 45 % zur Folge. Die Schlupfamplitude im trainierten Zustand beträgt $2,9 \mu\text{m}$ (zyl. $2,0 \mu\text{m}$) bei 63 % M_{BK} (vgl. Bild 6.16 und Bild 6.17). Wie die Welle des zyl. PV wird die Welle des fdh. PV ebenfalls aus der Nabe herausgezogen. Infolge der verringerten Radialspannung sogar etwas weiter.

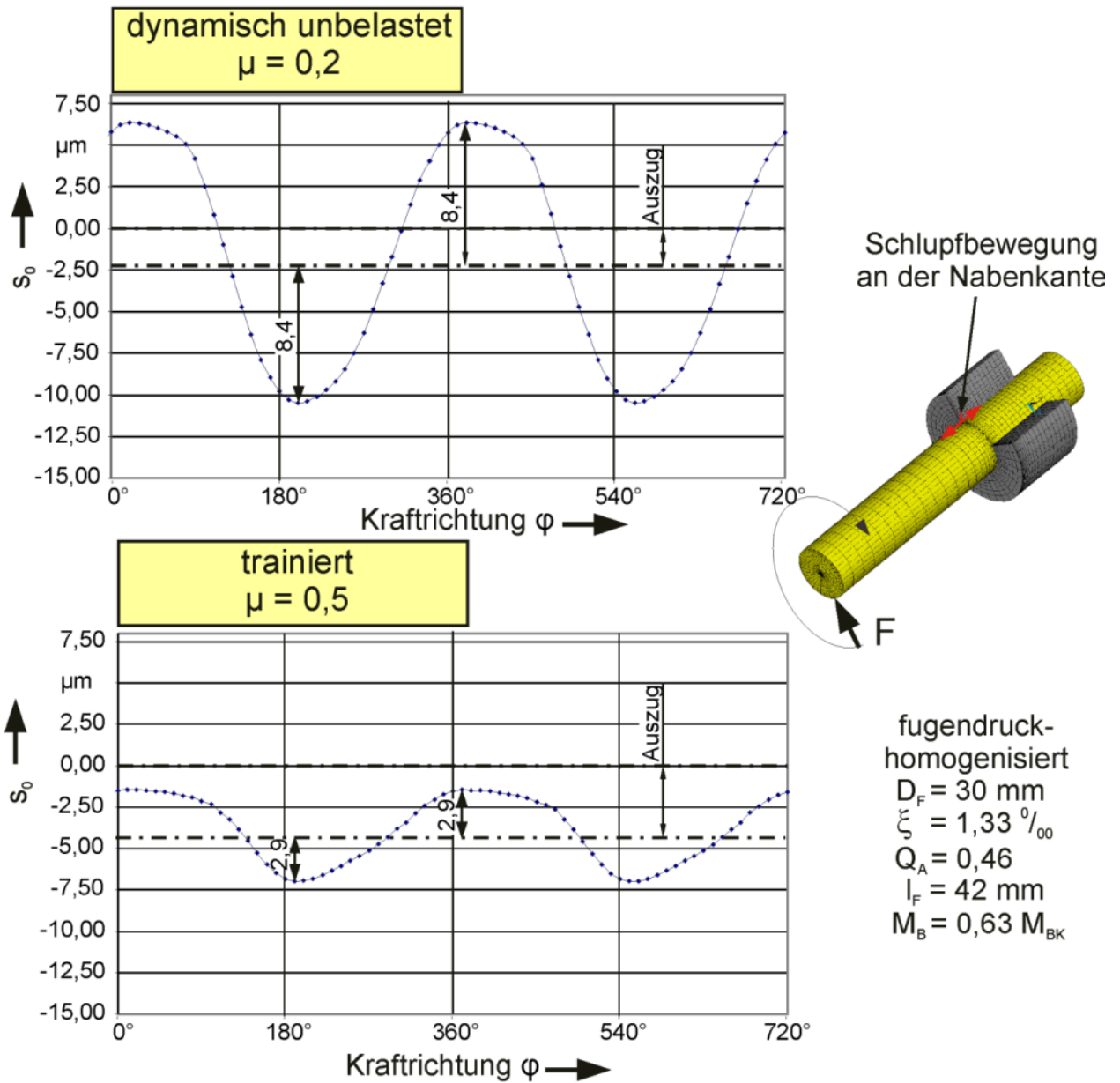


Bild 6.16: Schlupf an der Nabenkante fugendruckhomogenisierter PV
($M_B = 63 \% M_{BK}$)

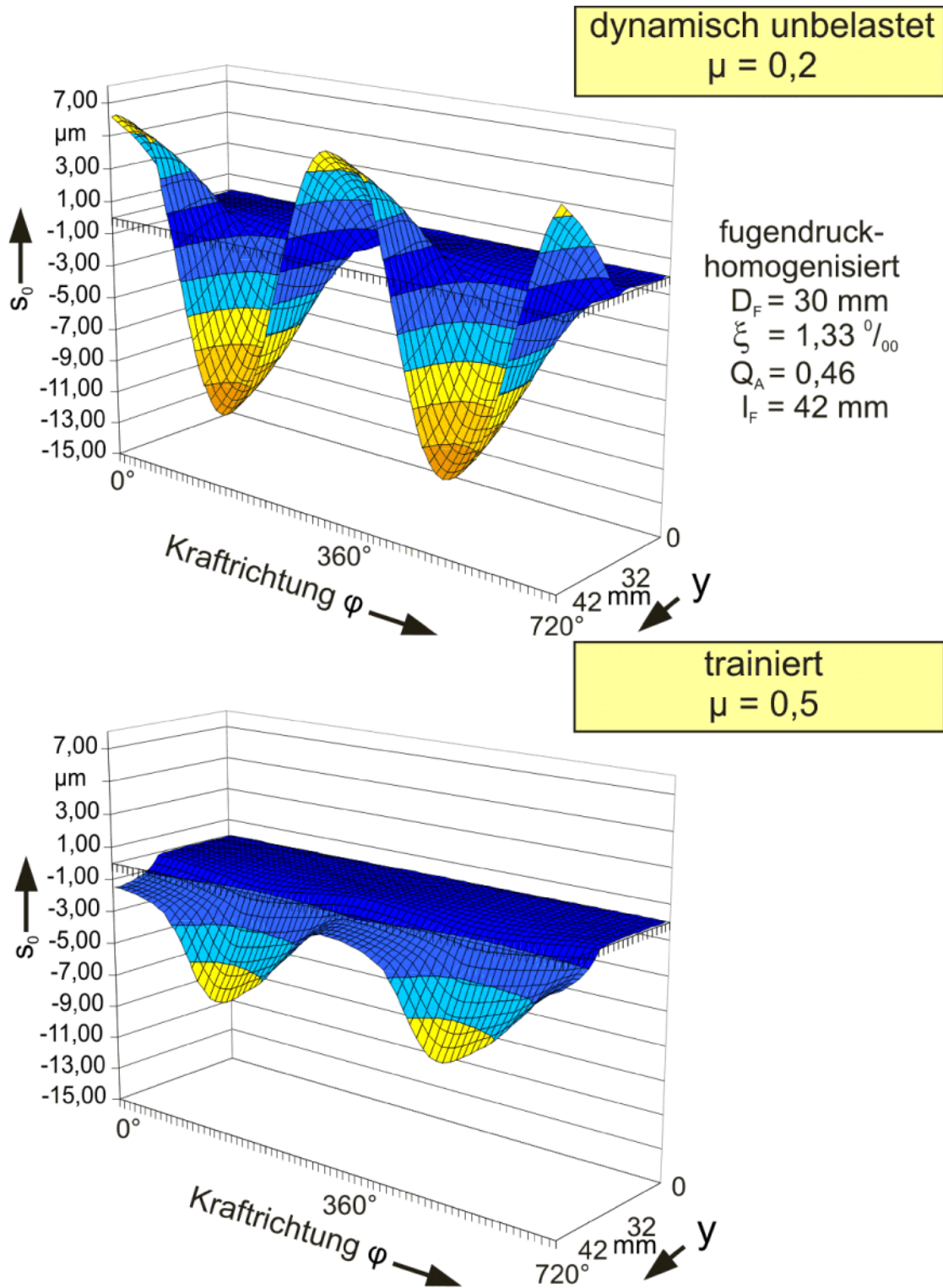


Bild 6.17: Schlupf fugendruckhomogenisierter PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

Auch für den PV mit fugendruckhomogenisierter Nabe müssen die Größen Radialspannung und Schlupfbewegung korrekt kombiniert werden, um eine Auswertung der tatsächlichen Reibarbeit zu ermöglichen.

Reibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV:

Bild 6.18 zeigt die Auswertung der bezogenen spezifischen Reibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV vor und nach der Training. Die Bezugsgröße stellt ein Standard-PV bei 63 % M_{BK} dar.

Da PV die meiste Zeit in Phase II, also nach der Training, genutzt werden, ist der trainierte Zustand besonders wichtig und wird im Bild 6.18 unten dargestellt. Dabei fällt auf, dass eine Reduktion der Maxima infolge der Training, wie es beim zylindrischen PV der Fall ist, ausbleibt. Im Gegensatz dazu steigen die Maxima sogar an.

In dem oberen Diagramm (vgl. dynamisch unbelastet Bild 6.18) fallen die deutlich geringeren Maxima im Vergleich zum zyl. PV auf. Der Verlauf der bezogenen spezifischen Reibarbeit des PV mit fugendruckhomogenisierter Nabe in die Fügefläche hinein unterscheidet sich jedoch vom PV mit zylindrischer Nabe (vgl. Bild 6.12).

Sowohl vor als auch nach der Training weisen die Verläufe der spezifischen Reibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV einen gewölbten Verlauf über die Tiefe der Fügefläche auf (zylindrischer PV: monoton sinkend). Außerdem ist beim fugendruckhomogenisierten PV die spezifische Reibarbeit nicht an der Nabenkante maximal. Daher sind in Bild 6.19 beispielhaft die errechneten Werte des Schlupfs sowie der Radialspannung für die Krafrichtung $\varphi = 500^\circ$ detailliert dargestellt. Da es sowohl Schlupf aus der Nabe heraus (positiv), als auch in die Nabe hinein (negativ) gibt, sind auf der Skala positive und negative Schlupfamplituden möglich. Im dargestellten Lastschritt handelt es sich um Zugschlupf, d.h. eine negative Schlupfamplitude. Das Produkt aus Radialspannung, Schlupf sowie Reibwert bildet die spezifische Reibarbeit, die ebenfalls qualitativ eingezeichnet ist. Bild 6.19 zeigt, dass die stark reduzierte Radialspannung (bis hin zum Klaffen) im Bereich der fugendruckhomogenisierten Nabenkante der Grund für den Rückgang bzw. den gewölbten Verlauf der spezifischen Reibarbeit ist.

Für das Maximum der spezifischen Reibarbeit wirkt sich die Reduktion der Radialspannung, die infolge der Training steigt, nicht stark genug aus, um den im Vergleich zum zylindrischen PV erhöhten Schlupf zu kompensieren. Die Folge ist ein gestiegenes Maximum der spezifischen Reibarbeit. Die Training wirkt sich im Falle des fugendruckhomogenisierten PV nicht „positiv“ (Senkung des Maximums der spezifischen Reibarbeit) aus, wie dies beim zylindrischen PV der Fall ist.

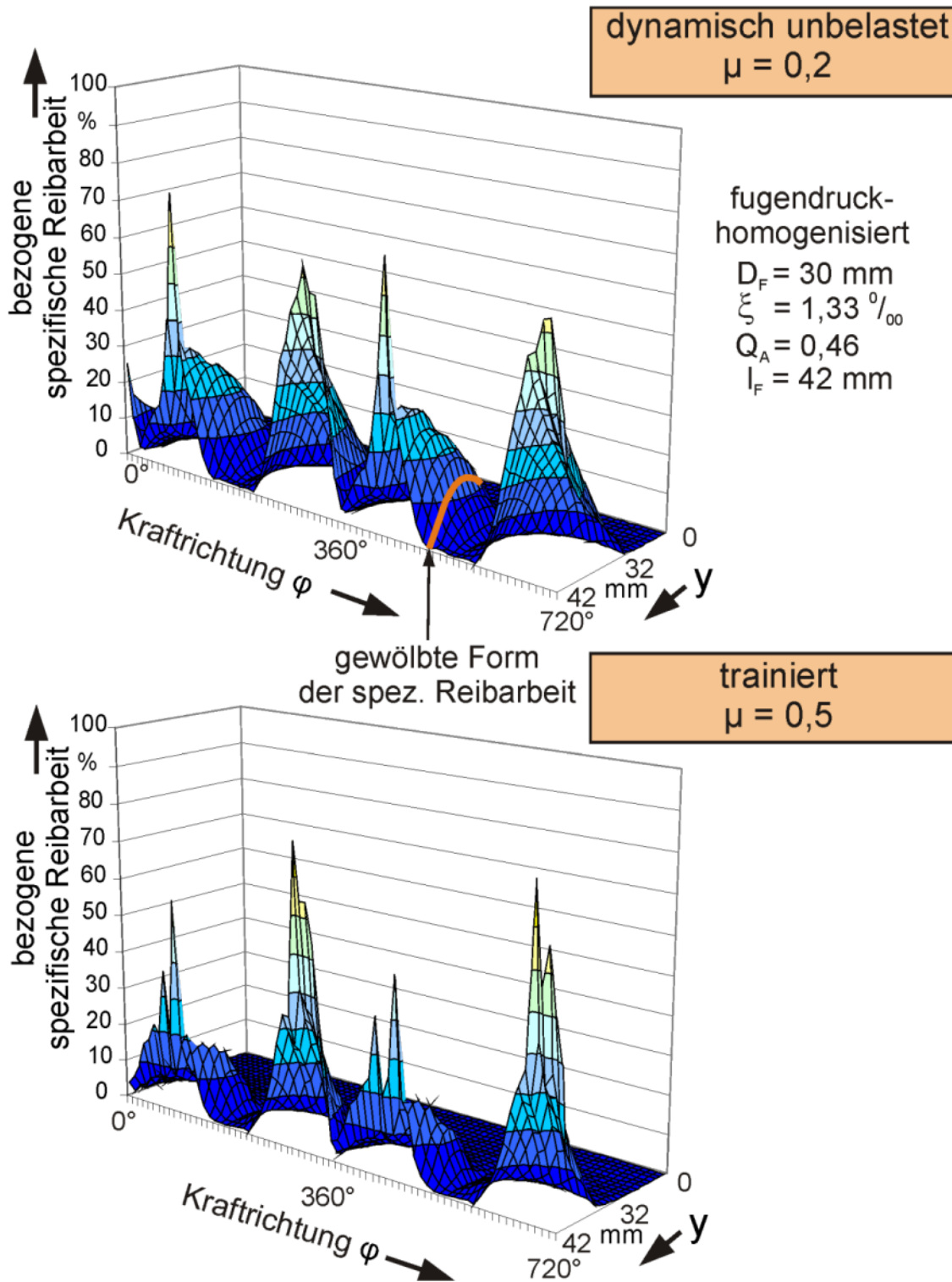


Bild 6.18: Bezogene spezifische Reibarbeit fugendruckhomogenisierter PV
($M_B = 63 \% M_{BK}$)

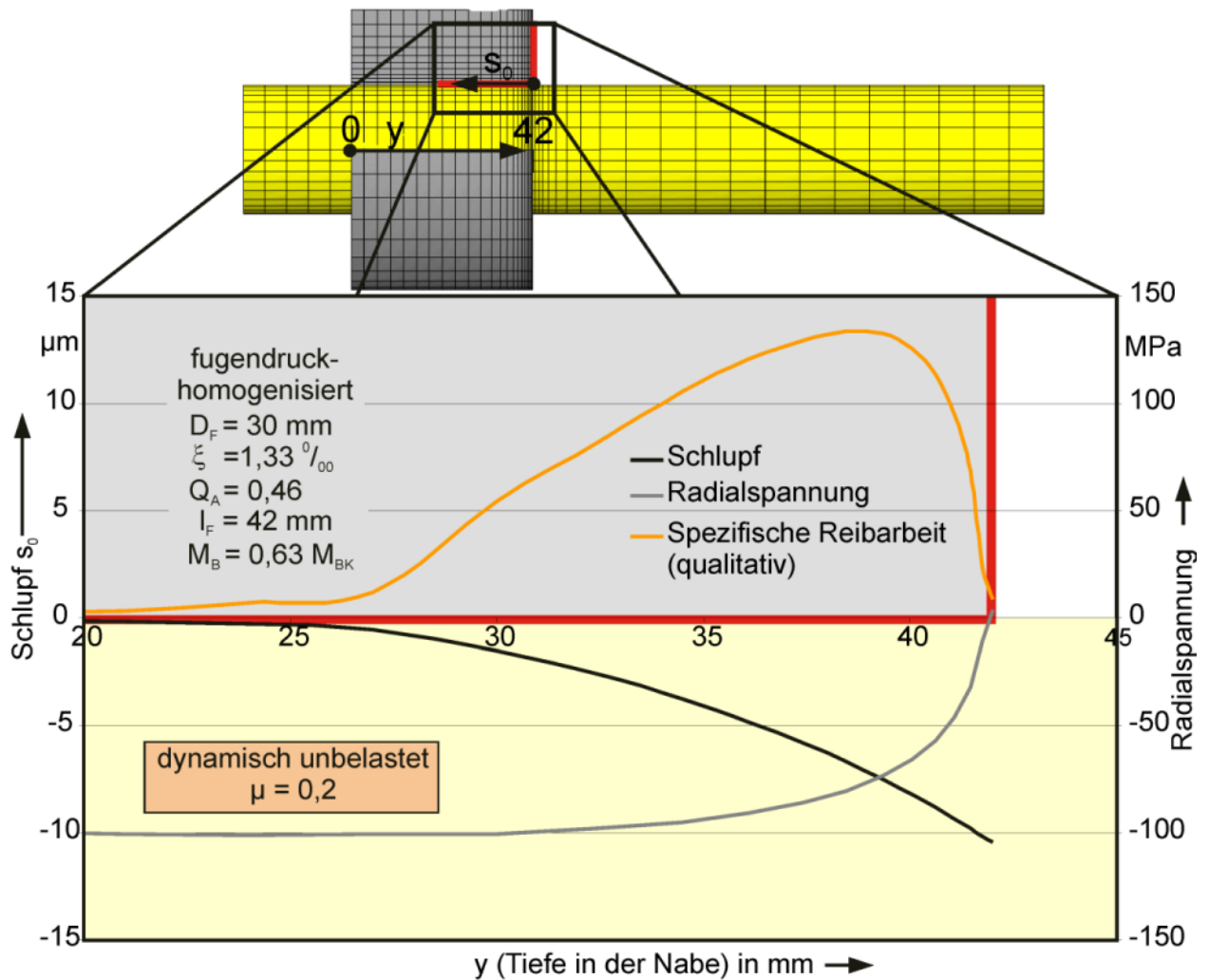


Bild 6.19: Detaillierte Auswertung der spezifischen Reibarbeit bei $\varphi = 500^\circ$

Bild 6.20 zeigt die Auswertung der globalen Maxima der spezifischen Reibarbeit am fugendruckhomogenisierten PV. Die dargestellten Kurvenverläufe sind im Verhältnis zur maximal auftretenden spezifischen Reibarbeit bei 100 % M_{BK} des Standard-PV aufgetragen (vgl. Bild 6.13). Bereits ab $M_B > 30\% M_{BK}$ (vgl. zylindrische Nabe: 80 % Biegeklaffmoment) hat die Trainierung eine „schädigende“ Wirkung auf den PV. Das Maximum der spezifischen Reibarbeit steigt infolge der Trainierung. Die Reibdauerbeanspruchung steigt also infolge der Trainierung.

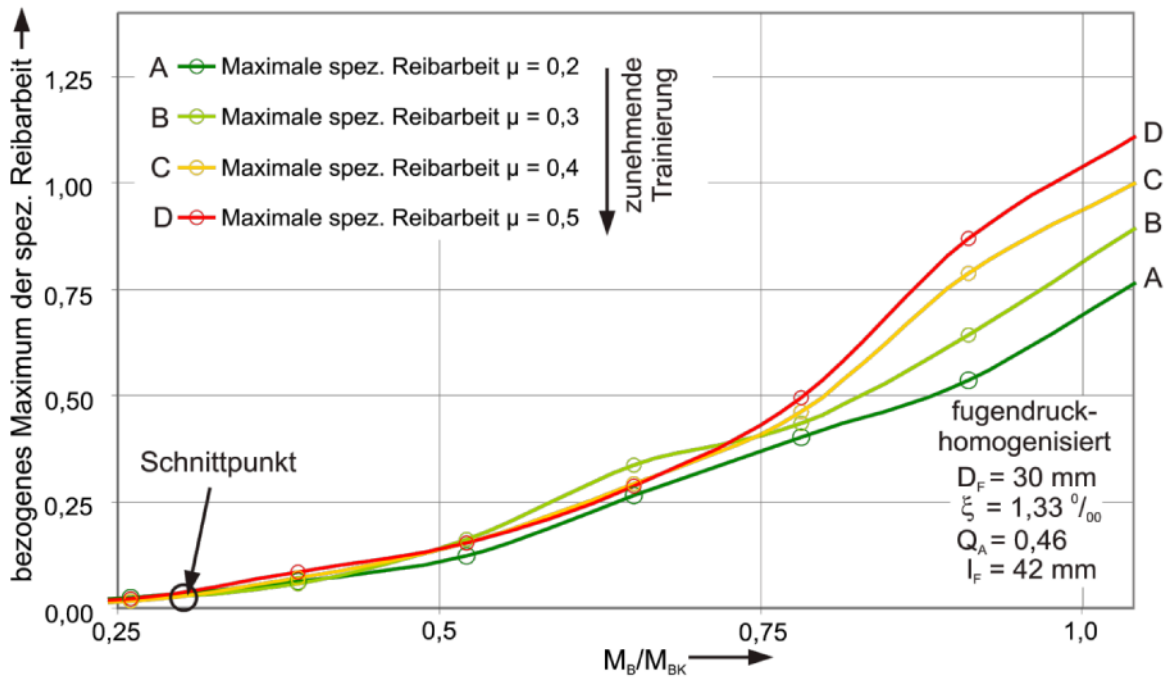


Bild 6.20: Bezogenes Maximum der spezifischen Reibarbeit fugendruckhomogenisierter PV (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

Die spezifische Reibarbeit wird als Maß der RDB angesehen. Daher wird sie verwendet, um einen Vergleich des zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV darzustellen. Bild 6.21 zeigt den direkten Vergleich der Maxima der spezifischen Reibarbeit. Im Bild sind Werte vor und nach der Trainierung dargestellt. Die ursprüngliche Differenz (vor Trainierung) zwischen dem zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV verkleinert sich aufgrund der Trainierung. Speziell im Bereich der Dauerhaltbarkeit ($M_B = 63 \% M_{BK}$), die in den experimentellen Untersuchungen als Grenzbelastung ermittelt wurde, sind die Unterschiede zwischen den beiden Nabenkonturen nur noch gering. Eine genaue Auswertung der spezifischen Reibarbeit bei 63 % M_{BK} ist in Bild 7.11 bzw. der Summenreibarbeit in Bild 7.12 dargestellt. Insgesamt bleiben die Maxima der spezifischen Reibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV stets unterhalb der Werte des zylindrischen PV.

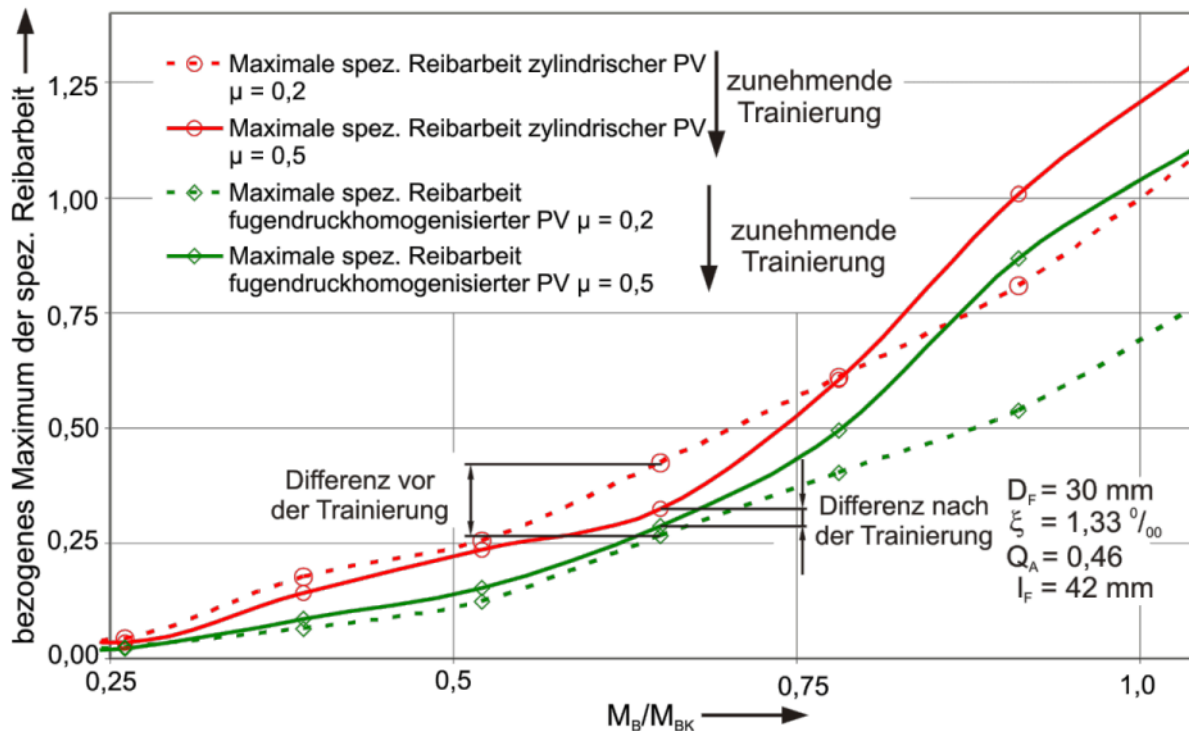


Bild 6.21: Vergleich der Maxima der spezifischen Reibarbeit des zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

In Bild 6.22 ist die bezogene Summenreibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV über dem bezogenen Biegemoment dargestellt. Die Bezugsgröße ist die Summenreibarbeit bei einem Standard-PV bei 63 % M_{BK} (vgl. Bild 6.14). Im Gegensatz zu den Maxima der spezifischen Reibarbeit sinkt die Summenreibarbeit stets monoton infolge der Trainierung. Hier machen sich die reduzierten Schlupfwege infolge der Trainierung bemerkbar.

Die Folge der nur geringfügig verminderten Radialspannung in Verbindung mit einem tiefer reichenden Schlupf und einer größeren Schlupfamplitude im Vergleich zum zylindrischen PV führen dazu, dass die Summenreibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV sogar höher als beim zylindrischen PV ausfällt. Der Vorteil der reduzierten Radialspannungen im Bereich der Nabenkante besitzt vor der Trainierung nur geringe Auswirkungen auf den Schlupf. Die im Vergleich zum zylindrischen PV erhöhte Schlupftiefe und die erhöhte Schlupfamplitude führen nach der Trainierung zu einer geringfügig erhöhten Summenreibarbeit. Bild 6.23 zeigt die Auswertung der beiden PV bei einem

wirksamen Biegemoment von 63 % M_{BK} . Die Bezugsgröße ist die Summenreiarbeit beim Standard-PV bei 63 % M_{BK} .

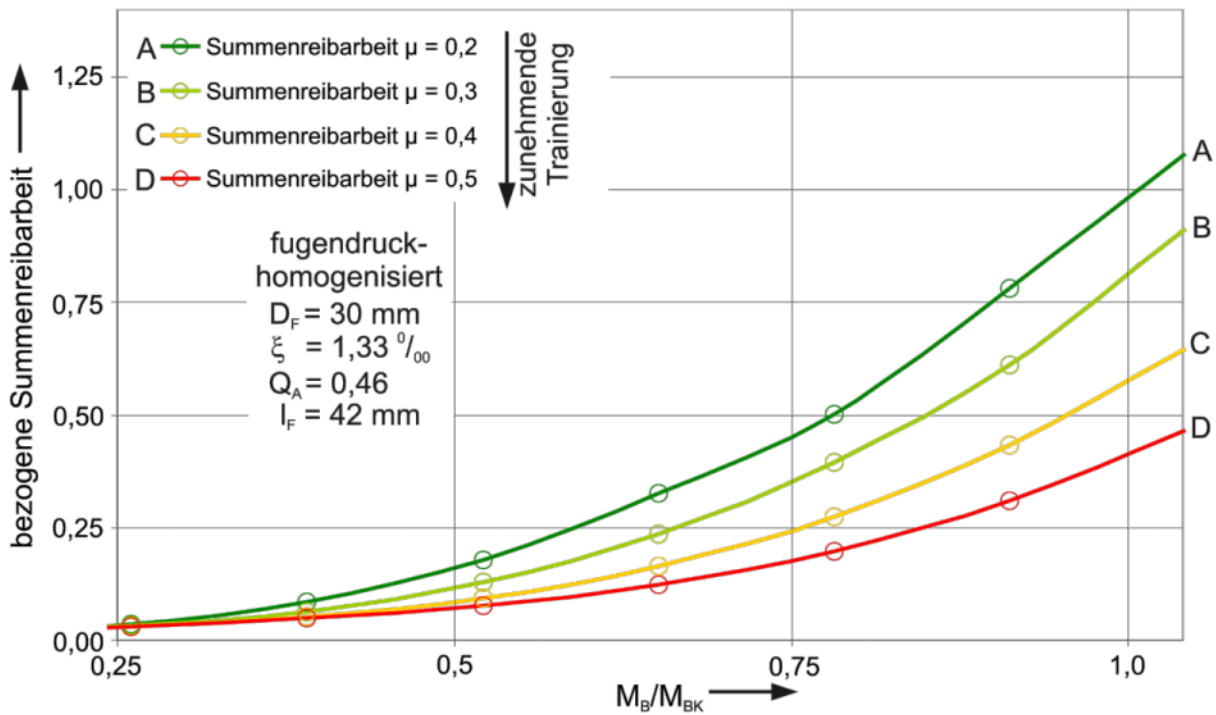


Bild 6.22: Bezogene Summenreiarbeit fugendruckhomogener PV (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

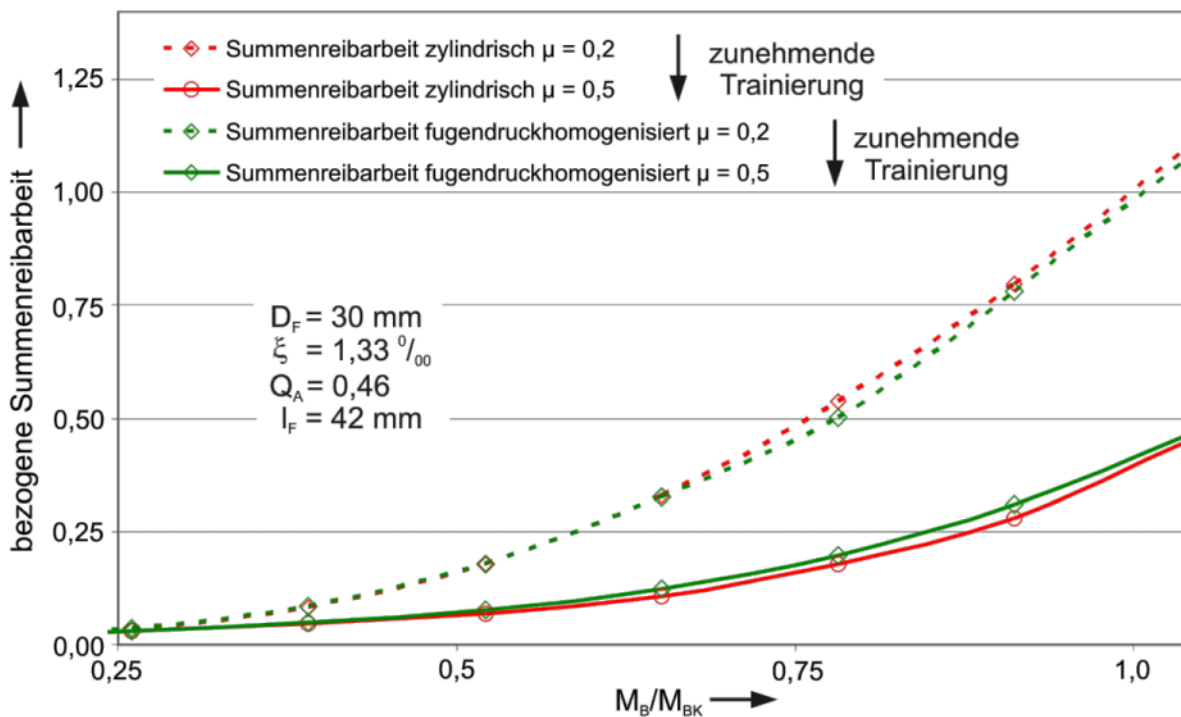


Bild 6.23: Vergleich der bezogenen Summenreiarbeit des zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

6.6 Weitere vergleichende Berechnungen

Zusätzlich zu den beschriebenen Modellen werden weitere numerische Berechnungen durchgeführt. Dabei wird zum einen die Möglichkeit genutzt, das Plastifizieren von Werkstoffen abzubilden, zum anderen wird untersucht, ob die Berechnung des trainierten Zustands anstelle einer sukzessiven Erhöhung des Reibwerts von $\mu = 0,2$ um jeweils 0,1 auf $\mu = 0,5$ auch zeitsparend direkt mit dem erhöhten Reibwert ($\mu = 0,5$) erfolgen kann. Diese Vergleichsrechnungen werden stichprobenartig durchgeführt.

6.6.1 Berechnung unter Berücksichtigung von Plastifizieren

Die Berechnungszeit beträgt inklusive Plastifizieren etwa das fünf- bis sechsfache im Vergleich zu einer Berechnung ohne Plastifizieren. Infolge der Radialspannungsüberhöhung kann es speziell im Bereich der Nabenkante zum lokalen Plastifizieren kommen. Die Berechnung im Hinblick auf die RDB-Kriterien unter Berücksichtigung des lokalen Plastifizierens soll zeigen, ob sich die Ergebnisse deutlich von denen der linearelastischen Rechnung unterscheiden. Beispielhaft wird im Folgenden die zylindrische Nabe untersucht.

Aufgrund der geänderten Materialkennwerte, die ein Plastifizieren nachbilden, ändern sich die Radialspannungen nur im unmittelbaren Bereich der Nabenkante geringfügig. Dies ist auf die Radialspannungsüberhöhung im Bereich der Nabenkante zurückzuführen (vgl. Bild 3.5 links). Dadurch beginnt der Werkstoff im unmittelbaren Bereich der Nabenkante zu fließen. Dieser Einfluss ist mit weniger als fünf Prozent so gering, dass sich der Schlupf (vgl. Bild 6.24) an der Nabenkante, der direkt von der Radialspannung abhängig ist, bereits praktisch nicht mehr von dem errechneten Schlupf ohne Berücksichtigung des Plastifizierens unterscheidet. Noch geringer fällt der Unterschied, unabhängig ob vor oder nach der Trainierung, bei der spezifischen und der Summenreiarbeit aus. Beispielhaft ist in Bild 6.25 die Summenreiarbeit dargestellt. Für die Bestimmung der RDB-Kriterien der PV ist somit eine linearelastische Rechnung ausreichend.

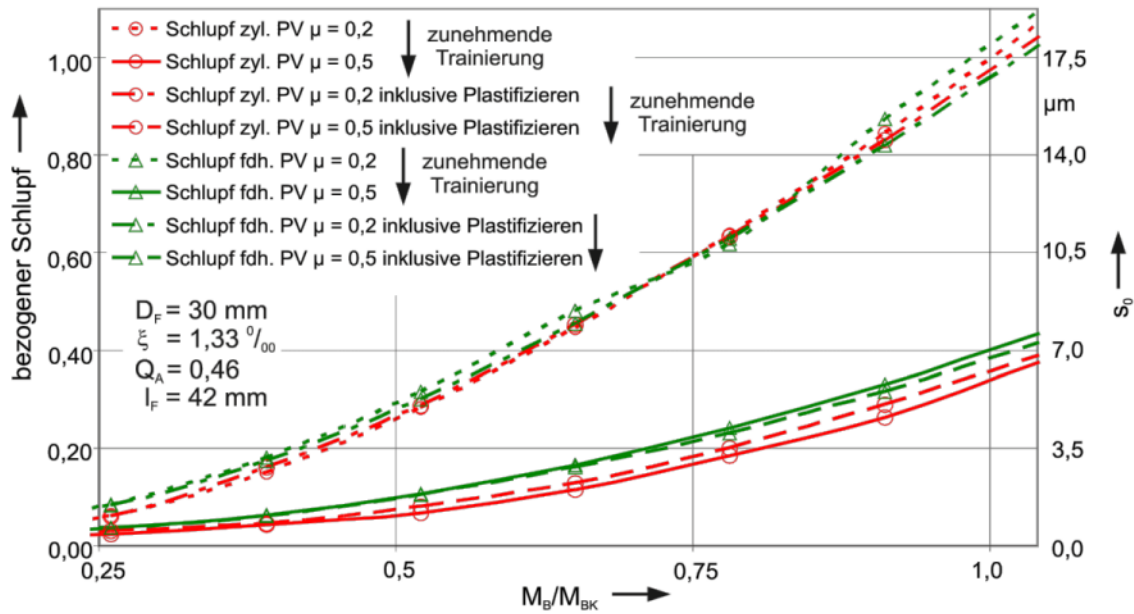


Bild 6.24: Vergleich der Schlupfamplituden an der Nabenkante (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

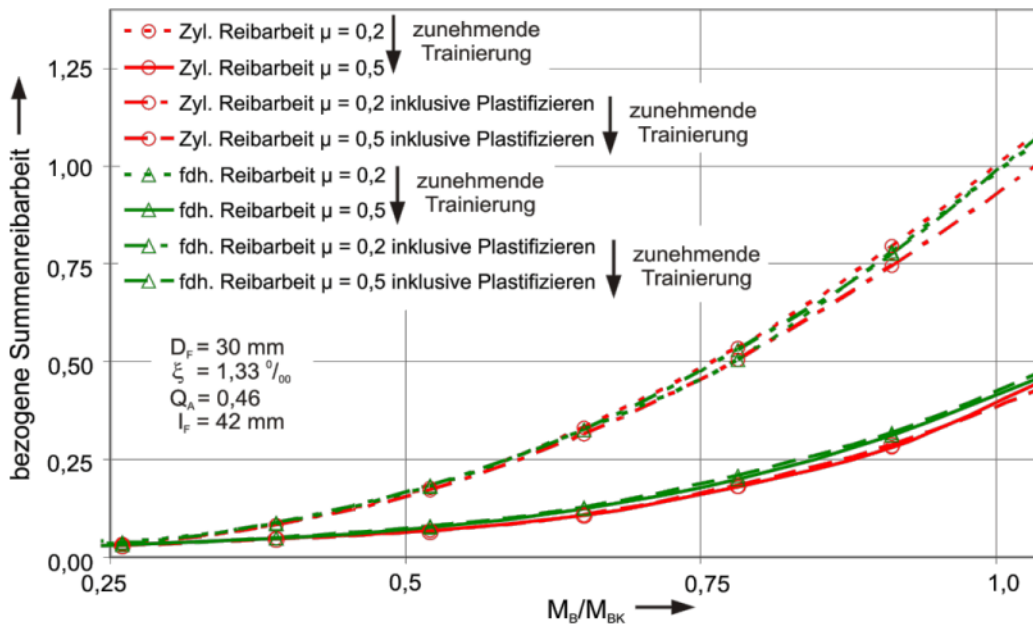


Bild 6.25: Vergleich der Reibarbeit (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

6.6.2 Berechnung mit kompletter und direkter Trainingung

Da sich PV während ihrer Lebensdauer die meiste Zeit in Phase II befinden, ist diese Phase von besonderem Interesse. Daher wird untersucht, ob eine zeitsparende direkte Berechnung mit hohem Reibwert ($\mu_h = 0,5$) möglich ist.

Da PV vor der Trainingierung mit einem Reibwert $\mu_h = 0,2$ berechnet werden, wirkt sich der Schlupf deutlich tiefer in die Fügefläche hinein aus (vgl. Bild 6.10 bzw. Bild 6.17). Durch die sukzessive Steigerung des Reibwerts bleiben auch nach dem Abschluss der Trainingierung Zugspannungsbereiche innerhalb der PV erhalten (vgl. Knick in Bild 6.10 bzw. Bild 6.17). Bei der direkten Berechnung mit hohem Reibwert wird sich der Schlupf nicht in diese Tiefe ausdehnen.

Bild 6.26 zeigt die Schlupfamplitude an der Nabenkante, wie sie sich bei einer „direkt“ trainierten ($\mu_h = 0,5$) Berechnung ergibt. Wie in Bild 6.26 und von Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 104] dargestellt, muss sich der Schlupf aufgrund der Biegebeanspruchung erst stabilisieren, d. h. auf eine konstante Schlupfamplitude einpendeln. Wird mit einem Reibwert von $\mu = 0,5$ gerechnet, werden mindestens 360 Grad, also eine Umdrehung zum Einschwingen benötigt. Nach der ersten Umdrehung stabilisieren sich die Schlupfwerte weitestgehend. Je höher der gewählte Reibwert ist, desto länger dauert dieser Einschwingvorgang. Durch den hohen Reibwert bleiben große Bereiche lange haften. Kurz vor Ende der ersten Umdrehung gleiten Bereiche in der Fügefläche erstmalig aufeinander ab.

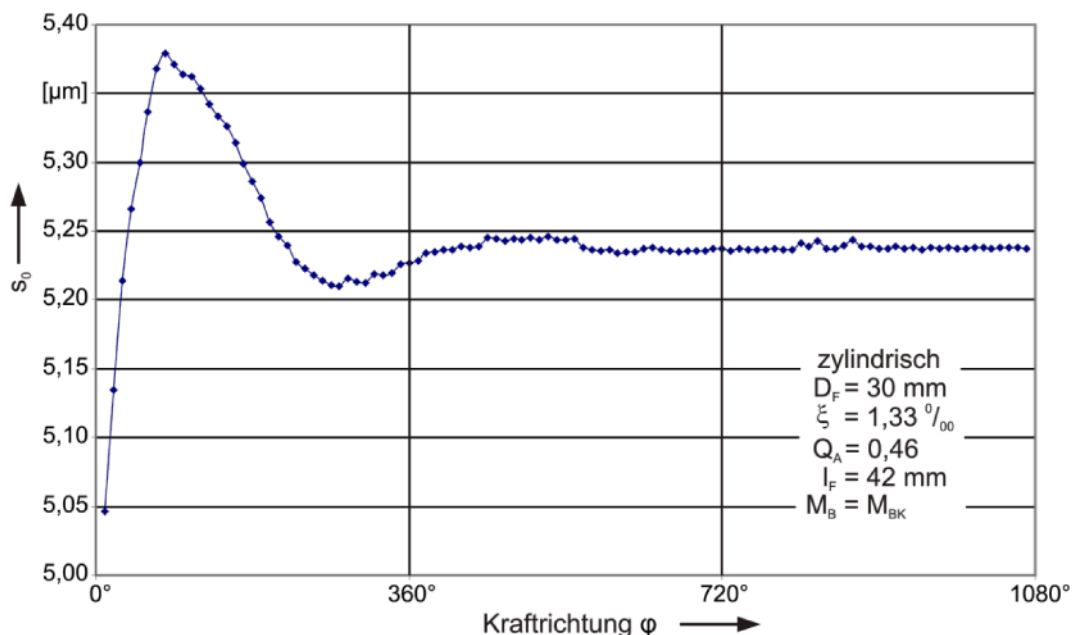


Bild 6.26: Schlupfamplitude bei Umlaufbiegung

In Bild 6.27 ist der Vergleich der RDB Kriterien zwischen einer kompletten (insgesamt zwölf Umdrehungen mit sukzessiver Erhöhung des Reibwerts) und einer direkten Berechnung dargestellt. Dabei ist die Summenreiarbeit, das Maximum der spezifischen

Reibarbeit sowie der Schlupf vergleichend zum Standard-PV bei 100 % M_{BK} aufgetragen. Der Fokus liegt hier weniger auf dem prozentualen Anteil als auf der Vergleichbarkeit der Ergebnisse trotz unterschiedlicher Berechnung. Bild 6.27 zeigt, dass für die praktische Anwendung unter Beachtung von mindestens einer Umdrehung als Einschwingumdrehung statt über zwölf Umdrehungen direkt mit dem hohen Reibwert gerechnet werden kann. Die berechneten Werte für die Beschreibung der RDB sind vergleichbar. Die im Inneren des PV vorhandenen Axialspannungen werden bei der direkten Rechnung allerdings nicht abgebildet (vgl. Knick in Bild 6.10 bzw. Bild 6.17). Diese haben im schlupflosen Bereich des PV jedoch keinen Einfluss auf die RDB bestimmenden Größen.

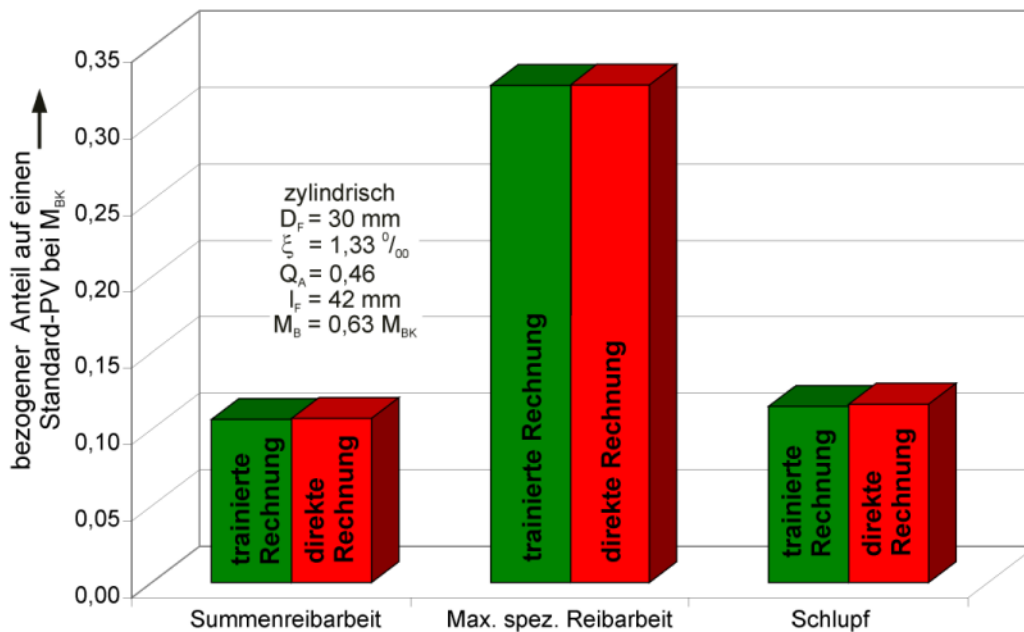


Bild 6.27: Vergleich zwischen trainierter und direkter Rechnung (Bezugsgröße: zylindrischer Standard-PV dynamisch unbelastet bei 100 % M_{BK})

6.7 Fazit der numerischen Untersuchungen

Die detaillierte numerische Untersuchung des zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV zeigt, dass sich die Werte der spezifischen Reibarbeit sowie der Summenreibarbeit infolge der Trainierung ändern. Die Trainierung wird über eine sukzessive Steigerung des Reibwerts von $\mu = 0,2$ um jeweils 0,1 auf $\mu = 0,5$ numerisch abgebildet.

Beim fugendruckhomogenisierten PV wirkt sich vor der Trainierung die reduzierte Radialspannung im Bereich der Nabenkante stärker als die geringfügig größere

Schlupfamplitude im Vergleich zum zylindrischen PV aus. Die Folge ist eine deutlich reduzierte Reibarbeit. Eine höhere Lebensdauer oder Beanspruchbarkeit kann bei isolierter Betrachtung des Zustands vor der Trainierung erwartet werden.

Infolge der Trainierung sinkt die spezifische Reibarbeit im untersuchten Bereich ($M_B = 63 \% M_{BK}$) beim fugendruckhomogenisierten PV aber nicht wie beim zylindrischen PV. Beim zylindrischen PV wird die spezifische Reibarbeit bis zu einem wirksamen Biegemoment von $M_B < 80 \% M_{BK}$ infolge der Trainierung gesenkt. Beim fugendruckhomogenisierten PV steigt die spezifische Reibarbeit infolge der Trainierung bereits ab $M_B > 30 \% M_{BK}$.

Der Unterschied in der Belastungshöhe durch die spezifische Reibarbeit vor der Trainierung zwischen dem zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV geht infolge der Trainierung auf etwa ein Viertel zurück. Dennoch sind die Maxima der spezifischen Reibarbeit bei gleichem äußeren Biegemoment stets beim fugendruckhomogenisierten PV etwas geringer als beim zylindrischen PV.

Anders verhält es sich bei der Summenreibarbeit. Die Summenreibarbeit ist vor der Trainierung beim fugendruckhomogenisierten PV im Vergleich zum zylindrischen PV geringer. Infolge der Trainierung kehrt sich dies jedoch um. Die Summenreibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV überschreitet die des zylindrischen PV.

Der trainierte Zustand des PV kann für die Auswertung der RDB beschreibenden Größen (Schlupf und Reibarbeit) „direkt“ berechnet werden. Das bedeutet, dass der Reibwert nicht sukzessive um 0,1 von $\mu = 0,2$ bis $\mu = 0,5$ angehoben werden muss. Bei der direkten Rechnung mit $\mu = 0,5$ muss aber mindestens eine Einschwingumdrehung durchlaufen werden, bevor mit der Auswertung begonnen wird.

Die gefundenen Erkenntnisse, dass sich die spezifische Reibarbeit und die Summenreibarbeit abhängig von der Kontur infolge der Trainierung erhöhen und auch verringern können, legt die Frage nach einer Kontur nahe, die sowohl die spezifische Reibarbeit als auch die Summenreibarbeit im Vergleich zum PV mit zylindrischer Nabe zu senken vermag. Hierbei soll besonders auf die Werte im trainierten Zustand geachtet werden. Ferner ist zu klären, welches der RDB Bewertungskriterien für den Ausfall der PV verantwortlich ist.

7 Numerische Untersuchungen einer RDB-optimierten Nabenkontur

Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt wurde, stellt die Fugendruckhomogenisierung eine gute Möglichkeit dar, die spezifische Reibarbeit im untrainierten Zustand im Bereich der Nabenkante zu reduzieren. Aufgrund der dynamischen Beanspruchung des PV kommt es zur RDB, die zur Trainierung führt. PV werden die meiste Zeit in Phase II betrieben (nach der Trainierung; vgl. Bild 5.15). Die Trainierung verändert die Spannungs- und Schlupfverhältnisse nachhaltig, so dass auch die Lebensdauer bestimmende Größe, die spezifische Reibarbeit, verändert wird.

Beim fugendruckhomogenisierten PV erreichen die Maxima der spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung ähnliche Werte wie die des zylindrischen PV. Die Summenreiarbeit des fugendruckhomogenisierten PV ist vor der Trainierung zwar noch geringer, infolge der Trainierung übersteigt sie aber die des zylindrischen PV.

Um eine ganzheitlich RDB-optimierte Nabenkontur zu definieren, müssen sowohl der Zustand vor der Trainierung als auch besonders der Zustand nach der Trainierung berücksichtigt werden. Eine Auslegung auf einen einzelnen der beiden Zustände oder gar den untrainierten Zustand ist nicht zweckmäßig. Bereits in Phase I (vor der Trainierung) könnte der PV durch eine zu hohe spezifische Reibarbeit oder Summenreiarbeit nachhaltig geschädigt werden (z. B. Mikroriss), so dass die Trainierung gar nicht komplett durchlaufen wird bevor der PV ausfällt. Die Werte der spezifischen Reibarbeit sowie der Summenreiarbeit der zu findenden RDB-optimierten Kontur sollen dabei stets unterhalb der bisher berechneten Ergebnisse des zylindrischen und des fugendruckhomogenisierten PV bleiben. Bei einer derartigen Optimierung ist davon auszugehen, dass sich dies positiv auf die Lebensdauer bzw. die Beanspruchbarkeit auswirkt.

Die Bewertung der Schlupfamplitude stellt speziell in diesem Abschnitt entgegen bisherigen Empfehlungen kein Auslegungskriterium für die RDB-optimierte Nabe dar. Wie bereits mit dem fugendruckhomogenisierten PV gezeigt wird, kann sich eine erhöhte Schlupfamplitude in Kombination mit einer verringerten Radialspannung durchaus positiv auswirken.

7.1 Ablauf der Optimierungsschleife für einen RDB-optimierten PV

Der Ablauf der numerischen Untersuchungen, inklusive der Optimierungsschleife, für eine Nabenkontur, die ein RDB-optimiertes Verhalten zur Folge haben soll, stellt sich wie in Bild 7.1 gezeigt dar. Die einzelnen Gliederungspunkte werden in den folgenden Kapiteln erläutert.

Eine Anpassung des lokalen Übermaßes zur Optimierung ist nur in Bereichen zweckmäßig, in denen Schlupf stattfindet. Im Vergleich zur kompletten Fügefläche stellt dies nur einen geringen Anteil dar, so dass daraus keine grundsätzliche Änderung der Übertragungsfähigkeit (Biegung, Torsion und Axialkraft) resultiert. Hierbei ist ferner zu beachten, dass sich diese Bereiche aufgrund der Trainierung, wie sie in Kapitel 4.5.1 bzw. 5.2.4 beschrieben wurden, ändern.

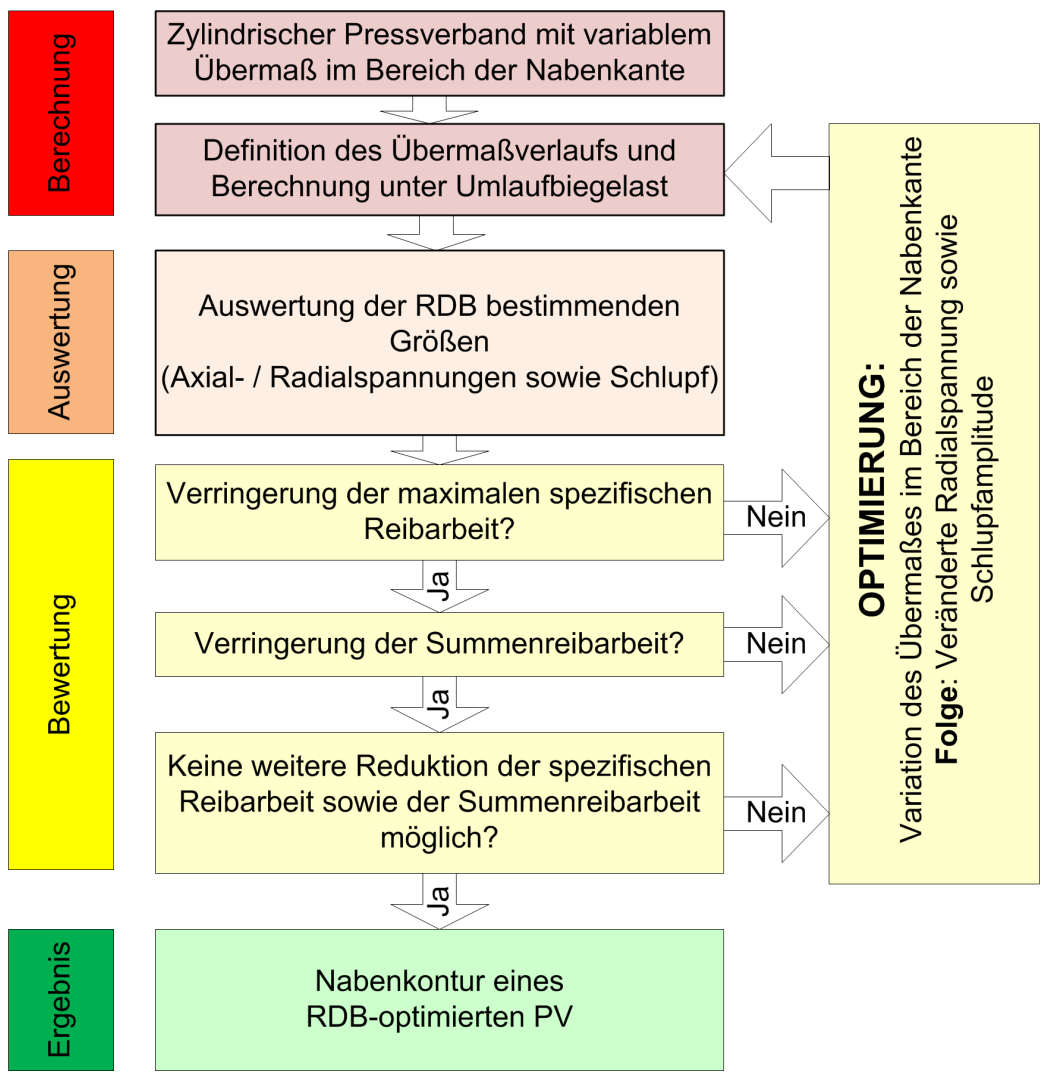


Bild 7.1: Numerischer Ablauf zur Definition einer RDB-optimierten Nabenkontur

7.1.1 Ermittlung der RDB-optimierten Nabenkontur

Die in dieser Arbeit zu Beginn der Optimierung untersuchten Grundkonturen leiten sich aus bisherigen Gestaltungsvorschlägen ab (vgl. u.a. Bild 3.4). Diese Vorschläge beeinflussen durch äußere Gestaltungsmerkmale, z. B. durch äußere Freistiche in der Welle oder der Nabe, den Fugendruck. Diese Änderungen wurden bei den Ausgangsmodellen durch die lokale Erhöhung bzw. Verringerung des Übermaßes nachgebildet und durch sukzessive Variation der Topologie im Innern der Fügefläche weiter optimiert.

Einschränkungen durch die Fertigung:

In der numerischen Untersuchung sind quasi beliebige Konturen darstellbar. Eine solche Kontur wäre für den praktischen Anwender aber nicht zweckmäßig, so dass stets auf die Umsetzbarkeit mit gängigen Fertigungsmaschinen geachtet wird. Dies beinhaltet z. B., dass keine beliebig kleinen Radien oder gar Hinterschneidungen in der Kontur enthalten sein dürfen. Die Entscheidung, ob die Kontur mit vertretbarem Aufwand fertigbar ist, wird vom Anwender getroffen.

7.1.2 Bewertung der Nabenkonturen mit variablem Übermaß

Durch eine gezielte Variation des Übermaßes innerhalb der Fügefläche kann die Radialspannung (Fugendruck) und damit auch das Schlupfverhalten beeinflusst werden. Es muss daher nach jedem Optimierungsschritt vom Anwender entschieden werden, ob die betrachtete Kontur eine Verbesserung darstellt bzw. ob ein weiterer Durchlauf der Optimierungsschleife (vgl. Bild 7.1 rechts) sinnvoll erscheint. Die Bewertungskriterien der Optimierung stellen dabei die Maximalwerte der spezifischen Reibarbeit, unabhängig von der Krafrichtung, dem Grad der Trainierung und der Tiefe innerhalb der Pressfuge sowie die Werte der Summenreibarbeit dar.

7.1.3 Nabenkontur des RDB-optimierten PV

Der im Folgenden kurz als „RDB-optimierter PV“ bezeichnete PV bildet das Ergebnis der durchgeführten Optimierung.

Das Übermaß der fdh. Nabe ist im Bereich der Nabenkante stetig und kontinuierlich abnehmend (vgl. Bild 7.2 grüner Verlauf). Bei der RDB-optimierten Nabe ist dies anders, hier wird das Übermaß sogar bereichsweise erhöht. Zwar bietet die fugendruck-

homogenisierte Nabe im untrainierten Zustand sehr günstige RDB-Kenngrößen, berücksichtigt die Training allerdings nicht. Die gefundene Nabenkontur berücksichtigt die Training.

Der Konturverlauf der Nabe lässt sich wie folgt beschreiben (vgl. Bild 7.2): Das Übermaß der RDB-optimierten Nabe entspricht an der Nabenkante (①) dem der zylindrischen Nabe.

Ab der Nabenkante wird das Übermaß erhöht. Das maximale Übermaß wird in der Tiefe erreicht, die der Schlupftiefe im trainierten Zustand entspricht (②). An dieser Stelle ist das Übermaß im Vergleich zur Nabenkante um ca. 14 % erhöht. Die Erhöhung entspricht damit betragsmäßig der Korrektur (Reduktion) der fugendruckhomogenisierten Nabe an der Nabenkante.

Weiter im Nabeninneren wird das Übermaß dann geradlinig bis in die Tiefe des Schlupfes des untrainierten PV (③) reduziert. Der Übergang zwischen den Abschnitten (①-②) und (②-③) ist als Rundung auszuführen.

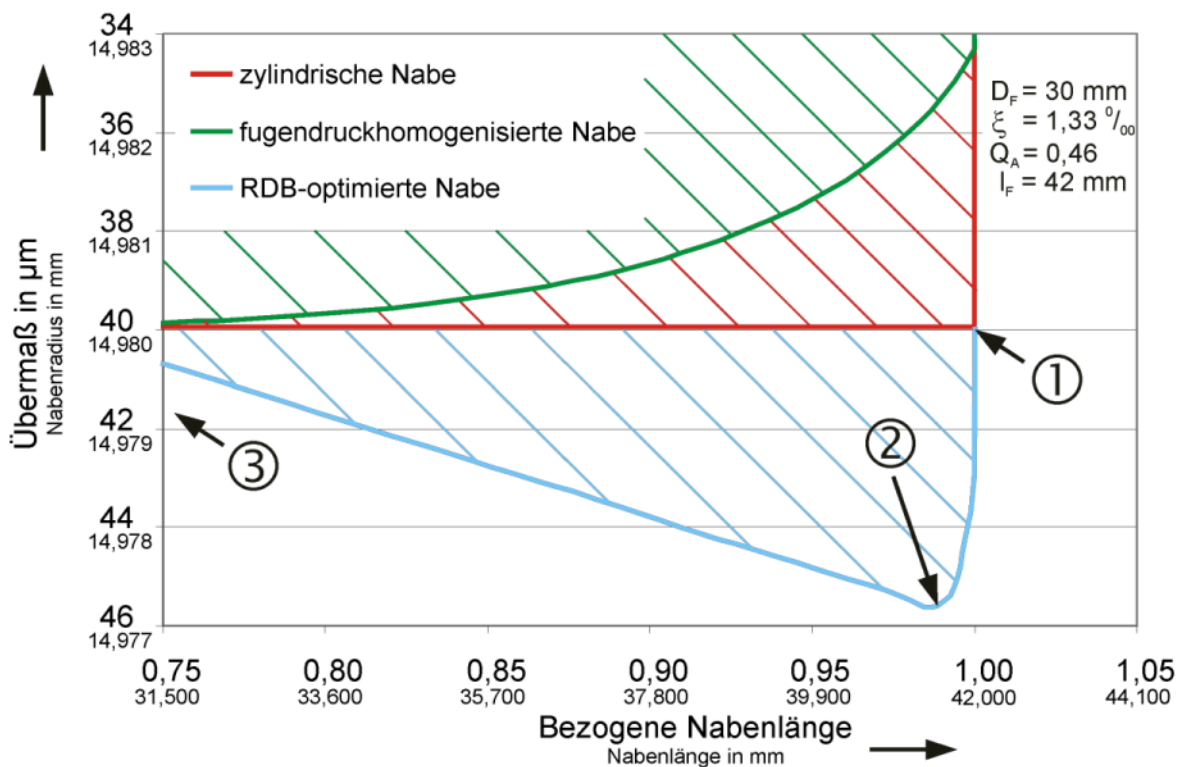


Bild 7.2: Nabenkantenkontur der zylindrischen, fugendruckhomogenisierten und RDB-optimierten Variante

7.2 Numerische Ergebnisse der RDB-optimierten Nabe

Im Folgenden werden die Ergebnisse des RDB-optimierten PV dargestellt.

Axial- und Radialspannungen des RDB-optimierten PV:

Ebenso wie beim zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV steigen beim optimierten PV die Axialspannungen in der Nabe und der Welle infolge der Trainierung. Die axiale Zugspannung steigt um ca. 35 %. Diese Steigerung entspricht damit der Steigerung des zylindrischen PV. Insgesamt werden für den RDB-optimierten PV praktisch identische Werte für die Zugspannungen wie für den zylindrischen PV berechnet.

In Bild 7.3 sind die Radialspannungen der RDB-optimierten Nabe bei $M_B = 63 \% M_{BK}$, bezogen auf einen Standard-PV, dargestellt. Der kleine Knick im Verlauf in der Tiefe der Fügefläche entsteht durch die Übermaßzunahme der Nabe. Vor der Trainierung (vgl. Bild 7.3 oben) liegt der maximale Fugendruck bei knapp 350 MPa. Da sich das maximale Übermaß nicht direkt an der Nabenkante befindet, wird einer Spannungsüberhöhung durch Stützeffekte in der Welle und der Nabe vorgebeugt. Im unmittelbaren Bereich der Nabenkante (Bereich des primären Schlupfs; vgl. Bild 5.24) fällt die Radialspannungsüberhöhung dann durch das reduzierte Übermaß relativ gering aus. Dieses Maximum des Fugendrucks stellt eine deutliche Reduktion im Vergleich zum zylindrischen Standard-PV dar (600 MPa). Der fugendruckhomogenisierte PV bietet dennoch ein darüber hinaus vermindertes Maximum mit etwa 300 MPa.

Nach der Trainierung gleitet die Welle nur noch über eine geringe Tiefe. Dadurch wird der Bereich der Fügefläche nahe der Nabenkante höher belastet. Die Radialspannung steigt ebenfalls wie beim zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV. Der Wert des RDB-optimierten PV von ca. 400 MPa ist dabei auf dem Niveau des fugendruckhomogenisierten PV (420 MPa) und damit deutlich geringer als beim zylindrischen PV (600 MPa).

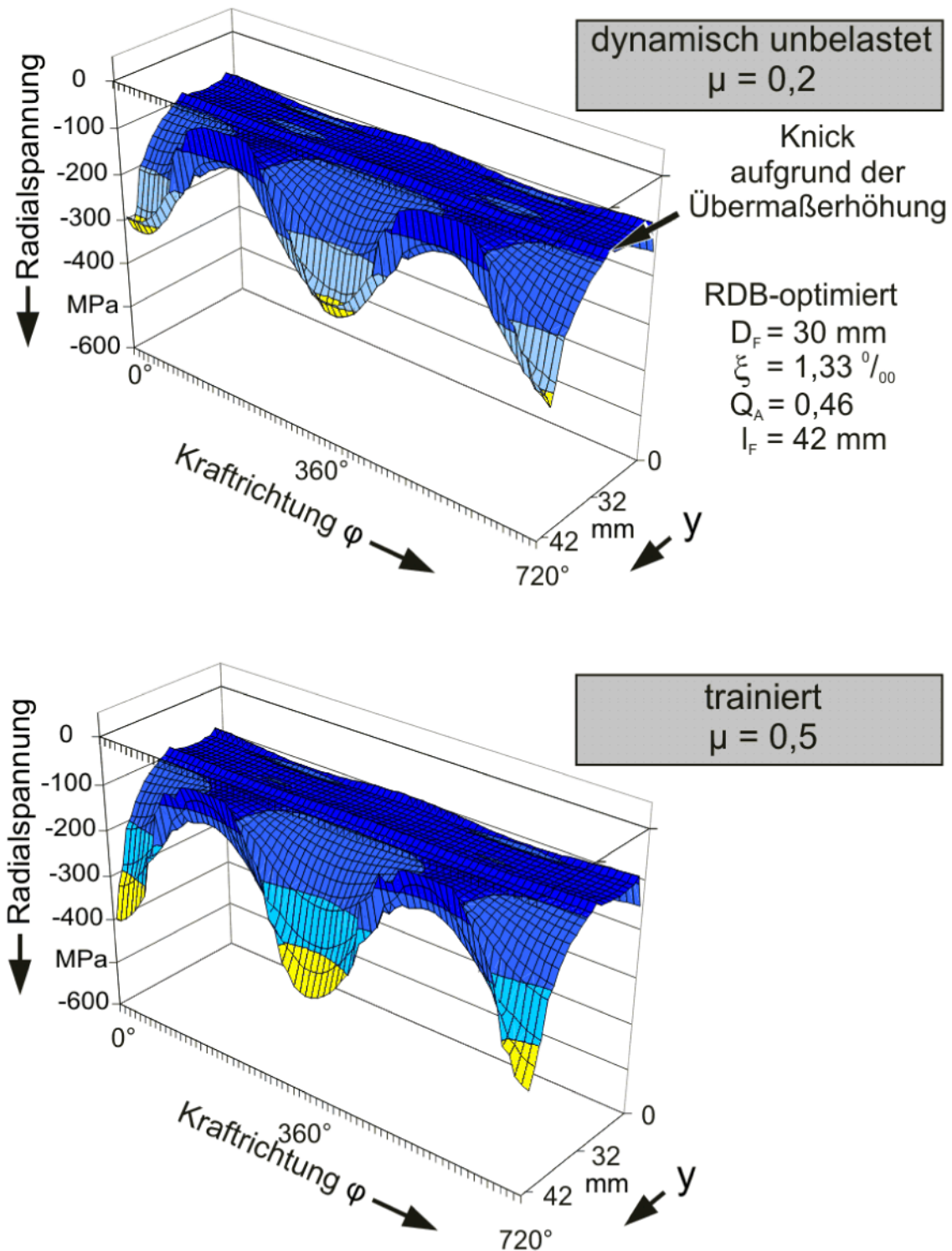


Bild 7.3: Radialspannung RDB-optimierter PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

Schlupf des RDB-optimierten PV:

Der berechnete Schlupf an der Nabenkante fällt von Beginn an aufgrund des partiell erhöhten Übermaßes erwartungsgemäß geringer aus (vgl. Bild 7.4 und Bild 7.5). Die Bilder zeigen oben den Schlupf vor der Trainierung und unten nach der Trainierung in

Mikrometern über der Krafrichtung. Der Schlupf vor der Trainierung liegt mit einer Schlupfamplitude von $6,8 \mu\text{m}$ unterhalb der Werte des zylindrischen PV (zyl. $7,7 \mu\text{m}$: vgl. Bild 6.9 und Bild 6.10).

Der Schlupf nach der Trainierung (vgl. Bild 7.4 unten) beträgt lediglich $1,6 \mu\text{m}$ (zyl.: $2 \mu\text{m}$ und fdh.: $2,9 \mu\text{m}$). Durch das erhöhte Übermaß wird der Schlupf im Vergleich zum fugendruckhomogenisierten PV praktisch halbiert. Die Welle wird dabei wie bei den anderen PV aus der Nabe herausgezogen. Vor der Trainierung um ca. $2 \mu\text{m}$ (zyl.: $2,3 \mu\text{m}$ und fdh.: $2,4 \mu\text{m}$), nach der Trainierung um weitere $0,5 \mu\text{m}$ auf $2,5 \mu\text{m}$ (zyl.: $3,1 \mu\text{m}$ und fdh.: $4,1 \mu\text{m}$).

Ebenso wie die Schlupfamplitude reduziert sich auch die Schlupftiefe infolge der Trainierung stark. Durch den erhöhten Reibwert wird die Welle stärker an einem Gleiten gegenüber der Nabe gehindert. Somit kann durch das gezielt aufgebrachte erhöhte Übermaß die Gleitbewegung in die Fügefläche hinein verringert werden.

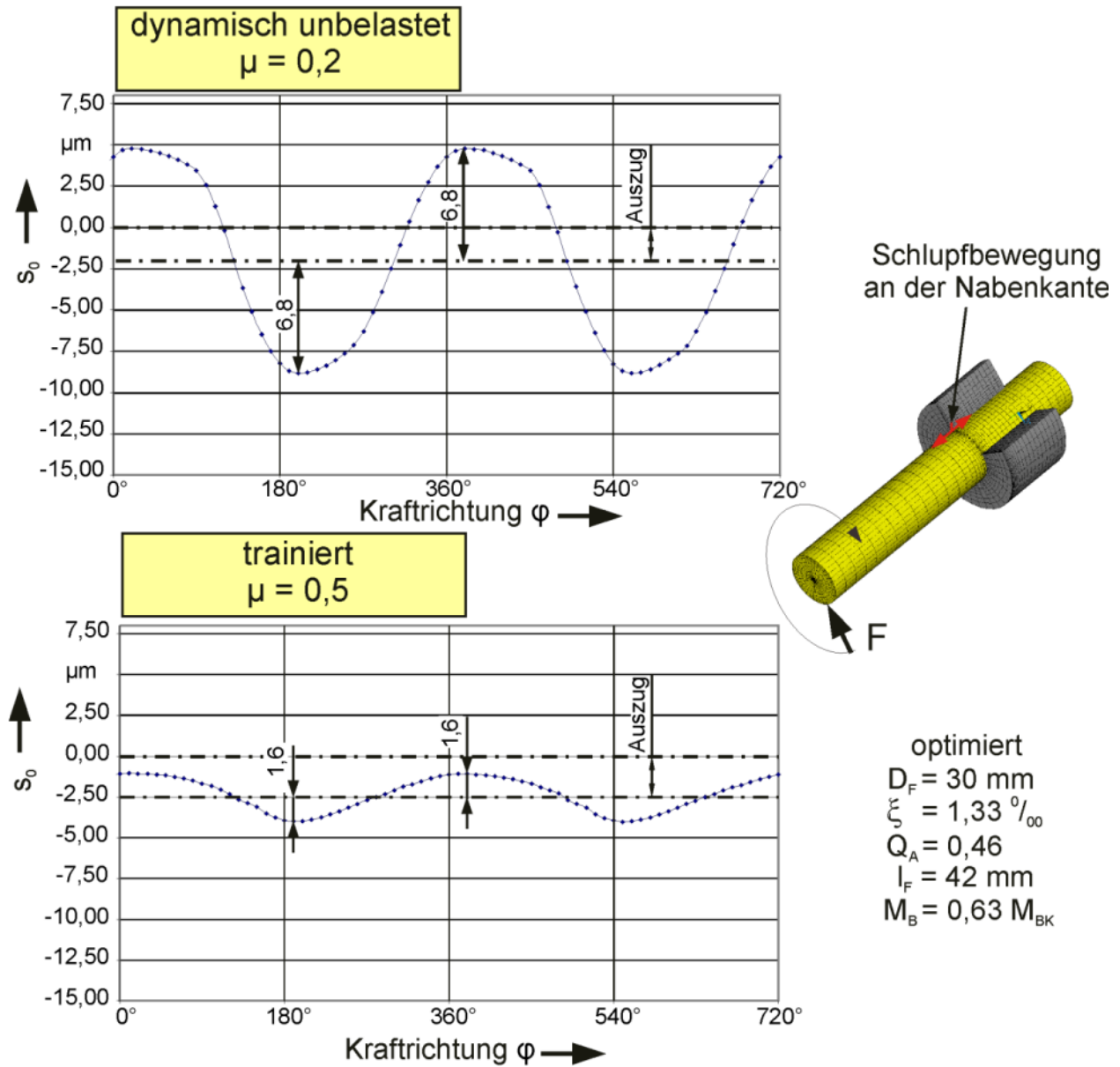


Bild 7.4: Schlupf an der Nabenkante RDB-optimierter PV ($M_B = 63 \text{ ‰ } M_{BK}$)

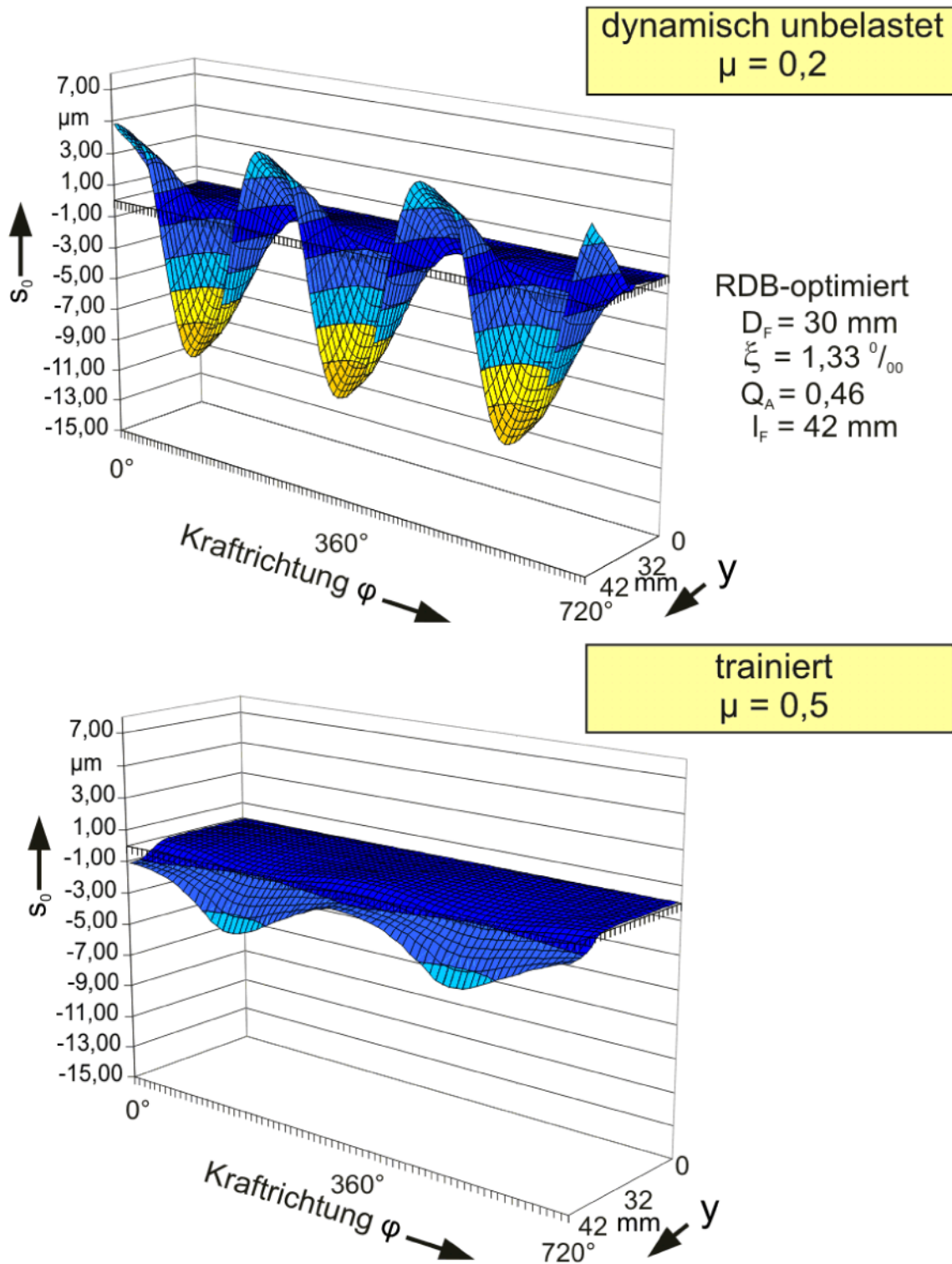


Bild 7.5: Schlupf RDB-optimierter PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

Reibarbeit des RDB-optimierten PV:

Bild 7.6 zeigt die Auswertung des RDB-optimierten PV der bezogenen spezifischen Reibarbeit bei $M_B = 63 \% M_{BK}$ bezogen auf den Standard-PV über der Krafrichtung. Durch die Erhöhung des Übermaßes wird eine höhere Reibschubspannung aufgebaut, die den Schlupf reduziert. Durch die fehlende Spannungsspitze, als Folge der Rücknahme des Übermaßes an der Nabenkante, resultiert dort eine deutlich reduzierte spezifische Reibarbeit. Wie beim zylindrischen PV nimmt sie mit der Tiefe der Fügefläche monoton ab. Nach der Trainierung ist kaum noch ein Unterschied zwischen der spezifischen Reibarbeit, die durch den Zugschlupf und den Druckschlupf verursacht wird, zu erkennen. Insgesamt jedoch sinken die Maxima auf ein sehr geringes Niveau.

Bild 7.7 zeigt das bezogene Maximum der spezifischen Reibarbeit des RDB-optimierten PV über dem wirksamen Biegemoment. Bezugsgröße ist der Standard-PV bei $100 \% M_{BK}$. Im Gegensatz zu den beiden anderen untersuchten PV schneiden sich die Kurven der Maxima erst bei etwa $90 \% M_{BK}$. Das bedeutet, dass die Trainierung bis zu diesem Belastungsniveau einen positiven Effekt auf die spezifische Reibarbeit hat. Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass dieser Belastungsbereich definitiv außerhalb der Dauerfestigkeit für Querpressverbände liegt. Die Trainierung hat beim RDB-optimierten PV also bis $90 \% M_{BK}$ einen positiven Effekt auf die spezifische Reibarbeit.

In Bild 7.8 ist die bezogene Summenreibarbeit über dem wirksamen Biegemoment aufgetragen. Wie bei den bereits dargestellten Ergebnissen des zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV sinkt auch hier die Summenreibarbeit infolge der Trainierung.

Wie zuvor in Kapitel 6.6.1 dargestellt, wurden auch für den RDB-optimierten PV Kontrollrechnungen unter besonderer Berücksichtigung des Plastifizierens durchgeführt. Sämtliche Ergebnisse (Schlupf, Maxima der spezifischen Reibarbeit sowie Summenreibarbeit) entsprechen den hier dargestellten Ergebnissen aus den linearelastischen Berechnungen.

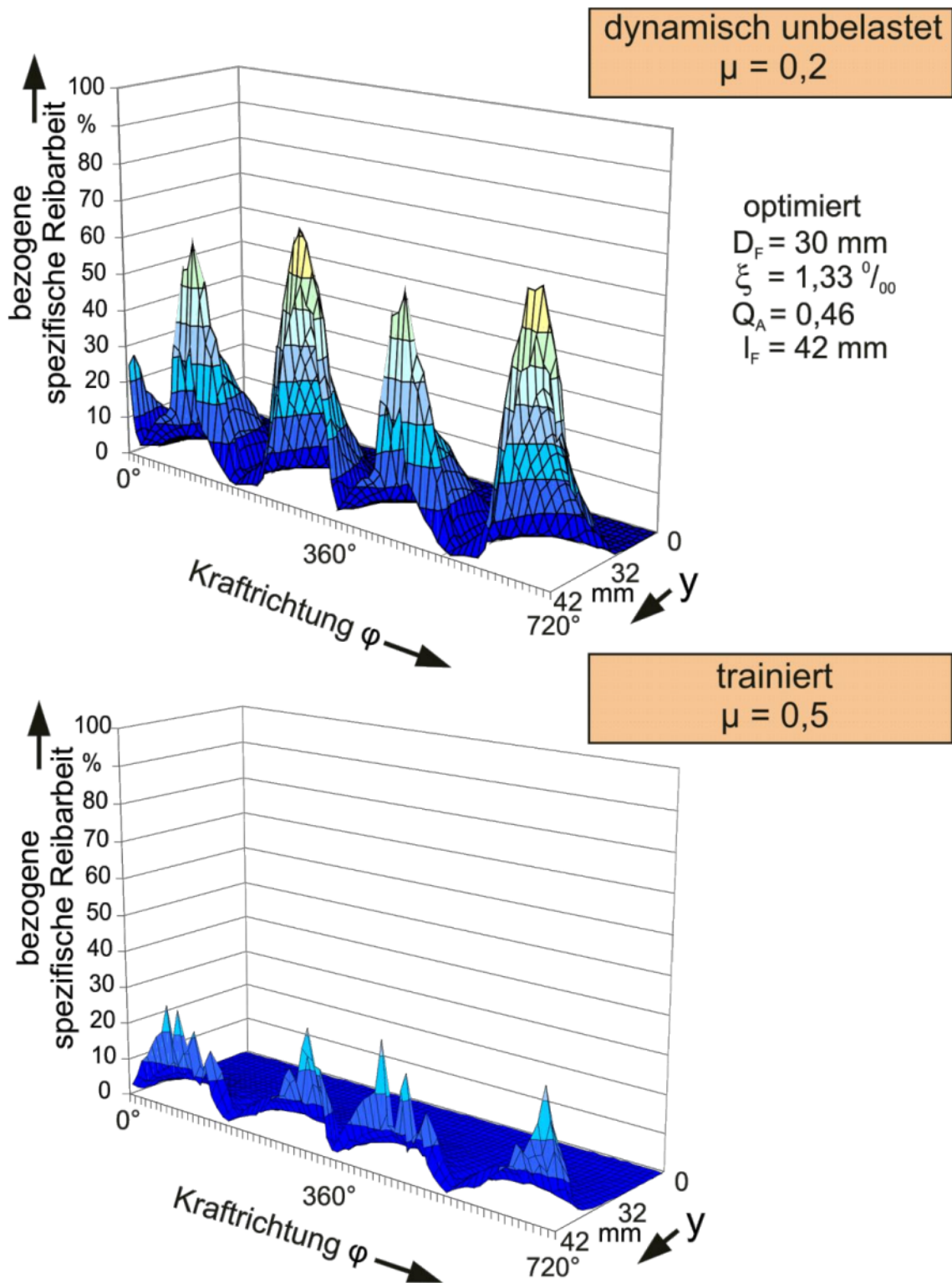


Bild 7.6: Bezugene spezifische Reibarbeit RDB-optimierter PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

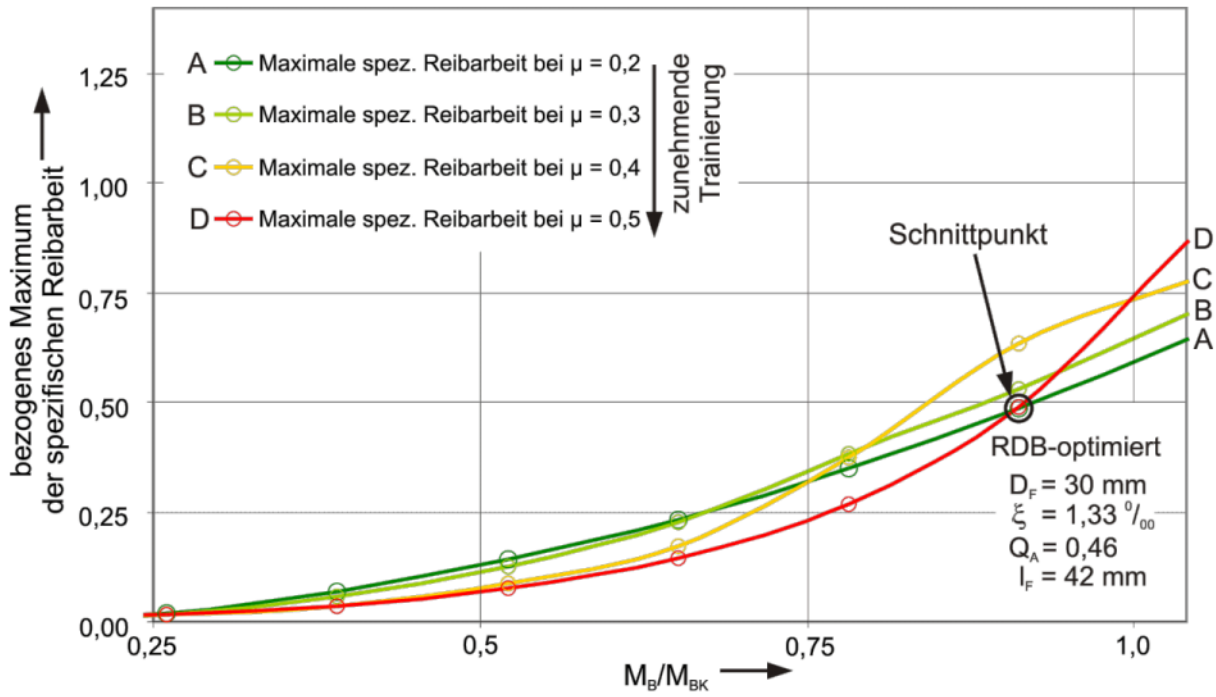


Bild 7.7: Bezogenes Maximum der spezifischen Reibarbeit RDB-optimierter PV

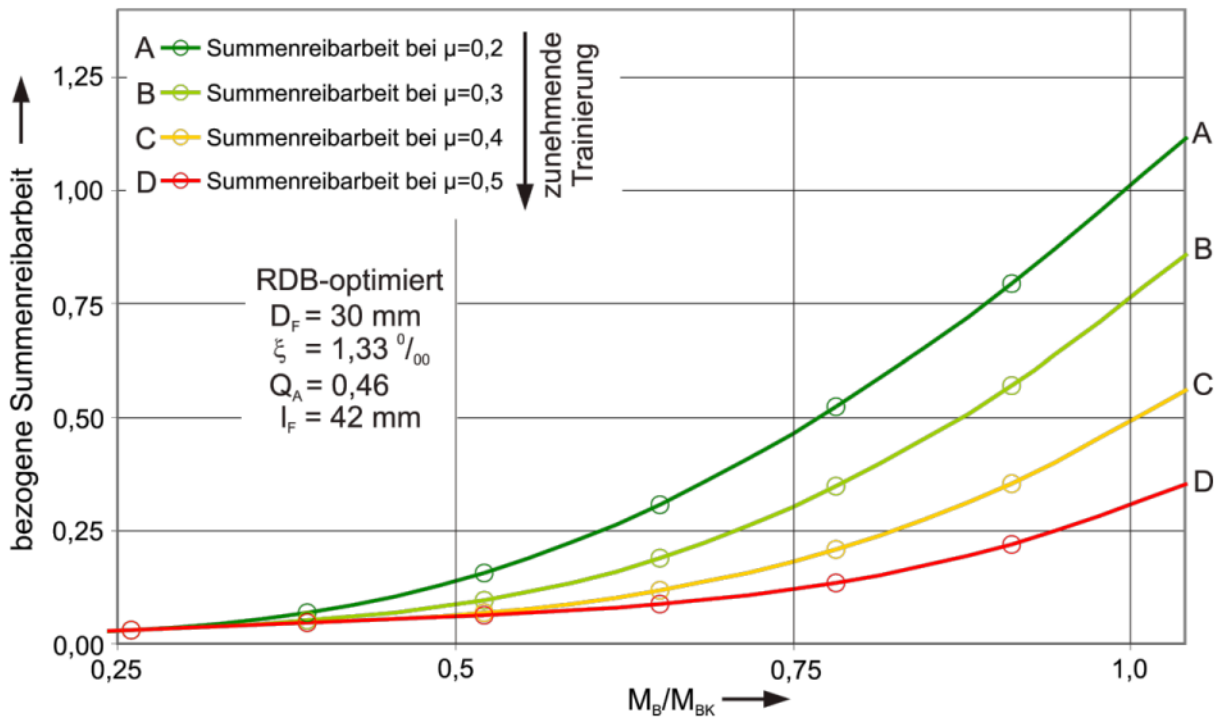


Bild 7.8: Bezogene Summenreibarbeit RDB-optimierter PV

7.3 Vergleich der unterschiedlichen Naben

Im Folgenden werden die drei PV miteinander verglichen. Dabei steht rot für den zylindrischen, grün für den fugendruckhomogenisierten und blau für den RDB-optimierten PV.

Bild 7.9 zeigt das Maximum der bezogenen spezifischen Reibarbeit der unterschiedlichen PV über dem wirksamen Biegemoment. Die Bezugsgröße hierbei ist das Maximum der spezifischen Reibarbeit eines Standard-PV vor der Training bei 100 % M_{BK} (rot gestrichelte Linie).

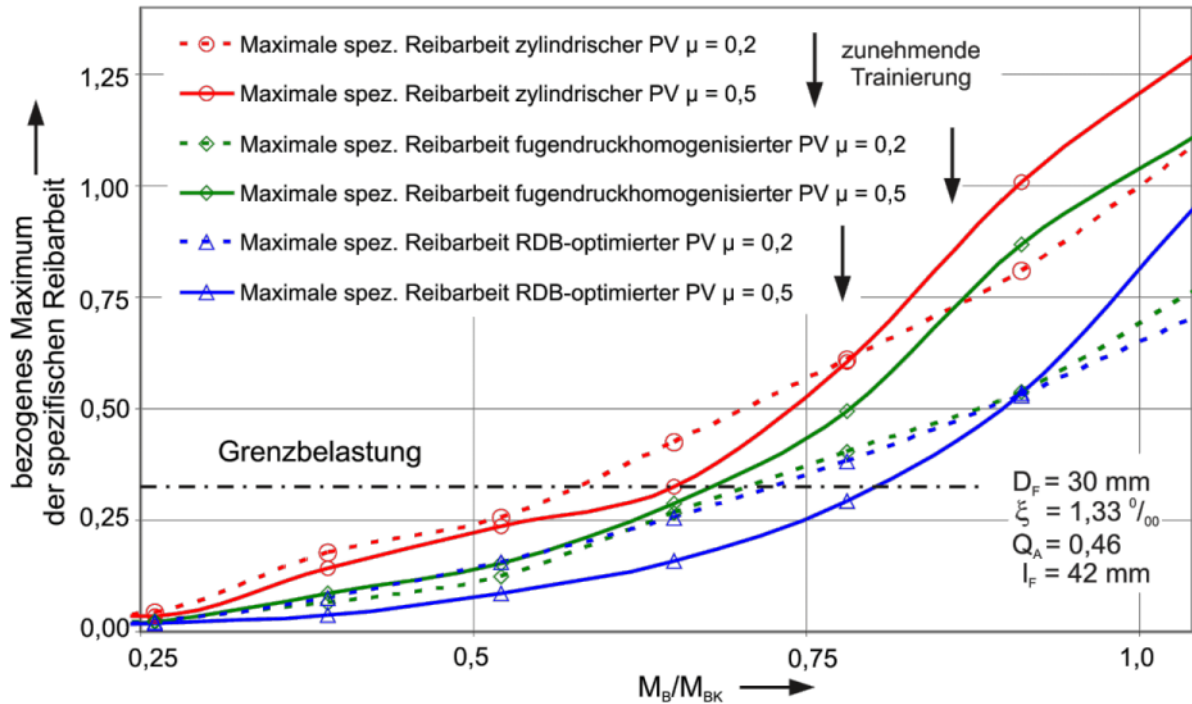


Bild 7.9: Vergleich der Maxima der bezogenen spezifischen Reibarbeit des zylindrischen, fugendruckhomogenisierten und RDB-optimierten PV

Trotz des erhöhten Übermaßes liegen die Werte des Maximums der spezifischen Reibarbeit beim RDB-optimierten PV stets unter denen des fugendruckoptimierten PV. Dies gilt sowohl vor als auch nach der Training.

Infolge der Training steigen die Maxima ab einem gewissen Biegemoment bei allen Konturen über die Werte vor der Training hinaus. Diese Schnittpunkte sind jedoch von der Nabenkontur abhängig. Im Vergleich zum fugendruckhomogenisierten PV stellt der RDB-optimierte PV eine erhebliche Verbesserung dar (vgl. Bild 6.20: Schnittpunkt bei ca. 30 % M_{BK}). Selbst die zylindrische Nabe wird noch übertroffen (vgl. Bild 6.13: Schnittpunkt bei ca. 80 %). Nur unterhalb der oben genannten Grenzbiegebelastungen hat die Training einen positiven Einfluss auf die RDB. Oberhalb dieser Biegegrenzbelastungen wird das Produkt aus Radialspannung und zugehörigem Schlupf nach der Training größer als dies der Fall vor der Training ist. Beim zylindrischen und dem

RDB-optimierten PV sind die gestiegenen Maxima der spezifischen Reibarbeit die Folge der hohen Radialspannungen. Die Schlupfamplitude sinkt aufgrund der Trainingung deutlich. Dadurch kann die Welle nicht mehr so tief in die Nabe hineingleiten, so dass sich die Welle „härter“ an der Nabe abstützt. Erhöhte Radialspannungen sind die Folge. Dies wirkt sich dann in gestiegenen Maxima der spezifischen Reibarbeit aus.

Bild 7.10 zeigt den Verlauf der bezogenen Summenreibarbeit über dem wirksamen Biegemoment. Die Bezugsgröße ist hier ebenfalls wieder die Summenreibarbeit eines Standard-PV bei 100 % M_{BK} vor der Trainingung. Die Summenreibarbeit unterscheidet sich vor der Trainingung praktisch nicht. Erst infolge der Trainingung stellt sich ein relevanter Unterschied zwischen den drei PV ein. Dabei besitzt der RDB-optimierte PV stets die niedrigste Summenreibarbeit, der fugendruckhomogenisierte PV stets die höchste Summenreibarbeit.

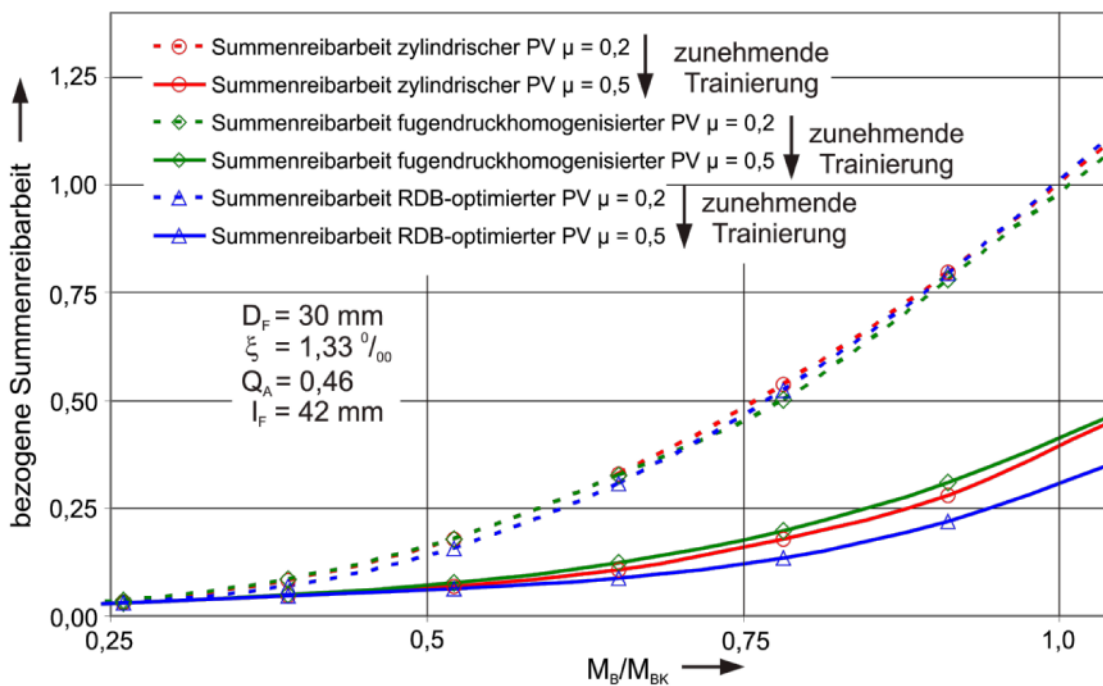


Bild 7.10: Vergleich der bezogenen Summenreibarbeit

Bild 7.11 und Bild 7.12 zeigen den Vergleich zwischen den drei unterschiedlichen PV bei 63 % M_{BK} . Hier wird deutlich, dass das Maximum der spezifischen Reibarbeit beim RDB-optimierten PV besonders nach der Trainingung deutlich gesenkt werden konnte. Vorausblickend kann gesagt werden (vgl. Bild 7.9), dass der RDB-optimierte PV mit 80 % M_{BK} belastet werden kann, um das gleiche Maximum der spezifischen Reibarbeit zu erhalten wie beim zylindrischen PV mit 63 % M_{BK} . Die Bezugsgröße ist das Maxi-

zum Maximum der spezifischen Reibarbeit (vgl. Bild 7.11) bzw. die Summenreibarbeit (vgl. Bild 7.12) beim zyl. PV bei 100 % M_{BK} .

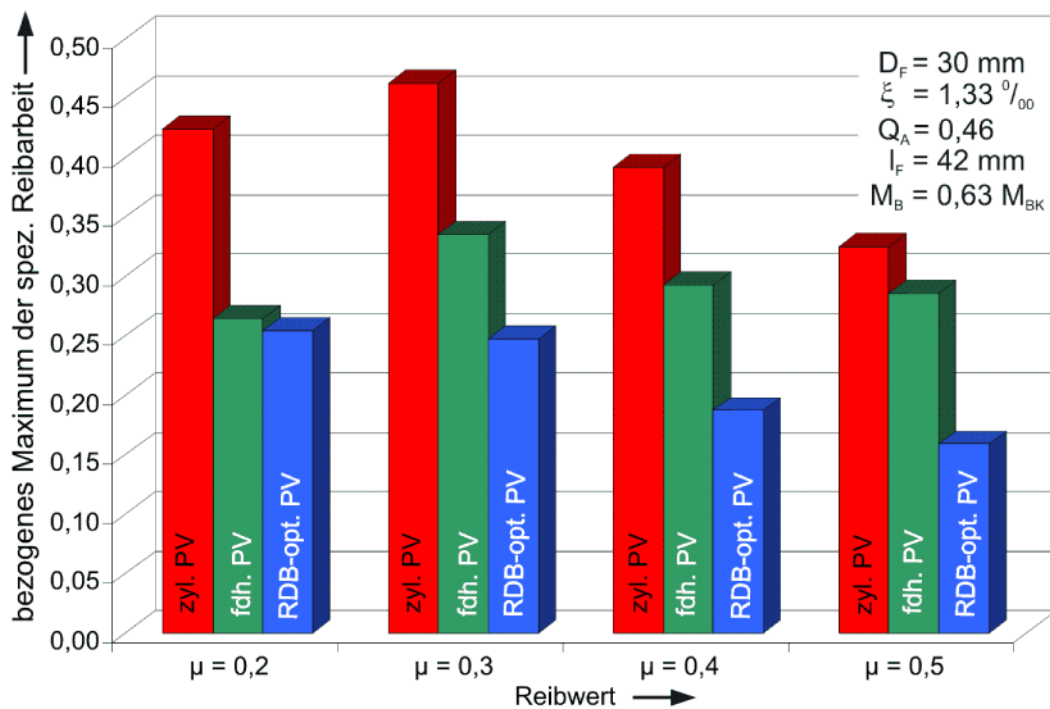


Bild 7.11: Vergleich der bezogenen spezifischen Reibarbeit der unterschiedlichen PV

Beim Vergleich der Summenreibarbeit (Bild 7.12) fällt auf, dass der zylindrische PV, der vor der Trainierung die höchsten Werte besitzt, diese infolge der Trainierung deutlich gesenkt werden. Durch die erhöhten Schlupfwerte nach der Trainierung sinkt die Summenreibarbeit des fugendruckhomogenisierten PV nicht so stark wie beim zylindrischen PV. Dies führt dazu, dass der zylindrische PV im trainierten Zustand eine geringere Summenreibarbeit besitzt als der fugendruckhomogenisierte PV. Stets die niedrigste Summenreibarbeit, unabhängig vom Grad der Trainierung, besitzt der RDB-optimierte PV.

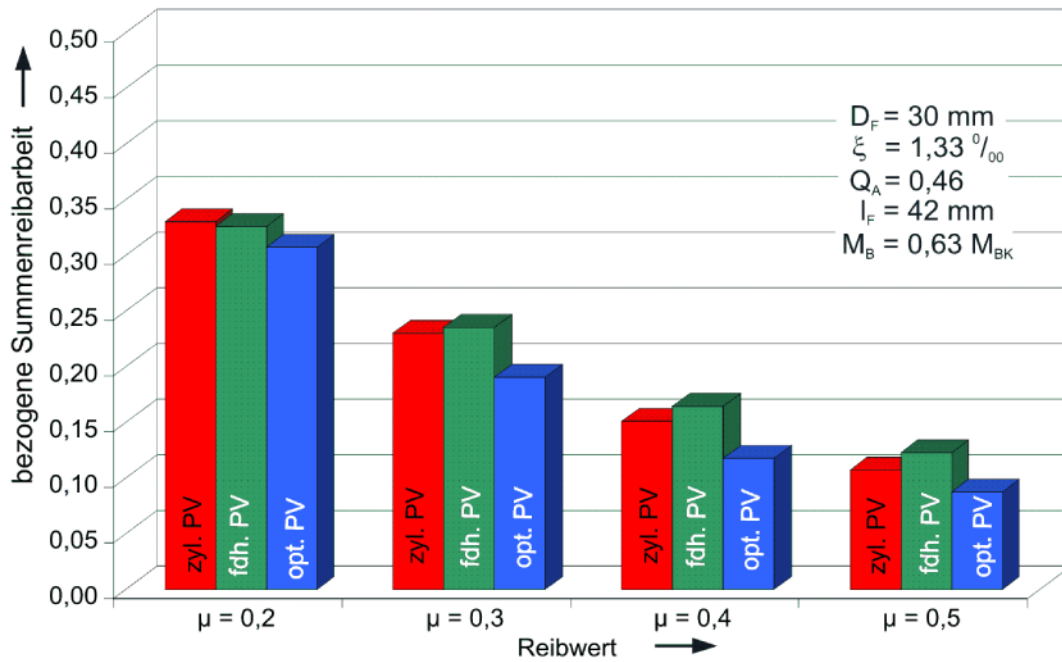


Bild 7.12: Vergleich der bezogenen Summenreiarbeit der unterschiedlichen PV

Zusätzlich zu den Reiarbeiten wird das modifizierte Ruiz-Kriterium über der Passfläche vor und nach der Trainierung ausgewertet, da es in vielen Bereichen als geeignetes Verfahren gilt, um den Anrissort für im Kontakt befindliche Maschinenelemente zu bestimmen. Die obere Hälfte der Bilder 7.13 bis Bild 7.15 stellt jeweils den Zustand vor der Trainierung dar, die untere Hälfte den Zustand nach der Trainierung. Die Bezugsgröße des Ruiz-Kriteriums ist hierbei das Maximum, wie es bei einem Standard-PV vor der Trainierung bei $M_B = 63 \% M_{BK}$ auftritt.

Unabhängig vom Grad der Trainierung fällt auf, dass sich beim zylindrischen PV die Hochpunkte des modifizierten Ruiz-Kriteriums stets direkt an der Nabenkante befinden (vgl. Bild 7.13). Dies deckt sich allerdings nicht mit den realen Ausfällen der PV. Hier beginnt der Riss knapp hinter der Nabenkante (vgl. Kapitel 5.7.3). Dies ist auf Verschleiß zurückzuführen wie er unter anderem in Kapitel 5 (vgl. Bild 5.23) beschrieben wird. Die Verteilung des Ruiz-Kriteriums über der Fügefläche beim fugendruckhomogenisierten PV unterscheidet sich von der des zylindrischen PV (vgl. Bild 7.14). Die Maxima des Ruiz-Kriteriums sind deutlich niedriger als beim zylindrischen PV und die Werte sinken nicht so schnell (über die Tiefe der Fügefläche). Das verminderte Übermaß ist hierfür der Grund. Dadurch entsteht eine erhöhte Zugspannung in der Welle, die sich Riss fördernd auswirkt und damit höhere Werte des modifizierten Ruiz-Kriteriums zur Folge hat. Des Weiteren wird das Ruiz-Kriterium aber ebenso durch die spezifische

Reibarbeit beeinflusst, die deutlich tiefer in die Nabe hineinreicht (vgl. Bild 6.18) als beim zylindrischen PV. Nach der Trainierung sind die Werte für das modifizierte Ruiz-Kriterium sogar im Vergleich zum Zustand vor der Trainierung gestiegen. Dies lässt sich auf die gestiegene spezifische Reibarbeit infolge der relativ hohen Schlupfamplitude zurückführen. Bei den durch Wellenbruch ausgefallenen fugendruckhomogenisierten PV begann der anfängliche Riss tendenziell tiefer in der Nabe (ca. 0,5 - 1 mm) als dies bei den zylindrischen PV der Fall war. Die Erhöhung der berechneten Werte des modifizierten Ruiz-Kriteriums in der Tiefe der Fügefläche kann also als Hinweis auf einen tiefer liegenden Rissbeginn betrachtet werden. Um die exakte Tiefe des initialen Risses zu bestimmen, sollte überprüft werden, ob das erweiterte Ruiz-Kriterium nach [ZIAEI05] angewandt werden kann.

Der RDB-optimierte PV besitzt vor der Trainierung höhere Werte für das modifizierte Ruiz-Kriterium an der Nabenkante als der fugendruckhomogenisierte PV (vgl. Bild 7.14 und Bild 7.15). Infolge der Trainierung sinken die Maxima des Kriteriums jedoch deutlich ab. Die Maxima der Auswertung befinden sich wie beim zylindrischen PV an der Nabenkante. Über die Tiefe der Fügefläche sinken die Werte des modifizierten Ruiz-Kriteriums schnell ab. Die experimentellen Untersuchungen an RDB-optimierten PV, die im folgenden Kapitel genauer beschrieben werden, bestätigen die Tendenz der Auswertung des modifizierten Ruiz-Kriteriums. Die anfänglichen Risse, die zum Brechen der Welle geführt haben, befinden sich näher an der Nabenkante als bei den zylindrischen oder fugendruckhomogenisierten PV. Die Maximalwerte für das modifizierte Ruiz-Kriterium sind beim optimierten PV auf dem Niveau des fugendruckhomogenisierten PV.

Da das modifizierte Ruiz-Kriterium maßgeblich auf der spezifischen Reibarbeit basiert (vgl. Kapitel 3.6.4), kann für das Kriterium aus der Höhe der berechneten Werte eine qualitative Ausfallwahrscheinlichkeit abgeleitet werden. Je höher die Werte für das Ruiz-Kriterium sind, desto höher ist die Ausfallwahrscheinlichkeit. Demnach ist die Ausfallwahrscheinlichkeit des zylindrischen PV am größten, die des fugendruckhomogenisierten und des RDB-optimierten PV auf einem ähnlich geringeren Niveau. Grenzwerte bezüglich der Ausfallwahrscheinlichkeit existieren noch nicht. Eine abschließende Bewertung der RDB-Beurteilungskriterien unter Berücksichtigung der experimentellen Ergebnisse aus Kapitel 8 findet in Kapitel 9 statt.

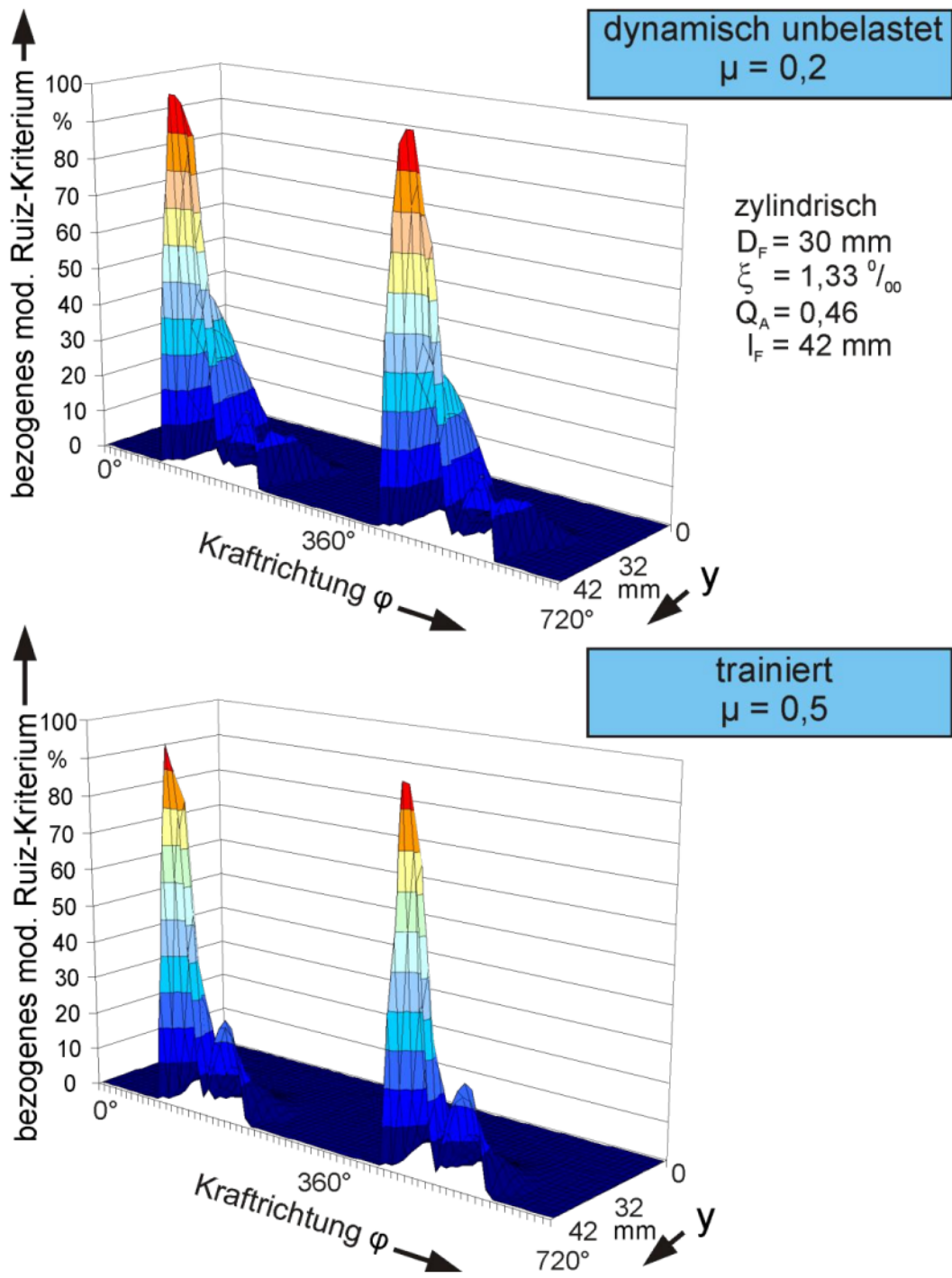


Bild 7.13: Bezogenes modifiziertes Ruiz-Kriterium zylindrischer PV ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

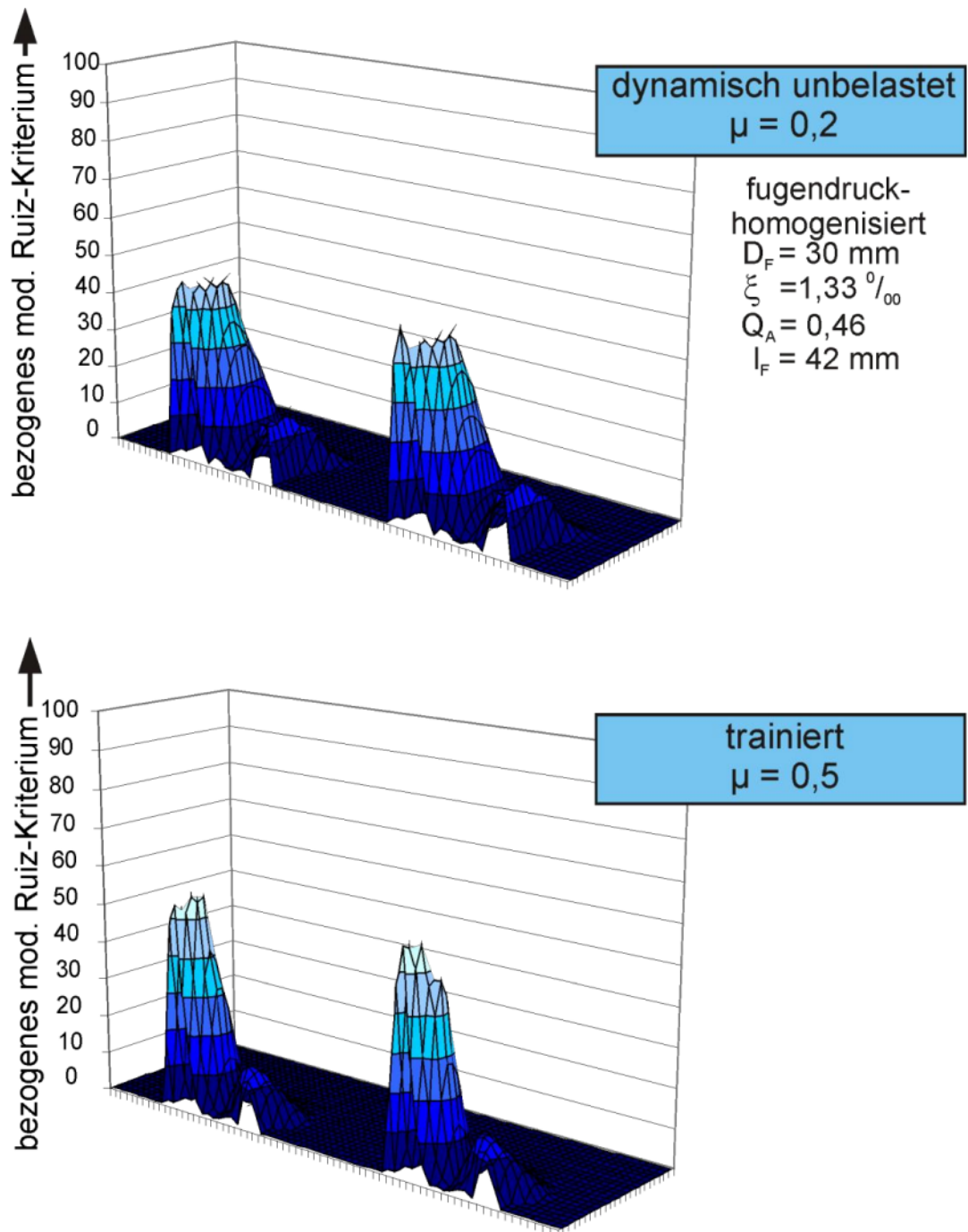


Bild 7.14: Bezogenes modifiziertes Ruiz-Kriterium fugendruckhomogenisierter PV
($M_B = 63 \% M_{BK}$)

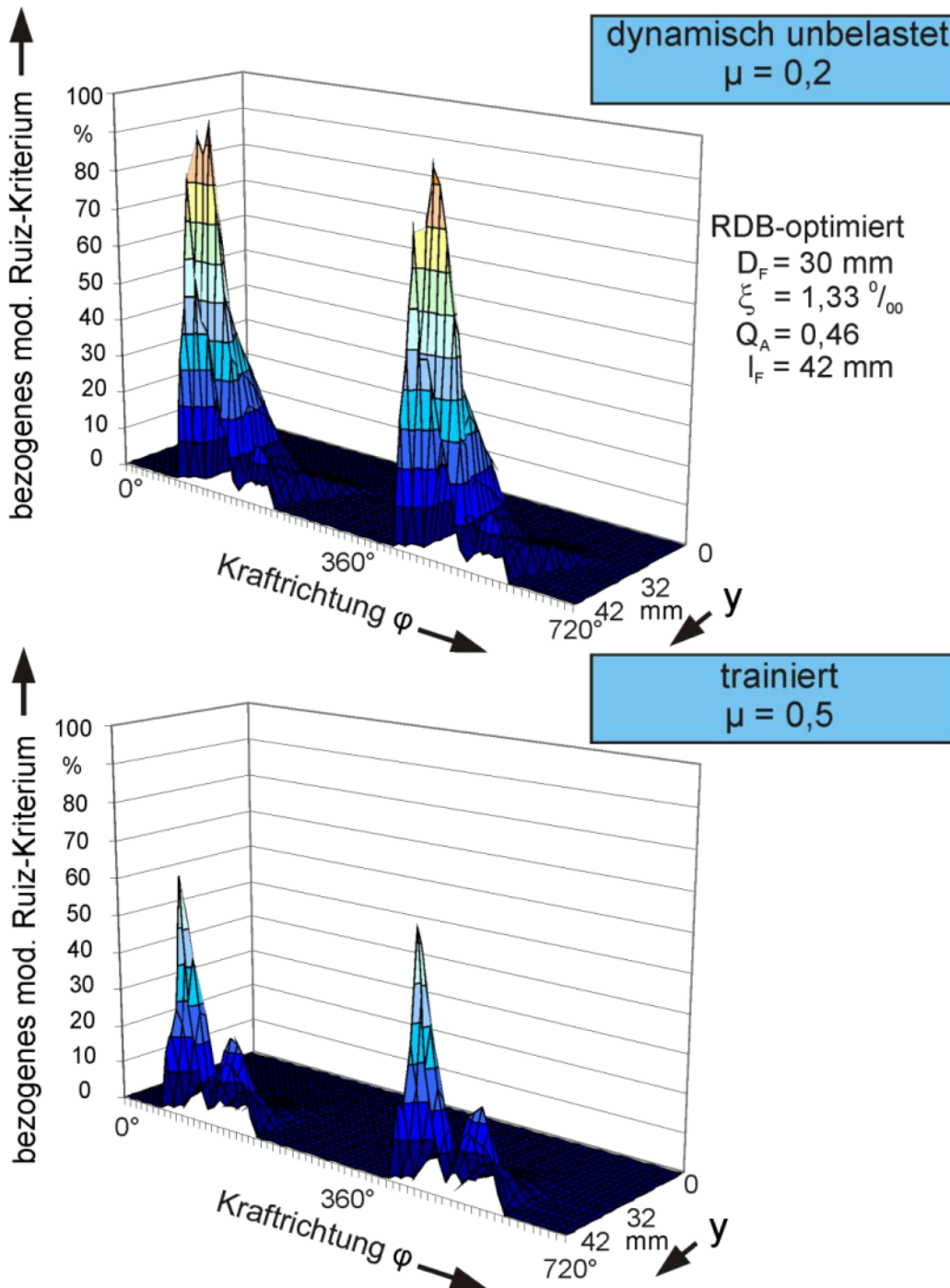


Bild 7.15: Bezogenes modifiziertes Ruiz-Kriterium RDB-optimierter PV
 ($M_B = 63 \% M_{BK}$)

7.4 Variation der Nabenaußendurchmesser

Die positiven Auswirkungen des gefundenen RDB-optimierten PV können auch bei geänderten Q_A rechnerisch gezeigt werden. Die Berechnungen werden bei $M_B = 63 \% M_{BK}$ am Standard-PV durchgeführt. In Bild 7.16 bis Bild 7.18 sind die Ergebnisse dieser Berechnungen dargestellt. Unabhängig von der Nabekontur muss eine gewisse Mindest-

dicke der Nabe vorhanden sein, damit die Trainierung einen positiven bzw. senkenden Effekt auf das Maximum der spezifischen Reibarbeit hat. Nur bei einem ausreichend hohen Fugendruck kann der schädigende Schlupf, in Kombination mit dem Fugendruck, entsprechend reduziert werden. Beim PV mit zylindrischer Nabe wirkt sich die Trainierung ab einem Verhältnis zwischen Nenndurchmesser und Nabenaußendurchmesser von $Q_A < 0,56$ (vgl. Schnittpunktmarkierung Bild 7.16) positiv aus. Beim PV mit optimierter Nabe liegt das Verhältnis bei etwas höheren Werten ($Q_A \approx 0,7$; vgl. Schnittpunktmarkierung Bild 7.16) als bei den zylindrischen PV.

Die Maxima der spezifischen Reibarbeit sowie die Summenreibarbeit sind sowohl vor als auch nach der Trainierung ab $Q_A < 0,91$ (vgl. Schnittpunkt links Bild 7.16) bei den RDB-optimierten Naben am geringsten (vgl. Bild 7.16 und Bild 7.17). Die Summenreibarbeit sinkt bei sämtlichen untersuchten Konturen infolge der Trainierung (vgl. Bild 7.17). Eine Erklärung für den unsteten Verlauf der spezifischen Reibarbeit steht aus.

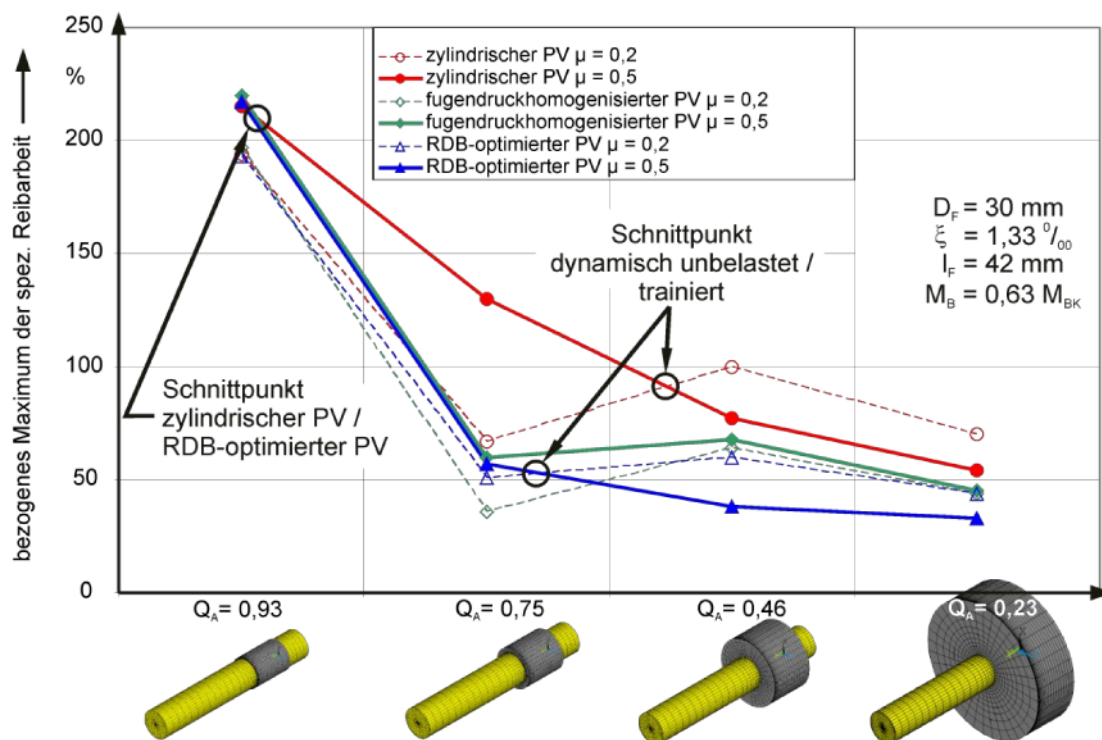


Bild 7.16: Vergleich der bezogenen spezifischen Reibarbeit bei unterschiedlichen Q_A (Bezugsgröße: zyl. PV $Q_A = 0,46$ und $\mu = 0,2$)

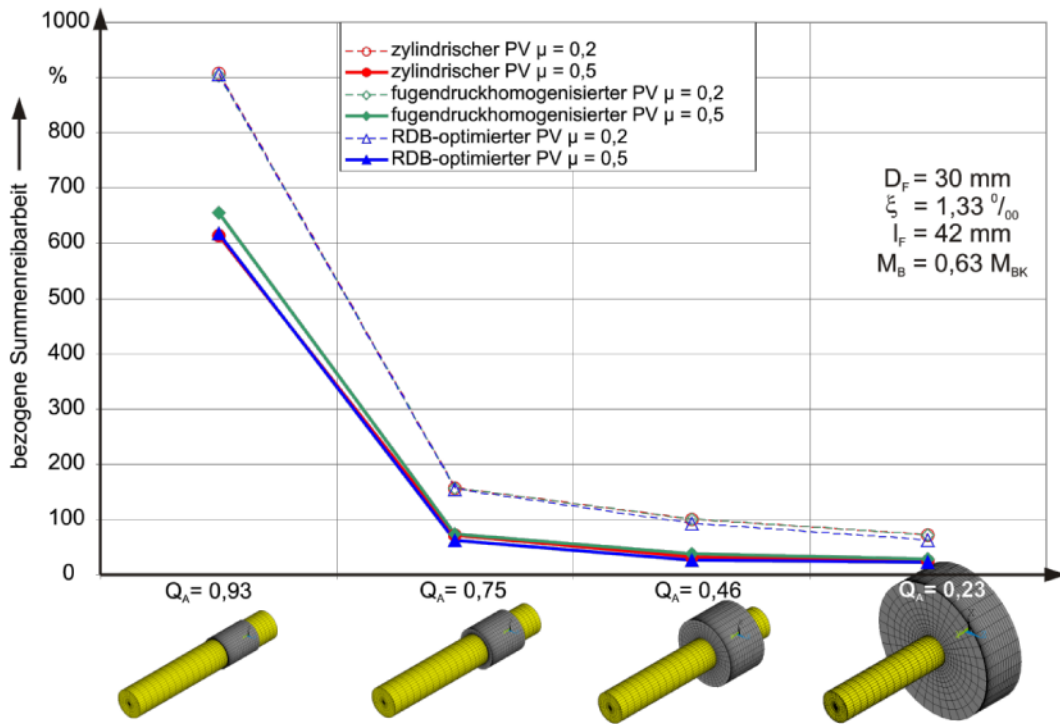


Bild 7.17: Vergleich der bezogenen Summenreiarbeit bei unterschiedlichen Q_A (Bezugsgröße: zyl. PV $Q_A = 0,46$ und $\mu = 0,2$)

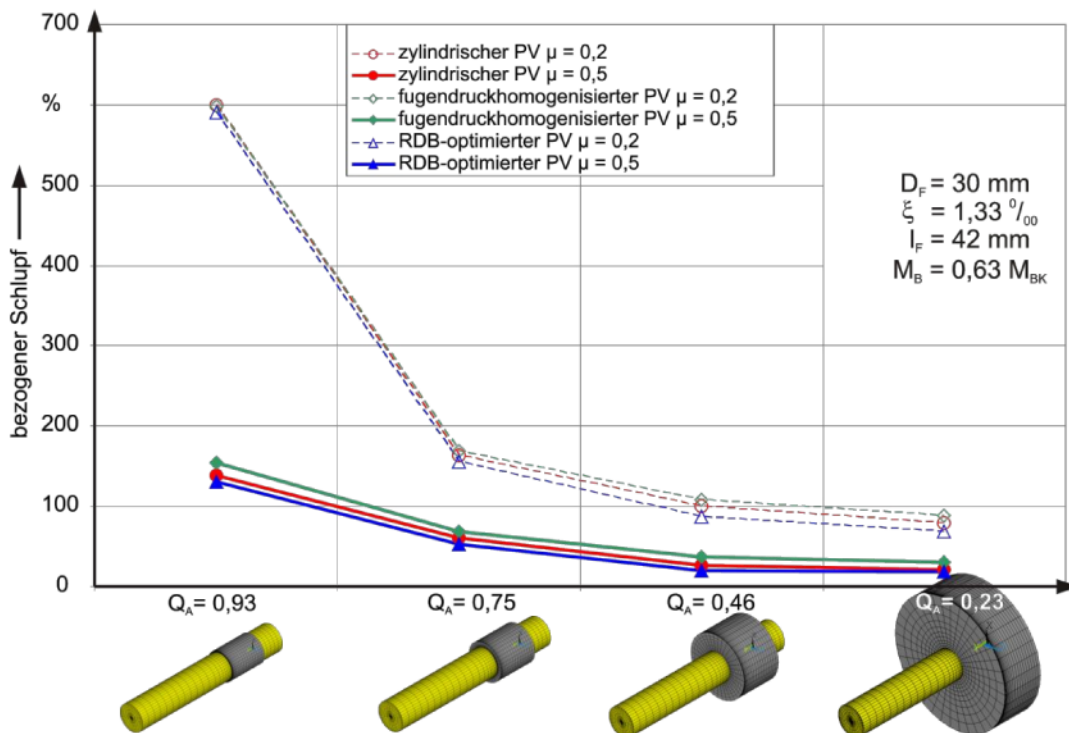


Bild 7.18: Vergleich des bezogenen Schlupfs bei unterschiedlichen Q_A (Bezugsgröße: zyl. PV $Q_A = 0,46$ und $\mu = 0,2$)

7.5 Fazit der weiterführenden numerischen Untersuchungen

Mit Hilfe der numerischen Optimierungsschleife (vgl. Bild 7.1) ist ein RDB-optimierter PV gefunden worden, der vor und nach der Trainierung geringere Werte als der zylindrische und fugendruckhomogenisierte PV für die spezifische Reibarbeit und die Summenreibarbeit aufweist. Dies gilt für sämtliche Biegemomente $0 \% M_{BK} < M_B < 105 \% M_{BK}$. Dabei sinkt das Maximum der spezifischen Reibarbeit einzig beim RDB-optimierten PV infolge der Trainierung monoton (vgl. Bild 7.11). Die höchste Belastung des RDB-optimierten PV findet also bei Beginn der Trainierung und damit lediglich für eine kurze Zeit statt. Im Gegensatz zu den zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV erhöht sich die RDB nicht kurzzeitig infolge der Trainierung. Die Kontur des RDB-optimierten PV bzw. die RDB-optimierte Nabeninnenkontur ist mit handelsüblichen modernen CNC-Fertigungsmaschinen herstellbar.

Die geringere Belastung des optimierten PV sowohl durch die spezifische Reibarbeit als auch durch die Summenreibarbeit weitestgehend unabhängig vom gewählten Durchmesser Verhältnis Q_A der Nabe. Lediglich bei PV mit sehr dünnwandigen Naben ($Q_A > 0,91$), die technisch gesehen keine bedeutende Rolle besitzen, geht der Vorteil der RDB-optimierten PV gegenüber den zylindrischen PV verloren. Bereits ab $Q_A < 0,91$ sind die Maxima der spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung beim RDB-optimierten PV im Vergleich zum zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV am geringsten. Die Summenreibarbeit ist beim RDB-optimierten PV unabhängig vom Durchmesser Verhältnis der Nabe am geringsten.

Die Auswertung des modifizierten Ruiz-Kriteriums ergibt, dass der Anrissort, unabhängig von der topologischen Beschaffenheit der Nabe, direkt an der Nabenkante liegen sollte. Der tatsächliche Rissbeginn der realen Proben, wie in Kapitel 7 und 8 beschrieben, liegt aber im Inneren der Fügefläche. Der Riss beginnt um ca. 0,5 - 1 mm versetzt zur Nabenkante. Richtig abgebildet wird aber, dass sich der Riss während der Zug-schlupfphase ausbilden wird. Die Überprüfung, ob mit Hilfe des erweiterten Ruiz-Kriteriums nach Ziaei [ZIAEI05] der exakte Rissbeginn bestimmt werden kann, steht noch aus.

Die vergleichenden numerischen Untersuchungen der drei unterschiedlichen Nabenkonturen lassen eine erhöhte Lebensdauer bzw. eine erhöhte Beanspruchbarkeit des

RDB-optimierten PV vermuten. Die experimentelle Überprüfung dieser Annahme ist Gegenstand des folgenden Kapitels.

8 Experimentelle Überprüfung des RDB-optimierten PV

Im Folgenden sollen PV experimentell untersucht werden, deren Nabenkontur der in Kapitel 7 bestimmten RDB-optimierten Kontur entsprechen. Die RDB-optimierten Naben werden hierfür in der institutseigenen Werkstatt gefertigt. Bild 8.1 zeigt exemplarisch das Ergebnis der Vermessung einer solchen Nabe auf der 3D-Koordinaten-Messmaschine. Die Abweichungen im Bereich zwischen 30 und 38 mm wirken sich nur zu Beginn der Trainierung aus. In Phase II findet kein Schlupf mehr in dieser Tiefe statt. Nur in der kurz andauernden Phase I bewegen sich Welle und Nabe mit einer Tiefe > 1,5 mm relativ zueinander. Entscheidend für die Dauerhaltbarkeit ist der schlupfbehaf-tete Bereich in Phase II (nach der Trainierung).

Nach der Vermessung werden die optimierten Naben zu optimierten PV mit kerbfreien glatten Wellen gefügt.

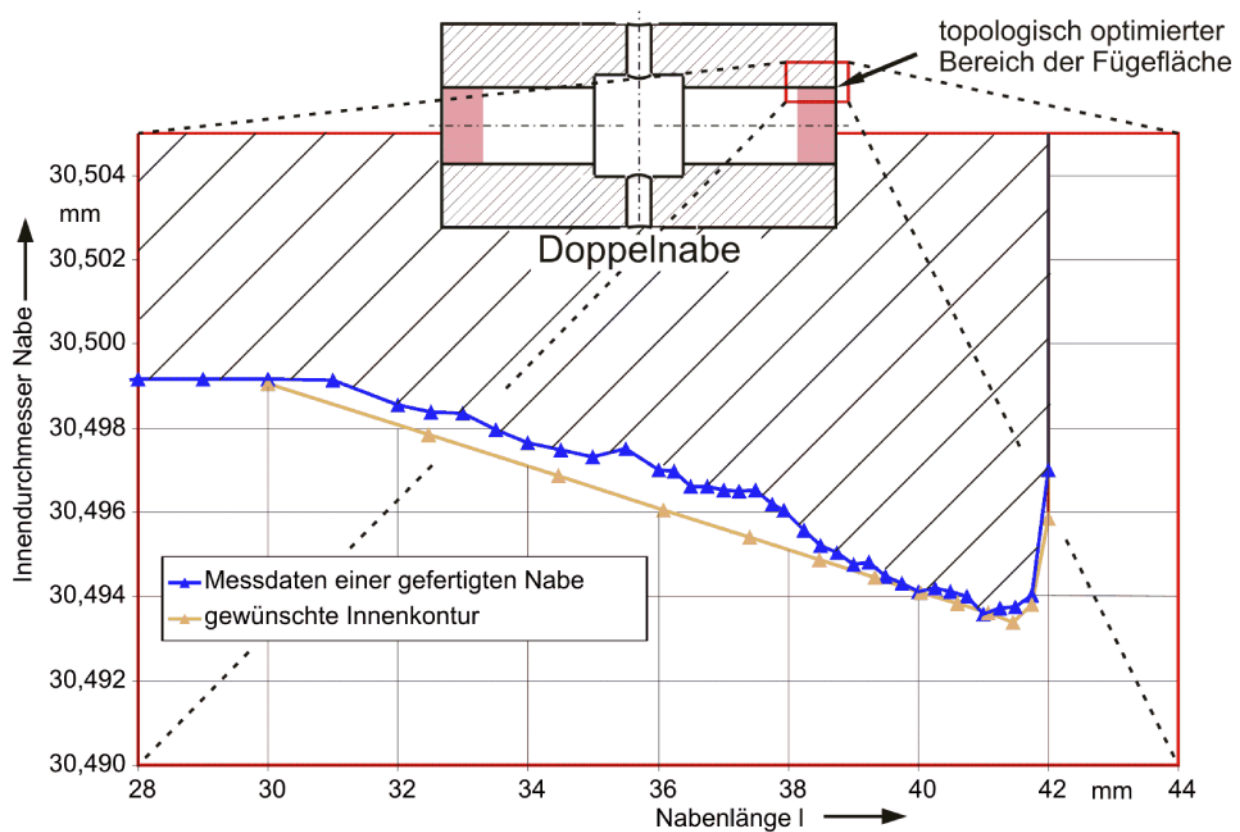


Bild 8.1: Gemessene Innenkontur einer RDB-optimierten Nabe

8.1 Schlupfmessung der optimierten Nabe

Auch bei den optimierten PV findet ein Vergleich der Schlupfamplituden zur Absicherung der Ergebnisse statt. Dazu werden die Schlupfamplituden der gefügten PV vor und nach der Training gemessen.

Bild 8.2 zeigt vergleichend die experimentell gemessenen und numerisch berechneten Schlupfamplituden des RDB-optimierten PV. Zusätzlich sind die Schlupfamplituden der zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV nach der Training abgebildet. Die numerisch bestimmten Schlupfamplituden stimmen mit den experimentell ermittelten Werten sehr gut überein. Erst ab dem trainierten Biegemoment (ca. $M_B = 70\% M_{BK}$) weichen die numerischen Ergebnisse von den gemessenen ab. Dies hängt erneut mit der realen lokalen und der numerischen globalen Training zusammen (vgl. Kapitel 5.7.1). Trotz des erhöhten bezogenen Übermaßes der fugendruckhomogenisierten PV bleibt die Schlupfamplitude größer als beim zylindrischen oder RDB-optimierten PV. Dies zeigt wie stark der Einfluss des Nabenkantenbereichs auf das Schlupfverhalten der PV ist.

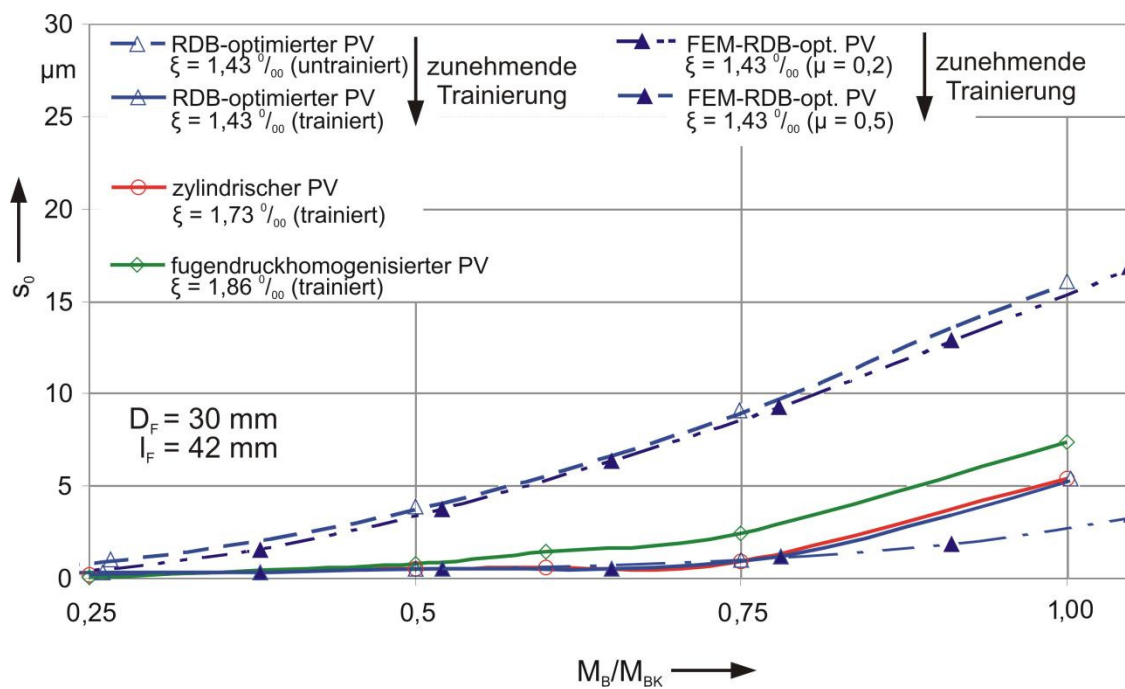


Bild 8.2: Vergleich reale und numerische Schlupfmessung am RDB-optimierten PV

8.2 Wöhlerdiagramm der RDB-optimierten PV

Bild 8.3 zeigt die Auswertung der Versuchsergebnisse der dynamischen Belastung der RDB-optimierten PV. Dabei ist das trainierte bezogene Biegemoment, wie es sich aus der Auswertung des Versuchs ergibt, über der erreichten Lastwechselzahl aufgetragen. Der Versuch kann entweder durch den vorzeitigen Abbruch (grüne Markierungen) oder durch einen Wellenbruch (rote Markierungen) beendet werden. Gebrochene Doppelproben werden geteilt und einzeln wieder eingesetzt.

Der Abknickpunkt der Geraden der Grenzbelastung, ab dem selbst bei hohen Lastwechselzahlen keine Ausfälle mehr auftraten, ist ebenfalls bei etwa 20 Mio. Lastwechseln (vgl. zyl. PV: Bild 5.18 bzw. fdh. PV: Bild 5.19). Es findet jedoch weiterhin eine Schlupfbewegung zwischen Welle und Nabe aufgrund des umlaufenden Biegemoments statt. Die Möglichkeit, dass die Verschleißkorrosion weiter voranschreitet und es zum Ausfall des PV kommt, kann nicht ausgeschlossen werden. Bild 8.4 zeigt den Vergleich der unterschiedlichen PV.

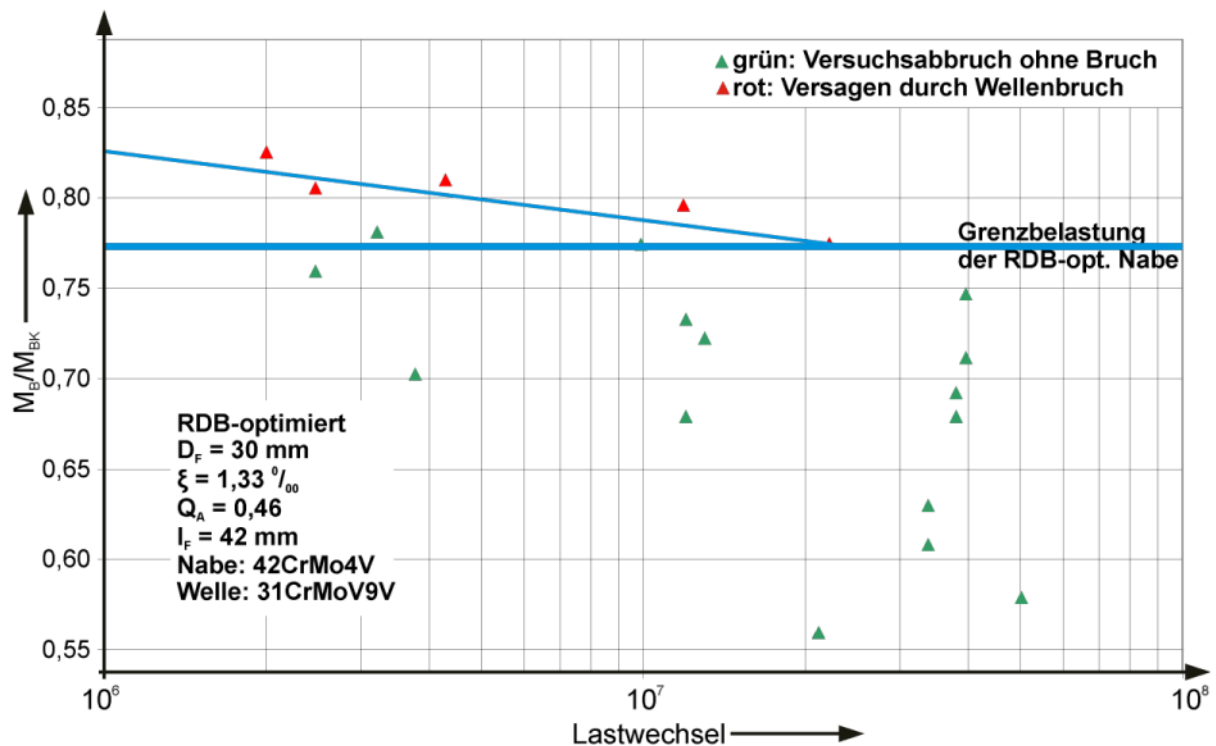


Bild 8.3: Wöhlerdiagramm der RDB-optimierten PV

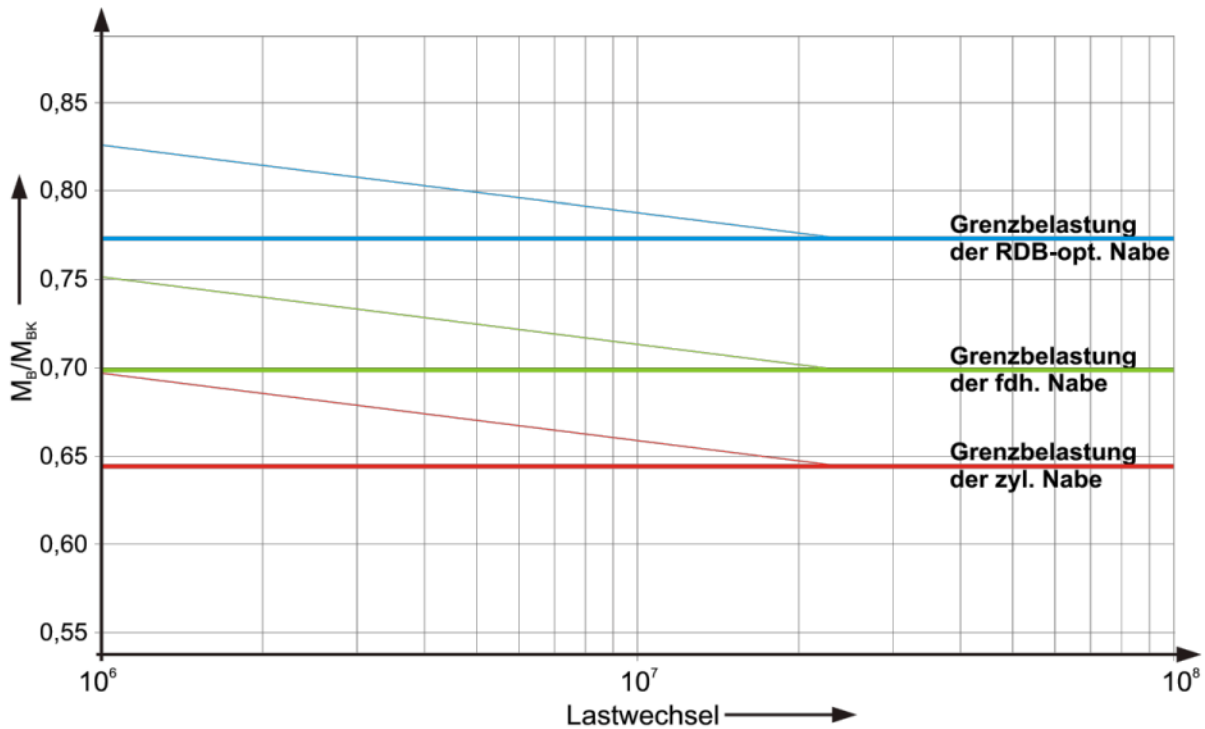


Bild 8.4: Vergleich der Grenzbelastungen der unterschiedlichen Nabentypen

Die RDB-optimierten PV erreichen besonders bei höheren wirksamen Biegemomenten ($70 \% M_{BK} < M_B < 77 \% M_{BK}$) deutlich höhere Lastwechselzahlen als die zylindrischen und die fugendruckhomogenisierten PV. Die experimentell ermittelte Grenzbelastung liegt bei etwa $77 \% M_{BK}$. Damit ist der fugendruckhomogenisierte PV, der eine Verbesserung zum zylindrischen PV darstellt, nochmals optimiert worden.

Der vorhandene Wellenwerkstoff (31CrMoV9) besitzt eine Biegewechselfestigkeit von ca. 480 MPa. Ohne statistische Absicherung lässt sich aus den Wöhlerdiagrammen die jeweilige Kerbwirkungszahl für die unterschiedlichen Typen der PV durch Division der Biegewechselfestigkeit des Werkstoffs durch die bestimmte Wechselfestigkeit der jeweiligen PV berechnen.

- zylindrischer PV (vgl. Kapitel 5.6: $\sigma_{b,zyl} \approx 175 \text{ MPa}$)
Kerbwirkungszahl $\beta_{k,zyl} = 2,75 \dots 2,8$
- fugendruckhomogenisierter PV (vgl. Kapitel 5.6: $\sigma_{b,fdh} \approx 190 \text{ MPa}$)
Kerbwirkungszahl $\beta_{k,fdh} = 2,5 \dots 2,55$
- RDB-optimierter PV (vgl. Kapitel 8.2: $\sigma_{b,opt} \approx 205 \text{ MPa}$)
Kerbwirkungszahl $\beta_{k,opt} = 2,3 \dots 2,35$

Dabei stimmen die ermittelten Kerbwirkungszahlen für die zylindrischen und fugendruckhomogenisierten PV mit denen von Schwämmle [SCHWÄMMLE10, S. 137] ermittelten sehr gut überein.

8.3 Fazit der experimentellen Untersuchung der RDB-optimierten PV

Die experimentellen Untersuchungen der PV (zylindrisch, fugendruckhomogenisiert und RDB-optimiert) zeigen, dass die Nabe eines PV topologisch so verändert werden kann, dass eine längere Lebensdauer bzw. eine höhere Belastbarkeit als bei den zylindrischen Naben möglich ist. Bei zylindrischen PV liegt die Grenze bei ca. 63 % M_{BK} , bei fugendruckhomogenisierten PV bei ca. 70 % M_{BK} und bei RDB-optimierten PV bei ca. 77 % M_{BK} . Diese Werte gelten für die in dieser Arbeit untersuchten geometrischen Abmessungen.

Mit den durchgeführten Untersuchungen wird belegt, dass sich die ganzheitliche Senkung der spezifischen Reibarbeit sowie der Summenreiarbeit bei den beschriebenen Proben positiv auf die Lebensdauer auswirken.

Im Folgenden ist anhand der drei unterschiedlichen PV-Typen zu klären, welches Kriterium die Schädigung durch die RDB am besten beschreibt. Ferner ist zu überprüfen, inwieweit der Einfluss der Trainierung berücksichtigt werden muss.

9 Interpretation der Ergebnisse und Auslegeempfehlung

Das Ziel, die Reibarbeit ganzheitlich innerhalb eines PV zu senken, konnte mit der Nabeninnenkontur des RDB-optimierten PV unter Umlaufbiegebeanspruchung erreicht werden. Ganzheitlich bedeutet, dass die spezifische Reibarbeit und die Summenreibarbeit sowohl vor als auch nach der Trainingung gesenkt wurden.

Die vorangegangenen Untersuchungen haben gezeigt, dass die PV mindestens zwei von drei Phasen der Lebensdauer durchlaufen. Üblicherweise wird ein PV die meiste Zeit (Anzahl der Lastwechsel) in Phase II (vgl. Bild 5.15), d.h. nach Abschluss der Trainingung, eingesetzt. Daher werden die errechneten Werte unter Berücksichtigung des erhöhten Reibwerts ($\mu = 0,5$), die der Phase II entsprechen, genauer untersucht. Betrachtet man hierfür die Summenreibarbeit sowie die Maxima der spezifischen Reibarbeit, lassen sich folgende Prognosen formulieren:

Bei der isolierten Betrachtung der Summenreibarbeit der PV nach der Trainingung (vgl. Bild 7.10) müsste die Lebensdauer bzw. die Höhe der Belastbarkeit der fugendruckhomogenisierten PV am kürzesten bzw. geringsten ausfallen. Die Summenreibarbeit, d.h. die Reibarbeit, die über die komplette Fügefläche pro Umdrehung erzeugt wird, ist beim fdh. PV am größten. Dies entspricht aber nicht den experimentell ermittelten Ergebnissen (vgl. Bild 5.18, Bild 5.19 und Bild 8.3). Als erstes fallen die zyl., dann die fdh. und schließlich die RDB-optimierten PV aus.

Bei der isolierten Betrachtung der Maxima der spezifischen Reibarbeit der PV nach der Trainingung (vgl. Bild 7.9) müsste die Lebensdauer bzw. die Höhe der Belastbarkeit der zylindrischen PV am kürzesten bzw. am geringsten ausfallen, die der RDB-optimierten PV am längsten bzw. am höchsten. Dies entspricht den experimentellen Ergebnissen (vgl. Bild 8.4). Unklar ist, ob das Maximum der spezifischen Reibarbeit vor der Trainingung oder nach der Trainingung ausschlaggebend für den Ausfall der PV ist. Daher wird der Verlauf des Maximums der spezifischen Reibarbeit im Laufe der Trainingung genauer betrachtet.

9.1 Auswirkung der Trainingung auf die Maxima der spezifischen Reibarbeit

Sämtliche experimentell untersuchten PV wurden parallel zur Beanspruchung im Prüfstand numerisch untersucht. Dabei wird die reale Geometrie, wie sie durch die Messung mittels der Koordinatenmessmaschine erfasst wurde, in den numerischen Berechnungen berücksichtigt.

In Bild 9.1 sind die Maxima der spezifischen Reibarbeit, unabhängig von der Nabenkontur, nach der Trainingung einiger PV abgebildet. Es zeigt sich, dass PV, deren Maximum der spezifischen Reibarbeit unterhalb eines gewissen Grenzwerts blieb, nicht durch einen Wellenbruch ausgefallen sind. Wurde der Grenzwert nach der Trainingung (Phase II) überschritten, sind die PV aufgrund eines Wellenbruchs ausgefallen. Der Grenzwert entspricht hierbei dem Maximum der spezifischen Reibarbeit des zylindrischen Standard-PV bei $M_B = 63 \% M_{BK}$.

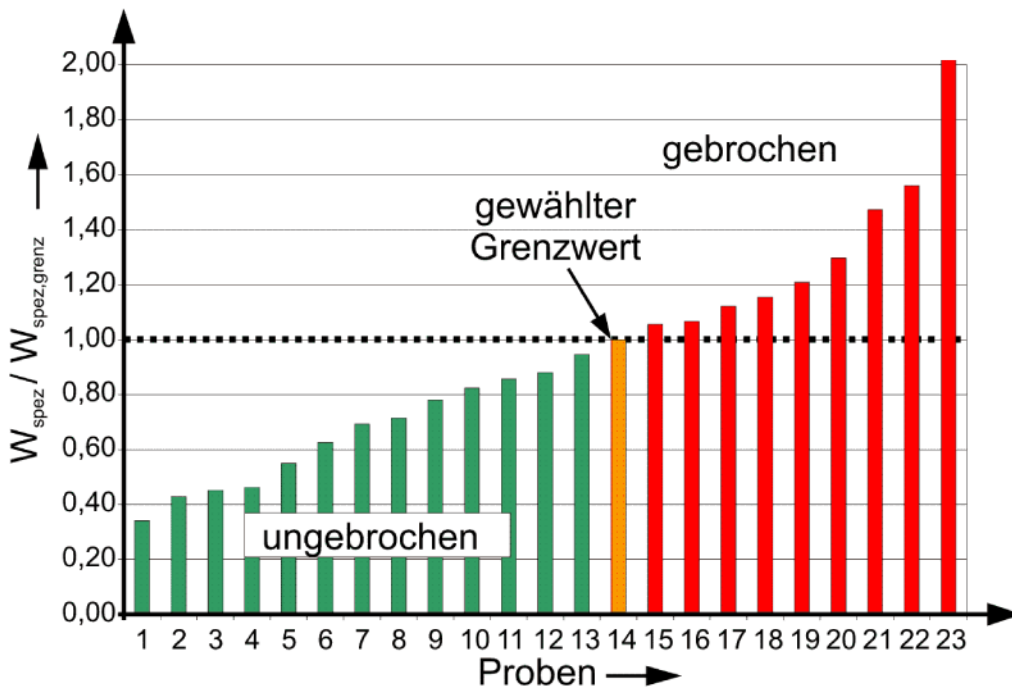


Bild 9.1: Bestimmung des Grenzwerts der maximalen spezifischen Reibarbeit für die Dauerhaltbarkeit

Dass der Zustand nach der Trainingung betrachtet werden sollte, zeigen die folgenden Bilder (vgl. Bild 9.2 bis Bild 9.6) anhand der unterschiedlichen Verläufe des Maximums der spezifischen Reibarbeit im Laufe der Trainingung. Fünf Typen werden anhand der

charakteristischen Verläufe vorgestellt. Der ermittelte und eingezeichnete Grenzwert ist das Maximum der spezifischen Reibarbeit eines Standard-PV bei $M_B = 63 \% M_{BK}$ im trainierten Zustand (vgl. Bild 9.1).

Typ I: Kurze Lebensdauer (vgl. Bild 9.2)

PV mit einem solchen Verlauf sind nach kurzer Zeit aufgrund eines Wellenbruchs ausgefallen (LCF). Die Maxima der spezifischen Reibarbeit sind vor und nach der Training sehr hoch. Die Training hat keinen positiven Einfluss auf die Reibarbeit (sinkende Maxima der spezifischen Reibarbeit). Die Folge ist eine zu hohe Energiedichte, die zu einem Wellenbruch knapp hinter der Nabenkante führt. Die exakte Nabenkontur spielt hierbei keine Rolle, da der PV überlastet ist (zu hohe Startbelastung, keine Änderung durch die Training).

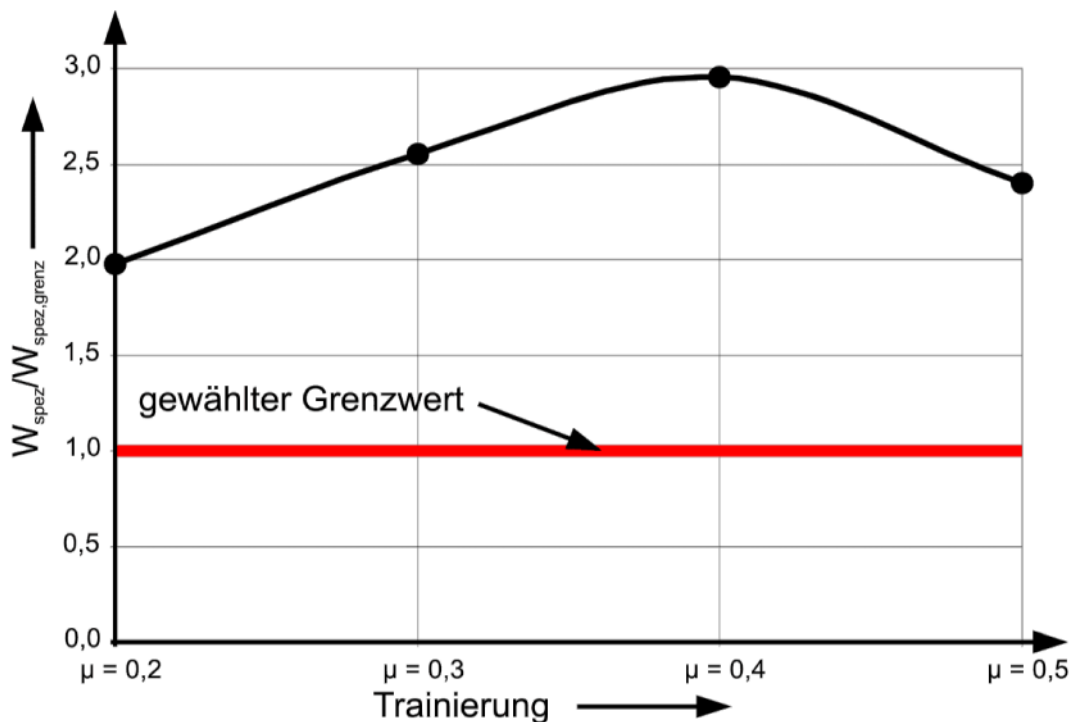


Bild 9.2: Typ I: Bezogene spezifische Reibarbeit eines PV mit „kurzer Lebensdauer“

Type II: Bruch infolge der Training (vgl. Bild 9.3)

Ein „kritisches“ Verhalten weisen PV des Typs II auf. Vor der Training ist die spezifische Reibarbeit sehr gering (vgl. Bild 9.2 bis Bild 9.6: niedrigste spezifische Reibarbeit). Ohne Beachtung der Training scheint dies der PV mit der größten Lebensdauer zu sein. Aufgrund der Training steigt der Wert für das Maximum der spezifischen Reib-

arbeit jedoch stetig an. Im trainierten Zustand übersteigen sie den gewählten Grenzwert für die Haltbarkeit. Der Ausfall tritt nach höheren Lastwechselzahlen auf (mehrere Millionen Lastwechsel; HCF bis zu UHCF).

Dieses Verhalten (Typ II) kann, je nach Höhe der Beanspruchung, der fugendruckhomo-genisierten Nabe zugeordnet werden (monoton steigende Maxima der spezifischen Reibarbeit infolge der Trainingung, vgl. Bild 7.9).

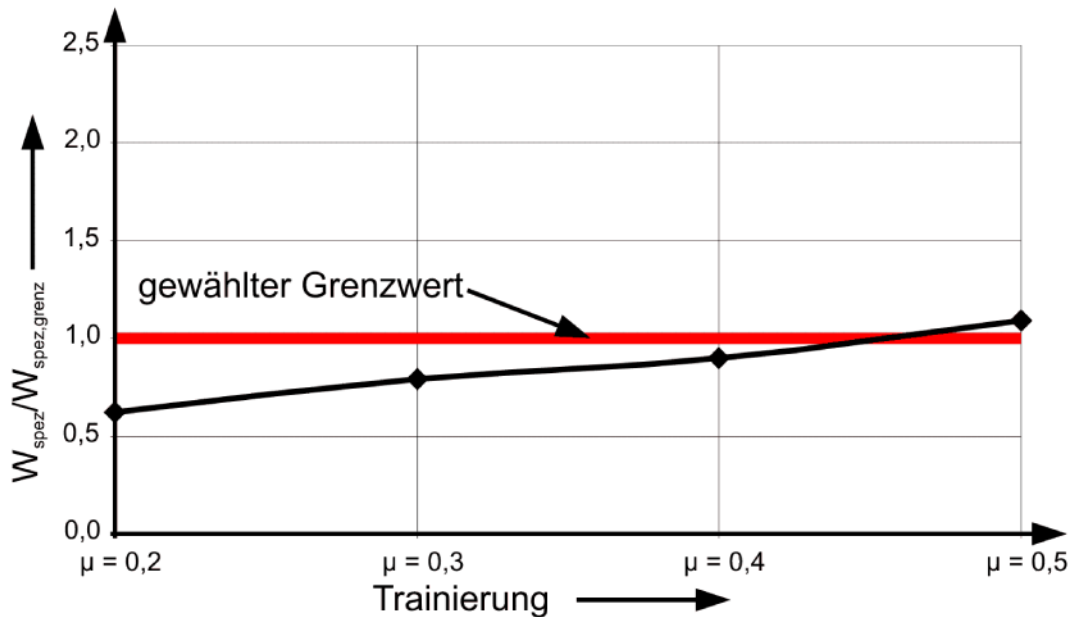


Bild 9.3: Typ II: Bezogene spezifische Reibarbeit eines „Bruchs infolge der Trainingung“

Typ III: Trainierte Haltbarkeit (vgl. Bild 9.4)

Der Verlauf von Typ III stellt das Gegenteil zum Typ II dar. Die PV besitzen vor der Trainingung höhere Werte für die Maxima der spezifischen Reibarbeit als nach der Trainingung. Bei einer isolierten Betrachtung des Zustands vor der Trainingung (vgl. $\mu = 0,2$) müsste von einem Versagen der PV ausgegangen werden. In diesem Fall hat die Trainingung einen positiven Effekt auf die Beanspruchung bzw. Lebensdauer dieser PV. Die Werte für das Maximum der spezifischen Reibarbeit sinken infolge der Trainingung unter den Grenzwert ab. Ein Versagen dieser PV trat auch nach mehreren Millionen Lastwechseln nicht auf. Die Verläufe des Typs II und III unterstreichen die Bedeutung der Untersuchung des Maximums der spezifischen Reibarbeit nach der Trainingung. Trotz einer scheinbar zu hohen Startbeanspruchung fallen die PV nicht aus, da eine Verringerung des Maximums der spezifischen Reibarbeit während der Trainingung eintritt.

Das Verhalten von Typ III kann den zylindrischen oder den RDB-optimierten PV zugeordnet werden (höheres Maximum der spezifischen Reibarbeit vor als nach der Trainingung, sinkende Maxima der spezifischen Reibarbeit infolge der Trainingung (vgl. Bild 7.9)).

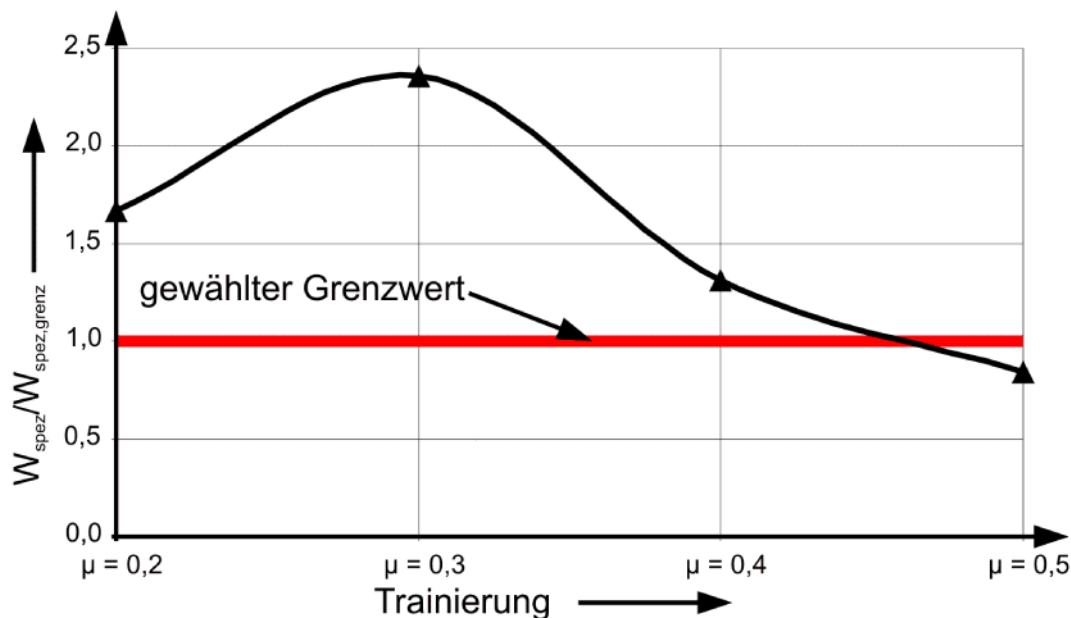


Bild 9.4: Typ III: Bezogene spezifische Reibarbeit einer „trainierten Haltbarkeit“

Typ IV: Knapp trainierte Haltbarkeit (vgl. Bild 9.5)

Das Maximum der spezifischen Reibarbeit der PV ist vor der Trainingung unterhalb des Grenzwerts. Aufgrund der Trainingung steigt der Wert aber im Vergleich zum Wert vor der Trainingung und über den Grenzwert (vgl. Bild 6.13). Diese Werte würden auf ein Versagen aufgrund eines Wellenbruchs schließen lassen. Mit fortschreitender Trainingung werden jedoch Werte erreicht, die auch diese Art von PV mehrere Millionen Lastwechsel ohne Wellenbruch überstehen lassen (unterhalb des Grenzwerts).

Das Verhalten von Typ IV entspricht etwa dem Verhalten exakt zylindrischer PV (unkritisches Maximum der spezifischen Reibarbeit, kurzzeitige Erhöhung, dann sinkendes Maximum der spezifischen Reibarbeit infolge der Trainingung (vgl. Bild 7.9)).

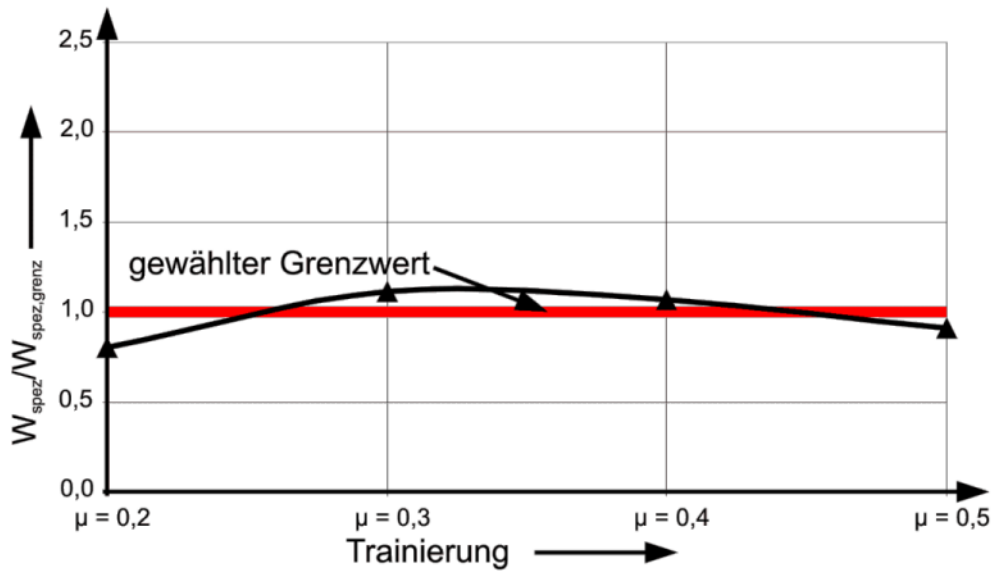


Bild 9.5: Typ IV: Bezogene spezifische Reibarbeit bei knapp „trainierter Haltbarkeit“

Typ V: Ungefährdeter Dauerläufer (vgl. Bild 9.6)

PV der Kategorie V „ungefährdeter Dauerläufer“ zeichnen sich durch Maxima der spezifischen Reibarbeit aus, die sich konstant unterhalb des Grenzwerts befinden. Die Training hat keinen steigernden Einfluss auf die Maxima der spezifischen Reibarbeit. Ein Ausfall dieses PV ist sehr unwahrscheinlich. Dieses Verhalten ist unabhängig von der Nabenform. Da die Beanspruchung zu jedem Zeitpunkt so gering ist besteht keine Gefahr eines Wellenbruchs.

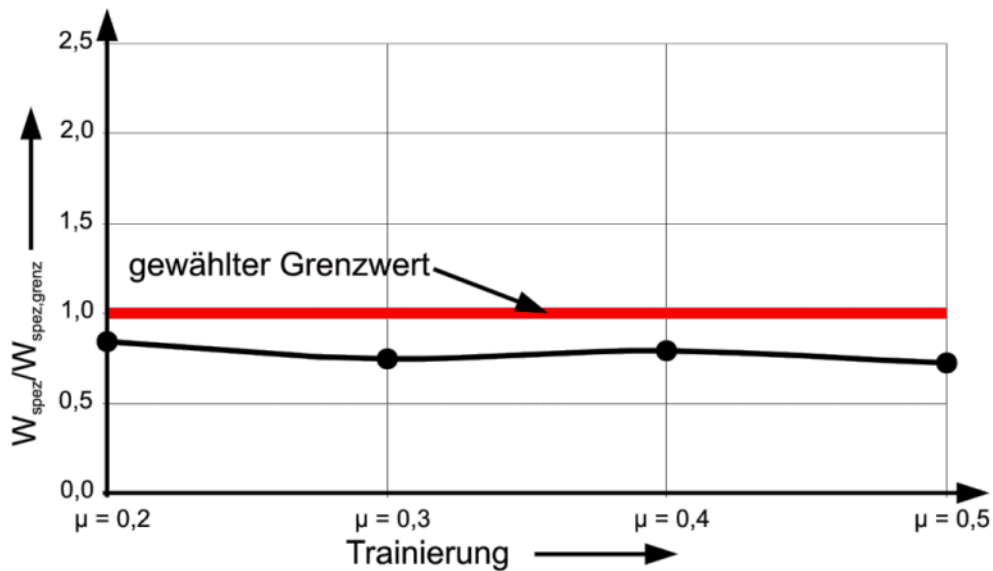


Bild 9.6: Typ V: Bezogene spezifische Reibarbeit eines „ungefährdeten Dauerläufers“

Die dargestellten Verläufe machen deutlich, dass eine isolierte Betrachtung des Maximums der spezifischen Reibarbeit vor der Training unzureichend sein kann. Stattdessen sollte mindestens der trainierte Zustand betrachtet werden. Für eine zuverlässige Aussage empfiehlt es sich, zusätzlich den Verlauf der Training zu betrachten.

9.2 Vergleich der ermittelten Grenzwerte

Das geänderte Verhalten der PV infolge der Training macht die sichere Auslegung dieses Maschinenelements anspruchsvoll. Als geeignetes Beurteilungskriterium der RDB wird das Maximum der spezifischen Reibarbeit im trainierten Zustand vorgeschlagen. Es zeigt sich, dass der Zustand nach der Training ($\mu = 0,5$) und nicht der untrainierte Zustand ($\mu = 0,2$) starke Auswirkungen auf das Ausfallverhalten der PV hat (vgl. Kapitel 9.1).

Das experimentell ermittelte dynamische Grenzbiegemoment für zyl. PV liegt bei den in der Arbeit verwendeten Proben bei $M_B \approx 63 \% M_{BK}$. Diese Beanspruchung durch das Maximum der spezifischen Reibarbeit im trainierten Zustand tritt bei fugendruckhomogenisierten PV bei $M_B \approx 68 \% M_{BK}$ auf. Beim RDB-optimierten PV könnte sogar ein dynamisches Biegemoment von $M_B \approx 81 \% M_{BK}$ aufgebracht werden (vgl. Bild 9.7). Diese Werte gelten für die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Proben (vgl. Kapitel 5.2).

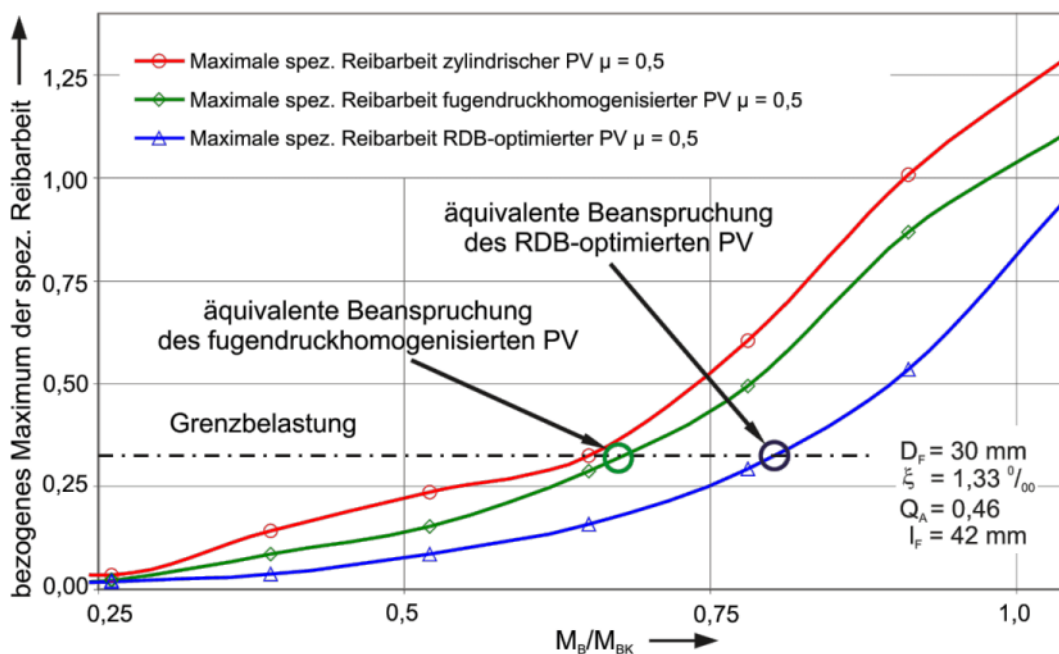


Bild 9.7: Äquivalente Beanspruchung der fugendruckhomogenisierten und RDB-optimierten PV im Vergleich zu den zylindrischen PV

Bild 9.8 zeigt den Vergleich der umgerechneten Grenzbiegemomente (vgl. Markierungen in Bild 9.7) und den experimentell ermittelten Grenzen. Für die zylindrischen sowie die fugendruckhomogenisierten PV ist der Unterschied zwischen den numerisch und experimentell ermittelten Grenzen minimal. Einen Unterschied von ca. 4 % gibt es beim RDB-optimierten PV. Da die RDB-optimierten Naben komplizierter zu fertigen sind (Umkehr in der Vorschubrichtung durch Zu- und Abnahme des Übermaßes), ist der Unterschied auf Abweichungen der idealen zur tatsächlich gefertigten Kontur zurückzuführen. Damit liegt die experimentell ermittelte Grenzbelastung erwartungsgemäß geringfügig unterhalb der numerisch ermittelten.

Das Maximum der spezifischen Reibarbeit nach der Trainingung scheint somit Auskunft über die Haltbarkeit von PV geben zu können. Der statistisch abgesicherte experimentelle Nachweis steht allerdings aus.

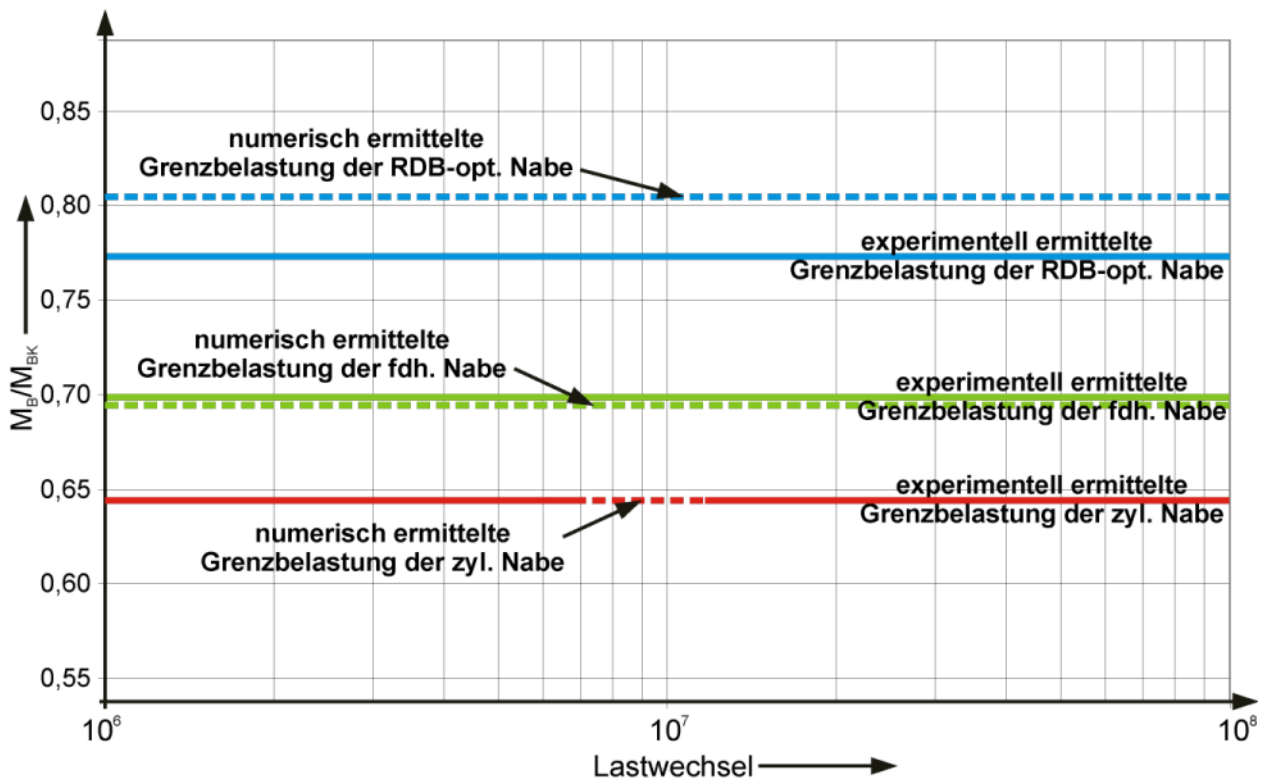


Bild 9.8: Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Grenzen

9.3 Auslegungsempfehlung eines RDB-optimierten PV

Für den praktischen Anwender lassen sich, je nach Verfügbarkeit von FE-Systemen und Messtechnik, folgende drei unterschiedliche Auslegungsempfehlungen zur Steigerung der Lebensdauer bzw. der Belastungsfähigkeit von PV festhalten.

1. Reduktion des Fugendrucks im Schlupfbereich des PV nach der Trainingung

- Dazu muss die Nabe eines vorhandenen dynamisch beanspruchten PV mit abgeschlossener Trainingung begutachtet werden. Die Schlupftiefe kann anhand der Oberflächenschädigung bestimmt werden. Bis zu diesem Bereich sollte das Übermaß der Nabe geringfügig reduziert werden (die Größe der Übermaßrücknahme sollte der Quantität der fugendruckhomogenisierten PV entsprechen).

2. Generelle Reduktion des Schlupfs und Reduktion des Fugendrucks im Restschlupfbereich

- Im Bereich der Nabenkante ist eine lineare Erhöhung des nominellen Übermaßes bis zu einem Maximum von etwa 10 Prozent (maximal 14 Prozent) hilfreich zur Reduktion des Schlupfs (vgl. RDB-optimierte Nabekontur Bild 7.2). Eine zu große Erhöhung des Übermaßes wirkt sich negativer auf das Maximum der spezifischen Reibarbeit aus als eine zu geringe Erhöhung.
 - Beginn der Erhöhung in der Tiefe der Schlupfzone 3 (Schlupftiefe vor der Trainingung)
 - Ende der Erhöhung in der Tiefe der Schlupfzone 1 (Schlupftiefe nach der Trainingung)
- Rücknahme des überhöhten Übermaßes auf das nominelle Übermaß innerhalb der Tiefe der Schlupfzone 1. Dabei ist meist das Brechen der Kante ausreichend.
- Möglichst runde Kontur zwischen den Übergängen, d. h. zwischen Überhöhung und Rücknahme, dann tangentialer Übergang zur Nabenkante.

3. Analyse und Reduktion der RDB

- Liegen bereits Erfahrungswerte zum Ausfall bestimmter PV vor, kann mit Hilfe der FEM das für den Ausfall der PV relevante kritische Maximum der spezifischen Reibarbeit unter Beachtung der Reibwerte für den trainierten Zustand bestimmt werden. Somit können alternative Geometrien der Bau-

teile unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichkeiten untersucht werden.

- Als grobe Auslegungsregel gilt auch hier, dass erstens der Schlupf so weit wie möglich reduziert werden sollte und zweitens der je nach Belastungshöhe auftretende unvermeidbare deutlich reduzierte dynamische Schlupf nach der Trainierung in einem fugendruckreduzierten Bereich stattfinden sollte.

9.4 Fazit der Diskussion

Als entscheidendes Auslegungskriterium hat sich das Maximum der spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung herausgestellt. Die ersten experimentell und numerisch ermittelten Grenzen stimmen gut überein. Der genaue statistisch abgesicherte experimentelle Nachweis steht jedoch noch aus. Die Abweichung der RDB-optimierten Grenze (experimentell und numerisch) kann durch die Abweichungen zwischen der idealen numerischen Kontur und den gefertigten Konturen erklärt werden. Da die RDB-optimierte Kontur eine Vorschubumkehr beinhaltet (zuerst eine Erhöhung des Übermaßes, dann eine Verringerung), ist diese aufwändiger herzustellen als die zylindrische oder die fugendruckhomogenisierte Kontur.

Die Auslegung des PV nach dem Kriterium des Maximums der spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung des PV schließt die Schlupfbewegung ein. Auf die Definition eines unschädlichen Grenzschlupfs wird daher verzichtet. Stattdessen wird vorgeschlagen, ein unschädliches Maximum der spezifischen Reibarbeit zu definieren. Dies setzt allerdings das Vorhandensein von Schadensfällen sowie Kenntnisse der FEM voraus. Für die Bestimmung der zulässigen spezifischen Reibarbeit ist bisher kein analytischer Ansatz bekannt.

10 Zusammenfassung

Die Lebensdauer von Pressverbindungen wird infolge der Reibdauerbeanspruchung begrenzt. Die Reibdauerbeanspruchung entsteht aufgrund einer dynamischen Beanspruchung, die zu einer oszillierenden Gleitbewegung unter Einfluss des Fugendrucks zwischen Welle und Nabe führt. Eine Gleitbewegung zwischen Welle und Nabe, auch Schlupf genannt, ist bei einer zweckmäßigen Beanspruchung der Pressverbände unvermeidbar.

In dieser Arbeit konnten drei grundsätzliche Aspekte für die Auslegung von Querpressverbänden unter Reibdauerbeanspruchung bestimmt werden.

Erstens konnte ermittelt werden, dass die Pressverbindungen drei Phasen der Lebensdauer durchlaufen (vgl. Bild 5.15). Eine bedeutende Rolle kommt dabei Phase I zu. Die dynamische Beanspruchung führt in Phase I zur sogenannten Trainierung des Pressverbands. Die Trainierung, die sich als Folge tribologischer Vorgänge in der Fügefläche einstellt, konnte sowohl mit Hilfe von statischen Untersuchungen, wie der Schlupfmessung an der Nabenkante (Verringerung der Schlupfamplitude) und der optischen Untersuchung der Reibkorrosionstiefen, als auch erstmals mit der Messung des dynamischen Biegemoments bei voller Belastungsfrequenz (Erhöhung der Steifigkeit) nachgewiesen werden. Nach etwa 0,5 Millionen Lastwechseln ist Phase I abgeschlossen. Phase I nimmt damit in der Regel nur einen kurzen Teil der Lebensdauer eines Pressverbands ein. Abhängig von der topologischen Optimierung (Mikrogeometrie der Fügefläche zwischen Welle und Nabe) kann die Trainierung eine positive oder negative Auswirkung auf die Beanspruchung des Pressverbands haben (vgl. Bild 9.2 bis Bild 9.6). Nach Phase I (Trainierung) geht der Pressverband in Phase II über. Der Pressverband ist auf einem quasi statischen Niveau. Äußerlich sind keine Änderungen im Verhalten des Pressverbands mehr zu erkennen. Phase II wird ggf. durch Phase III (Bruchphase) beendet. Für numerische Untersuchungen kann die für das Verhalten der Pressverbände wichtige Trainierung mit der Erhöhung des Reibwerts zwischen Welle und Nabe von $\mu = 0,2$ (vor der Trainierung) auf $\mu = 0,5$ (nach der Trainierung) vereinfacht abgebildet werden.

Zweitens konnte gezeigt werden, dass der zylindrische und der fugendruckhomogenisierte Pressverband aus Stahl bezüglich der Reibdauerbeanspruchung unter Umlauf-

biegebeanspruchung durch eine topologische Optimierung der Kontaktfläche der Nabe verbesserungsfähig sind. Die Fugendruckhomogenisierung bietet durch die gezielte Übermaßreduktion im Bereich der Nabenkante die Möglichkeit, einen homogenen Fugendruck über die gesamte Fügefläche zu erreichen. Die durchgeführten vergleichenden Lebensdauerversuche zwischen zylindrischen und fugendruckhomogenisierten Pressverbindungen zeigten jedoch nicht die erwartete Steigerung der Lebensdauer. Zur Auswertung der RDB-Kriterien, die sich einer experimentellen Messung entziehen, wurden daher numerische Untersuchungen durchgeführt. Hierbei fiel auf, dass sich der Vorteil der fugendruckhomogenisierten Nabe vor der Trainierung im Vergleich zur zylindrischen Nabe betreffend des verminderten Maximums der spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung stark reduziert (vgl. Bild 6.21). Daraufhin konnte eine ganzheitlich optimierte Nabekontur (RDB-optimiert) unter Berücksichtigung der Trainierung definiert werden, die mittels handelsüblicher CNC-Maschinen herstellbar ist (vgl. Bild 8.1). Ganzheitlich bedeutet, dass die spezifische Reibarbeit sowie die Summenreibarbeit vor und nach der Trainierung im Vergleich zu den bisherigen Pressverbänden nachhaltig gesenkt wurden. Die dauerhaltbare Biegebelastung konnte auf 77 % Biegeklaffmoment (zylindrisch: 64 %, fugendruckhomogenisiert: 69 %) gesteigert werden (vgl. Bild 8.4).

Drittens war es mit den parallel durchgeführten numerischen und experimentellen Untersuchungen möglich, ein Bewertungskriterium für die Dauerhaltbarkeit der untersuchten Pressverbindungen zu ermitteln. In Erweiterung zum bisher bekannten Grenzschlupf an der Nabenkante ist die Bewertung der maximal auftretenden spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung unabhängig von der topologischen Optimierung der Nabe eines Pressverbands anwendbar. Daher wird vorgeschlagen, die Bewertung der Pressverbände anhand des Maximums der spezifischen Reibarbeit nach der Trainierung vorzunehmen. Leider existiert bisher kein analytischer Ansatz, um diesen Wert zu bestimmen. Die numerisch bestimmten Grenzwerte stimmen mit den ersten experimentell ermittelten Ergebnissen sehr gut überein. Die Abweichungen sind bei den zylindrischen und fugendruckhomogenisierten Naben sehr gering. Die etwas größeren Abweichungen bei den RDB-optimierten Naben sind durch die toleranzbehaftete, aufwändigere Fertigung zu erklären. Da die RDB-optimierte Nabe keine monotone Zunahme des Durchmessers besitzt, wirken sich die Toleranzen der Fertigungsmaschinen infolge der wechselnden Vorschubrichtung aus. Der statistisch abgesicherte Nachweis für die Vorteile der RDB-optimierten Naben steht allerdings noch aus.

11 Ausblick

Wie in Bild 11.1 dargestellt, existiert eine erhebliche Anzahl an Parametern, die einen direkten oder indirekten Einfluss auf die Lebensdauer der Pressverbände (grün) bzw. auf die schädliche Reibenergie (rot) besitzen. Im linken Bereich des Bilds sind beispielhaft geometrische Parameter sowie Werkstoffparameter dargestellt. Im rechten Bereich sind die Belastungs- bzw. die zugeführten Energiegrößen aufgelistet. Die in dieser Arbeit untersuchten Parameter sind gelb hinterlegt. Weitere mögliche Einflussfaktoren auf die Lebensdauer sind grau hinterlegt.

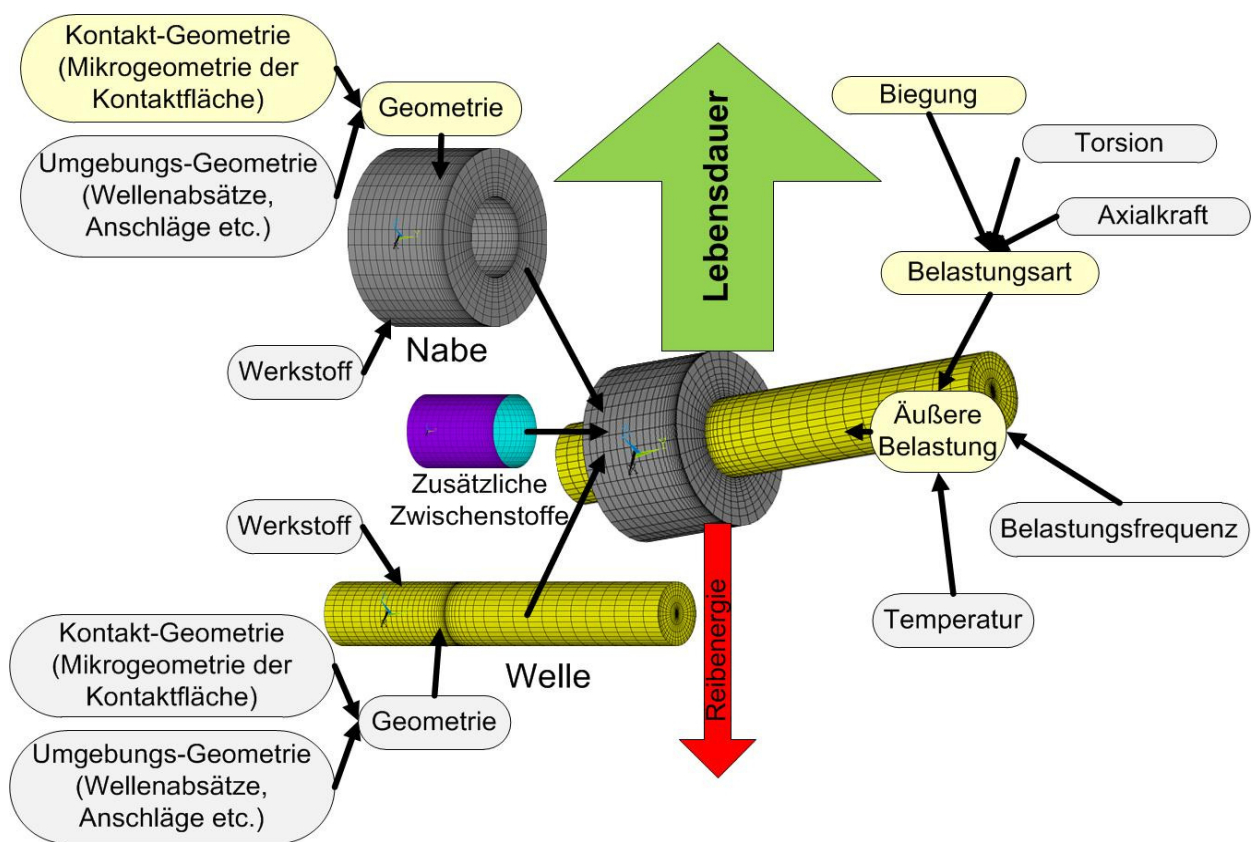


Bild 11.1: Mögliche Untersuchungsparameter

Die äußere Belastung hat eine Reibbeanspruchung im Pressverband zur Folge. Diese Reibbeanspruchung führt zum sogenannten Trainieren des Pressverbands. Über eine gezielt durchgeführte Training liegen noch keine Erkenntnisse vor. Für die Training relevante Einflussgrößen sind, neben den geometrischen Parametern, die äußere Last sowie deren Frequenz. Durch eine gezielte Variation dieser Größen kann die eingebrachte Reibleistung direkt beeinflusst werden und deren Auswirkung auf das Trainierverhalten und die daraus resultierende Lebensdauer bestimmt werden. Mit Hilfe

dieser Versuche wird es möglich sein, ein unschädliches Maximum an Reibleistung pro Fläche zu definieren. Zu untersuchen wäre, ob durch eine gezielte Training positive Effekte in Bezug auf die Lebensdauer erzielt werden können. Diesbezüglich wäre zu überprüfen, ob beispielsweise eine kurze Überlast (Reibleistung oder Belastungshöhe) eines noch untrainierten Pressverbands Auswirkungen auf die Haltbarkeit hat.

Wie die numerischen Untersuchungen gezeigt haben, wird die Welle aufgrund der Umlaufbiegebelastung im Bereich der Nabenkante minimal aus der Nabe herausgezogen. Dies liegt daran, dass im Fall von Zugschlupf die Welle von der Nabe weg gebogen wird, wodurch der lokale Fugendruck und die Reibschubspannung abnehmen. Im Fall von Druckschlupf ist die Reibkraft, die ein gleichmäßiges Wiedereinschieben der Welle verhindert, aufgrund der erhöhten Flächenpressung höher. Die beim Herausziehen der Welle entstehenden Axialspannungen haben vermutlich eine rissfördernde Wirkung zur Folge. Zu untersuchen wäre, ob ein vorausgegangenes axiales Einpressen der Welle in die Nabe die Axialspannungen in der Welle (Druckspannungen in axialer Richtung, Riss hemmend) und Nabe nachhaltig positiv beeinflussen kann.

Die Definition eines unschädlichen Grenzschlupfs kann nur unter Berücksichtigung der genauen Geometrie möglich sein. Statt eines Grenzschlupfs wird angeregt zu überprüfen, ob die gefundene Grenzbelastung für das Maximum der spezifischen Reibarbeit abhängig von den in Bild 11.1 dargestellten Parametern ist.

Des Weiteren ist zu untersuchen, ob die gefundenen Ergebnisse ebenfalls auf Axialpressverbände übertragbar sind. Aufgrund der geänderten Axialspannungen infolge des Fügevorgangs stellen sich andere Ausgangsdaten für die Reibdauerbeanspruchung dar. Ebenso ist zu überprüfen, wie andere Profilformen, wie sie z.B. von Winterfeld [WINTERFELD98], [WINTERFELD01] und Ziaei [ZIAEI97], [ZIAEI03] untersucht werden, topologisch optimiert werden können. Speziell bei Konturen, die keine Symmetrie zur Mittelachse aufweisen (P3G, P4C), wird sich die Kontur über dem Umfang verändern müssen, da lokal unterschiedliche Fugendrucke herrschen.

Grundsätzlich ist zu untersuchen, inwieweit sich eine Überlagerung der Umlaufbiegung und Torsion auf die bisherige Kontur auswirkt. Eventuell muss für einen kombinierten Belastungsfall eine weitere Optimierung der Nabenkantur erfolgen. Bereits Glöggler [GLÖGGLER03] konnte zeigen, dass unter Verwendung der fugendruckhomogenisierten PV bei Wechseltorsion die Lebensdauer gesteigert wird. Erste numerische Berechnun-

gen, die Biege- und überlagertes statisches Torsionsmoment berücksichtigen, zeigen, dass das Schlupfverhalten ähnlich dem unter reiner Umlaufbiegung ist. Es ist daher zu überprüfen, ob der in dieser Arbeit gefundene RDB-optimierte PV direkt für die geänderte Beanspruchung übernommen werden kann oder ob eine weitere Optimierung nötig ist.

Als numerische Verbesserungen wäre ein Algorithmus oder zumindest eine automatisierte Optimierung wünschenswert, die den Anwender bei der Konturfindung unterstützt.

Grenzen der Optimierung sind außer durch die begrenzte Rechenzeit (numerische Untersuchungen) hauptsächlich durch die Fertigungsgenauigkeit gegeben. Zwar können mit numerischen Simulationen fast beliebig genaue Konturen berechnet werden, doch müssen diese auch herstellbar sein. Daher muss untersucht werden, inwieweit die gefundenen Ergebnisse prozesssicher herstellbar sind und für die jeweilige Anwendung in einem befriedigenden Kosten-Leistungsverhältnis stehen.

Literatur

- BÄR95 Bär, C.:
Längspreß-Kleb-Verbindungen unter statischer und wechselnder
Torsion - Einfluß ausgewählter Fertigungsbedingungen.
Dissertation TU Dresden 1995
- BARTON41 Barton, M., V.:
The circular cylinder with Band of Uniform Pressure on a Finite
Length of the Surface.
Journal of Applied Mechanics, Vol. 9, 1941, S. 97 – 104
- BEITZ82 Beitz, W.; Galle, G.:
Tragfähigkeit von Querpressverbänden bei statischer und dynami-
scher Belastung.
Konstruktion, 34, Nr. 11, 1982, S. 429 - 435
- BERG90 Berg, M.:
Zum Festigkeitsverhalten schlupfgeklebter Welle-Nabe-
Verbindungen unter Torsionsbelastungen.
Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit, LBF 1990 FB-189
- BERG91 Berg, M.; Tersch, H.:
Festigkeit schrumpfgeklebter Welle-Nabe-Verbindungen bei kombi-
nierter Umlaufbiede- und Torsionsbelastung.
Sonderdruck aus:
Moderne Fertigungstechnologien zur Lebensdauersteigerung,
Internationales Jahrbuch der Tribologie,
Wilfried J. Bartz, 1. Ausgabe / Edition 1982,
Expertverlag 1991, S. 155 – 167
- BLACHA07 Blacha, M.:
Untersuchungen zur Auslegung hybrider Welle-Nabe-
Pressverbindungen mit Naben aus monolithischer Keramik.
VDI Tagung Wiesloch 2007, VDI Berichte 2004, S. 295 - 315
- BLACHA08 Blacha, M.:
Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung von Querpressverbän-
den mit Naben aus monolithischer Keramik.
Dissertation Universität Stuttgart 2009
- CZICHOS92 Czichos, H.; Habig, K.-H.:
Tribologie–Handbuch: Reibung und Verschleiß; Systemanalyse,
Prüftechnik, Werkstoffe und Konstruktionselemente.
Vieweg, Wiesbaden 1992
- CORDTS88 Cordts, D.:
Berechnung der beim thermischen Fügen von Pressverbänden ent-
stehenden Eigenspannungen unter Berücksichtigung nichtlinearer
Effekte.
Dissertation TH Darmstadt 1988

-
- DIN743 DIN743:
Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen.
Beuth Verlag, Berlin 2008
- DIN50320_79 DIN50320: zurückgezogen seit November 1997
Verschleiß; Begriffe; Systemanalyse von Verschleißvorgängen; Gliederung des Verschleißgebiets.
Beuth Verlag, Berlin 1979
- DIN7190_01 DIN 7190:
Pressverbände: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln.
Beuth Verlag, Berlin 2001
- DINISO8044_99 DIN ISO 8044:
Korrosion der Metalle – Begriffe, Allgemeine Begriffe.
Beuth Verlag, Berlin 1999
- FISCHER87 Fischer, G.:
Zum Einfluss der Reibkorrosion auf das Festigkeitsverhalten von Stahl und Stahlguss unter sinusförmiger und zufallsartiger Belastung. Bericht Nr. FB-177,
Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit Darmstadt, 1987
- FKM03 Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile
Forschungskuratorium Maschinenbau e. V.,
5. Auflage, Frankfurt / Main VDMA Verlag, 2003
- FUNK68 Funk, W.:
Der Einfluss der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente.
Dissertation TH Darmstadt 1968
- GALLE81 Galle, G.:
Tragfähigkeit von Querpressverbänden.
Konstruktionstechnik Nr. 4, Hrsg. W. Beitz, TU Berlin, 1981
- GÖTTLICHER94 Göttlicher, C.:
Entwicklung einer verbesserten Festigkeitsberechnung für P3G-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen bei Torsions- und kombinierter Biege- und Torsionsbeanspruchung.
Dissertation TH Darmstadt 1994
- GLÖGGLER03 Glögger, C.:
Untersuchungen an spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbindungen unter Torsionsbelastung.
Dissertation Universität Stuttgart 2003
- GROPP97 Gropp, H.:
Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Pressverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Pressverbänden.
Habilitationsschrift TU Chemnitz 1997
- GROPP98 Gropp, H.; Klose, D.:
Grundlegende Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zum Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Pressverbindungen.
VDI Tagung Fulda 1998, VDI Berichte 1384, S. 175 - 188

- GROPP03 Gropp, H.; Wächter, K.; Klose, D.:
Das tribologische Verhalten von Pressverbindungen bei dynamischer Belastung.
VDI Tagung Wiesloch 2003, VDI Berichte 1790, S. 31 - 46
- GROPP03A Gropp, H.; Wächter, K.; Klose, D.; Saed, A.G.:
Die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit von Pressverbindungen und die Verhinderung von Tribokorrosion durch Pressflächenbeschichtung.
VDI Tagung Wiesloch 2003, VDI Berichte 1790, S. 231 - 245
- GROPP03B Gropp, H.; Wächter, K.; Klose, D.:
Die optimale Gestaltung von dynamisch belasteten Pressverbindungen bezüglich Reibdauerhaltbarkeit und Dauergestaltfestigkeit.
VDI Tagung Wiesloch 2003, VDI Berichte 1790, S. 61 - 76
- GRUNAU87 Grunau, A.:
Mechanisches Verhalten klebgeschumpfter und geklebter Wellen-Naben-Verbindungen.
Dissertation Gesamthochschule Paderborn 1987
- GRUNAU88 Grunau, A.; Berg, M.:
Schwingfestigkeit geklebter Wellen-Naben-Verbindungen.
Konstruktion 40, 1988, S. 19 – 24
- HAHN94 Hahn, O.; Schuth, U.:
Auslegung geklebter Welle-Nabe-Verbindungen mit Unterstützung eines wissensbasierten Systems.
Konstruktion 46, 1994, S. 107 – 110
- HAHN95 Hahn, O.; Hild, G.:
Grundlagen der Dimensionierung für schrumpfgeklebte Welle-Nabe-Verbindungen.
Paderborn, Gesamthochschule, Forschungsbericht des LWF, 1995 / VII
- HÄUSLER74 Häusler, N.:
Der Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen.
Dissertation TH Darmstadt 1974
- HÄUSLER76 Häusler, N.:
Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen.
Konstruktion 28, 1976, S. 103 – 108
- HENZLER02 Henzler, M.:
Experimentelle Untersuchungen an torsionsbelasteten Pressverbindungen.
Studienarbeit Universität Stuttgart, IMK 2002

-
- HEYDT02 Heydt, J.:
Experimentelle Schlupfmessung zur Reibwertbestimmung an
biegebelasteten Pressverbindungen.
Studienarbeit Universität Stuttgart, IMK 2002
- HEYDT07 Heydt, J.:
Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von
spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbänden bei
Umlaufbiegebelastung
VDI Tagung Wiesloch 2007, VDI Berichte 2004, S. 317 - 333
- JULIUS72 Julius, A.:
Reibkorrosion: Zum Mechanismus des Reibdauerbruchs.
FKM-Forschungsheft 18, 1972
- JUNGHANS97 Junghans, R.; Neukirchner, J.:
Reibungserhöhung bei der Gleitpaarung nutzen.
Tribologie und Schmierungstechnik 44, 1997, Heft 5, S. 225 ff.
- KOLLMANN84 Kollmann, F.:
Welle-Nabe-Verbindungen.
Springer-Verlag, Berlin / Heidelberg / New York, 1984
- KREITNER76 Kreitner, L.; Müller, H. W.:
Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspru-
chung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile.
Konstruktion 28, 1976, Heft 6, S. 209 - 216
- KREITNER77 Kreitner, L.:
Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspru-
chung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile.
Dissertation TU Darmstadt 1977
- KRICK94 Krick, H.:
Geklebte und schrumpfgeklebte Welle-Nabe-Verbindungen unter
besonderer Berücksichtigung der Anwendung im Maschinenbau.
Forschungsheft Forschungskuratorium Maschinenbau e. V.,
Forschungs-Themenvorschlag Nr. T 261, Heft 203, 1994
- LAME42 Lamé, G.:
Leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides.
Paris, 1842
- LEIDICH83 Leidich, E.:
Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen Bereich und
Auslegung gegen Dauerbruch.
Dissertation TH Darmstadt 1983
- LEIDICH98 Leidich, E.:
Neue Aspekte bei der Auslegung dynamisch beanspruchter Press-
verbindungen.
VDI Tagung Düsseldorf 1998, VDI Berichte 1384, S. 203-225
- LUNDBERG58 Lundberg, G.:
Spannungen in Pressverbänden bei Belastung.
Die Kugellager Zeitschrift SKF 33, 1958, S. 55-63

- MADER00 Mader, W.:
Minderung von Reibkorrosionsverschleiß mittels Schmierfetten.
Tribologie und Schmierungstechnik 47, 2000, Heft 1, S. 25
- MAYER07 Mayer, R.; Gropp, H.; Hagggenmüller, W.:
Eine neue Generation von Kraftfahrzeugverbundbrems scheiben mit
mikroformschlüssiger Pressverbindung durch harte Partikel in der
Pressfuge.
VDI Tagung Wiesloch 2007, VDI Berichte 2004, S.159-172
- MÜLLER61 Müller, W.:
Der Mechanismus der Drehmomentübertragung in
Pressverbindungen.
Dissertation TH Darmstadt 1961
- MÜLLER77 Müller, H. W.:
Betriebsverhalten zylindrischer und kegelter Preßverbindungen.
VDI Berichte 299, 1977
- MUSCHARD83 Muschard, W.-D.:
Festigkeitsverhalten und Gestaltung geklebter und
schrumpfgeklebter Wellen-Naben-Verbindungen.
Dissertation Gesamthochschule Paderborn 1983
- NEUBER37 Neuber, H.:
Kerbspannungslehre.
Springer-Verlag, 4. Auflage, Berlin, 2000
- NISHIOKA68 Nishioka, K.; Hirakwa, K.:
Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part 1.
Bulletin of JSME 11, 1968, S. 437 - 445
- NISHIOKA69A Nishioka, K.; Hirakwa, K.:
Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part 2.
Bulletin of JSME 12, 1969, S. 180 - 187
- NIX85 Nix, K. J.; Lindley, T. C.:
The application of fracture mechanics to fretting fatigue.
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 8, 1985, S. 143 – 160
- NIX88 Nix, K. J.; Lindley, T. C.:
The influence of relative slip range and contact material on the
fretting fatigue properties of 3,5NiVrMoV rotor steel.
Wear 125,1988 , S. 147 – 162
- NOWELL90 Nowell, D.; Hills, D. A.:
Crack Initiation criteria in fretting fatigue.
Wear 136, 1990, S. 329 – 343
- NOWELL94 Nowell, D.; Hills, D.A.:
Mechanics of fretting fatigue.
Kluwer Academic Publishers, Dordrecht / Boston / London (1994)
- ODA74 Oda, J.:
Stress Analysis of Shrink-Fit Cylinders under Torsion
Bulletin of the JSME. Vol. 17, No. 104, 1974, S. 180 - 186

-
- OKUBO52 Okubo, H.:
Stress Distribution in a Shaft Press-fitted with a Collar.
Math. Mech. Vol. 32, No. 6, 1952, S. 178 - 186
- OLDENDORF99 Oldendorf, U.:
Lastübertragungsmechanismus und Dauerhaltbarkeit von
Passfederverbindungen.
Dissertation TH Darmstadt 1999
- PEPPLER56 Peppler, W.:
Pressverbindungen.
VDI Berichte 9, 1956, S. 60 – 72
- REINHOLZ94 Reinholz, R.:
Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen bei Dauer-
schwingbeanspruchung.
Dissertation TU Berlin 1994, S. 125 - 126
- ROMANOS91 Romanos, G.; Beitz, W.; Becker, S.; Hantsche, H.:
Verhalten von Welle-Nabe-Querpressverbindungen mit reibungsver-
bessernder Beschichtung bei Umlaufbiegebelastung.
Konstruktion 38, 1986, Heft 9, S. 333 – 339
- ROOKE88 Rooke, D.P.; Edwards, P.R.:
Waveforms in Fretting Fatigue.
Fatigue Fract. Engng. Mater., Struct. 11, 1988, S. 447 – 465
- ROOKE89 Rooke, D.P.; Coirtney, T.J.:
The Effect of Final Friction Coefficient on Fretting Fatigue Waveforms.
Fatigue Fract. Engng. Mater., Struct. 12, 1989, S. 227 – 236
- RUIZ86 Ruiz, C.; Chen, K.C.:
Life assessment of dovetail joints between blades and discs in aero-
engines.
In Proc. Con. „Fatigue of engineering materials and structures“,
Institution of Mechanical Engineers, London, 1986, S. 187 - 194
- SCHUTH92 Schuth, U.:
Untersuchungen zum mechanischen Verhalten klebgeschumpfter
Welle-Nabe-Verbindungen, insbesondere bei Umlaufbiege- und
überlagerter statischer Torsionsbeanspruchung.
Dissertation Gesamthochschule Paderborn 1992
- SCHWÄMMLE97 Schwämmle, T.:
Pressverbindungen ohne Spannungsspitzen.
XXIV FEM-Kongress Baden-Baden, 17. / 18.11.1997,
Tagungsband, Kongressorganisation Ennigerloh 1997
- SCHWÄMMLE02 Schwämmle, T.; Binz, H.:
Einsatz der FEM bei der Kontaktoptimierung.
Permas Users Conference Heidelberg, 11./12.04.2002
Tagungsband, 2002
- SCHWÄMMLE10 Schwämmle, T.:
Betriebsverhalten von konventionellen und
fugendruckhomogenisierten Pressverbänden unter Biegelast
Dissertation Universität Stuttgart 2010

- SEEFLUTH70 Seefluth, R.:
Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen
Dissertation Universität Berlin 1970
- SMETANA01 Smetana, T.:
Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebelasteter Ke-
gel- und Zylinderpressverbindungen.
Dissertation TU Chemnitz 2001
- TERSCH93 Tersch, H.:
Schwingfestigkeit schrumpfgeklebter Welle-Nabe-Verbindung unter
Torsions- und Biegebelastung.
Konstruktion 45, Nr. 9, 1993, S. 271 – 274
- TERSCH96 Tersch, H.:
Grundlagen für die Dimensionierung von schrumpfgeklebten
Welle-Nabe-Verbindungen.
Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit LBF, 1996, FB-208
- WATERHOUSE72 Waterhouse, R. B.:
Fretting Corrosion.
Pergamon Press, Oxford / New York / Toronto / Sydney /
Braunschweig, 1972
- WATERHOUSE92 Waterhouse, R. B.:
Fretting Fatigue.
International Material Reviews 37, 1992, S. 77-97
- WATERHOUSE94 Waterhouse, R. B.; Lindley, T. C.:
Fretting Fatigue.
Mechanical Engineering Publication Limited, ESIS,
Publication 18, 1994
- WHITE69 White, D., J.; Humpherson, J.:
Finite Element Analysis of Stresses due to Interference – fit hubs.
The journal of Strain Analysis for Engineering Design,
Volume No. 4, 1969, S. 105 - 114
- WINTERFELD98 Winterfeld, J.; Beitz, W.:
P4C-Welle-Nabe-Verbindungen – Der Einfluss der Reibkorrosion auf
das Tragfähigkeitsverhalten.
VDI Tagung Fulda 1998, VDI Berichte 1384, S. 121 – 139
- WINTERFELD01 Winterfeld, J.:
Einflüsse der Reibdauerbeanspruchung auf die Tragfähigkeit von
P4C-Welle-Nabe-Verbindungen.
Dissertation TU Berlin 2001
- ZIAEI97 Ziaei, M.:
Untersuchungen der Spannungen und Verschiebungen in
P4C-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen mittels der Methode der
Finiten Elemente.
Dissertation TH Darmstadt 1997

- ZIAEI03 Ziaei, M.:
Analytische Untersuchungen unrunder Profilmfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen. Habilitation TU Chemnitz, 2003
- ZIAEI05 Ziaei, M.:
Voraussage des Anrisses in Welle-Nabe-Verbindungen. Antriebstechnik 05/2009, S. 48 ff.

Studien- und Diplomarbeiten unter Anleitung des Verfassers:

- LEMBKE08 Lembke, O.:
Einführung einer windowsbasierten FE-Umgebung und Verifikation am Beispiel eines Pressverbandes unter Umlaufbiegung. Studienarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2008
- LEMBKE09 Lembke, O.:
Erstellung eines Preprozessors zur Verwendung von Permas als Solver für FEM-Untersuchungen von Welle-Nabe-Verbindungen. Diplomarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2009
- MAIER10 Maier, S.:
Konstruktion eines Prüfstands zur simultanen Einleitung von Biege- und Torsionsmoment in Welle-Nabe-Verbindungen. Studienarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2010
- ROMMEL09 Rommel, J.:
Konstruktion einer Messvorrichtung zur synchronen Erfassung von Biege- und Torsionsschlupf. Studienarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2009
- SCHLAICH09 Schlaich, T.:
Programmerstellung zur Verarbeitung und Visualisierung von Messdaten eines Umlaufbiegeprüfstands. Studienarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2009
- SCHNEIDER07 Schneider, G.:
Erstellung eines parametrisierten Volumenmodells zur Untersuchung von umlaufbiegebelasteten Querpressverbindungen mit Hilfe der FEM. Diplomarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2007
- SCHROEPEL07 Schröppel, M:
Konzeption, Inbetriebnahme und Verwendung von Messtechnik zur Überwachung eines Welle-Nabe-Verbindungs-Prüfstandes. Studienarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2007
- WEBER07 Weber, M.:
Planung und Vorbereitung von Wöhlerversuchen für spannungshomogenisierte und zylindrische Pressverbindungen. Studienarbeit Universität Stuttgart, IKTD 2005

Lebenslauf

Jürgen Friedrich Heydt

geboren am 14. September 1977 in Stuttgart

1984 – 1985	Grundschule Distelhausen
1985 – 1987	Grundschule Nürtingen / Zizishausen
1988 – 1993	Max-Planck-Gymnasium Nürtingen
1994 – 1995	Arroyo Grande High-School USA / California
1995 – 1998	Max-Planck-Gymnasium Nürtingen

Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

1999	Zivildienst im Wohn- und Pflegeheim Kennenburg Esslingen
------	----------------------------------------------------------

1999 – 2004	Studium an der Universität Stuttgart Studiengang Maschinenwesen
-------------	--------------------------------------------------------------------

Hauptfächer:	Konstruktionslehre Werkzeugmaschinen
--------------	-----------------------------------------

Praktika:	Firma Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH Dr. Ing. h. c. Porsche AG
-----------	----------------------------------------------------------------------

Abschluss: Diplom-Ingenieur

2004 – 2010	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design - IKTD (zuvor Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau)
-------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Seit März 2010	Mitarbeiter bei der Daimler AG, ITP/DT Böblingen
----------------	--------------------------------------------------

Seit Oktober 2010	Dozent an der Dualen Hochschule Baden-Württemberg Stuttgart für Konstruktionssystematik
-------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------