

BEITRÄGE ZUR UMFORMTECHNIK



Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA
Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart

Robert Meißner

95 Beitrag zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von umformgefügt Welle-Nabe-Verbindungen



Universität Stuttgart

Beitrag zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von umformgefügt Welle-Nabe-Verbindungen

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

von
Robert Jean-Phillipp Meißner
aus Ludwigsfelde

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA

Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Tag der mündlichen Prüfung: 19.04.2023

Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart

2023

Robert Meißner, M. Sc.
Institut für Umformtechnik
Universität Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA
Institut für Umformtechnik
Universität Stuttgart

D93

ISBN 978-3-946818-21-2

Institut für Umformtechnik

Universität Stuttgart
Holzgartenstraße 17
70174 Stuttgart
www.ifu.uni-stuttgart.de

Printed in Germany

Geleitwort des Herausgebers

Die langjährige Buchreihe „Beiträge zur Umformtechnik“ enthält Forschungsberichte und abgeschlossene Dissertationen, die am Institut für Umformtechnik (IFU) der Universität Stuttgart aus einer mehrjährigen wissenschaftlichen Arbeit zu einem Forschungsthema aus der Umformtechnik entstanden sind. Auch sind in dieser Buchreihe Abschlussberichte von Forschungsarbeiten zu aktuellen Fragestellungen der Umformtechnik enthalten.

Umformen ist die gezielte Änderung der Form, der Oberfläche und der Eigenschaften eines metallischen Körpers unter Beibehaltung von Masse und Stoffzusammenhalt.

Diese Definition für das Umformen von metallischen Körpern in Anlehnung an DIN 8580 beschreibt nicht nur die gezielte Änderung der Form, sondern auch die der Oberfläche und der Eigenschaften des Produktes durch den Umformvorgang. Die Technik des Umformens befasst sich daher nicht nur mit Arbeiten zur Erlangung eines vertieften Prozessverständnisses und der Auslegung von Betriebsmitteln, sondern auch mit Methoden für eine zuverlässige Vorausschätzbarkeit der finalen Produkteigenschaften. Dabei kommt der mathematischen Beschreibung des Umformvorganges und der Modellierung grundlegender physikalischer Phänomene wie z.B. der verfahrensspezifischen Tribologie und dem Werkstoffverhalten eine besondere Bedeutung bzgl. der Güte von numerischen Simulationsrechnungen mit der Methode der Finiten Elemente (FEM) zu.

Oftmals geht dabei die intuitive, auf aktuellen Grundlagenkenntnissen basierende Forschung in der Umformtechnik mit einer experimentellen bzw. empirisch basierten Herangehensweise an neue Fragestellungen einher. Die dabei erzielten Forschungsergebnisse dienen dem allgemeinen Wissenserwerb und dem Grundlagenverständnis von werkstofflichen und verfahrensspezifischen Phänomenen und Zusammenhängen. Solche Arbeiten sind somit nicht nur für Wissenschaftler, sondern auch für die in der Praxis stehenden Ingenieure von grundsätzlicher Bedeutung.

Kurze Entwicklungszeiten für neue Produkte der Umformtechnik einerseits und veränderte Wertschöpfungsketten, die Dynamik von Märkten, neue Technologien sowie veränderte Randbedingungen andererseits erfordern in den Unternehmen heute eine Intensivierung spezifischer Forschung. Auch gewinnt das schnelle Lernen im Umfeld von Produktionstechnologien in den sich volatil verändernden, oftmals globalen Wertschöpfungsketten immer mehr an Bedeutung. Moderne Forschungsstellen stehen daher im engen Dialog mit solchen Unternehmen und sind in beide Prozesse eingebunden: zum einen in die Grundlagenforschung mit Blick auf Werkstoffe, Verfahren und Maschinen der Umformtechnik und zum anderen in vorwettbewerbliche bzw. anwendungsorientierte integrierte Lösungen über neue Prozessketten hinweg.

Motivation für die Herausgabe dieser Berichte ist die Publikation solcher grundlagenorientierten und auch praxisorientierten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten, die an meinem Institut entstehen. Ein weiteres Ziel der Buchreihe ist das Bereitstellen eines aktuellen Wissens- und Kenntnisstandes für weiterführende wissenschaftliche Arbeiten auf internationalem Niveau.

Mathias Liewald

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an dem Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart (IFU), deren Anfertigung ohne die Unterstützung vieler Menschen nicht möglich gewesen wäre.

An erster Stelle möchte ich dem Direktor des Instituts für Umformtechnik an der Universität Stuttgart, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA, für das mir entgegengebrachte Vertrauen, die geschaffenen Rahmenbedingungen sowie die mir eingeräumten wissenschaftlichen Freiheiten bei der Gestaltung meiner Dissertation danken. Die mit ihm geführten fachlichen und organisatorischen Diskussionen haben meine wissenschaftliche Arbeit wesentlich geprägt.

Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, Leiter des Instituts für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD), ebenfalls an der Universität Stuttgart, für die freundliche Übernahme des Mitberichtes sowie fachliche Diskussion und Anregungen. Ebenso gilt mein besonderer Dank Herrn Daniel Ulrich für die außerordentliche und erfolgreiche Zusammenarbeit im Rahmen dieses gemeinsamen Forschungsprojektes sowie für die unzähligen Überstunden, in denen wir uns gegenseitig unterstützt haben.

Ein besonderer Dank gebührt ebenfalls Herrn Dr.-Ing. Alexander Felde, Leiter der Abteilung Massivumformung des IFU, für seine zahlreichen fachlichen und menschlichen Ratschläge und tiefgreifende wissenschaftliche Diskussionen. Weiterhin danke ich Frau Dr.-Ing. Nadja Missal für ihre Ratschläge bei der Parametrisierung numerischer Simulationen im Rahmen meiner Arbeit. Hervorheben möchte ich auch meine ehemaligen Kollegen aus der Abteilung Massivumformung und ihnen für den kollegialen Zusammenhalt und gegenseitige die Unterstützung danken. Ferner gilt mein Dank dem technischen Personal des Institutes für Umformtechnik für deren Ausdauer bei der Anfertigung und Nachbearbeitung zahlreicher Werkzeuge und Halbzeuge für die experimentellen Untersuchungen.

Weiterhin möchte ich mich herzlich für die Unterstützung und fachliche Expertise im Rahmen dieser Arbeit bei den Herren Michael Fiderer, Dr. Hendrik Venzlaff und Frank Burkhardt bedanken.

In zahlreichen Studien-, Bachelor- und Masterarbeiten, die ich während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter betreut habe, wurde der Grundstein für die vorliegende Arbeit gelegt. Für die großartige Unterstützung möchte ich Rafael Seybold, Andreas Dietrich und David Armbruster meinen Dank aussprechen. Unvergessen bleibt der stetige Austausch, die vielen Anregungen und fleißigen Korrekturen von David Briesenick, Philipp Henn, Lukas Pasler, Sergei Senn und Stefan Walzer.

Meinen Eltern und Großeltern möchte ich für die Unterstützung während meines Studiums und dieser Dissertation danken. Darüber hinaus spreche ich meinen Dank an meine Freunde, die mir stets Geduld und Verständnis entgegengebracht haben, aus. Meinem Großvater Achim Kühn und meiner Partnerin Janina Holzhausen danke ich herzlich für ihre jahrelange Geduld, Ruhe, stetige Motivation und ihren Rückhalt.

Ihnen möchte ich diese Arbeit widmen.

Stuttgart, Juli 2023

Robert Meißner

Inhaltsverzeichnis

Geleitwort des Herausgebers.....	i
Danksagung.....	ii
Inhaltsverzeichnis.....	iv
Abkürzungsverzeichnis.....	x
Formelzeichen.....	xi
Kurzfassung.....	xvi
Abstract.....	xx
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik.....	6
2.1 Kaltfließpressen von Stahl.....	6
2.1.1 Vollvorwärtsfließpressen von Stahl.....	8
2.1.2 Querfließpressen von Stahl.....	11
2.1.3 Kaltverfestigung von Stahlwerkstoffen.....	14
2.1.4 Eigenspannungen in kaltgepressten Bauteilen.....	17
2.2 Fügen von WNV.....	19
2.2.1 Konventionelle WNV.....	19
2.2.2 Fertigung von WNV mittels Umformfügen artverschiedener und artgleicher Werkstoffe.....	25
2.2.3 Fugendruck in umformgefügten WNV.....	33
2.3 Numerische Abbildung lokaler Werkstoffeigenschaften in Umformsimulationen..	37
2.3.1 Numerische Umformsimulation.....	38
2.3.2 Numerische Strukturmechaniksimulation.....	42
2.3.3 Betrachtung werkstofflicher Eigenschaften in der Numerik.....	44
2.4 Auswertung des Standes der Technik zur Herleitung des Forschungsbedarfs.....	46
3 Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise.....	49
4 Versuchsplan, Prüfstände, Messtechnik und Werkstoffkennwerte.....	53
4.1 Übersicht über die numerischen und experimentellen Untersuchungen.....	53
4.2 Probengeometrie und Versuchsstände für experimentelle Untersuchungen.....	57

4.2.1	Eingesetzte Probengeometrien	58
4.2.2	Vollvorwärtsfließpressen auf einer servomechanischen Kaltfließpresse.....	59
4.2.3	Umformfügen von WNV auf einer einstufigen hydraulischen Presse.....	60
4.2.4	Kraftgeregelter hydraulischer Torsionsprüfstand (IKTD Stuttgart)	61
4.3	Messtechnik.....	62
4.3.1	Koordinatenmessmaschine.....	62
4.3.2	Taktile Rauheitsmessung	62
4.3.3	Härtemessung.....	62
4.3.4	Optische Formänderungserfassung mittels GOM ARAMIS	63
4.4	Ermittlung der Werkstoffkennwerte.....	63
4.4.1	Zugprüfung	64
4.4.2	Zylinderstauchversuch und Stauchfließkurven	65
4.4.3	Ermittlung der Ausgangshärte der eingesetzten Werkstoffe.....	67
5	Statische Torsionsfestigkeit unter Einfluss der Kaltverfestigung	68
5.1	Vorgehensweise	68
5.2	Ermittlung der Kaltverfestigung fließgepresster Wellen	70
5.2.1	Auslegung des Umformprozesses Vollvorwärtsfließpressen	71
5.2.2	Experimentelle Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen.....	71
5.2.3	Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen	78
5.3	Ermittlung der Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen.....	79
5.3.1	Auslegung des Prüfstandes und der Prüfgeometrie	79
5.3.2	Vergleich der Torsionsfestigkeit von gepressten und gedrehten Wellen.....	83
5.3.3	Analyse der Formänderung und Werkstoffverfestigung der tordierten Wellen .	86
5.4	Numerische Abbildung des Vollvorwärtsfließpressens	91

5.4.1	Vorgehensweise	91
5.4.2	Aufbau der Umformsimulation für das Vollvorwärtsfließpressen	92
5.4.3	Einstellung numerischer Modellparameter durch Anpassung der numerischen und experimentellen Stempelkraftkurven	93
5.4.4	Numerisch ermittelte Spannungen und Dehnungen im Pressteil beim Vollvorwärtsfließpressen	97
5.5	Datenübertragung von Deform3D™ nach ANSYS Workbench	99
5.5.1	Vorgehensweise zur Übertragung von Geometrie, Spannungen und Dehnungen	100
5.5.2	Numerische Ermittlung der Torsionsfestigkeit von gedrehten Wellen.....	103
5.5.3	Numerische Ermittlung der Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen ...	106
5.6	Zwischenfazit und Diskussion	110
6	Konzeption einer fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV.....	112
6.1	Konventionelle Methoden zur Auslegung umformgefüger reibschlüssiger WNV	113
6.1.1	FE-Umformmodell zum Fügen reibschlüssiger Nabenkonturen	114
6.1.2	Numerische Ermittlung der Fügekraft beim Umformfügen	115
6.1.3	Radiale Spannungen und radiale Aufweitungen der Nabenkörper.....	116
6.1.4	Numerische Ermittlung der Fugendruckverteilung.....	117
6.1.5	Zwischenfazit	119
6.2	Iterative Methode zur rotationssymmetrischen Fugendruckgestaltung.....	119
6.2.1	Fugendruckbasierte Gestaltung einer reibschlüssigen Nabenkontur	119
6.2.2	Nabenkonturen für verschiedene Fugendrucke und beide Wellenwerkstoffe ..	123
6.2.3	Radiale Spannungen und radiale Aufweitungen fugendruckbasierter Nabenkonturen	124
6.2.4	Numerische Analyse zum Einfluss von Maschinen- und Fertigungstoleranzen auf den Fugendruckverlauf	126
6.3	Experimentelle Fügeuntersuchungen von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen.....	129

6.3.1	Analyse des Halbzeugzustands von Welle und Nabe vor dem Fügeprozess....	131
6.3.2	Analyse der Stempelkräfte beim Umformfügen	133
6.3.3	Analyse der umformgefügten Verbindungen.....	135
6.4	Experimentelle Festigkeitsuntersuchungen von fugendruckbasiert ausgelegten reibschlüssigen Nabenkonturen	141
6.4.1	Ermittlung der axialen Abziehungskraft.....	141
6.4.2	Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasiert ausgelegten WNV	143
6.5	Zwischenfazit	146
7	Validierung des FE-Modells für fugendruckbasierte reibschlüssige WNV ...	148
7.1	Vorgehensweise	148
7.1.1	Einbindung geometrischer Toleranzen in das FE-Modell für das Fügen von WNV	150
7.1.2	Aufbau und Untersuchung des erweiterten numerischen FE-Umformmodells	151
7.1.3	Ermittlung von Reibungskoeffizienten an einer Fugendruckkontur.....	153
7.1.4	Übertragung des erweiterten FE-Umformmodells auf andere Nabenkonturen	154
7.2	Numerische Konturermittlung mit dem erweiterten FE-Umformmodell	156
7.3	Experimentelle Ergebnisse zum Fügen von WNV mit Nabenkonturen aus dem erweiterten FE-Umformmodell	157
7.4	Statische Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten Nabenkonturen	162
7.4.1	Experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit mit der validierten Nabeninnenkontur.....	162
7.4.2	Numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit mit der validierten Nabeninnenkontur.....	163
7.5	Zwischenfazit und Diskussion	168
8	Herstellung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen WNV	171
8.1	Vorgehensweise	171
8.2	Erzeugung fugendruckbasierter reib- und formschlüssiger Nabenprofile	172

8.2.1	Methodischer Ansatz zur Gestaltung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen.....	172
8.2.2	Aufbau eines FE-Umformmodells zum Fügen von 3D-Nabenprofilen.....	175
8.3	Numerische und experimentelle Ergebnisse zum Fügen von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen.....	176
8.3.1	Stempelkraft für das Umformfügen	176
8.3.2	Nabengeometrie nach dem Umformfügen.....	178
8.3.3	Formfüllung der gefügten WNV.....	180
8.3.4	Axiale Abziehungskraft der reib- und formschlüssigen Nabenprofile.....	182
8.4	Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für 3D-Nabenprofile.....	183
8.4.1	Experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit	183
8.4.2	Numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit	185
8.5	Abschließende Diskussion und Bewertung.....	187
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	192
9.1	Zusammenfassung der Arbeit und Erkenntnisgewinn	192
9.2	Übertragbarkeit der ermittelten Ergebnisse auf weitere Anwendungsfälle.....	198
9.3	Ausblick auf weitere Untersuchungen	198
10	Anhang.....	200
10.1	Probengeometrien zur Werkstoffcharakterisierung.....	200
10.2	Ermittelte Fließkurven und Spannungs-Dehnungs-Kurven	201
10.3	Werkzeug für das Vollvorwärtsfließpressen	204
10.4	Werkzeug für das Fügen von WVN mittels Querfließpressen.....	204
10.5	Stößelweg und Stößelgeschwindigkeitsverlauf beim Vollvorwärtsfließpressen ...	205
10.6	Pressteillängen nach dem Vollvorwärtsfließpressen.....	205
10.7	Vergleichsspannungen und maximale Hauptspannungen der Prüfaufnahmen	206
10.8	Härtewerte der tordierten Proben	207
10.9	Zeichnungen der Versuchsproben.....	207
10.10	Berechnung des Übermaßes des thermischen Querpressverbands	210
10.11	Tangentiale Spannungen von umformgefügteten Proben	212
10.12	Geometrische Abmessungen der Rohteile vor dem Fügen	213

10.13	Einebnung nach dem Fügen von fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV	214
10.14	Härteverlauf einer fugendruckbasierten reibschlüssigen Q-WNV.....	215
10.15	Numerische Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen in Kapitel 5	215
10.16	Geometrie der einfachen Naben nach dem Fügen	219
10.17	Radiale Aufweitung von reib- und formschlüssigen Nabenprofilen.....	220
11	Literaturverzeichnis	221
	Curriculum Vitae	229

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung Beschreibung

2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
DFG	Deutsche Forschungsgesellschaft
D-FK	Druckfließkurve
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DoE	Design of Experiments
FE	Finite Elemente
FEA	Finite Elemente Analyse
FEM	Finite Elemente Methode
FK	Fließkurve
FP	Wärmebehandlungszustand (ferritisch-perlitisches Gefüge)
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
GKZ	Wärmebehandlungszustand (Glühen auf kugelig eingeformten Zementit)
HRC	Rockwell-Härte
HV	Vickers-Härte
IHF	Innenhochdruckfügen
MFFDP	Reibdauerbeanspruchungsparameter
OEM	Original Equipment Manufacturer
P3G	Polygonprofil (3 Mitnehmer)
P4C	Polygonprofil (4 Mitnehmer)
QFP	Querfließpressen
Q-WNV	Mittels Querfließpressen gefügte Welle-Nabe-Verbindung
QV	Querpressverband
RMSE	Root Mean Square Error
RT	Raumtemperatur

RDB	Reibdauerbeanspruchung
TU	Technische Universität
VVFP	Vollvorwärtsfließpressen
WNV	Welle-Nabe-Verbindung
Z-FK	Zugfließkurve

Formelzeichen

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	$[mm^2]$	Querschnittsfläche
b	$[-]$	Burgersvektor
C	$[-]$	Kohlenstoff
C	$[-]$	Werkstoffkonstante
Cr	$[-]$	Chrom
D	$[mm]$	Durchmesser
D_{Aa}	$[mm]$	Außerdurchmesser Außenteil
D_{Ai}	$[mm]$	Innendurchmesser Außenteil
D_{Grenz}	$[-]$	Grenzwert Durchmesser Verhältnis
D_K	$[mm]$	Durchmesser Kopf
D_F	$[mm]$	Fugendruckdurchmesser
D_{Ia}	$[mm]$	Außerdurchmesser Innenteil
D_{Ii}	$[mm]$	Innendurchmesser Innenteil
D_M	$[mm]$	Matrizendurchmesser
D_{Na}	$[mm]$	Durchmesser Nabenaußenseite
D_{Ni}	$[mm]$	Durchmesser Nabeninnenseite
D_W	$[mm]$	Durchmesser Welle
D_Z	$[mm]$	Durchmesser Zapfen
D_0	$[mm]$	Rohteil Durchmesser

d	$[-]$	Polynomgrad Anpassungskurve
d_0	$[mm]$	Ausgangsdurchmesser
d_1	$[mm]$	Gleichdickendurchmesser P3G
d_2	$[mm]$	Gleichdickendurchmesser P4C
e	$[mm]$	Exzentrizität
E	$[N/mm^2]$	Elastizitätsmodul
F	$[N]$	Kraft
F_{HR}	$[N]$	Haftreibungskraft
F_{GR}	$[N]$	Gleitreibungskraft
F_N	$[N]$	Normalkraft
F_R	$[N]$	Reibkraft
F_{St}	$[N]$	Stempelkraft
F_{SV}	$[N]$	Vorspannkraft
F_U	$[N]$	Umfangskraft
G	$[N/mm^2]$	Schubmodul
G	$[mm]$	Glättung
g	$[-]$	Gewichtungsfaktor
H_0	$[mm]$	Ausgangshöhe
k_f	$[N/mm^2]$	Fließspannung
k_{f0}	$[N/mm^2]$	Anfangsfließspannung
k_{f1}	$[N/mm^2]$	Fließspannung bei fortgeschrittener Formänderung
l_0	$[mm]$	Anfangslänge
l_f	$[mm]$	Fügelänge
LnF	$[mm]$	Länge nach Fügen
LvF	$[mm]$	Länge vor Fügen
Mn	$[-]$	Mangan
Mo	$[-]$	Molybdän

M_t	$[Nm]$	Torsionsmoment
m	$[-]$	Reibfaktor
n	$[-]$	Verfestigungsexponent
O	$[-]$	Sauerstoff
P	$[-]$	Phosphor
p_F	$[N/mm^2]$	Kontaktflugdendruck
Q	$[-]$	Durchmesser Verhältnis
Q_A	$[-]$	Nabendurchmesser Verhältnis
q	$[-]$	Standardabweichung
r_{mod}	$[mm]$	Radius modifizierte Nabenkantur
r_0	$[mm]$	Ausgangsradius
R_e	$[N/mm^2]$	Streckgrenze
r_g	$[mm]$	Radius Grundkreis
R_m	$[N/mm^2]$	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	$[N/mm^2]$	Ersatzstreckgrenze
R_z	$[\mu m]$	Gemittelte Rautiefe
R_{zN}	$[\mu m]$	Gemittelte Rautiefe Nabe (Außenteil)
R_{zW}	$[\mu m]$	Gemittelte Rautiefe Welle (Innenteil)
S	$[-]$	Schwefel
Si	$[-]$	Silizium
s_{WN}	$[mm]$	Abstand Oberkante Nabe Oberkante Welle
T	$[-]$	Verhältnis Höhe Matrizenkavität zu Werkstückdurchmesser
T	$[^\circ C]$	Temperatur
t	$[mm]$	Höhe Matrizenkavität
t_{Bes}	$[min]$	Zeit eines Beschichtungsvorgangs
U	$[mm]$	Übermaß
U_i	$[mm]$	Ist-Übermaß

U_w	$[mm]$	Wirksames Übermaß
U_{Ziel}	$[mm]$	Soll-Übermaß
x_i	$[-]$	Beobachtungswert
\bar{x}	$[-]$	Arithmetisches Mittel der Stichprobe
z	$[mm]$	Nabenhöhe

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	$[^\circ]$	Schiebewinkel
α_M	$[^\circ]$	Matrizenöffnungswinkel
β	$[^\circ]$	Winkel Nabinnenprofil
ψ	$[^\circ]$	Verdrehwinkel
γ	$[-]$	Scherung
ν	$[-]$	Poissons' zahl
ε	$[\%]$	Technische Dehnung
ε_{el}	$[\%]$	Elastische Dehnung
ε_{pl}	$[\%]$	Plastische Dehnung
φ	$[-]$	Umformgrad / log. Formänderung
φ_V	$[-]$	Vergleichsumformgrad
σ	$[N/mm^2]$	Spannung
σ_r	$[N/mm^2]$	Radialspannung
σ_t	$[N/mm^2]$	Tangentialspannung
σ_z	$[N/mm^2]$	Axialspannung
σ_N	$[N/mm^2]$	Kontaktnormalspannung
τ	$[N/mm^2]$	Schubspannung
τ_R	$[N/mm^2]$	Reibschubspannung
μ	$[-]$	Reibungszahl

μ_e	$[-]$	Effektiver Reibungskoeffizient
μ_H	$[-]$	Haftreibung
μ_G	$[-]$	Gleitreibung
ν	$[-]$	Haftbeiwert
ξ	$[mm]$	Relatives Übermaß

Kurzfassung

Im sich stetig weiterentwickelnden Mobilitätssektor sind innovative und effiziente Fertigungskonzepte für Bauteile und Komponenten zur Übertragung von Torsionskräften in modernen Fahrzeugen unverzichtbar. Neuartige Konzepte müssen nicht nur die Herstellungskosten verringern, sondern auch die Kohlenstoffemissionen sowohl während der Produktion als auch im Betrieb reduzieren. Für die Übertragung von Torsionskräften werden in Antriebssträngen jeglicher Art Welle-Nabe-Verbindungen eingesetzt. Ein vielversprechendes Fertigungskonzept stellt dafür das Fügen durch Umformen dar. Insbesondere das Verbinden von Wellen und Naben mittels Querfließpressen, in Verbindung mit neuartigen und komplexen Nabenprofilen, ist ein seit langem erforschter Ansatz, um die Produktivität zu steigern. Hierbei lassen sich die Vorteile eines Reibschlusses (Ansprechverhalten unter dynamischer Last) mit denen eines Formschlusses (Übertragung hoher Torsionsmomente) vereinen. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Vorbereitung der Fügepartner durch konventionelle Fertigungstechniken wie Zerspanen oder Kaltumformung erfolgen kann. Anhand von experimentellen Untersuchungen in vorangegangenen Arbeiten [1], [2] konnte gezeigt werden, dass die aufnehmbaren Torsionsbelastungen teilweise weit über die Materialgrenzen der Welle hinausgehen können. Bei diesen Untersuchungen zeigte sich, dass nicht die komplexen Nabenprofile der WNV den Schwachpunkt darstellten, sondern ein Torsionsbruch der Welle auftrat.

Der Einsatz numerischer Bauteil- und Fertigungsmodelle zur Steigerung der Komponentenleistungsfähigkeit und zur Erschließung weiterer Leichtbaupotenziale sowie die Integration digitaler Entwicklungsaktivitäten geraten bei der Entwicklung neuer Fertigungskonzepte für die Umsetzung einer ganzheitlichen Betrachtung vermehrt in den Fokus. Das Potenzial dieser neuartigen umformgefügten Q-WNV sowie ein erster experimenteller Leistungsnachweis kann den Forschungsarbeiten von Dörr [1] und Funk [2] entnommen werden. Hierbei wurden jedoch bisher noch keine numerischen bzw. analytischen Modelle zur Abbildung der statischen bzw. dynamischen Leistungsfähigkeit entwickelt, noch sind Methoden zur Bestimmung von erreichbaren Torsionsmomenten bekannt, die eine rechnerische Prognose der sicher übertragbaren statischen Torsionsfestigkeit ermöglichen. Die für den statischen Anwendungsfall relevante Kaltverfestigung der Welle wurde bisher nicht untersucht und wird in den heute bekannten Berechnungsvorschriften nicht berücksichtigt. Daher bestand das wissenschaftliche Ziel dieser Arbeit zum einen in der Untersuchung des Einflusses der Kaltverfestigung auf die statische Torsionsfestigkeit von mittels Querfließpressen gefügten WNV. Zum anderen galt es, die Frage zu beantworten, wie sich die durch die Umformung hervorgerufene Kaltverfestigung in die numerische strukturmechanische Belastungsrechnung in Bezug auf Grenzdrehmomente integrieren lässt. Derzeit werden für den Umform- bzw. Fügevorgang und die nachfolgende strukturmechanische

Bestimmung der Torsionsfestigkeit in der Entwicklung von Komponenten unterschiedliche physikalische Ansätze angewendet, welche in speziellen FE-Programmen entweder zur Umformsimulation oder zur strukturmechanischen Simulation implementiert sind. Der Einsatz unterschiedlicher Finite-Elemente-Codes erschwert die vollständige Kopplung von Umformprozess und Belastungsanalyse. Daher wird in dieser Arbeit ein ganzheitlicher Ansatz verfolgt, bei dem die Geometrie- und Werkstoffdaten über eine relativ einfache Schnittstelle übertragen werden. Ein weiteres Ziel dieser Arbeit bestand in der Erzeugung von fugendruckhomogenisierten reibschlüssigen Naben zur Erhöhung des Fugendrucks gegenüber konventionellen thermisch gefügten Querpressverbänden bei gleichzeitiger Reduzierung der Spannungsspitzen an den Nabenkanten. Hier galt es, eine Nabenkontur in Wechselwirkung mit dem Werkstofffluss der Welle zu erzeugen, welche eine ballige Außenkontur durch das Querfließpressen beim Fügen aufweist.

Um das Ziel dieser Arbeit zu erreichen und die sich daraus abgeleiteten Fragen beantworten zu können, wurde die Baugruppe der WNV in ihren Einzelkomponenten betrachtet. Die systematische Aufteilung ermöglichte die Entwicklung einer Methode zur Integration der Kaltverfestigung in die numerische Torsionsberechnung für WNV. Die Problemstellung dieser Arbeit wurde auf Basis der Erkenntnisse aus dem Stand der Technik hergeleitet (**Kapitel 3**), konkretisiert und der Forschungsbedarf zunächst an numerischen und experimentellen Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen verdeutlicht. Anschließend erfolgte die Betrachtung dieser offenen Fragen zum Umformfügen von WNV mittels Querfließpressen unter der Verwendung von fugendruckbasierten Nabenkonturen. Zur Durchführung dieser Untersuchungen wurden die Werkstoffkennwerte des Naben- und Wellenwerkstoffs ermittelt und die Prüfstände sowie die eingesetzte Messtechnik festgelegt (**Kapitel 4**).

Im **Kapitel 5** wurde die Integration der Kaltverfestigung in die numerische Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit untersucht, indem der Einfluss der Kaltverfestigung aus dem Fügeprozess herausgelöst und kaltgeformte Wellen durch VVFP hergestellt wurden. Um den Einfluss der Kaltverfestigung auf die erreichbare statische Torsionsfestigkeit von abgesetzten Wellen zu ermitteln, wurden eine Prüfgeometrie und ein Prüfaufbau entwickelt, um fließgepresste und zerspante Wellen statisch zu tordieren. Hierbei wurde eine Steigerung der Torsionsfestigkeit infolge der Kaltverfestigung der im Rahmen dieser Arbeit fließgepressten Wellen von 50 % bis 90 % gegenüber zerspannten Wellen experimentell ermittelt. Um den Einfluss der Kaltverfestigung in der numerischen strukturmechanischen Berechnung der maximal erreichbaren Torsionsfestigkeit zu berücksichtigen, wurde eine Vorgehensweise zur Übertragung numerisch berechneter Eigenspannungen und Dehnungen aus dem Umformprozess entwickelt. Dies ermöglicht den Datentransfer (Geometrie und lokale Bauteileigenschaften) von *Deform3DTM* (FE-Umformsimulation) zu *ANSYS Workbench* (FE-Strukturmechaniksimulation). Für diesen Bauteil- und Werkstoffdatentransfer wurde eine hohe Abbildungsgenauigkeit der umformtechnisch erzeugten Spannungen und Dehnungen in *ANSYS Workbench* erzielt und die

Vorhersage der statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen unter Einfluss der Kaltverfestigung signifikant verbessert. Insbesondere gegenüber gedrehten Wellen wurde mit diesem Datentransfer eine signifikante Verringerung der Abweichung bei der numerischen Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von 58 % (Drehteil) auf 2 % (Fließpressteil) für den Werkstoff 16MnCr5 und einen Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm erzielt.

Die Untersuchung zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasiert ausgelegten reibschlüssigen Nabenkonturen für WNV unterteilt sich in zwei weitere Abschnitte. **Kapitel 6** fokussierte sich auf die numerische Gestaltung rotationssymmetrischer, hinterschnittiger Nabenkonturen durch die numerische und experimentelle Umsetzung eines iterativen werkstoff- und geometrieintegrierten Gestaltungsansatzes. Hierbei wurde das Ziel verfolgt, nach dem Fügen eine homogene Fugendruckverteilung in der Fuge zwischen Welle und Nabe zu erhalten und den maximal einstellbaren Fugendruck in Abhängigkeit des Wellenwerkstoffs zu ermitteln. Die eingesetzte Welle lag als zylindrischer Körper vor und es wurde ausschließlich die Nabeninnenseite konturiert, wodurch sich zusätzlich ein Hinterschnitt in axialer Richtung einstellte. Die numerischen und experimentellen Untersuchungen zur Gestaltung eines homogenen und maximalen Fugendrucks zeigten, dass eine gezielte fertigungstechnische Herstellung derartiger Verbindungen erfolgen kann. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 wurde ein maximaler Fugendruck von 350 MPa und für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 ein maximaler Fugendruck von 450 MPa ermittelt. Für beide Werkstoffe lag der maximale Fugendruck damit ca. 100 MPa unter der jeweiligen Zugfestigkeit. Der Einsatz einer fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkontur führte unter Verwendung des gleichen Wellenwerkstoffs zu einer Steigerung der statischen Torsionsfestigkeit um 54 % im Vergleich zu einem thermisch gefügten Pressverband. Unter Verwendung des härtesten Wellenwerkstoffs 42CrMo4 und eines hohen Fugendrucks von 450 MPa wurde sogar eine Steigerung um 76 % ermittelt. Ebenso wurde für fugendruckbasierte reibschlüssige WNV eine Formfüllung von bis zu 98 % gezeigt, welche sich durch eine präzisere zerspanende Fertigung an den Nabenkanten sogar zu einer vollständigen Formfüllung ausbauen lässt. Aufgrund des axialen Hinterschnitts der Nabenkontur wurden die axialen Abziehkräfte um 14 % bzw. um 22 % je nach Wellenwerkstoff und Fugendruck gegenüber zylindrischen Nabenkonturen gesteigert.

In **Kapitel 7** erfolgte die Ermittlung eines validierten FE-Umformmodells zur Erhöhung der numerischen Abbildungsgenauigkeit der zuvor experimentell gefügten Proben. Hierfür wurde eine Parameterstudie zur Ermittlung der tribologischen Wechselwirkungen und Reibungszahlen der Fügeverbindung, des Werkstück-Werkzeug-Kontakts und des Werkzeug-Werkzeug-Kontakts in Verbindung mit den geometrischen Fertigungstoleranzen der eingesetzten Halbzeuge durchgeführt. Die Studie zeigte anhand einer mit dem validierten FE-Umformmodell entwickelten Nabenkontur, dass die numerisch ermittelte Geometrie der gefügten Komponente um weniger als $0,1 \mu\text{m}$ an der Nabenaußenseite vom

experimentell ermittelten Ergebnis abweicht und somit der numerisch anvisierte Fugendruck auch in der Realität erreicht wurde. Damit wurde erfolgreich gezeigt, dass mit dem entwickelten FE-Modell fugendruckbasierte reibschlüssige WNV entwickelt und gefertigt werden können.

In **Kapitel 8** wurden die bisherigen FE-Simulationsmodelle und -methoden zur experimentellen und numerischen Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit für fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Nabenprofile verwendet und der Einfluss des zusätzlichen Formschlusses herausgearbeitet. Die Untersuchung zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen zeigte, dass diese Nabenprofile gegenüber bisher bekannten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen vergleichbare statische Übertragungsfähigkeiten unter der Berücksichtigung eines deutlich geringeren Formschlusses sowie einer homogeneren Fugendruckverteilung aufwiesen.

Die Ergebnisse zeigen, dass die numerische Modellierung der statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen durch die Integration der Kaltverfestigung mit dem entwickelten Datentransfer deutlich verbessert wurde. Die fugendruckbasierten Nabenkonturen ermöglichen höhere Fugendrucke im Vergleich zu konventionellen thermisch gefügten Querpressverbänden und erzielen dadurch deutlich höhere statische Torsionsmomente. Zudem erfordern WNV-Fügeprozesse keine Temperierung der Fügepartner, und die Halbzeuge können durch (Fein-)Drehen hergestellt werden. Fugendruckbasierte Nabenkonturen bieten gegenüber zylindrischen Nabenkonturen den Vorteil geringerer maximaler radialer und tangentialer Spannungen im Nabenkörper bei nahezu identischer statischer Torsionsfestigkeit. Außerdem wurde eine erhöhte axiale Abziehungskraft durch axialen Formschluss nachgewiesen. Der Einfluss der Kaltverfestigung für die in dieser Arbeit untersuchten Wellengeometrien war von untergeordneter Bedeutung. Es wurden FE-Umformmodelle für die fugendruckbasierte Auslegung von reibschlüssigen Nabenkonturen sowie reib- und formschlüssigen Nabenprofilen entwickelt und validiert, die als Grundlage für weitere Untersuchungen zum umformtechnischen Fügen mittels Querfließpressen dienen.

Diese Arbeit fokussiert sich maßgeblich auf den Herstellungsprozess fugendruckbasierter reibschlüssiger Nabenkonturen bzw. reib- und formschlüssiger Nabenprofile und insbesondere auf den Einfluss der Kaltverfestigung auf die statische Torsionsfestigkeit der hier untersuchten WNV für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit einem Wellendurchmesser von 22 mm sowie einem Nabeninnendurchmesser von 25 mm und einem Nabenaußendurchmesser von 50 mm. Die Ermittlung der dynamischen Torsionsfestigkeit der entstandenen Versuchsproben betrachtet und analysiert Hr. Daniel Ulrich (Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, IKTD, Universität Stuttgart). Diese Arbeit entstand in enger Zusammenarbeit mit dem IKTD im Rahmen eines gemeinsamen Forschungsprojektes, das von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert wurde.

Abstract

In the continually improving mobility sector, innovative and efficient manufacturing concepts for parts and components for the transmission of torsional forces in modern vehicles are indispensable. Novel concepts must not only reduce manufacturing costs, but also reduce carbon emissions both during production and in operation. For the transmission of torsional forces, shaft-hub connections are used in drivelines of all kinds. Joining by forming is a promising manufacturing concept for this. In particular, the joining of shafts and hubs by means of lateral extrusion is an approach that has been researched for a long time in order to increase productivity. Particularly the manufacturing of laterally extruded shaft-hub connections (Q-WNV) in combination with new types of complex hub profiles is of interest. The reason for this is that the advantages of an interference-fit connection (elasticity under dynamic load) can be combined with those of a form-fit connection (transmission of high torsional moments). A further advantage lies in the ability to prepare the joining partners using conventional manufacturing techniques, such as machining and cold forming. It was shown by experiments that the torsional loads that can be carried are partially far beyond the material limits of the shaft. Furthermore, the complex hub profiles are not a weak point as only one shaft failure was recorded.

The use of numerical component and manufacturing models in order to increase component performance and to exploit further lightweight design potential, as well as the integration of digital development activities, are increasingly coming into focus in the development of new manufacturing concepts for the implementation of a holistic view.

The potential of such novel forming joined shaft-hub connections as well as a first experimental performance verification can be observed in the research work of Dörr [1] and Funk [2]. However, no numerical or analytical models have yet been developed to represent the static or dynamic performance of such connections. Hence, there are no methods known that allow a computational prediction of the achievable static torsional strength. The strain hardening of the shaft, which is relevant for the static application case, has not been investigated so far and is not taken into account in the calculation rules known today. Therefore, the scientific objective of this work was, on the one hand, to investigate the influence of strain hardening on the static torsional strength of WNV joined by means of lateral extrusion. On the other hand, it was necessary to answer the question of how the strain hardening resulting from the cold forging process can be integrated into the numerical structural mechanics load calculation with respect to limit torques. Currently, different physical approaches are used for the forming or joining process and the subsequent structural-mechanical determination of the torsional strength in the development of components. The simulation codes are implemented in special FE programs either for forming simulation or for structural-mechanical simulation. The use of different finite element codes makes it difficult to fully couple the forming process and the load analysis.

Therefore, a holistic approach is considered in this thesis, where the geometry and material data are transferred via a relatively simple interface. Another objective of this work was to design contact stress homogenized interference-fit hubs. Here, the aim was to increase the contact stress compared to conventional thermal interference-fit connections while at the same time reducing the stress peaks at the hub edges. For this purpose, the hub contour had to be generated in interaction with the material flow of the shaft, which has a convex outer contour due to the lateral extrusion during joining.

In order to achieve the objective of this work and to answer the questions derived from it, the assembly of the shaft-hub-connection was analyzed in its individual components. The systematic separation enabled the development of a method for the integration of strain hardening into the numerical torsion calculation for shaft-hub connections. The problem to be solved in this thesis was based on the findings of the state of the art (**Chapter 3**). This was followed by a consideration of open questions concerning joined shaft-hub connections by lateral extrusion using contact stress based hub contours. In order to perform the numerical investigations, the material parameters are initially determined and the test rigs and measurement technology used are specified (**Chapter 4**).

In **Chapter 5**, the integration of strain hardening into the numerical calculation of static torsional strength was investigated by removing the influence of strain hardening from the joining process and to manufacture cold-formed shafts by full forward extrusion. To determine the influence of strain hardening on the achievable static torsional strength, a test geometry and test rig were developed to statically distort extruded and machined shafts. An increase in torsional strength due to strain hardening of the extruded shafts of 50 % to 90 % compared to machined shafts was experimentally determined in this thesis. In order to take the influence of strain hardening into account in the numerical structural mechanics calculation of the maximum achievable torsional strength, a method for mapping numerically calculated residual stresses and strains from the forming process (*Deform3DTM*: FE forming simulation) to static load application (*ANSYS Workbench*: FE structural mechanics simulation) was developed. For this geometry and material data transfer, a high mapping accuracy of the forming-generated stresses and strains in *ANSYS Workbench* was achieved. The prediction of the static torsional strength of extruded shafts under the influence of strain hardening was significantly improved. In particular, compared to machined shafts, a significant reduction of the deviation of the numerical determination of the static torsional strength from 58 % (machined shaft) to 2 % (extruded shafts) for the material 16MnCr5 and a pivot diameter of $\varnothing 26\text{mm}$ was achieved with this data transfer.

The investigation on static torsional strength of contact stress based interference-fit hub contours for shaft-hub connections joined by lateral extrusion is divided into two further sections. **Chapter 6** focuses on the numerical design of such hub contours by numerically and experimentally performing an iterative material- and geometry integrated design approach. The aim was to obtain a homogeneous contact stress distribution in the joint between the shaft and hub after joining and to determine the

maximum adjustable contact stress in relation to the shaft material. The shaft used was a cylindrical body and only the inside of the hub was contoured, resulting in an additional undercut in the axial direction. The numerical and experimental investigations for the design of a homogeneous and maximum joint pressure demonstrated the successful manufacturing of such connections. A maximum contact stress of 350 MPa was determined for the shaft material 16MnCr5 respectively 450 MPa for the shaft material 42CrMo4. This means that for both materials, the maximum contact stress was found approx. 100 MPa below the respective tensile strength. An interference-fit contact stress based hub contour achieves a 54 % increase in static torsional strength using the same shaft material compared to a thermal interference-fit connection. Using the higher-strength shaft material 42CrMo4 and a high contact stress of 450 MPa, an increase of as much as 76 % was determined. For contact stress based shaft-hub connections, a mold filling of up to 98 % was demonstrated, which can even be extended to a complete mold filling by more precise machining at the hub edges. Due to the axial undercut of the hub contour, the axial pull-off forces were increased by 14 % to by 22 % depending on the shaft material and the applied contact stress compared to cylindrical hub contours.

In **Chapter 7**, a validated FE-model was determined to increase the numerical modeling accuracy of the previously experimentally joined specimens. For this purpose, a parameter study was carried out to determine the tribological interactions and friction coefficients of the connection, the workpiece-to-tool contact and the tool-to-tool contact in relation to the geometric manufacturing tolerances of the semi-finished products used. Using a hub contour developed with the validated FE-model, the study showed that the numerically determined geometry of the joined component deviated by less than 0.1 μm on the outside diameter of the hub from the experimentally determined result, and thus the numerically targeted contact stress was also experimentally achieved. Hence, it was successfully demonstrated that the FE-model developed can be used to design and manufacture interference-fit contact stress based hub contours for shaft-hub connections joined by lateral extrusion.

In **Chapter 8**, the previous FE simulation models and simulation methods were used to experimentally and numerically determine the static torsional strength for interference-fit and form-fit contact stress based hub profiles in order to identify the influence of the additional form fit.

The investigation on the static torsional strength of interference-fit and form-fit contact stress based hub profiles showed that the reduced form fit compared to previously known interference-fit and form-fit hub profiles exhibited a tolerably lower static torque strength considering a significantly lower form-fit as well as a more homogeneous contact stress distribution.

The results obtained in this thesis show that the numerical modeling of the static torsional strength of extruded shafts was significantly improved by integrating strain hardening using the developed data transfer. Contact stress based hub contours offer significantly higher contact stresses in comparison

to conventional thermal interference-fit connections, and thus achieve significantly higher static torsional strength. For such shaft-hub connections, no component has to be thermally conditioned before the joining process, and the semi-finished products can be manufactured by (fine) machining. The advantage of contact stress based hub contours compared to cylindrical hub contours is, on the one hand, the significant lower maximum radial and tangential stresses in the hub for nearly identical static torsional strength. On the other hand, significant higher axial pull-off forces due to axial form-fit was demonstrated. For the shaft geometries used in this work, it was shown that the influence of strain hardening is of minor relevance. Validated FE forming models were developed for the contact stress based design of interference-fit hub contours as well as interference-fit and form-fit hub profiles. These findings serve as a basis for further investigations on joining shaft-hub-connections by means of lateral extrusion.

This work focuses significantly on the manufacturing process of contact stress based design of interference-fit hub contours as well as interference-fit and form-fit hub profiles. In particular, the influence of strain hardening was investigated on the static torsional strength of the shaft-hub connection examined here for the materials 16MnCr5 and 42CrMo4 with a shaft diameter of 22 mm as well as an inner hub diameter of 25 mm and an outer hub diameter of 50 mm. The structural design methodology of the hub contours and the dynamic torsional strength are considered and analysed by Mr. Daniel Ulrich (Institute of Engineering Design and Industrial Design, IKTD, University of Stuttgart). This work was carried out in close cooperation with the IKTD as part of a joint research project funded by the German Research Foundation.

1 Einleitung

Der Mobilitätssektor erfährt insbesondere seit den vergangenen Jahren einen enormen Wandel durch den Umstieg von konventionellen Antrieben wie Verbrennungsmotoren auf elektrische Antriebskonzepte. Dabei steht neben der stetigen Reduktion des CO₂-Ausstoßes während des Gebrauchs der Fahrzeuge auch zunehmend die Ressourceneffizienz während deren Herstellung im Fokus. Diese gewinnt entlang der gesamten Fertigungskette vom Stahlhersteller bis zum OEM und in Anbetracht aktueller ökonomischer, gesellschaftlicher und politischer Entwicklungen weltweit immer weiter an Bedeutung. Bei beiden Antriebsstrangkonzepenten, verbrennungsmotorisch oder elektrifiziert, werden in der Mobilitätsbranche daher dauerhafte Anstrengungen im Bereich des Leichtbaus für den technologischen Fortschritt unternommen. Die Massivumformung spielt bei der Produktion von Fahrzeugkomponenten bezogen auf Leichtbau, Fertigungstoleranzen und Produktivität dabei weltweit eine wesentliche Rolle. Durch konsequente Ausnutzung des werkstofflichen, konstruktiven Fertigungs- und Konzeptleichtbaus trägt die Massivumformung maßgeblich dazu bei, die immer strenger werdenden globalen CO₂-Richtlinien und Gesetzgebungen durch innovative Leichtbaulösungen zu akzeptablen Kosten einzuhalten [3]. Kürzere Entwicklungszyklen und steigende Anforderungen an die Leistungsfähigkeit mechanischer Komponenten erfordern daher heute die Integration digitaler Entwicklungsaktivitäten.

Um derartige Bestrebungen umsetzen zu können, sind Modelle und Methoden erforderlich, welche die physikalischen Zusammenhänge realer Komponenten und Baugruppen während des Betriebs des Fahrzeugs hinreichend genau beschreiben. Der Nutzung vorgelagert müssen folglich digitale Modelle für die Kaltmassivumformung und auch Fügeprozesse erschaffen werden, die den Fertigungsprozess und die spätere Anwendung einbeziehen. Die seit Jahrzehnten bekannten Vorteile fließgepresster Bauteile [4] werden dabei weiterhin gezielt genutzt:

- erhebliche Werkstoffeinsparung durch optimale Werkstoffausnutzung,
- sehr hohe Mengenleistung bei kurzen Stückzeiten,
- Einbaufertigkeit bei ggf. geringfügiger Nacharbeit infolge hoher Maß- und Formgenauigkeit sowie Oberflächenqualität,
- Verbesserung der Werkstoffeigenschaften durch Kaltverfestigung und einen ungestörten Faserverlauf.

Das Fließpressen ist ein etabliertes Fertigungsverfahren zur Herstellung von Hochleistungskomponenten in Großserien und kann oftmals sogar einen Materialausnutzungsgrad von bis 100 % erreichen [5]. Bezeichnend ist, dass Kaltfließpressteile sowohl hohe Anforderungen bzgl. der Fertigungsqualität als auch den eintretenden Beanspruchungen während des Gebrauchs erfüllen. Der

ungestörte Faserverlauf und die durch die Umformung hervorgerufene Kaltverfestigung ermöglichen eine höhere Belastbarkeit der Komponenten. Zur Verkürzung von Fertigungszeiten treten heute aus wirtschaftlichen Gründen vermehrt neue Fertigungsverfahren zur Steigerung der Produktionseffizienz in Erscheinung. Insbesondere das Fügen durch Umformen wurde in der Vergangenheit in zahlreichen Forschungsarbeiten aufgrund der Einsparung von Bearbeitungsschritten, der Integration von Fertigungsprozessen sowie der zunehmenden Mischbauweise im Sinne eines werkstofflichen Leichtbaus untersucht [6]. Welle-Nabe-Verbindungen (WNV), die als hochbelastete Baugruppe in nahezu jeder Art von Antriebskonzept zur Beförderung von Personen eingesetzt werden, bieten die Möglichkeit, viele Vorteile des Fügens durch Umformen [7] zu nutzen:

- hohe Wirtschaftlichkeit,
- unterschiedliche Abmessungen und verschiedene metallische Werkstoffkombinationen,
- keine thermische Beanspruchung (Verzug, Gefügeumwandlung),
- hohe Prozesssicherheit,
- keine Emissionen.

Ein seit einigen Jahren verfolgter neuer Fertigungsansatz ist das Fügen durch Kaltumformen von Welle-Nabe-Verbindungen, welcher den Vorteil bietet, dass die sequenzielle Fertigung, erst Umformen der Fügepartner und anschließend Fügen, vermieden wird [7]. Beim Fügen von WNV mittels Querfließpressen (Q-WNV) handelt es sich um ein Verfahren, bei dem nur die Welle umgeformt und mit der Nabe gefügt wird. Hierbei wird eine zylindrische Welle in eine gehärtete, auf ihrer Innenseite konturierte Nabe gepresst, sodass ein reib- und zugleich formschlüssiger Verbund entsteht. Umformgefügte WNV mit komplexen Nabeninnenprofilen, siehe Abbildung 1-1 a), kombinieren beispielsweise die Vorteile von reib- und formschlüssigen Verbindungen zur Übertragung von Drehmomenten und zeigen vielversprechende Leistungssteigerungen, sowohl unter statischer als auch unter dynamischer Last [1], [2].

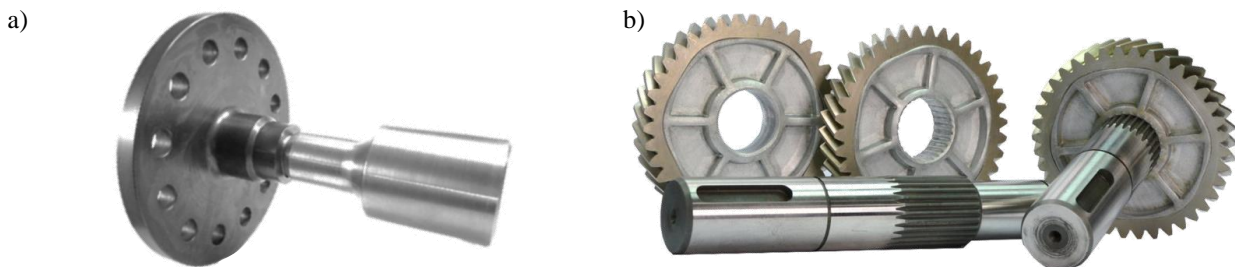


Abbildung 1-1: a) Mittels Querfließpressen umformgefügte Welle-Nabe-Verbindung (Q-WNV) [1] b) Mittels Querfließpressen umformgefügte Mehrkomponentenzahnräder [8]

Der Einsatz numerischer Bauteil- und Fertigungsmodelle zur Steigerung der Komponentenleistungsfähigkeit und zur Erschließung weiterer Leichtbaupotenziale sowie die Integration digitaler Entwicklungsaktivitäten geraten bei der Entwicklung neuer Fertigungskonzepte vermehrt in den

Fokus. Den Forschungsarbeiten von Dörr [1] und Funk [2] kann das Potenzial dieser neuartigen umformgefühten Q-WNV entnommen werden, ebenso wurde ein experimenteller Leistungsnachweis für solche Verbindungen erbracht. Jedoch wurden bisher noch keine numerischen bzw. analytischen Modelle zur Abbildung der statischen bzw. dynamischen Leistungsfähigkeit entwickelt, noch sind Methoden zur Bestimmung von erreichbaren Drehmomenten bekannt, die eine Prognose der erreichbaren statischen Torsionsfestigkeit ermöglichen. Der für den statischen Anwendungsfall relevante Einfluss der Kaltverfestigung der Welle wurde bisher ebenfalls nicht untersucht und wird in den heute bekannten Berechnungsvorschriften für derartige WNV nicht berücksichtigt.

Daraus lässt sich das Ziel dieser Arbeit ableiten, dass der Einfluss der Kaltverfestigung beim Umformfügen von WNV mittels Querfließpressen auf die statische Torsionsfestigkeit im Detail zu untersuchen ist. Weiterhin gilt es die Frage zu beantworten, wie sich die durch die Umformung hervorgerufene Kaltverfestigung in die numerische strukturmechanische Belastungsrechnung in Bezug auf Grenzdrehmomente integrieren lässt. Für den Umform- bzw. Fügevorgang und die nachfolgende strukturmechanische Bestimmung der Torsionsfestigkeit werden in der Entwicklung von Komponenten unterschiedliche physikalische Ansätze angewendet, welche in speziellen FE-Programmen für Umformsimulationen oder für strukturmechanische Simulationen implementiert sind. Für einen integrierten, ganzheitlichen Ansatz zur Entwicklung von Komponenten gilt es daher zukünftig für unterschiedliche Berechnungsansätze, welche keine direkte Kopplung erlauben, den Übertrag der numerischen Ergebnisse aus der Umformsimulation und die darin enthaltenen werkstofflichen Veränderungen infolge der Umformung in die Strukturmechaniksimulation zu bewerkstelligen. Dafür wird hier einerseits ein Transfer von Geometrie- und Werkstoffdaten von der Umformsimulation in die strukturmechanische FE-Software erforderlich. Weiterhin werden für Umformsimulationen zumindest Stauchfließkurven bei unterschiedlichen Umformgeschwindigkeiten und Temperaturen eingesetzt, während für die Ermittlung der Torsionsfestigkeit auf Basis heutiger Auslegungskriterien im Allgemeinen lediglich eine Fließkurve des betreffenden Wellenwerkstoffs aus dem Zugversuch ausreichend ist. Demzufolge gilt es, den Einsatz eines möglichst einfachen Werkstoffmodells, welches in beiden Simulationsprogrammen implementiert werden kann, zu bewerten, da die lokal erzeugte Werkstofffestigkeit infolge der Kaltverfestigung durch das Umformen von zentraler Bedeutung für die möglichst exakte numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit ist. Neben der numerischen Abbildung der statischen Torsionsfestigkeit von mittels Querfließpressen gefügten WNV besteht als weiteres Ziel die Entwicklung einer geometrischen Gestaltung von fugendruckbasierten Nabenkonturen zur Einstellung eines vorgegebenen homogenen Fugendrucks. Einerseits gilt es dabei, den Fugendruck gegenüber konventionellen thermisch gefügten Querpressverbänden zu erhöhen und andererseits Spannungsspitzen an den

Nabekanten oder im Nabenkörper durch den Fügeprozess zu reduzieren. Hier galt es, eine Nabekontur in Wechselwirkung mit dem Werkstofffluss der Welle zu erzeugen, wobei die Welle eine ballige Außenkontur durch das Querfließpressen beim Fügen aufweist. Zur Veranschaulichung der Gestaltung der Nabenninnenseite ist in Abbildung 1-2 ein schematischer Vergleich unterschiedlicher Konturen bzw. Profile dargestellt. Während Dörr [1] und Funk [2] vollständig koaxiale Nabeprofile (Abbildung 1-2 a) untersuchten, werden in dieser Arbeit fugendruckbasierte Nabekonturen (Abbildung 1-2 b) und Nabeprofile mit einer spezifischen räumlichen Geometrie (Abbildung 1-2 c) betrachtet.

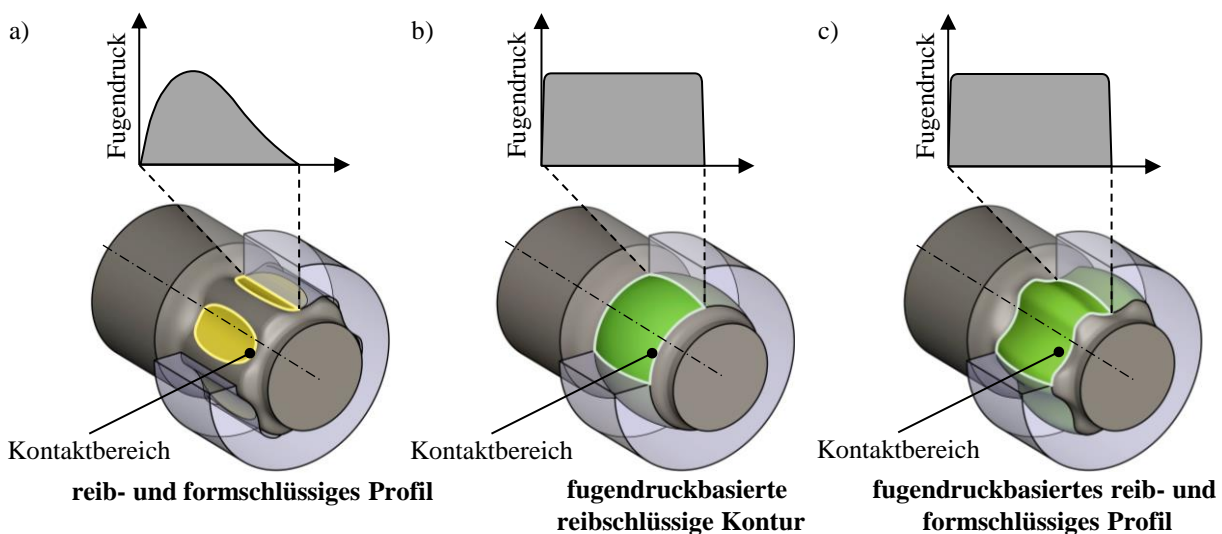


Abbildung 1-2: Schematischer Vergleich von (a) vollständig koaxialen Nabeprofilen nach Dörr [1] und Funk [2] mit (b) fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenninnenkonturen und (c) fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenninnenprofilen *in Anlehnung an [9]*

Diese Arbeit fokussiert sich jedoch ausschließlich auf die statische Torsionsfestigkeit derartiger Verbindungen sowie die numerische und experimentelle Umsetzung des Fügens und der Torsionsmomentprüfung. Um diese numerische Verbindungsfestigkeit von mittels Querfließpressen gefügten WNV bestimmen zu können, steht in dieser Arbeit die Beantwortung der folgenden Fragen im Fokus:

- Welche Torsionsmomente lassen sich durch die Einbringung einer Kaltverfestigung bei einer umformgefügtten Q-WNV erzielen und mit welcher Genauigkeit können diese Grenzdrehmomente der Torsion mittels FE-Strukturmechaniksimulation unter Verwendung bekannter Werkstoffmodelle für Wellenwerkstoffe vorhergesagt werden?
- Welchen Einfluss nimmt die fugendruckbasierte Nabekonturgestaltung auf die statische Torsionsfestigkeit von Q-WNV und wodurch wird das Fugendruckniveau begrenzt?

- Wie erfolgt der Übertrag von lokalen Spannungs- und Dehnungszuständen, die mittels Kaltumformung durch Fließpressen eingebracht wurden, aus der Umformsimulation in die Strukturmechaniksimulation?

Um das Ziel dieser Arbeit zu erreichen und die sich daraus abgeleiteten Fragen beantworten zu können, wird die Baugruppe der Q-WNV in ihren Einzelkomponenten betrachtet, um die Einflüsse der Kaltverfestigung und des Fugendrucks auf die statische Torsionsfestigkeit von Q-WNV voneinander separiert untersuchen zu können. Die systematische Separierung ermöglicht die Entwicklung einer Methode zur Integration der Kaltverfestigung in die numerische Torsionsberechnung für umformgefügte Q-WNV.

Die in dieser Arbeit aufgezeigte Methodik zur Integration lokaler Bauteileigenschaften in Form von Spannungen und Dehnungen, die mittels Kaltumformung eingebracht wurden, ermöglicht eine signifikant verbesserte Vorhersage der statischen Torsionsfestigkeit sowohl für fließgepresste Wellen als auch für umformgefügte Welle-Nabe-Verbindungen (Q-WNV). Durch die Verwendung gebräuchlicher Werkstoffmodelle und Simulationsmethoden ist eine hohe Übertragbarkeit der angewandten Methodik auf weitere Umformwerkstoffe und andere Umformverfahren gewährleistet. Die im Rahmen der Arbeit entwickelten Versuchsaufbauten und Versuchsproben eignen sich als Ausgangspunkt für weitere Untersuchungen sowohl hinsichtlich einer erweiterten Werkstoffwahl als auch zur Erweiterung der Werkstoffmodellierung für kaltumgeformte Wellenabschnitte. Die in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse tragen zu einer verbesserten Prozesskenntnis hinsichtlich des numerischen FE-Modell-Aufbaus und der experimentellen Umsetzung sowie einem verbesserten Betriebsverhalten umformgefügter Welle-Nabe-Verbindungen im Durchmesserbereich von 20-30 mm bei. Mit den Ergebnissen können bei der Auslegung derartiger umformgefügter Verbindungen Entwicklungszeiten verkürzt und der experimentelle Erprobungsaufwand verringert werden, da eine gezieltere Dimensionierung durch den Entfall unnötig hoher Sicherheitsbeiwerte ermöglicht wird.

2 Stand der Technik

Die numerische Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von mittels Querfließpressen gefertigten WNV erfordert einerseits die theoretische Betrachtung und andererseits die Untersuchung sowohl der Einzelkomponenten und der Baugruppe als auch der verschiedenen Verfahrensschritte. Dazu wird im Rahmen des Standes der Technik zunächst das Fertigungsverfahren Kaltfließpressen eingeordnet, anschließend die Verfahren Vollvorwärtsfließpressen und Querfließpressen thematisiert und die Eigenschaften der Kaltverfestigung von Stahlwerkstoffen in Folge einer Kaltumformung zusammengefasst. Ausgehend von diesen Umformverfahren werden verschiedene Fertigungsverfahren mit den jeweiligen Verfahrenseigenschaften zur Herstellung von kombiniert reib- und formschlüssigen metallischen Verbindungen adressiert. Im dritten Abschnitt wird die numerische Integration lokaler, durch die Umformung hervorgerufener, Bauteileigenschaften in den Konstruktions- und Produktauslegungsprozess betrachtet. Damit soll der Übertrag der aus Umformung entstandenen werkstofflichen Eigenschaften in die Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von umformgefügten WNV ermöglicht werden.

2.1 Kaltfließpressen von Stahl

Das Umformen bildet nach DIN 8580 [10] eine der sechs Hauptgruppen der Fertigungsverfahren und wird nach den wirkenden Spannungen während des Umformprozesses in fünf Gruppen unterteilt, Abbildung 2-1.

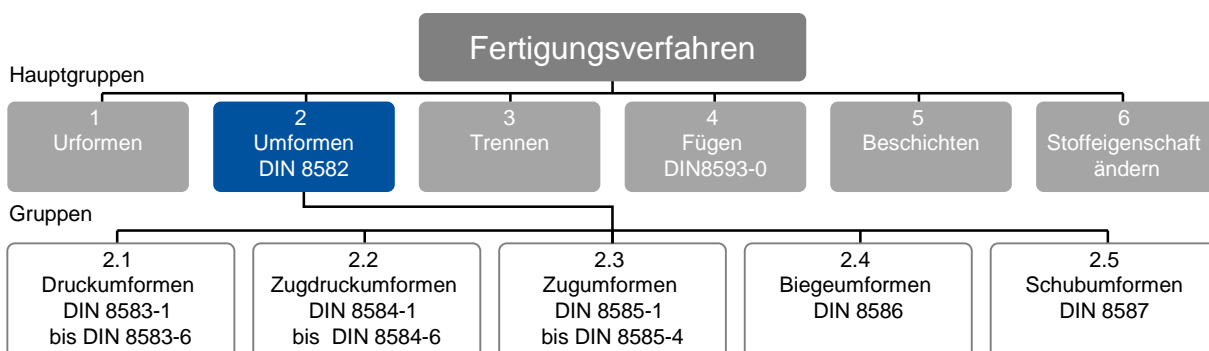


Abbildung 2-1: Einteilung der umformtechnischen Fertigungsverfahren nach DIN 8582 [11]

Dabei wird das Fließpressen in DIN 8582 [11] der Gruppe 2.1 Druckumformen zugeteilt und in DIN 8583-6 [12] näher beschrieben. Das Kaltfließpressen wird als Durchdrücken eines zwischen Werkzeugteilen aufgenommenen Rohteils zur Erzeugung einzelner Werkstücke definiert. Das Kaltfließpressen bietet gegenüber anderen Fertigungsverfahren zahlreiche Vorteile [4]:

- Werkstoffeinsparung durch optimale Werkstoffausnutzung,
- hohe Mengenleistung bei kurzen Taktzeiten und
- reproduzierbare Maß-, Lage- und Formtoleranzen mit hohen Oberflächengüten sowie

- verbesserte Werkstoffeigenschaften durch Kaltverfestigung und optimalen Faserverlauf.

Ziel der Kaltmassivumformung ist die Herstellung von einbaufertigen (Net-Shape) oder zumindest endkonturnahen (Near-Net-Shape) Bauteilen. Die Gestaltung und Fertigung von Fließpressteilen erfolgt ohne eine weitere bzw. mit einer möglichst geringen zerspanenden Nachbearbeitung. Da nur begrenzte Möglichkeiten der einzelnen Umformverfahren zur Beherrschung der Form- und der Stoffeigenschaftsänderung bestehen, erfordern Pressteile mit sehr engen Form- und Maßtoleranzen deshalb häufig eine auf diese Toleranzen abgestimmte Bearbeitungsfolge mit zum Teil zusätzlichen Kalibrierstufen. Daraus folgt eine enge Tolerierung der geometrischen Abmessungen sowie das Anstreben gleichbleibend guter Oberflächen [13]. Die erreichbaren Maß- und Formgenauigkeiten bei der Gestaltung des Pressteils werden dabei durch folgende Faktoren beeinflusst:

- Werkstoffeigenschaften,
- Aufteilung der Umformschritte,
- Sorgfalt bei Zwischenbehandlungen wie Glühen und erneutes Beschichten mit Schmierstoff,
- Zustand von Werkzeug und Maschine und
- Prozessführung.

Die erzielbare Maßgenauigkeit beim Kaltfließpressen ordnet sich zwischen dem Zerspanen und dem Halbwarmfließpressen ein, siehe Abbildung 2-2. Die absolut erreichbaren Abmaße sind von den Abmessungen der Werkzeugformelemente und den Maßen der Pressteile abhängig [13].

Hauptgruppe	Fertigungsverfahren	IT-Klasse nach DIN ISO-Qualität													
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			
Urformen	Feingießen										11	12	13	14	
Umformen	Warmfließpressen							10	11	12	13	14	15		
	Halbwarmfließpressen					9	10	11	12	13	14	15			
	Kaltfließpressen		6	7	8	9	10	11							
	Abstreckgleitziehen		6	7	8	9									
Trennen	Drehen	5	6	7	8	9									
	Rundschleifen	5	6	7	8	9									

Erreichbar ohne Sondermaßnahmen
 Erreichbar durch Sondermaßnahmen

Abbildung 2-2: Erreichbare ISO-Toleranzen für die Fertigungshauptgruppen Urformen, Umformen und Trennen nach [14]

Gegenüber der zerspanenden Fertigung stehen die hohen Investitionen für Umformmaschinen und die erforderlichen Anlagen zur Oberflächen- und Wärmebehandlung sowie die hohe Anzahl der benötigten Werkzeuge, da jede Pressteilform ein eigenes Umformwerkzeug bzw. einen eigenen Werkzeugsatz erfordert. Die Verfahren des Kaltfließpressens finden bevorzugt Anwendung bei der Herstellung von hochbeanspruchten Bauteilen mit hohen Anforderungen an die Maß- und

Formgenauigkeit. Das Kaltfließpressen wird zunehmend auch für komplexe Formteile mit Funktionsflächen in Near-Net-Shape- oder Net-Shape-Qualität eingesetzt. Der belastungsgerechte Faserverlauf führt zu einer höheren Lebensdauer verglichen mit spanend gefertigten Werkstücken, die typischerweise einen unterbrochenen Faserverlauf aufweisen. Kaltmassivumgeformte Bauteile weisen daher gegenüber zerspannten Bauteilen verbesserte statische und dynamische Eigenschaften auf [15], [16], was sie insbesondere für den Einsatz in Antriebssystemen von Fahrzeugen aller Art und im Getriebebau mit zumeist hohen Betriebslasten prädestiniert.

Die Fließpressverfahren in Abbildung 2-3 werden nach DIN 8583 [12] zunächst nach der Richtung des Werkstoffflusses, bezogen auf die Werkzeughauptbewegung (Wirkrichtung des Pressstempels), unterschieden. Die Krafteinleitung erfolgt im Allgemeinen über starre Stempel. Das weitere Unterscheidungsmerkmal ist der durch das Umformen entstehende Teilquerschnitt [17].

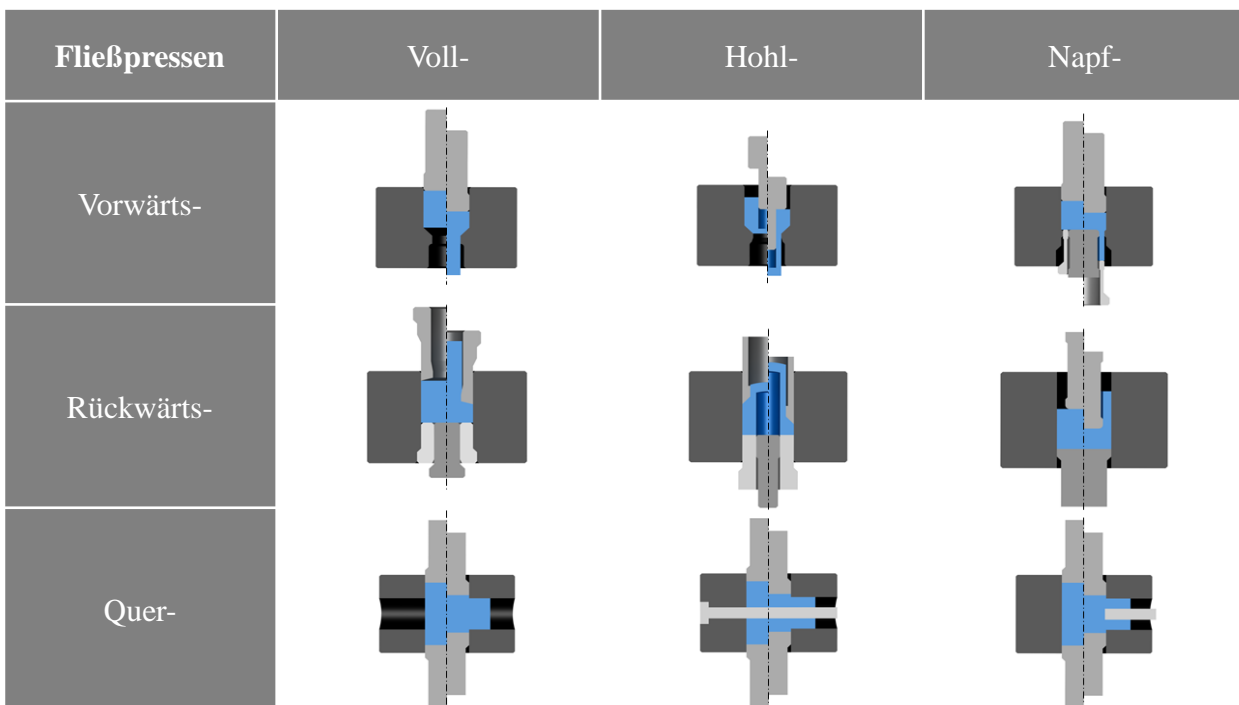


Abbildung 2-3: Verfahren des Fließpressens nach DIN 8583 [12]

2.1.1 Vollvorwärtsfließpressen von Stahl

Vollvorwärtsfließpressen (VVFP) zählt zu den Fließpressverfahren mit quasistationärem Werkstofffluss. Das Verfahren ist verwandt mit dem Verjüngen und stellt die am weitesten verbreitete Verfahrensvariante des Fließpressens dar [17]. Charakteristisch für das VVFP ist die Herstellung eines Vollkörpers durch eine Querschnittsreduktion eines ebenfalls voll ausgeführten Rohteils. Die Querschnittsreduktion erfolgt dabei durch Hindurchdrücken eines mit Schmierstoff beschichteten Rohteils durch eine formgebende Matrize. Aufgrund der teils enormen auftretenden Axial- und Radialspannungen von über 3.000 N/mm² und mehr in der Matrize müssen diese mithilfe von Armierungen gegen Bruch geschützt werden [17]. Diese Matrizen-Armierungs-Verbünde werden so

ausgelegt, dass eine Druckvorspannung an der Matrizeninnenseite anliegt, die durch die während des Prozesses entgegenwirkenden Spannungen teilweise oder vollständig kompensiert wird. Bei der Werkzeugauslegung ist eine während des Umformvorgangs verbleibende Restdruckspannung zur Erhöhung der Werkzeuglebensdauer anzustreben [13]. Aufgrund der hohen auftretenden Radialspannungen während der Umformung erfährt die Matrize eine elastische Aufweitung, wodurch sich das Bauteil nach Entlastung in der Matrize verklemmt. Dies hat zur Folge, dass die Ausstoßkraft etwa ein Zehntel der zur Umformung benötigten maximalen Stempelkraft beträgt [18]. Neuere Untersuchungen befassen sich gezielt mit der Betrachtung des Ausstoßprozesses. Untersuchungsschwerpunkte bilden dabei die Ermittlung von Parametern für gemischt isotrop-kinematische Verfestigungsmodelle, um den Einfluss auf die Eigenspannungen zu ermitteln, der durch minimale plastische Formänderungen in der Randzone des Pressteils hervorgerufen wird [19]. In [20] wurde für das Ausstoßen von komplex geformten Hohlkörpern ein gänzlich veränderter tribologischer Zustand gegenüber dem Fließpressvorgang ermittelt, der wiederum Einfluss auf die Ausstoßkraft und den letztendlichen verbleibenden Spannungszustand des Pressteils nimmt.

In Abbildung 2-4 a) ist ein für das VVFP charakteristischer Stempelkraft-Stempelweg-Verlauf dargestellt. Infolge elastischer Dehnungen des Gesamtsystems aus Werkstück-Werkzeug-Pressen steigt die Stempelkraft zunächst nahezu linear bis zu einem Kraftwert I an, bis plastisches Fließen einsetzt und der Werkstoff durch den Fließbund der Matrize gedrückt wird.

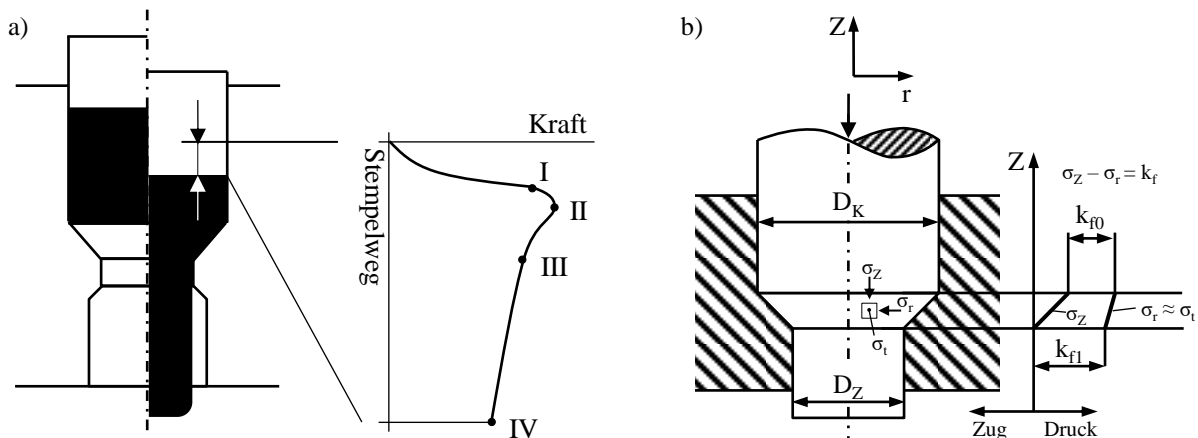


Abbildung 2-4: a) Stempelkraft-Stempelweg-Verlauf für das [17] und
b) Spannungszustand in der Umformzone nach [4]

Das Kraftniveau II ist erreicht, sobald die Fließschulter vollständig vom Werkstoff ausgefüllt ist. Der geometrische Presskraftanteil der Gesenkschulter ist umgekehrt proportional zu $\sin(2\alpha_M)$, so dass sich bei $2\alpha_M = 90^\circ$ ein rechnerisches Kraftminimum ergibt. In der Praxis wirkt sich der Schulterwinkel der Matrize auf den Kontaktdruck zwischen Pressteil und Matrizenschulter aus. Daher ist ein Einfluss auf die Reibung möglich, was zu zusätzlichen Wechselwirkungen führt [21]. Anschließend fällt die Kraft auf das Kraftniveau III ab, das in etwa auf einer Geraden zwischen I und

IV liegt. Mit zunehmender Umformung verringert sich der Reibkraftanteil in der Matrize bis zum Kraftniveau IV, welches das Ende der Umformung markiert. Der Kraftverlauf für kegelige, rotationssymmetrische Matrizen wird nach Lange [4] im Wesentlichen durch folgende Parameter beeinflusst:

- Werkstoff (Elastizität, Streckgrenze, Formänderungsverhalten),
- Matrizenöffnungswinkel α_M ,
- Umformgrad φ ,
- Rohteilabmessung l_0/d_0 ,
- Oberflächenbehandlung und Schmierung des Werkstücks (Tribologie) und
- Steifigkeit des Werkzeugs.

Beim VVFP herrscht ein dreiachsiger Spannungszustand aus der Radialspannung σ_r , der Tangentialspannung σ_t und der Axialspannung σ_z , der sich über die gesamte Umformzone erstreckt. Die Umformzone bildet den Bereich vom Einlauf in die Matrizenschulter bis zum zylindrischen Fließbund [4], sodass hier nur kleine plastische Formänderungen in Form eines Kalibrierens stattfinden. Am Matrizeneintritt herrschen sowohl die größte Axialspannung σ_z als auch die größte Radialspannung σ_r . In Ausnahmefällen kann hier eine axiale Teilung zur Werkzeugentlastung erfolgen [17].

Der Umformgrad beim VVFP berechnet sich nach Gleichung (2.1) vereinfacht mittels des Zapfendurchmessers D_Z und des Kopfdurchmessers D_K (siehe Abbildung 2-4) wie folgt:

$$\varphi_{VVFP} = \ln \frac{D_Z^2}{D_K^2} \quad (2.1)$$

Werkstoffe für das Vollvorwärtsfließpressen

Tabelle 2-1 fasst einige verbreitete Werkstoffe mit den dazugehörigen maximalen Umformgraden, l_0/d_0 -Verhältnissen und beispielhafte Anwendungen zusammen. Bei der Auslegung des VVFP gilt es, den limitierenden Faktor des Werkstoffumformvermögens zu beachten.

Tabelle 2-1: Grenzumformgrade beim VVFP für ausgewählte Stahlwerkstoffe und Anwendungsbeispiele [17], [22]

Formänderungs- vermögen	Werkstoff	Max. Umformgrad φ	l_0/d_0	Anwendungsbeispiel
hoch	z.B. C10 (1.1121) C15 (1.0401)	1,60	10	Kolbenbolzen Spindeln, Schrauben
mittel	z.B. C35 (1.0501), 16MnCr5 (1.7131)	1,00	6	Beanspruchte Teile Kleine Zahnräder
gering	z. B. C45 (1.0503), 42CrMo4 (1.7225)	0,65	4	Schrauben Lenkhebel

Werkstoffseitige Grenzen bestehen hinsichtlich des maximalen Umformgrades und verschiedener geometrischer Verhältnisse, die verfahrensspezifische Fehler wie etwa Risse zur Folge haben können. Es werden primär unlegierte und niedriglegierte Stähle eingesetzt. Für höhere Ansprüche kommen Vergütungsstähle zum Einsatz, die nach der Umformung wärmebehandelt werden. Um ein werkstoffseitiges Versagen zu verhindern, sollte der Umformgrad für duktile Stähle den Wert $\varphi = 1,60$ und bei schwer umformbaren Stählen den Wert $\varphi = 0,65$ nicht überschreiten [23].

2.1.2 Querfließpressen von Stahl

Beim Querfließpressen erfolgt der Werkstofffluss nach Abbildung 2-3 quer zur Stempelhauptbewegung. Gegenüber dem Stauchen wird bei diesem Verfahren eine gleichgroßbleibende, formgebende Werkzeugöffnung eingesetzt [13]. Für das Querfließpressen werden in der Regel zylindrische Rohteile verwendet, die durch die Einwirkung eines oder zweier Stempel, die axial angeordnet sind, in lateraler Richtung ausgeformt werden. Schätzle [24] teilt das Querfließpressen in drei Varianten nach der Anzahl der wirkenden Stempel und deren Bewegung ein, siehe Abbildung 2-5. Für die Varianten I und II werden nur einseitige Kraftaufbringungen benötigt, wobei das Rohteil in Variante II auf einem Gegenstempel steht und vor Prozessbeginn symmetrisch zur Teilungsebene der Umformwerkzeuge platziert ist. In der Variante III erfolgt eine zweiseitige Kraftaufbringung, wodurch ein zur Teilungsebene symmetrischer Umformprozess stattfindet.

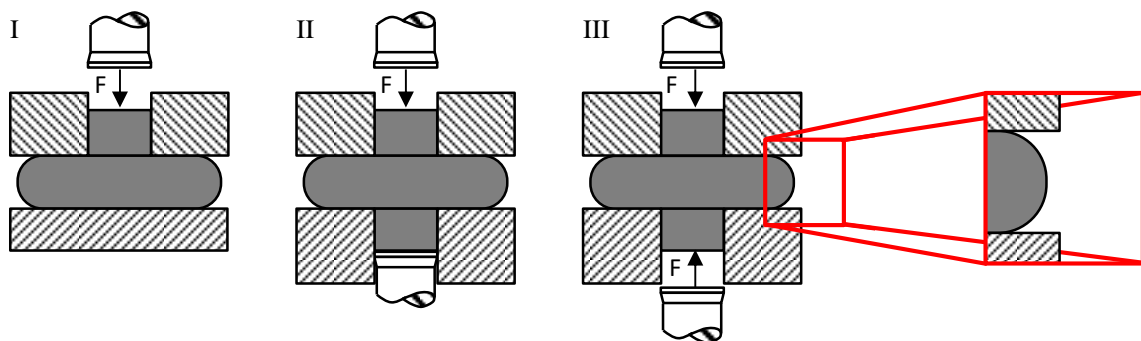


Abbildung 2-5: Prinzipdarstellung von drei Verfahrensvarianten des Querfließpressens nach Schätzle [24]

Besonders hervorzuheben ist für Variante I die um 30 – 40 % geringere benötigte Stempelkraft gegenüber den beiden anderen Varianten. Die Stempelkräfte von Variante II und III unterscheiden sich dagegen kaum, was aus unterschiedlichen vorliegenden Reibungsbedingungen resultiert. Die Reibungsfläche an der unteren Werkzeugbahn erhöht sich kaum, da es zu einem Abheben des Werkstücks kommt. Bei den Varianten II und III erfährt der Werkstoff eine höhere Verfestigung im Bundinneren, wodurch ebenso eine höhere Stempelkraft benötigt wird. Variante III zeigt im Vergleich zu Variante II eine tendenziell niedrigere Stempelkraft, dies ist auf den homogenen Stofffluss durch die symmetrische Krafteinleitung zurückzuführen, da bei Variante II das Rohteil

vor Umformbeginn zwar auf dem unteren Stempel aufliegt, aber keine aktive Bewegung des Stempels erfolgt. Grundsätzlich unterscheidet sich der Stofffluss aller drei Varianten, es können jedoch Parallelen bei Variante I und II gezogen werden. Bei beiden fließt der Werkstoff hauptsächlich im unteren Drittel radial in den Flansch hinein und im oberen Bereich findet hauptsächlich ein axialer Stofffluss statt. Dies hat zur Folge, dass mit zunehmendem Außenradius des Flansches die obere Stirnfläche abnimmt und sich dessen Außenkontur über die Flanschhöhe ungleichmäßig ausbildet. Bei Variante III dagegen fließt der Werkstoff besonders im mittleren Bereich radial und im oberen sowie unteren Bereich entsteht zur Mitte hin ein gleichmäßiger Übergang von axialem zu radialem Werkstofffluss, wodurch sich eine zur Flanschmittelebene symmetrische, jedoch stoff- und reibungsbedingte Wölbung in der Außenkontur des Flansches ergibt [24]. Mit dem Querfließpressen werden häufig hinterschnittige Bauteile mit beidseitig bewegten Stempeln, wie Abbildung 2-5 beispielhaft zeigt, hergestellt. Die Bauteilentnahme wird hierfür mit geteilten Pressmatrizen ermöglicht, wofür bei einfachwirkenden Pressen Schließvorrichtungen eingesetzt werden müssen [17]. Dadurch lässt sich die Schließbewegung der Matrize mit der Bewegung des Stößels verbinden und eine zweiseitige Stempelbewegung erzeugen.

In Abbildung 2-6 ist der schematische Aufbau einer Schließvorrichtung sowie ein darin integriertes Werkzeug zum Querfließpressen dargestellt. Der obere Stempel ist am Stößel befestigt und bewegt sich mit der Stößelgeschwindigkeit während der untere Stempel ohne Bewegungsmöglichkeit auf dem Pressentisch steht. Zu der Schließvorrichtung gehören je Hälfte ein Hydraulikzylinder und ein Stickstoffblasenspeicher. Durch das Schließen der Matrizenhälften wird eine Schließkraft erzeugt, die beide Matrizenhälften zusammenhält.

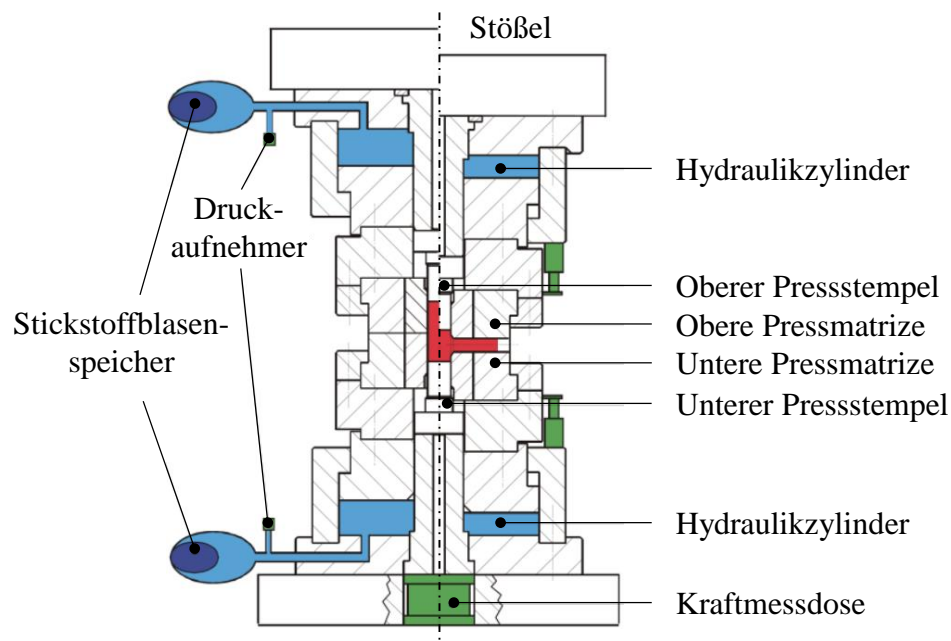


Abbildung 2-6: Aufbau einer Schließvorrichtung mit integriertem Querfließpresswerkzeug [25]

Das Hydraulikfluid wird bei fortlaufender Stößelbewegung aus dem Zylinder in den Blasenspeicher verdrängt und komprimiert den in der Blase befindlichen Stickstoff. Das Komprimieren im unteren und oberen Blasenspeicher führt dazu, dass die vertikale Geschwindigkeit der geschlossenen Matrize nahezu der halben Stößelgeschwindigkeit entspricht. Der obere und untere Stempel bewegen sich nun relativ betrachtet mit der gleichen Geschwindigkeit zur Matrizonteilungsebene und erzeugen ein zweiseitiges Querfließpressen.

Querfließpressen mit nur einem Stempel

Das Fügen von Welle-Nabe-Verbindungen (Kapitel 2.2) basiert auf dem Querfließpressen mit nur einem Stempel, sodass dieser Prozess hier näher betrachtet wird. Balendra und Qin [26] untersuchten unterschiedliche werkstoffflussabhängige Bauteilfehler beim Querfließpressen mit nur einem Stempel und bildeten dazu die Fehlerklassen *Bruch*, *Knicken*, *Faltenbildung*, *Unterfüllung* und *Ausdünnung/Unebenheit*. Einen häufig auftretenden Bauteilfehler stellen die Rissbildung und der damit einhergehende Bruch dar. Der Bruch entsteht entweder im Kern des Werkstückvolumens oder an der Flanschoberfläche und wird durch hohe Zugspannungen verursacht. Für einen von Balendra untersuchten Aluminiumwerkstoff kann der in Gleichung (2.2) dargestellte Grenzwert des Durchmesserverhältnisses D für ein rissfreies Bauteil ermittelt werden.

$$D_{Grenz} = \frac{D_M}{D_0} = 2,0 - 3,0 \quad (2.2)$$

Für die Berechnung der Gleichung (2.2) müssen der Rohteildurchmesser D_0 , der Matrizendurchmesser D_M und die Höhe t der Matrizenkavität bekannt sein. Damit Gleichung (2.2) gilt, sollte das Verhältnis T der Höhe der Matrizenkavität t zum Werkstückdurchmesser D_0 unter 1 liegen. Bei kleinen Matrizenradien und hoher Reibung im Werkzeug entstehen die Risse nahe der Matrizenöffnung. Für die Größe des Matrizenradius konnte kein Grenzwert ermittelt werden.

Unterfüllungen sind zumeist auf eine nicht ausreichende Presskraft, besonders in der letzten Phase des Umformvorgangs, zurückzuführen. Dadurch werden die zwei- und dreidimensional spitzzulaufenden Kavitäten der Matrize nicht ausgefüllt und es kann von Unterfüllung gesprochen werden. Besonders bei hochfesten Stählen sollte auf kleine Radien in den Ecken der Matrize verzichtet werden, da in der letzten Phase des Umformens die Reibungskräfte voll wirken und dadurch eine weitere Deformation des Werkstoffs schwierig zu realisieren ist.

Erzeugung hinterschnittiger, massivumgeformter Bauteile

Eine besondere Produktgruppe in der Kaltmassivumformung sind Bauteile mit hinterschnittigen Formelementen auf der Innen- und/oder Außenoberfläche. Die Erzeugung erfolgt dabei oftmals in mehreren Pressstufen mittels eines entsprechenden Stadienplans und erzielt dadurch deutliche

Vorteile hinsichtlich Materialausnutzung, Arbeitsaufwand und Faserverlauf gegenüber einer spanenden Herstellung des gleichen Bauteils. Das Anpressen von hinterschnittigen Formelementen erfordert spezielle Verfahrensabläufe bzw. bestimmte Funktionen im Werkzeug zur Formgebung und/oder Entformung nach dem Pressvorgang. Die Herstellung hinterschnittiger, rotationssymmetrischer Werkstücke in einem Prozessschritt erfolgt in der Regel mittels segmentierter Schieberelemente, die durch eine Kraftumlenkung eine radiale Werkzeugbewegung ausführen. Dabei ist sowohl die aktive Formgebung während des Schließens als auch die passive Formgebung im geschlossenen Werkzeug möglich [27]. Die Erzeugung von Hinterschnitten auf der Innenseite eines Bauteils wird bisher in der Kaltmassivumformung nicht praktiziert.

2.1.3 Kaltverfestigung von Stahlwerkstoffen

Das Kaltfließpressen weist im Vergleich zu anderen Fertigungsverfahren ein hohes Potenzial für den konstruktiven Leichtbau [15], [16] auf, da die Kaltumformung maßgeblichen Einfluss auf die lokalen mechanischen Eigenschaften eines Werkstoffs nimmt. Mittels Kaltumformung hergestellte Bauteile können unter der Voraussetzung einer idealen Prozessführung eine vergleichbare Festigkeit wie vergütete Bauteile besitzen. Beispielsweise kann durch die Kaltverfestigung die Zugfestigkeit bei Stählen mit geringem bis mittlerem Kohlenstoffgehalt um bis zu 120 %, die Streckgrenze um 100 % bis 300 % und die Härte um 60 % bis 150 % verbessert werden. Diese Eigenschaften tragen dazu bei, dass die umformtechnisch erzeugten Bauteile ihren Zweck, höchstmögliche Belastungen zu ertragen, mit hoher Sicherheit erfüllen können [3].

2.1.3.1 Grundlagen der Kaltverfestigung

Metall besteht aus metallphysikalischer Sicht aus einzelnen Kristallen, die unterschiedlichste Größen, Orientierungen und Fehler aufweisen können. Innerhalb dieser Kristalle sind die Atome in periodischen Gitterstrukturen angeordnet. Dabei werden kubische und hexagonale Kristallsysteme unterschieden. Das kubische Kristallsystem wird weiterhin in ein raum- und ein flächenzentriertes Gitter unterteilt. Die Elementarzelle bildet hierbei die kleinste geometrisch zusammenhängende Einheit eines Kristallgitters. Durch das geometrische Aneinanderreihen von Elementarzellen entstehen Idealkristalle, das heißt fehlerfreie Kristalle, die in der Praxis allerdings kaum auftreten. Da in den Elementarzellen die Abstände der Atome untereinander in verschiedenen Richtungen unterschiedlich sind, kann hieraus bereits abgeleitet werden, dass auch bestimmte Eigenschaften der Metalle richtungsabhängig sind. Diese Richtungsabhängigkeit wird als Anisotropie bezeichnet.

Vollkommen störungsfreie Gitterstrukturen sind technisch nur unter besonderen Bedingungen, d.h. durch sogenannte Kristallzüchtung herstellbar. Die in gängigen Prozessen aus der Schmelze entstehenden Atomstrukturen weisen stets Gitterfehler auf, die Unregelmäßigkeiten im ansonsten

periodisch räumlich regelmäßigen Gitter darstellen. Die Gitterbaufehler werden in folgende Klassen eingeteilt [28]:

- 0-dimensionale (punktförmige): Leerstellen, Zwischengitteratome, Substitutionsatome;
- 1-dimensionale (linienförmige): Versetzungen;
- 2-dimensionale (flächige): Korngrenzen, Zwillingsgrenzen, Stapelfehler, Antiphasengrenzen;
- 3-dimensionale (räumliche): Poren, Einschlüsse, Ausscheidungen.

2.1.3.2 Versetzungen

Versetzungen sind für die Metallumformung wichtige eindimensionale Gitterfehler, da diese das plastische Fließen ermöglichen. Im Gegensatz zu Fremdatomen stellen Versetzungen Freiräume zwischen Atomen dar. Diese Lücken entstehen an der Front eingeschobener Atomreihen. Die um diesen Freiraum liegenden Atome drängen aufgrund des elektromagnetischen Zusammenwirkens in diese Lücken, passen aber nicht hinein. Es bleibt ein Spannungsfeld mit erhöhtem energetischem Niveau. Sobald eine äußere Last die Atomreihen gegeneinander verschiebt, sind diese energetischen Stellen Triebkräfte für das Plastifizieren und die Atome streben nach energetischem Gleichgewicht. Neue Versetzungen können entstehen, wenn vorhandene Versetzungen in ihrer Bewegung aufgehalten werden. Die blockierten Versetzungen werden so zu einer Quelle für neue Versetzungen, wobei diese gegenseitige Behinderung mit steigendem Umformgrad zunimmt [17]. Das Anstauen von Versetzungen führt folglich zu einer Verfestigung des Werkstoffs, da eine immer höhere Spannung nötig wird, um den atomaren Verband zum Weitergleiten (Weiterformen) zu bewegen. Die Folge ist eine höhere Härte/ Festigkeit in den kaltverfestigten Werkstoffbereichen [10]. Neben der positiven Eigenschaft der Festigkeitssteigerung stellt die Kaltverfestigung für den Umformprozess auch eine limitierende Größe dar. So wird das Formänderungsvermögen des Werkstoffs mit zunehmender Kaltverfestigung reduziert. Die Eigenspannungen können mit Erholungs- und Rekristallisationsvorgängen bei hohen Temperaturen wieder abgebaut werden [28].

2.1.3.3 Isotrope und kinematische Verfestigung

Im Folgenden werden die beiden Extremfälle des Verfestigungsverhaltens, die isotrope Verfestigung und die kinematische Verfestigung, kurz erläutert. Die meisten Werkstoffe verfestigen mit isotropen und kinematischen Anteilen [29]. Infolge der plastischen Formänderung bei der Kaltumformung verändern sich die mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs, was durch eine Modifikation der Fließbedingung berücksichtigt werden muss. Diese Modifikation wird durch das Verfestigungsgesetz ausgedrückt [27]. Eine Modifikation der Fließbedingung hat eine Änderung der Form des Fließorts zur Folge, wobei die Formänderung von der Art der Verfestigung abhängig

ist, siehe Abbildung 2-7. Bei rein isotroper Verfestigung vergrößert sich die Fließfläche mit fortschreitender plastischer Dehnung, ohne ihre Position im zweidimensionalen Spannungsraum zu verändern. Bei rein kinematischer Verfestigung bleibt die Größe der Fließfläche konstant, ihre Position verschiebt sich jedoch in Lastrichtung.

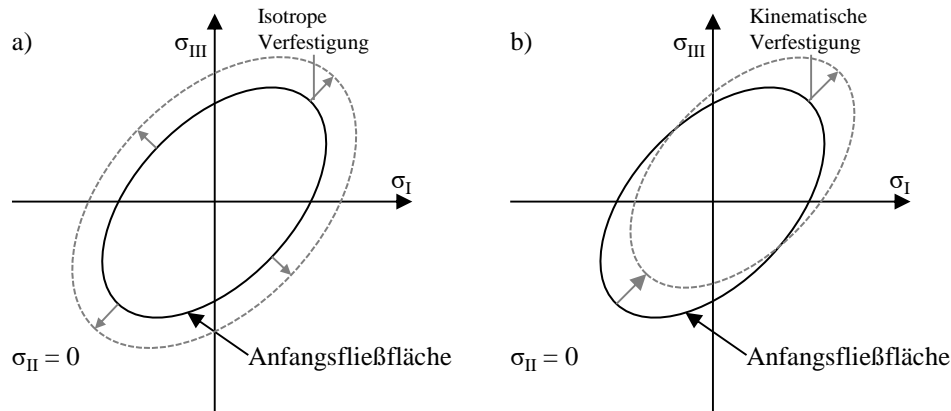


Abbildung 2-7: Vergleich der Fließortveränderung bei isotroper und kinematischer Verfestigung nach [27]

Die kinematische Verfestigung hat zur Folge, dass sich nach einer erstmaligen Zugbeanspruchung die Fließortfläche verschoben hat. Bei einer anschließenden Druckbeanspruchung ist dann eine geringere Spannung zum Einleiten einer plastischen Formänderung erforderlich. Dieses Werkstoffverhalten wird auch als Bauschinger-Effekt bezeichnet. Die in Abbildung 2-7 dargestellten isotropen und kinematischen Verfestigungsformen sind vereinfachte, idealisierte Werkstoffeigenschaften. Üblicherweise zeigen metallische Werkstoffe eine Kombination aus isotroper und kinematischer Verfestigung [27].

In [30] wurden die Auswirkungen verschiedener Einflussfaktoren beim Kaltfließpressen von Wellen mit anschließender Wärmebehandlung entlang der gesamten Prozesskette untersucht. Dabei wurde ein signifikanter Einfluss des Umformgrades hinsichtlich der Maßhaltigkeit deutlich. Nach dem Spannungsarmglühen fließgepresster Wellen zeigten sich größere Form- oder Maßänderungen bei hohen Umformgraden. Hänisch begründete dies mit größeren Länge-zu-Durchmesser-Verhältnissen, die eine verstärkte Neigung zu asymmetrischen Eigenspannungsverteilungen aufweisen und sich bei deren Auslösung entsprechend stark auswirken. Der Einfluss der Kaltverfestigung auf Bauteilmaßhaltigkeit oder Festigkeitssteigerungen wurde nicht untersucht.

Kolpak et al. [31] befassten sich mit der gezielten Abstimmung der Fertigungsfolge von Getriebewellengrundkörpern mittels VVFP mit dem Ziel, lokal definierte und optimierte mechanische Bauteileigenschaften einzustellen. Dazu wurden für den Werkstoff 16MnCr5 ein- und zweistufige Umformprozesse für abgesetzte Wellen aufgebaut. Es wurde gezeigt, dass insbesondere beim zweistufigen Prozess größere Schulteröffnungswinkel der Werkzeugmatrize zu höheren Umform-

graden in den Randbereichen der Wellenkörper führen. Die höhere Festigkeit infolge der Kaltverfestigung wurde anhand von Härtemessungen ermittelt. Für den Randbereich konnte in der optimierten Fertigungsvariante eine Härtesteigerung von 195 HV auf 350 HV und somit eine Steigerung um 79 % nachgewiesen werden.

2.1.4 Eigenspannungen in kaltgepressten Bauteilen

Eigenspannungen sind Spannungen, die in einem Bauteil vorhanden sind, ohne dass notwendigerweise äußere Kräfte und Momente wirken oder Temperaturdifferenzen vorhanden sind. Sie müssen deshalb in jeder Schnittebene im Gleichgewicht sein [28].

Eigenspannungen werden nach Macherauch dazu in drei Kategorien entsprechend ihrer makro- bzw. mikroskopischen Erscheinung eingeteilt:

- Eigenspannungen I. Art sind über größere Werkstoffbereiche, homogen verteilt (Makro-eigenspannungen),
- Eigenspannungen II. Art sind über kleinere Werkstoffbereiche homogen verteilt, das heißt über einzelne Kristalle (Mikro-eigenspannung) und
- Eigenspannungen III. Art sind über kleinste Werkstoffbereiche (im atomaren Bereich) homogen verteilt (Nanoeigenspannungen).

Eigenspannungen im Bauteil nach dem Vollvorwärtsfließpressen

Mittels Kaltfließpressen hergestellte Bauteile, die keine nachträgliche Wärmebehandlung erfahren haben, weisen in der Regel immer Eigenspannungen auf. Die Überlagerung der Eigenspannungen mit den einwirkenden Lastspannungen während der Bauteilnutzung kann die Bauteileigenschaften sowohl verbessern als auch verschlechtern und nimmt somit einen Einfluss auf den Bruch bei statischer oder dynamischer Beanspruchung [32], [33]. Bei statischer Belastung ist es erforderlich, zwischen sprödem und duktilem Bruch zu unterscheiden. Duktile Brüche folgen stets einer vorherigen plastischen Formänderung, wodurch die Eigenspannungen bereits bei geringen Formänderungen abgebaut sind und somit kein Einfluss der Eigenspannungen auf den Bruch zu vermerken ist. Hingegen muss bei spröden Werkstoffen der Eigenspannungszustand auf den Lastspannungszustand abgestimmt werden [34]. Nach Hauk [35] ist für Stähle mit einer Härte unter 400 HV kein Einfluss der Eigenspannungen auf den Bruch bei statischer Belastung zu befürchten.

Bei zyklischer Belastung geht das Bauteilversagen in der Regel von der Oberfläche oder oberflächennahen Bereichen aus [36], sodass Eigenspannungen in diesem Bereich von besonderer Bedeutung sind. Im Allgemeinen führen Druckeigenspannungen zu einer Erhöhung der Dauerfestigkeit, während Zugeigenspannungen die Rissentstehung und das Risswachstum fördern [37].

Weitreichende Untersuchungen zu den oberflächennahen Eigenspannungen beim VVFP wurden unter anderem von [18], [21], [38]–[40] durchgeführt. Beim konventionellen VVFP weisen die

Bauteile oftmals hohe Zugeigenspannungen an der Oberfläche sowie einen steilen Spannungsgradienten auf. Neben der Gefahr des Verzugs beeinträchtigt dieser ungünstige Eigenspannungszustand das Ermüdungsverhalten [40]. In Abbildung 2-8 sind beispielhaft die axialen und tangentialen Eigenspannungen vor und nach dem Ausstoßen an einem VVFP-Wellenkörper dargestellt. Insbesondere der Einfluss des Ausstoßens von z.B. vollvorwärtsgepressten Bauteilen auf die oberflächennahen Eigenspannungen wird hierbei ersichtlich.

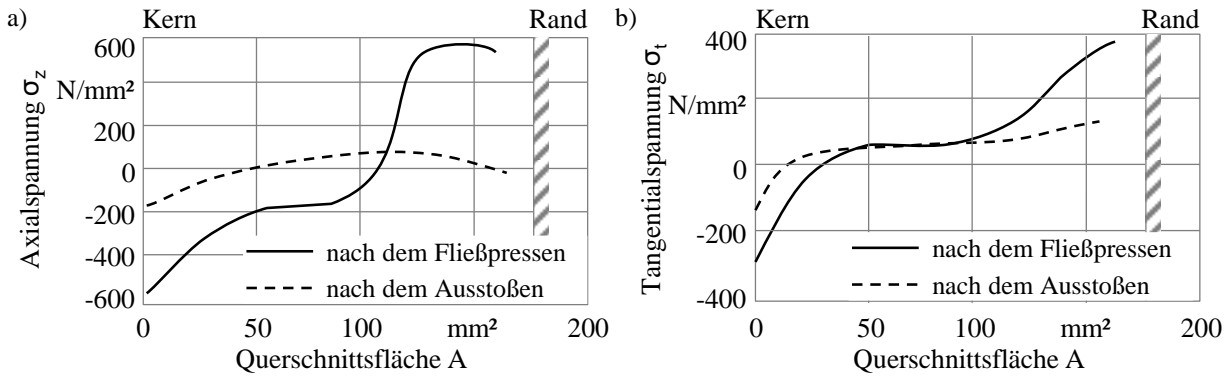


Abbildung 2-8: Axiale (a) und tangentiale (b) Eigenspannungen nach dem VVFP für den Werkstoff Ck15 und $\varphi=0,7$, Matrizenöffnungswinkel 120° nach [18]

Da sich Druckeinspannungen positiv auf die Bauteilbeanspruchung unter zyklischer Last auswirken, wurde in der Vergangenheit vermehrt der Einfluss von Geometrie, Reibung und Umformtemperatur untersucht. Tekkaya [18] konnte zeigen, dass oberflächennahe Druckeigenspannungen beim VVFP mit großen Umformgraden erzielt werden. Jedoch wirkt oftmals der Ausstoßprozess spannungsmindernd dem Pressvorgang entgegen, weshalb Matrizen mit höchster Steifigkeit angestrebt werden sollten und der Stützbunddurchmesser größer gewählt werden sollte als der Werkstückenddurchmesser.

Kann ein Ausstoßprozess ausgeschlossen werden, so können bei der qualitativen Abschätzung der Eigenspannungen folgende allgemeingültige Regeln herangezogen werden:

- ein Zuwachs im Umformgrad bewirkt beim VVFP eine Abnahme der Eigenspannungen
- höhere Reibung und zunehmende Verfestigungsexponenten führen zu einer Zunahme von Eigenspannungen
- ein zunehmender Schulteröffnungswinkel (im beschränkten Umfang) führt zu höheren Eigenspannungen an der Oberfläche

Jobst et al. [38] konnten bei Untersuchungen mit einem ferritischen nichtrostenden Stahl ein Maximum hinsichtlich der oberflächennahen Zugeigenspannungen beim VVFP ausmachen. Bei Schulteröffnungswinkeln der formgebenden Matrize, die kleiner oder größer als $2\alpha=90^\circ$ gewählt wurden, reduzierten sich die Zugspannungen und auch die Druckspannungen am Rand. Die Einflüsse der Reibung decken sich mit den Ausführungen in [18], sodass davon ausgegangen werden

kann, dass der Zusammenhang von abnehmenden Zugeigenstressungen an der Oberfläche mit abnehmender Reibung unabhängig vom Stahlwerkstoff ist.

Neben diesen konventionellen Methoden der Umformprozessbeeinflussung zeigte Hoche [40], dass der Einsatz eines gesteuerten Gegenstempels als aktives Werkzeugelement die Qualität und die Beanspruchbarkeit kaltfließgepresster Bauteile signifikant verbessern kann. Dieser Effekt wird durch eine Homogenisierung der Deformationen im Bauteil während des Fließpressens bewirkt.

Der Fortschritt der Entwicklung mit durchgängig digitalen Methoden erfordert darüber hinaus die Entwicklung genauerer Werkstoffmodelle, die eine detaillierte Modellierung des Werkstoffverhaltens ermöglichen. Für einfache Umformprozesse kann daher ein isotropes Werkstoffmodell ausreichend sein. Sobald jedoch während des Prozesses eine Lastumkehr für einzelne Volumenbereiche des Werkstücks auftritt, führt der Bauschinger-Effekt zu einer Verringerung der Fließspannung [41]. Für die Modellierung des Verhaltens von typischen Kaltfließpressstählen unter zyklischer Belastung wurde unter anderem von Floros [42] ein kombiniert isotrop/kinematisches Verfestigungsmodell nach Chaboche eingesetzt. Aus den Untersuchungen für den Werkstoff X6Cr17 (1.4016) ging hervor, dass ein Anteil von ca. 37 % an kinematischer Verfestigung bei zyklischer Druck-Zug-Druck-Belastung vorhanden ist. Kolpak [19] untersuchte die Anwendbarkeit der Armstrong-Frederick- und Chaboche-Modelle zur Simulation des zyklischen Werkstoffverhaltens bei großen plastischen Dehnungen für den Einsatzstahl 16MnCr5 und zeigte, dass ein diskontinuierlicher Zug-Druck-Versuch die bessere Wahl darstellt, um zyklische Formänderungen mit großen Dehnungen zu erreichen. Unter Verwendung des Chaboche-Modells konnte eine Abweichung von ca. 20 % gegenüber einem isotropen Verfestigungsmodell numerisch ermittelt und experimentell validiert werden. Das isotrope Verfestigungsmodell vernachlässigt die geringere Druckfließspannung nahezu vollständig, woraus eine nur ungenaue Vorhersage der erreichbaren lokalen Bauteilfestigkeit unter zyklischer Belastung resultiert.

2.2 Fügen von WNV

Nachfolgend werden zunächst konstruktive Eigenschaften sowie technologische Vorteile und Nachteile von reib- und formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen betrachtet. Weiterhin wird auf das Fügen mittels plastischer Deformation von Bauteilen bzw. Baugruppen zur Übertragung von Torsionsmomenten eingegangen. Zum Abschluss dieses Unterkapitels wird der sich einstellende Fugendruck für umformgefügte WNV thematisiert.

2.2.1 Konventionelle WNV

WNV dienen im Wesentlichen zur Übertragung von Torsionsmomenten. Darüber hinaus können auch axiale und/oder radiale Kräfte übertragen werden. Dabei kann eine allgemeine Unterteilung in die Verbindungsformen lösbare und unlösbare WNV erfolgen. Bei unlösbaren Verbindungen

muss im Falle der Demontage mindestens einer der Fügepartner beschädigt oder zerstört werden, um die Verbindung aufzuheben. Nachfolgend wird kurz auf die für diesen Zweck relevantesten Verbindungsarten Reibschluss- und Formschlussverbindungen eingegangen [43].

Reibschlüssige WNV

Bei reibschlüssigen Verbindungen erfolgt die Übertragung der äußeren Kräfte mittels Reibungskräften, die in Tangentialebenen zu den zylindrischen und konischen Wirkflächen angreifen [44]. Insbesondere die zylindrischen Pressverbindungen nehmen bei den reibschlüssigen Verbindungen den größten Anteil ein und zählen zu den bedingt lösbaren Verbindungsarten. Pressverbände werden häufig mittels Schrumpfen hergestellt, wobei oftmals die Temperatur der Nabe gegenüber der Welle signifikant höher ist, um das geometrische Übermaß beim Fügen mittels thermischer Dehnung zu kompensieren. Zu den lösbaren reibschlüssigen Verbindungsarten zählen unter anderem die Keil- und Kegelverbindungen, Verbindungen mit konischen Spannelementen oder federnden Zwischenelementen sowie Klemmverbindungen. Allen gemein ist eine unmittelbare Berührung in den Fugen (Reibflächen = Wirkflächen), sodass auf verschiedene Art und Weise eine Pressung erzeugt wird, siehe Abbildung 2-9. Die durch die Pressung p bzw. durch den Fugendruck p_F entstehende Normalkraft $F_N = p \cdot A$ (mit A = Reibfläche) induziert eine Reibkraft F_R , die einer Verschiebung durch äußere Kräfte entgegensteht [45]. Der Druck zwischen den Kontaktflächen wird durch eine elastische, geometrische Überlagerung zweier Bauteile erzeugt. Je gleichmäßiger der Pressdruck auf die Kontaktflächen verteilt wird, desto höher ist die Kraft- oder Drehmomentübertragung und bei zylindrischen Passungen auch die Zentrierung der Teile.

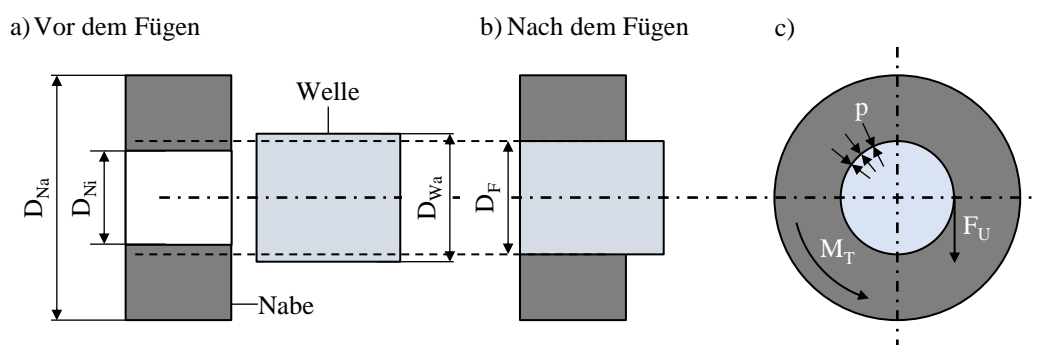


Abbildung 2-9: Wirkprinzip einer Pressverbindung aus Welle und Nabe a) vor dem Fügen b) gefügter Zustand c) Darstellung der Fugenpressung p , des Torsionsmoments M_T und der Umfangskraft F_U

Aufgrund ihrer Dämpfungseigenschaften sind Presspassungen bei dynamischer Belastung günstiger als "starre" Formschlussverbindungen. Es ist darauf zu achten, dass die Betriebskraft niemals die übertragbare Reibungskraft übersteigt, sodass hohe Sicherheitsfaktoren zu berücksichtigen sind, da der Reibungskoeffizient in der Regel nur experimentell bestimmt werden kann. Folglich sind hohe Vorspannkräfte erforderlich, die das Bauteil bereits ohne das Wirken äußerer Kräfte belasten [45].

Bei einer Pressverbindung wird die erforderliche Flächenpressung durch die elastische Verformung von Welle und Nabe erzeugt, weshalb ein geometrisches Übermaß vor dem Fügen erforderlich ist. Press- bzw. Übermaßpassungen gelten als leicht herzustellen, sind daher kostengünstig und übertragen sowohl stoßartige als auch wechselnde Torsionsmomente und Axialkräfte.

Durch die unterschiedlichen Durchmesser von Welle (D_{Ai}) und Nabe (D_{Ia}) entsteht das Ist-Übermaß U_i , das mit Hilfe von Gleichung (2.3) berechnet werden kann.

$$U_i = D_{Ia} - D_{Ai} \quad (2.3)$$

Durch das plastische Einebnen von Rauigkeitsspitzen während des Fügevorgangs kommt es zu einer Glättung der Fügefläche, sodass nicht das gesamte Übermaß in die Verformung der gefügten Teile eingeht [43]. Deshalb ist für die Auslegung der Verbindung das um die Glättung G verminderte Übermaß, das als wirksames Übermaß U_w (Gleichung (2.4)) bezeichnet wird, relevant [46].

$$U_w = U_i - 0,4 \cdot (Rz_A + Rz_i) \quad (2.4)$$

Das Berechnungsmodell der meisten zylindrischen Pressverbände basiert auf dem Fügen zweier Hohlzylinder gleicher Länge, wie in Abbildung 2-10 dargestellt. Das Innenteil kann dabei aber auch voll ausgeführt sein.

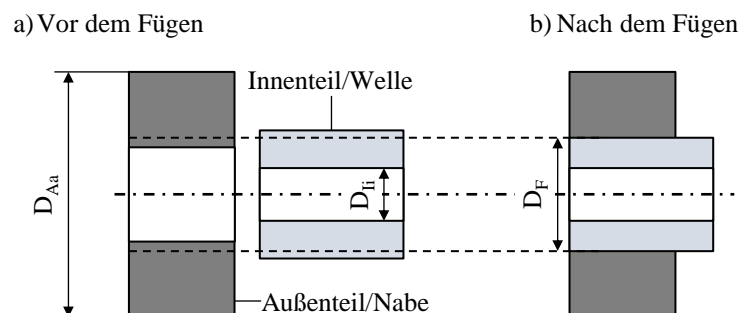


Abbildung 2-10: Darstellung der Durchmesser D_F , D_{Aa} und D_{Ii} zur Berechnung der Durchmesser- verhältnisse Q_A und Q_I

Als Berechnungsbasis werden die nach DIN 7190-1 [46] über die Gleichungen (2.5) und (2.6) definierten, Durchmesser- verhältnisse Q_A und Q_I benötigt. Wie an Gleichung (2.6) erkennbar ist, ergibt sich für das Durchmesser- verhältnis Q_I ein Wert von 0, falls es sich um eine Vollwelle handelt.

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}} \quad (2.5)$$

$$Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F} \quad (2.6)$$

Bei der Auslegung wird nach der Theorie des ebenen Spannungszustandes vorgegangen, obwohl die Welle meist länger als die Nabe ausgeführt ist. Diese Annahme trifft in den Randbereichen der

Verbindung zwar nicht zu, führt aber in der Praxis zu einer hinreichend genauen Ermittlung des übertragbaren Torsionsmoments. Zur Ermittlung der Spannungen und Dehnungen in der Verbindung werden die Welle und Nabe als dickwandige Hohlzylinder aufgefasst, die unter Innen- bzw. Außendruck stehen [47]. Daraus ergeben sich Randbedingungen für den Zusammenhang zwischen dem Spannungszustand der Nabe und dem Fugendruck p_F . Die Gleichungen (2.7) und (2.8) bilden die wesentlichen Randbedingungen für die Radialspannungen σ_r ab und die Gleichungen (2.9) und (2.10) jene für die Tangentialspannungen σ_τ [48].

$$\sigma_r(r = r_i) = -p_F \quad (2.7)$$

$$\sigma_r(r = r_a) = 0 \quad (2.8)$$

$$\sigma_\tau(r = r_i) = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} \quad (2.9)$$

$$\sigma_\tau(r = r_a) = 2p_F \cdot \frac{Q_A^2}{1 - Q_A^2} \quad (2.10)$$

Formschlüssige WNV

Zu den formschlüssigen Verbindungen, auch Mitnehmerverbindungen genannt, zählen Pass- und Scheibenederverbindungen, Profilwellenverbindungen, Bolzen- und Stiftverbindungen sowie Elemente zur axialen Lagesicherung. Formschlüssige WNV übertragen ihre Umfangskraft durch die Flächenpressung, die zwischen den Wirkflächen entsteht, und können teilweise hohe und dynamische Torsionsmomente übertragen. Zu den Nachteilen gehören jedoch die eher hohe Kerbwirkung der Verbindungen und die Notwendigkeit mehrerer Fertigungsverfahren wie Zerspanen, Räumen und Feinschleifen, um die geforderte Präzision für beide Teile zu erreichen. [45]

Bei Profilwellen sind die Wellen- und Nabenquerschnitte als ineinandergreifende Profile ausgebildet und gestaltet. Dabei werden symmetrische Profile mit parallelen Mitnehmern bevorzugt, wobei auch Unrundprofile bzw. Polygonprofile geeignete Profilformen darstellen. Gegenüber den Passfederverbindungen werden keine zusätzlichen Zwischenelemente zur Übertragung des Torsionsmoments benötigt, wodurch die Übertragung großer und auch wechselnder Torsionsmomente ermöglicht wird. Nachteilig ist die recht hohe Kerbwirkung der Verbindungen. Bei Profilwellen wird zwischen Keil- bzw. Zahnwellenverbindungen, siehe Abbildung 2-11, und Polygonverbindungen unterschieden. [47]

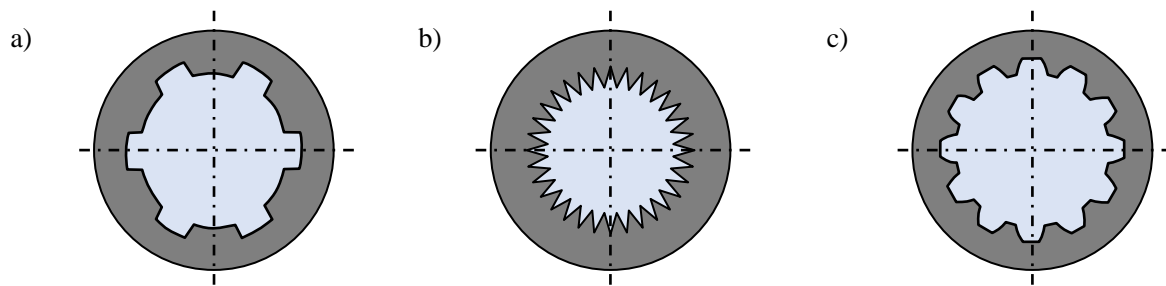


Abbildung 2-11: Darstellung verschiedener Profilwellen nach [45] a) Keilwelle b) Zahnwelle mit Kerbverzahnung c) Zahnwelle mit Evolventenverzahnung

Polygonverbindungen und komplexe Profilformen

Polygonprofile sind formschlüssige Profilwellen, deren Querschnittsformen hinsichtlich einer möglichst niedrigen Kerbwirkung konstruiert sind. In der Anwendung finden sich hauptsächlich die in DIN 32711 [49] und DIN 32712 [50] genormten Drei- und Vierkantprofile, siehe Abbildung 2-12. Die Herstellung der Wellen erfolgt mit sehr hoher Präzision auf Polygonschleifmaschinen, die Naben müssen mittels Räumen nach DIN 8589-5 [51] hergestellt werden.

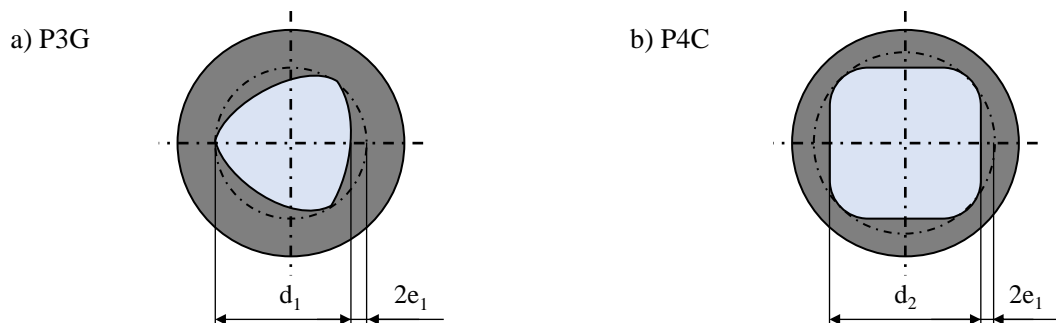


Abbildung 2-12: Schnittdarstellung von Polygonverbindungen a) P3G nach DIN 32711 und b) P4C nach DIN 32712

Ein Vorteil von Polygonprofilen ist die Selbstzentrierung, wodurch die Fertigungstoleranzen der beiden Fügepartner bereits bei geringer Belastung symmetrisch ausgeglichen werden [45]. Ein wesentlicher Vorteil dieser Verbindungsart gegenüber herkömmlichen Pressverbindungen ist die zusätzliche Normalkraft in der Kontaktfuge, um hohe statische Torsionsmomente übertragen zu können [52]. Die geometrische Gestalt von P3G-Profilen leitet sich von Trochoiden ab, die durch Abrollen eines sogenannten Rollkreises auf einem Grundkreis entstehen. Dabei beschreibt der Abstand zwischen dem Erzeugungspunkt M und dem Mittelpunkt des Rollkreises die (Profil-) Exzentrizität e [1]. Bei trochoiden Profilformen wird zwischen Epitrochoiden und Hypotrochoiden unterschieden. Für ein epitrochoides Profil muss der Rollkreis außen auf dem Grundkreis abrollen. Bei einem Hypotrochoid findet das Abrollen auf der Innenseite des Grundkreises statt, siehe Abbildung 2-13. Ziaei [53] nennt für trochoide Profile im Vergleich zu den zuvor genannten Zahn-, Keil- und Polygonwellen folgende Vorteile:

- gleichmäßige Zentrierung des gesamten Profilmumfangs und nicht nur im Bereich der Flanken durch stetigen Profilverlauf,

- einstellbare Krümmungsradien mit entsprechender Anpassung an Fertigungs- oder Gebrauchsanforderungen,
- Anzahl der Mitnehmer beliebig wählbar.

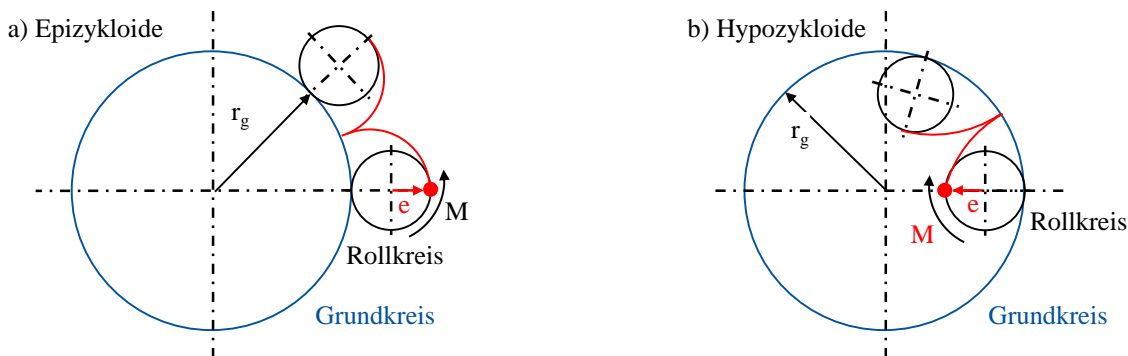


Abbildung 2-13: Vergleich der geometrischen Erzeugung eines Epizykloiden und eines Hypozykloiden nach [54] (*überarbeitet durch Autor*)

Das Ziel der Anwendung solcher komplexen Profilformen besteht vornehmlich in der Verringerung der Reibdauerbeanspruchung von WNV. In theoretischen Untersuchungen wurde zunächst gezeigt, dass sich der modifizierte Reibdauerbeanspruchungsparameter (MFFDP) durch den Einsatz derartig optimierter Profiltypen im Vergleich zum genormten P3G-Profil oder auch zu einem Evolventenprofil um 50 % (E-T03) bzw. 80 % (M-T04) reduzieren lässt [55], [56]. Ebenso zeigen insbesondere Hyperzykloide-Profile geometrische Gestaltungsmöglichkeiten zur Verringerung der Form- und Kerbzahlen, wodurch höhere dynamische Tragfähigkeiten erreichbar werden [57], [58]. Neben der theoretischen Profilstaltung musste in diesen Untersuchungen stets auch die fertigungstechnische Realisierbarkeit beachtet werden, da hinterschnittige Konturen einen Freiwinkel zwischen 25° und 34° zur Bearbeitung mittels Unrundrehen aufweisen sollten [59].

Die Anwendung derartiger Profilwellenverbindungen erfordert eine spielfreie Passung und somit eine hochgenaue Fertigung beider Fügepartner. Dörr und Funk [1], [2] entwickelten auf Grundlage der bisherigen Untersuchungen zu komplexen Fügeprofilen ein Fertigungsverfahren, bei dem mindestens ein Fügepartner keine hochgenauen Toleranzen aufweisen muss. Dabei wird ein zylindrischer Wellenkörper in eine zuvor konturierte Nabe mittels Kaltumformung gepresst. Auf das in diesen Arbeiten vorgestellte Verfahren wird in Kapitel 2.2.2 näher eingegangen. Die Ermittlung geeigneter Profile wurde numerisch und experimentell untersucht. Bei diesem Verfahren ist bezüglich der Profilstaltung zwischen Prozess- und Gebrauchsanforderungen zu unterscheiden. Beim umformtechnischen Fügen ist ein Profil mit geringer Mitnehmerzahl und geringer Profillextrazentrität anzustreben, wohingegen für den statischen und dynamischen Einsatz eine gegenläufige Gestaltung tendenziell höhere Tragfähigkeiten verspricht. Abbildung 2-14 stellt beispielhaft zylindrische und polygone Nabeninnenprofile mit den für dieses Fertigungsverfahren untersuchten komplexen Profilformen Epizykloid und Hypozykloid gegenüber.

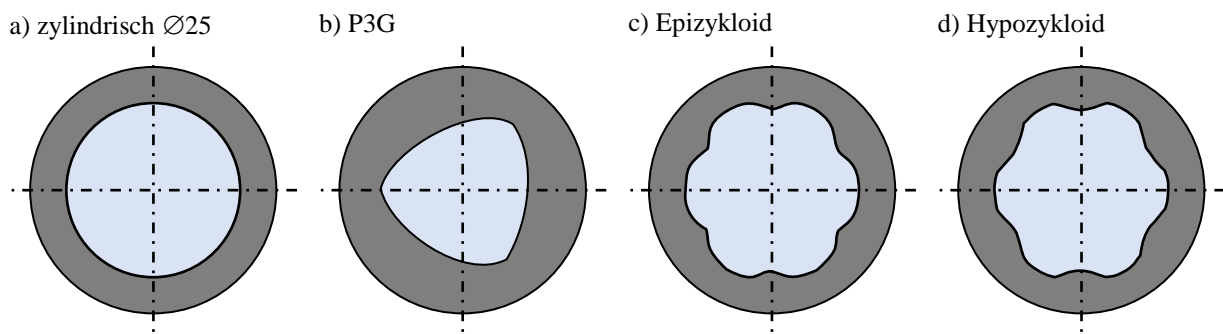


Abbildung 2-14: Von Funk und Dörr untersuchte Nabennengeometrien für das Fügen mittels Querfließpressen nach [2]

2.2.2 Fertigung von WNV mittels Umformfügen artverschiedener und artgleicher Werkstoffe

Füge- und Umformverfahren zählen zu den fertigungstechnischen Grundverfahren [60]. Die direkte Kombination erhöht den umformtechnischen Anteil an der Wertschöpfungskette und sichert die Konkurrenzfähigkeit, insbesondere in kostensensiblen Fertigungsketten. Liewald et al. [60] sehen dabei folgende Potenziale:

- Herstellung gradierter Bauteile ohne Materialverlust,
- Ausnutzung der Vorteile einer umformtechnischen Fertigung wie Kaltverfestigung, kurze Taktzeiten, Fertigung in net-shape-Qualität (einbaufertig),
- Erweiterung der Vorteile der fügetechnischen Fertigung wie das Verbinden artverschiedener Werkstoffe oder Fügen ohne thermische Belastung,
- geringerer Fertigungsaufwand im Vergleich zu einer sequenziellen Fertigung, da ein Fügepartner bzw. der Fügebereich erst während des Umformfügeprozesses entsteht,
- Vernachlässigung von Tolerierungsanforderungen an die Fügepartner,
- die Herstellung von form-, reib-, bzw. kraft-, und bedingt stoffschlüssigen Verbindungen wird möglich.

Beim Fügen durch Umformen wird, wie bei allen kraftübertragenden Verbindungen, zwischen den drei Arten reib-, form- und stoffschlüssig unterschieden. Groche [6] klassifizierte in Bezug auf die Fügeprozesse die primär und sekundär genutzten Verbindungsprinzipien. In Tabelle 2-2 ist dazu die Übersicht für mechanische (reib- und formschlüssige) Verbindungsprinzipien aufgeführt. Aus der Übersicht lässt sich beispielsweise ableiten, dass die Verfahren Clinchen und Falzen ungeeignet für das Fügen axialsymmetrischer Bauteile sind. Alle weiteren Verfahren bieten weiterhin die Möglichkeit, entweder reib- oder formschlüssige Verbindungen oder auch kombinierte Verbindungen zu erzeugen. Wird allerdings ein Hohlkörper, der als Werkzeug fungieren soll, als eine der Verbindungskomponenten vorausgesetzt, so bietet sich verbleibend noch die Hydroumformung, das Fließpressen oder das Strangpressen an.

Tabelle 2-2: Übersicht von Verfahren zum Fügen durch Umformen mit den Kraftübertragungsform und Rohteilgeometrien nach [6]

Prozess	Reibschluss	Formschluss	Geschlossene Profile/ Achsensymmetrisch	Offene Profile/ ebenflächig
Clinchen				
Falzen				
Hydroumformung				
Nieten				
Walzen				
Rundkneten				
Fließpressen				

Legende	primäre Nutzung	zusätzliche Nutzung	allgemein ohne Nutzung
---------	-----------------	---------------------	------------------------

Beim Fügen durch Umformen handelt es sich um ein lokales oder vollständiges Umformen entweder der zu fügenden Teile oder von Hilfsteilen. In neueren Forschungsarbeiten wurden mehrere unterschiedliche Technologien zum Fügen durch Umformen untersucht. In Abbildung 2-15 ist eine exemplarische Auswahl von Forschungsarbeiten zusammengestellt, die sich mit dem Fügen rotationssymmetrischer Bauteile zur Übertragung von Torsionskräften auseinandersetzen. Verfahren, die beispielsweise ein Rohrhalfzeug mittels Querfließpressen mit einem Blech verbinden [61], [62], werden nachfolgend nicht betrachtet.

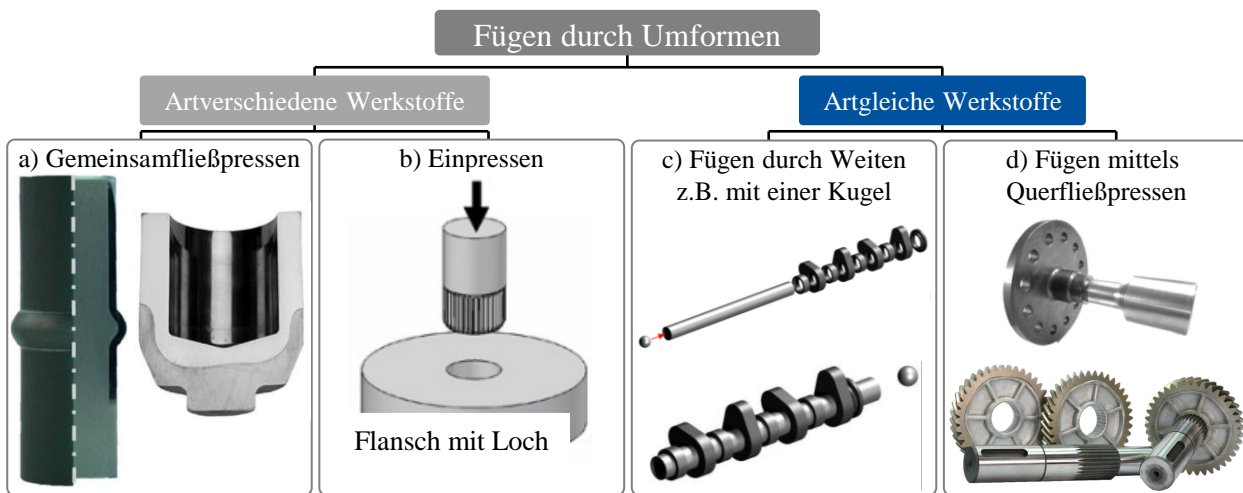


Abbildung 2-15: Exemplarischer Überblick verschiedener Verfahrensprinzipien zur Herstellung von umformgefügt WNV a) Gemeinsamfließpressen [63], [64] b) Einpressen nach [65] c) Fügen durch Weiten von zwei Rohren nach [1] d) Fügen einer WNV mittels Querfließpressen einer Welle [1] und Fertigung eines Zweikomponentenzahnrads mittels Querfließpressen mit Zwischenkörper aus Stahl [8]

Zunächst erfolgt die Einteilung in Fügeprozesse mit artverschiedenen und artgleichen Werkstoffen. Artgleiche Werkstoffe beschreiben dabei z.B. Stahl-Stahl-Verbindungen, also Kombinationen der gleichen Werkstoffart unabhängig von deren Gefügestand oder der chemischen Zusammensetzung. Artverschiedene Werkstoffe wären beispielsweise die Kombination von Stahlwerkstoff

mit Nichteisenmetallen, wie Aluminium- oder Kupferwerkstoffen. Das Fügen von zwei artverschiedenen Werkstoffen erfolgte meist in wissenschaftlichen Untersuchungen. Ähnlichkeiten zum Fließpressen zeigen dabei insbesondere die Verfahren „Kaltpressschweißen“ und „Gemeinsamfließpressen“ [66]. Das Fügen durch Umformen rückt aufgrund der Integration von Fertigungsprozessen sowie der zunehmenden Mischbauweise im Sinne eines werkstofflichen Leichtbaus vermehrt in den Fokus aktueller Forschungs- und Entwicklungsarbeiten. Unter anderem wurden im Rahmen des von der DFG geförderten Schwerpunktprogrammes 1640 „Fügen durch plastische Deformation“ zahlreiche, teils neuartige Umformfügeprozesse entwickelt und die Ausbildung der Verbindung derartig gefertigter Bauteile untersucht. Mit dem Fokus auf WNV wird im Folgenden ein Auszug des umfangreichen Forschungsgebiets umformgefügter Verbindungen dargestellt.

2.2.2.1 Fügeverfahren für artverschiedene Werkstoffe zur Herstellung von WNV

Das Gemeinsamfließpressen bietet den Vorteil, zwei artverschiedene Vorformen form- und/oder reibschlüssig miteinander zu verbinden. Diese können in verschiedenen Leichtbaulösungen genutzt werden, um beispielsweise eine hochbeanspruchte Außenkontur mit einem Werkstoff hoher Festigkeit auszuführen, wobei das innenliegende Halbzeug beispielsweise als NE-Metall mit spezifisch geringerem Gewicht ausgeführt ist. Sofern es sich beim Fertigungsprozess um eine Kaltumformung handelt, kann die eintretende Kaltverfestigung während der Umformung zu einer erhöhten Festigkeit führen [66]. Beispiele für das gemeinsame Fließpressen zeigt Abbildung 2-15 a). Liewald et al. [60] untersuchten das Querfließpressen mit einer Kombination aus einem Stahlrohr und einer Aluminiumstange. Kitamura et al. [65] untersuchten das Fügen eines Stabes mit einem gelochten Flansch. Dabei wurde neben dem Reibschluss infolge der elastischen Verspannung der Bauteile zudem noch ein Formschluss durch das Einpressen eines profilierten Wellenendes (siehe Abbildung 2-16 a) erreicht. Infolge des umformtechnischen Fügens konnte eine erkennbare Steigerung des zu übertragenden Torsionsmoments erzielt werden (Abbildung 2-16 b).

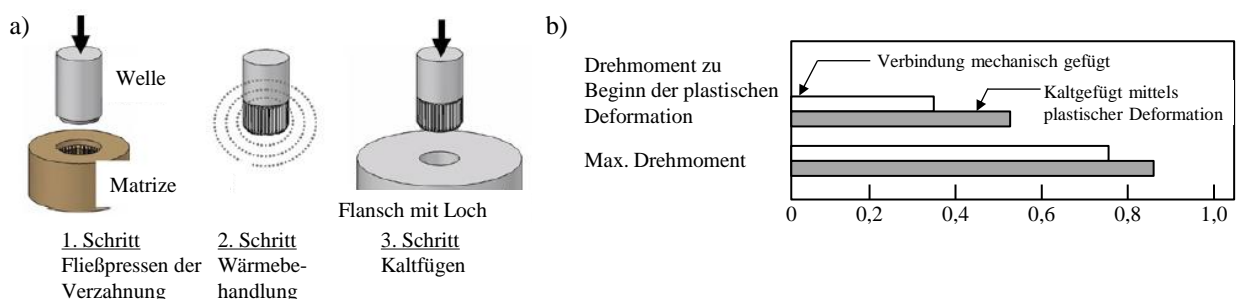


Abbildung 2-16: a) Fügeverfahren zum Verbinden einer kalten Scheibe mit einem kalten profilierten Stab b) Steigerung des übertragbaren Torsionsmoments nach [65]

Die Herausforderung beim Fügen durch Umformen mit Rändelnaben oder Rändelwellen besteht darin, sicherzustellen, dass während des Fügevorgangs keine Bearbeitung des nicht gerändelten

Fügepartners erfolgt. Zudem muss die Nabe relativ weich sein, um durch die gerändelte, relativ härtere Welle umgeformt werden zu können [65], [67].

Ein ähnliches Verfahren wurde an der TU Chemnitz im Rahmen des DFG-Projekts „Simulationsgestützte Auslegung des Fügevorgangs und Untersuchung des Übertragungsverhaltens von WNV mit gerändelter Welle“ untersucht. Hierbei wurde die entgegengesetzte Kombination - eine gehärtete Nabe und eine weiche Welle - für kleine Länge/Durchmesser-Verhältnisse untersucht [68]. Weitere Grundlagenuntersuchungen, insbesondere zum Fügevorgang von Pressverbindungen mit gerändelten Wellen, wurden an der TU Clausthal im Rahmen des FVA-Projekts Nr. 658 [69] durchgeführt. Unter anderem zeigten die verwendeten Rändelprofile hohe Kerbwirkungen bei Ermüdungsversuchen [70]. Bei beiden Forschungsprojekten lag der Fokus auf einer spanlosen Montage der Verbindung, im Gegensatz zu den Rändelverbindungen der TU Graz, bei welchen die harte Welle eine Gegenverzahnung in die Nabe schneidet [71].

2.2.2.2 Fügeverfahren für artgleiche Werkstoffe zur Herstellung von WNV

Nach DIN 8593 [72] wird das Fügen durch Weiten dem Fügen durch Umformen bei Blech-, Rohr- und Profilteilen zugeordnet und gliedert sich in Fügen durch Rohreinwalzen, siehe Abbildung 2-17 a), und Fügen durch Aufweiten, siehe Abbildung 2-18. In [73] wird die herstellbare Verbindungsart als sowohl reib- als auch formschlüssig und unlösbar beschrieben. Bei beiden Verfahrensvarianten kommt es am Rohr lokal zu elastisch-plastischen und an der Nabe mindestens zu elastischen Formänderungen [74], [75]. Zur Einstellung einer reibschlüssigen Verbindung muss nach der Rückfederung folglich ein dauerhafter Fugendruck vorhanden sein. Wojciechowski [75] stellte daher fest, dass die Wanddicke des äußeren Fügepartners entsprechend groß gewählt werden muss, um einen verbleibenden Fugendruck zu erzeugen. Die maximale axiale Abzugskraft zweier gefügter Rohre aus dem gleichen Aluminiumwerkstoff, wie sie in Abbildung 2-17 b) dargestellt sind, steigt jedoch ab einer Wanddicke des äußeren Rohres von 8 mm mit zunehmender Wanddicke nur noch unwesentlich an. Untersuchungen von Hagedorn [76] zeigten, dass mit einem steigenden Walzübermaß bei der Herstellung von gebauten Nockenwellen höhere Torsionsmomente übertragen werden können. Weinert und Hagedorn [77] hatten bereits in früheren Untersuchungen gezeigt, dass eine Profilierung der Nabeninnenseite in Form eines Sägezahnprofils im Vergleich zu unprofilierten Naben mindestens zu einer Verdopplung der Ausziehkräfte führen kann. Durch eine Änderung der Walz- und Ausdrückrichtung konnte eine weitere Steigerung der Ausziehkraft auf 100 kN realisiert werden, was dem Fünffachen bei unprofilierten Naben entsprach. Aufgrund der geringen Relativbewegungen zwischen den beiden Fügepartnern des trockenen Kontakts und der Trennung der Werkzeugberühr- und Fügeflächen bei diesem Verfahren ist eine Kontamination der Fügefläche mit Schmierstoff sehr einfach zu vermeiden.

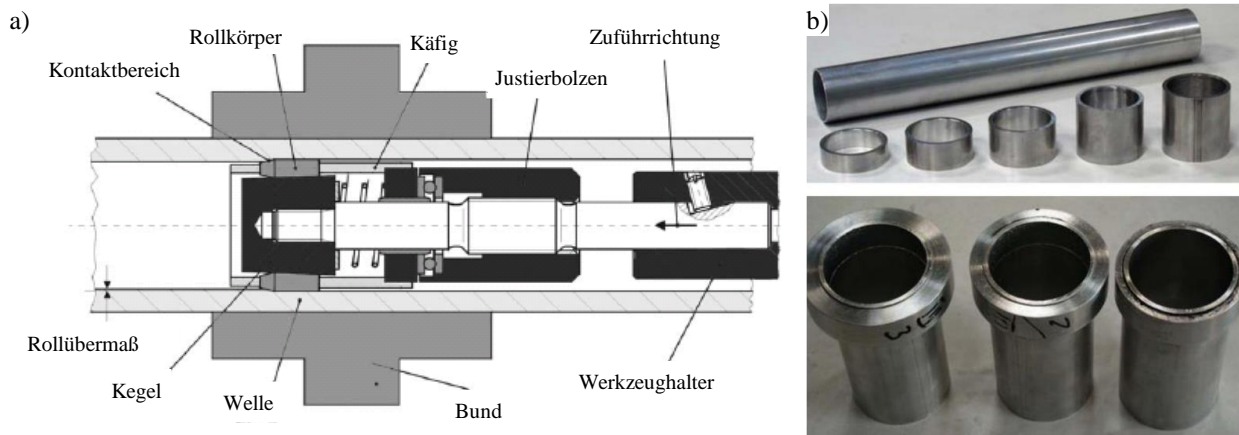


Abbildung 2-17: a) Einwalzwerkzeug und Verfahrensskizze nach Hagedorn [76] b) Rohteile und Fertigteile nach dem Fügen durch Einwalzen [75]

Beim Innenhochdruckfügen (IHF) bzw. hydraulischen Aufweiten entsteht die Verbindung infolge des Anlegens eines hohen hydraulischen Druckes im inneren Teil beider Komponenten, siehe Abbildung 2-18. Nach der Entlastung federn Welle und Nabe elastisch in radialer Richtung zurück, bis sich in der Fuge ein Gleichgewicht von Innendruck durch die Welle und Außendruck durch die Nabe einstellt (vgl. Abbildung 2-18, III). Ist demzufolge die radiale Rückfederung der Nabe kleiner als die des Rohres, stellt sich kein Fugendruck ein und es kommt nicht zur Ausbildung eines Presssitzes.

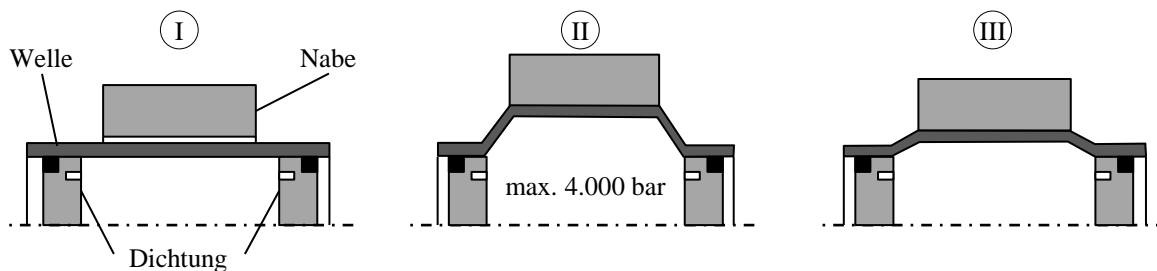


Abbildung 2-18: Prinzipskizze zum Prozess des Innenhochdruckfügens (IHF) für WNV nach [78]

Zahlreiche Untersuchungen beschäftigten sich in den vergangenen Jahren mit Grundlagenuntersuchungen dieses Fügeverfahrens und der Ermittlung von Gebrauchseigenschaften derartig gefügter Verbindungen vor dem Hintergrund weiterer Anwendungsmöglichkeiten außerhalb des Kraftwerk- und Anlagenbaus [78]–[80]. Marré et al. [81] untersuchten das Fügen durch Umformen von dünnwandigen Rohren und verifizierten grundsätzlich die Machbarkeit des Hybridfügens, bei dem die Umformverfahren Walzen, werkzeugloses Innenhochdruckumformen und elektromagnetisches Pressen mit einem Klebstoff kombiniert werden. Aufgrund der Verfahrensprinzipien sind mit diesem Verfahren lediglich dünnwandige hohle Wellenkörper einsetzbar bzw. herstellbar. Zwar sind die Prozesszeiten des Innenhochdruckfügens im Vergleich zu einer sequenziellen Fertigung von Welle und Nabe und anschließendem Fügen deutlich geringer, im Vergleich zu einem Kaltfließpressprozess jedoch erheblich länger.

Fügen mittels Querfließpressen

Das Fügen mittels Querfließpressen ist seit den 2010er Jahren Forschungsgegenstand am Institut für Umformtechnik an der Universität Stuttgart. Untersuchungen von Dörr und Funk [1], [2] konzentrierten sich auf mittels Querfließpressen gefügte WNV, siehe Abbildung 2-19.

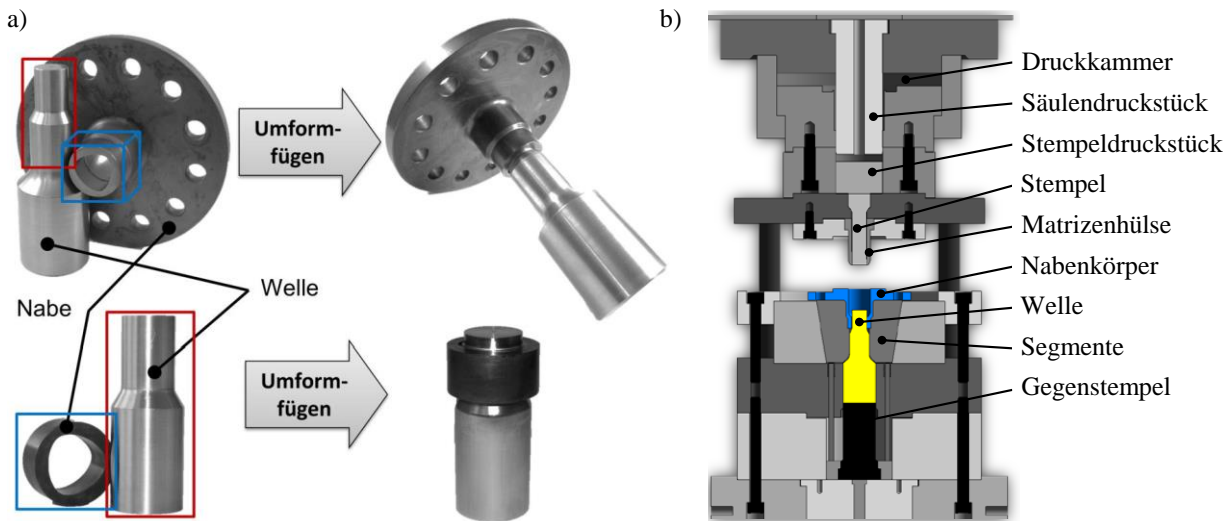


Abbildung 2-19: Fügen von WNV mittels Querfließpressen nach Dörr [1] a) Rohteile und gefügte WNV zum Prüfen der Torsionsfestigkeiten und des Umformfügeprozesses b) Exemplarischer Werkzeugaufbau für das Fügen von Welle und Nabe mittels Querfließpressen

Das Fügeverfahren erfolgt in einem Hub durch Querfließpressen eines Wellenendes, welches in einer gehärteten Nabe positioniert ist. Die Anordnung der Nabe zwischen radial vorgespannten Werkzeugsegmenten verhindert unzulässig hohe Tangentialspannungen in der Nabe während und nach der Umformung. Als Wellenwerkstoff wurde der Einsatzstahl 16MnCr5 in den Zuständen GKZ und FP eingesetzt. Die verwendeten Naben aus dem Vergütungsstahl 42CrMo4 wurden bzgl. ihrer prozesstechnischen nutzbaren Härte untersucht. Die Härte sollte dabei einen Wert von 54 HRC nicht übersteigen, sodass sich die Nabe während des Fügevorgangs ausreichend elastisch verformen kann, siehe Abbildung 2-20 a). Dabei wurden ausschließlich dünnwandige Naben eingesetzt, um die Prozessgrenzen hinsichtlich des maximalen Fugendrucks beim Umformfügen zu untersuchen. Durch die Umformung eines Bauteils in seinem Gegenstück entsteht eine spielfreie Verbindung, die den Schlupf in der Verbindung potenziell minimiert. Aus dem gleichen Grund ist die Herstellung einer kombinierten form- und reibschlüssigen Verbindung bzgl. der Übertragung hoher Torsionsbelastungen unter statischen und dynamischen Bedingungen vorteilhaft. Darüber hinaus zeigte Funk [2], dass im Vergleich zu thermisch gefügten Pressverbindungen (QV) um bis zu 285 % höhere Grenztorsionsmomente übertragen werden können, siehe Abbildung 2-20 b). Für Naben mit trochoiden Profilen wurde ein maximales Grenztorsionsmoment von rund $M_{T,Grenz,max,H-Profil} = 1.720 \text{ Nm}$ ermittelt, hierbei wurde allerdings bereits die Plastifizierungsgrenze des Wellen-

werkstoffs (16MnCr5) in der Verbindung überschritten [2]. Funk ging davon aus, dass die ermittelten Grenzdrehmomente bei beginnender Plastifizierung auf plastische Verformungen im Fügebereich bzw. Übergangsbereich zurückzuführen sind, sofern diese kleiner als die Plastifizierungsgrenze des Zwischenbereichs der Welle sind.

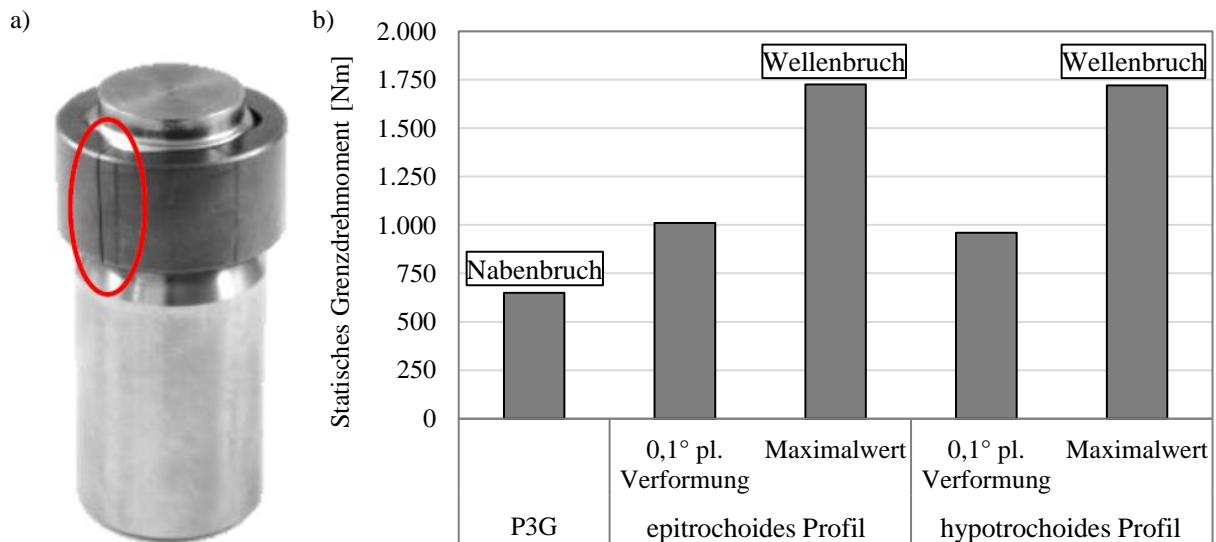


Abbildung 2-20: a) Nabenbruch infolge mangelhafter Spannungsrelaxation des vergüteten Nabenwerkstoffes b) ermittelte Grenztorsionsmomente für verschiedene Nabenprofile mit unterschiedlichen Versagensarten [2] *in Anlehnung an [2]*

Dies trifft für die trochoiden Profile mit Grenzdrehmomenten bei beginnender Plastifizierung von rund $M_{T,Grenz,0,1^\circ pl. Verformung,E-Profil} = 1.010 \text{ Nm}$ bzw. $M_{T,Grenz,0,1^\circ pl. Verformung,H-Profil} = 960 \text{ Nm}$ zu. Hierbei wurde der Beginn der Plastifizierung bei einem Verdrehwinkel von $0,1^\circ$ definiert. Eine numerische Untersuchung der statischen Torsionsfestigkeit wurde nicht durchgeführt. Als Hauptursache für das Versagen dynamisch beanspruchter Keilwellenverbindungen wurde der Schlupf zwischen Welle und Nabe und die damit verbundenen Passungseffekte identifiziert [82]. Durch Querfließpressen hergestellte WNV mit unrunder Fügeflächen zeigten in experimentellen Untersuchungen unter dynamischer Last das gleiche Verhalten [2]. Hier wurde als Hauptursache für Schlupf eine ungleichmäßige Fugendruckverteilung im Zwischenraum identifiziert, die eine direkte Folge des Umformprozesses ist. Infolge des Querfließpressens der Welle legt sich der Wellenwerkstoff an die Nabeninnenseite an und baut somit einen Innendruck auf, der eine elastische Aufweitung der zylindrischen Außenkontur hervorruft [24]. Folglich treten bei der Umformung der Welle in der Nabe eine inhomogene Spannungsverteilung und eine unvollständige Formfüllung auf. Neben den Profilgeometrien der Nabe wurden auch verschiedene tribologische Bedingungen durch die Variation der Oberflächentopografien von Welle und Nabe und durch den Einsatz verschiedener Schmierstoffsysteme untersucht. Von den betrachteten Parametern erfüllt die Kombination aus einer gedrehten Wellenoberfläche, einer polierten Nabeninnenoberfläche und einem öligen Schmierstoff die gestellten Anforderungen am besten [1].

Das von Meißner [8], [83], [84] entwickelte Fertigungsverfahren zur Herstellung von Mehrkomponentenzahnradern nutzt das gleiche Verfahrensprinzip. Dazu wird ein gehärteter und verzahnter Zahnkranz mit anderen Komponenten mittels Kaltumformung gefügt. Ein scheibenartiger Rohling wird in einem bereits gehärteten Zahnkranz platziert und mittels zweier Fließpressstempel durch einen einstufigen Kaltfließpressvorgang in den Zahnkranz hineingeformt, vgl. Abbildung 2-21. Aus der Schnittansicht in Abbildung 2-21 a) wird ersichtlich, dass der Werkstoff beim Umformen in einen Spalt zwischen dem Zahnkranz und dem Fließpressstempel bzw. zwischen dem Fließpressstempel und dem Dorn hineinfließt. Durch eine Segmentierung der Fließpressstempel entstehen Rippen im umgeformten Zahnradkörper, die zur Struktursteifigkeit der gefügten Komponenten beitragen sollen. In den Untersuchungen wurde für den Zahnkranz der Werkstoff 18CrNiMo7-6 im gehärteten Zustand eingesetzt. Als Zahnradkörper kamen der unlegierte Kohlenstoffstahl C15 und der Aluminiumwerkstoff EN-AW 6082 im Zustand T4 zum Einsatz.

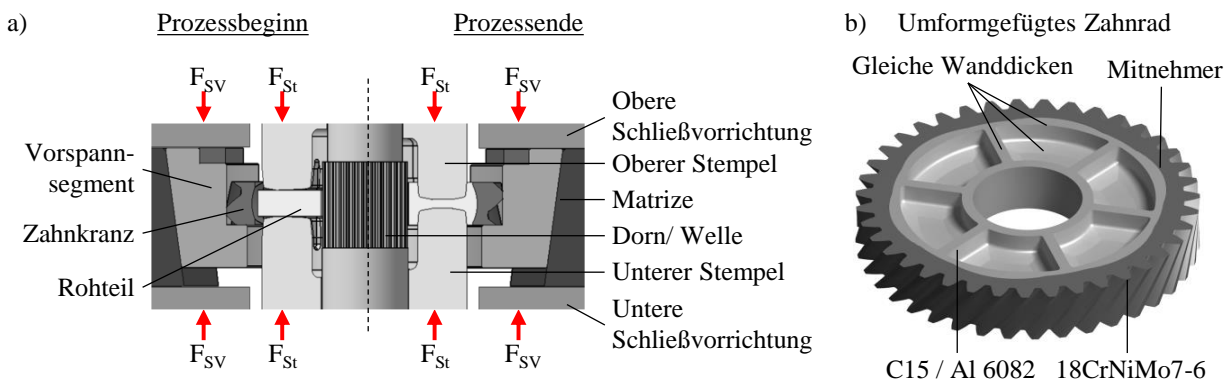


Abbildung 2-21: Herstellung eines umformgefügten Zahnrades mittels Querfließpressen [85]
 a) Schnittansicht der Aktivwerkzeugelemente vor und nach dem Fügeprozess
 b) gefügter Zahnradkörper

Zur Bewertung des möglichen Leichtbaupotenzials wurden statische und dynamische Grenztorsionsmomente aufgenommen und mit einem Zahnrad verglichen, welches konventionell thermisch gefügt wurde. Bei den statischen Versuchen wies der umformgefügte Zahnradkörper aus Stahl C15 ein höheres gewichtsbezogenes Torsionsmoment als das Referenzzahnrad auf. Das umformgefügte Zahnrad aus Aluminium konnte trotz eines deutlich geringeren Gewichts keine Leichtbaupotenziale hervorbringen, da die maximal übertragbaren statischen Torsionsmomente zu gering waren. Das Potenzial der formschlüssigen Torsionsmomentübertragung konnte nicht ausgenutzt werden, da die Zahnradkörperfestigkeit nicht ausreichend war, um den Beanspruchungen in der Trennfuge standzuhalten, sodass es zu einer plastischen Verformung und damit zu einer Zerstörung des Formschlusses kam. Bei den dynamischen Laufversuchen wurde gezeigt, dass die umformgefügten Zahnräder aus Stahl und Aluminium deutlich höhere Torsionsmomente gegenüber dem thermisch gefügten Vollkörperzahnrad übertragen konnten. Insbesondere die formschlüssige

Verbindung zwischen Zahnradkörper und Zahnkranz führte hierbei zu höheren erreichten Lastwechselzahlen bei gleicher Last. Das höchste Leichtbaupotenzial der untersuchten Leichtbauzahnäder wies das Zahnrad mit einem umformgefügteten Zahnradkörper aus Stahl auf [8].

Ein Vergleich der numerischen und experimentellen Torsionsfestigkeiten dieser umformgefügteten Zahnradkörper mit dem Werkstoff C15 lässt sich aus den Publikationen [85] und [86] heranziehen. Die numerischen Ergebnisse weisen hohe Vergleichsspannungen bereits bei 400 Nm auf, die auf ein mögliches Werkstoffversagen beim Stahl C15 hindeuten. Die experimentellen Untersuchungen wiesen Grenztorsionsmomente von bis zu 1.200 Nm aus. Da die numerische Untersuchung ausschließlich die geometrischen Eigenschaften nach dem Fügevorgang nutzte, lässt sich schlussfolgern, dass die Kaltverfestigung des Zahnradkörpers einen erheblichen Anteil an der erhöhten Torsionsfestigkeit aufwies.

2.2.3 Fugendruck in umformgefügteten WNV

Umformgefügtete WNV vereinen die Vorteile von reib- und formschlüssigen Verbindungen, wodurch sich sowohl hohe statische als auch hohe dynamische Übertragungsfähigkeiten erreichen lassen. Die Untersuchungen zur statischen Torsionsfestigkeit von umformgefügteten WNV mit komplexen Profilgeometrien brachten hervor, dass die Verbindung bereits die Werkstoffgrenzen überschreitet, ohne dass ein Rutschen zwischen Welle und Nabe ermittelt werden konnte [1]. Für den Fall der dynamischen Belastung mit den gleichen umformgefügteten WNV konnte Funk [2] zeigen, dass die Reibdauerbeanspruchung (RDB) zum Ausfall unter dynamischer Last führte. Heydt [87] definiert die RDB wie folgt: *„Das Wesen der RDB besteht im Wesentlichen aus der Schädigung der Oberflächen aufgrund ständiger Mikrobewegungen im Kontakt. Diese Schädigung kann bei entsprechend hohen dynamischen Normalspannungen quer zum Riss aufgrund äußerer Last zu einem Reibdauerbruch führen.“*

Einflussfaktoren auf die RDB in Pressverbänden sind unter anderem [87]:

- dynamischer Schlupfweg,
- Pressung zwischen den Kontaktpartnern,
- Werkstoffeigenschaften der Wellen- und Nabenkörper wie Zugfestigkeit, Wärmebehandlung und Härte,
- Oberflächeneigenschaften wie Rauigkeit und Kaltverfestigung,
- Beschichtungen, Trenn- und Schmiermittel bzw. Reaktionsschichten,
- Umgebungseinflüsse wie Feuchtigkeit, Temperatur oder korrosive Medien,
- Frequenz der Beanspruchung.

Die Optimierung derartiger reibschlüssiger WNV mittels Fugendruckhomogenisierung wurde unter anderem am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design an der Universität Stuttgart ausführlich untersucht [87]–[90]. Mittels gezielter Anpassung des Fugendrucks in zylindrischen Querpressverbänden wurde die Reibdauerbeanspruchung sowie die Nabenbelastung deutlich verringert. Die Anpassung des Fugendrucks erfolgt dabei durch eine Übermaßkorrektur entlang der Fügelänge. Als Bewertungsgrundlage für die Reibdauerbeanspruchung können Schädigungskriterien wie etwa das modifizierte Ruiz-Kriterium herangezogen werden, welche den Fugendruck, die Schlupfamplitude sowie weitere Bauteilbeanspruchungen berücksichtigen.

Bei Pressverbindungen wird der Fugendruck aus dem wirksamen Übermaß zwischen Nabe und Welle bestimmt. Das maximale Übermaß ergibt sich einerseits aus der maximal erträglichen Spannung der Nabe nach dem Fügevorgang. Andererseits weisen die Fügepartner bei thermischen Pressverbänden physikalisch erreichbare Grenzen auf. Weder kann die Welle unbegrenzt abgekühlt werden, noch sollten einsatzgehärtete oder vergütete Naben aus Stahl auf Temperaturen über 200 °C erwärmt werden [46].

Das Innenhochdruckfügen bietet aufgrund seiner Verfahrensspezifikation einfache Möglichkeiten zur Untersuchung verschiedener Fugendrücke. Marré [74] untersuchte in seiner Arbeit unter anderem die Ermittlung eines minimal notwendigen und maximal sinnvollen Wirkmediendrucks zur optimalen Gestaltung der Fügeverbindung. Zusätzlich können die auf diese Weise analytisch ermittelten Wirkmediendrücke zur Auslegung der Betriebsmittel herangezogen werden. Marré konnte durch eine plastische Umformung der Nabe infolge höherer Wirkmediendrücke keine signifikante Steigerung des Passfugendrucks feststellen. Ursache für diesen Effekt ist, dass nach der vollständigen Plastifizierung der Nabe die Steigerung des Passfugendrucks nur aus der unterschiedlichen Kaltverfestigung bzw. aus den unterschiedlichen Fließkurvenverläufen des Wellen- und Nabenwerkstoffes resultieren kann. Podhorsky und Krips [91] beschrieben die Entstehung des Fugendrucks beim Innenhochdruckfügen anhand der Umfangsdehnung, siehe Abbildung 2-22. Nach der Entlastung federn Welle und Nabe elastisch entgegen der ursprünglichen Richtung der Umfangsdehnung zurück, bis sich in der Fuge ein Gleichgewicht von Innendruck durch die Welle und Außendruck durch die Nabe einstellt. Ist demzufolge die Rückfederung der Nabe kleiner als die des Rohres bzw. der Welle, stellt sich kein Fugendruck ein und es kommt nicht zur Ausbildung eines Presssitzes. Ebenso lässt sich aus diesem Schaubild der Vorteil eines ähnlichen Elastizitätsmoduls beider Werkstoffe herleiten. Neben der Einstellung eines definierten Fugendrucks ist folglich auch der Nachweis dieses Fugendrucks erforderlich. Eine analytische Herleitung des Fugendrucks anhand der elastischen Dehnung der Nabe ist möglich, stößt aber bei höheren Wanddicken schnell an Grenzen. Bei rein reibschlüssigen Verbindungen folgt die Auslegung der Verbindungsfestigkeit mit Hilfe der Reibungs- und Normalkräfte und der Reibungszahlen. Die Bestimmung

der Reibungszahlen in den Kontaktflächen unterliegt gewissen Ungenauigkeiten und auch die Normalkräfte sind meist inhomogen in der Verbindung verteilt. Dadurch kann mit dieser Methode nur eine grobe Näherung der Reibungskraft in der Verbindung erreicht werden [1], [92].

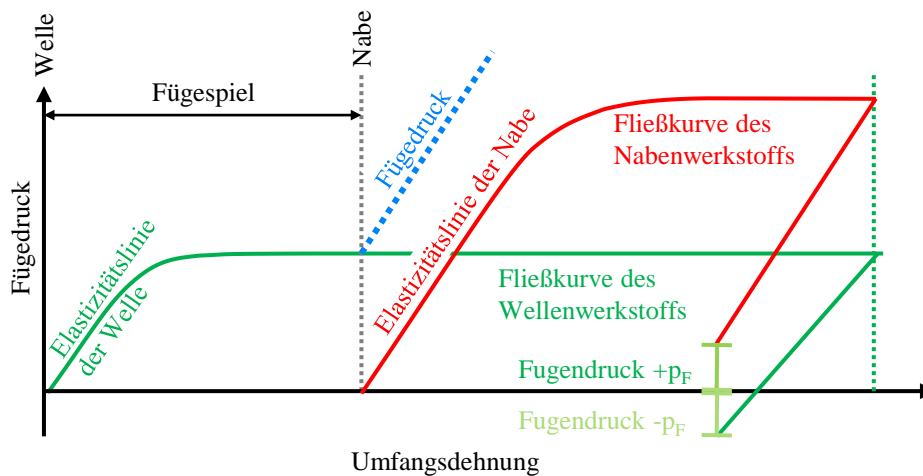


Abbildung 2-22: Ausbildung des Fugendrucks einer Welle-Nabe-Verbindung während des Innenhochdruckfügens nach [93] (überarbeitet durch Autor)

In der Arbeit von Marré [74] wurde eine Vielzahl von Verfahren zur Ermittlung des Fugendrucks verglichen. Auch hier lag der Fokus auf der Auslegung von WNV zur Übertragung von Drehmomenten und Axialkräften. In den unterschiedlichen Verfahren zur Bestimmung des Fugendrucks wurde auf die folgenden Parameter eingegangen:

- Geometrie der Fügepartner über die Durchmesserhältnisse Q_I und Q_A
- die Werkstoffkennwerte wie Fließgrenze, E-Modul und Querkontraktionszahl
- den Wirkmediendruck
- Oberflächenbeschaffenheit unter Berücksichtigung der Rauigkeitsprofile der Fügepartner

Ein wichtiger Parameter für die Berechnung der verbleibenden Spannungen in der Nabe nach dem Fügen ist das Durchmesser Verhältnis Q dieses äußeren Fügepartners. Dabei werden Naben als dickwandig bezeichnet, so lange Gleichung (2.11) gilt:

$$\frac{1}{Q} = \frac{r_a}{r_i} > 1,2 \quad (2.11)$$

Für einen dickwandigen äußeren Fügepartner gilt mit der Querkontraktionszahl ν_A wiederum die Gleichung (2.12) zur Bestimmung des Fugendrucks p_F [74]:

$$p_F = \frac{|\varepsilon_{A,i}| \cdot E_A}{\left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right)} \quad (2.12)$$

Aus dieser Gleichung lässt sich der Zusammenhang zwischen der tangentialen Dehnung $\varepsilon_{A,i}$ am Innendurchmesser des Außenteils und dem Fugendruck p_F erkennen. Hierbei besteht unter anderem die Problematik, dass es nicht möglich ist, die tangentiale Dehnung $\varepsilon_{A,i}$ am Innendurchmesser zu bestimmen, ohne die Verbindung zu zerstören. Dünnwandige äußere Fügepartner kommen bei Welle-Nabe-Verbindungen kaum zur Anwendung und werden daher hier nicht weiter betrachtet. Der Fugendruck p_F berechnet sich somit nach Gleichung (2.13) wie folgt:

$$p_F = \frac{\Delta r_{Na-f} \cdot E_N \cdot (r_{Na-f}^2 - r_f^2)}{2 \cdot \Delta r_{Na-f} \cdot r_f^2} \quad (2.13)$$

Eine weitere Methode zur Bestimmung des Fugendrucks wird von Marré und Dörr [1], [74] erwähnt und basiert auf den Untersuchungen von Allam und Bazergui [94]. Bei diesem Verfahren wird die Nabe nach dem Fügen wieder von der Welle abgezogen und die hierfür benötigte Kraft gemessen. Mit Hilfe eines Reibkoeffizienten μ_e , der gemessenen Auszugskraft F_{Zug} und der Kontaktfläche A kann gemäß Gleichung (2.14) der Fugendruck p_F ermittelt werden

$$p_F = \frac{F_{Zug}}{A \cdot \mu_e} = \frac{F_{Zug}}{\pi \cdot d_f \cdot l_f \cdot \mu_e} \quad (2.14)$$

Die Kontaktfläche A wird mit Hilfe des Durchmessers d_f an der Fügefläche und der Länge l_f der Fügezone berechnet. Als Reibkoeffizienten wird in [94] ein sogenannter effektiver Reibkoeffizient μ_e , der hier als Korrekturfaktor für die Abplattung von Rauheitsspitzen betrachtet wird, eingesetzt. Nach DIN 7190-1 [46] kann statt des Reibkoeffizienten auch der Haftbeiwert ν verwendet werden. Die Berechnungen anhand dieser vereinfachten Gleichung zeigen jedoch starke Abweichungen gegenüber der Realität. Die rechnerisch ermittelte Kraft zum Abziehen der Nabe liegt um 35 % über der tatsächlich benötigten Abzugskraft bei Untersuchungen mit innenhochdruckgefühten WNV [94]. Als Grund werden folgende Faktoren genannt:

1. Bevor es zu einer Relativbewegung der Bauteile kommt, dehnt die angreifende Axiallast das Innenteil (Rohr) und reduziert somit den Durchmesser, wodurch der Fugendruck vor der ersten Relativbewegung beeinflusst wird, und
2. die nicht exakt axiale Richtung der Krafteinleitung in Folge des experimentellen Versuchsaufbaus.

Ein Vergleich zwischen einem Abziehen der Nabe und dem Auspressen der Welle von mittels Querfließpressen gefügten WNV zur Bestimmung der gemittelten Reibungszahl zeigte nur geringe Kraftabweichungen von 2,8 %, jedoch benötigte das Auspressen eine geringfügig höhere Kraft [1]. Wird jedoch der von Allam und Bazergui [94] ermittelte Fehler der Gleichung (2.14) betrachtet, so lässt sich diese geringfügige Abweichung vernachlässigen.

Tibari [48] leitete Gleichungen her, anhand derer die Spannungszustände in der WNV beschrieben werden können. Die schon aus Kapitel 2.2.1 bekannten Gleichungen (2.7) bis (2.10) besitzen für die Ermittlung des Fugendrucks eine besondere Relevanz. Hier werden die Randbedingungen der Radial- und Tangentialspannungen abhängig vom Fugendruck aufgezeigt, wobei insbesondere die Spannungsverhältnisse auf der Außenseite der Nabe zur Ermittlung des Fugendrucks von Interesse sind, da diese zerstörungsfrei untersucht werden können. Wird Gleichung (2.10) nach dem Fugendruck aufgelöst, entsteht hieraus Gleichung (2.15), mit Hilfe derer der Fugendruck p_F abhängig von der Tangentialspannung σ_τ berechnet werden kann.

Der Kontaktfugendruck p_F kann unter den folgenden Annahmen allein über die Deformation des Außendurchmessers der Nabe bestimmt werden:

- rein elastische Deformation der Nabe,
- Kontaktfugenradius im gefügten Zustand entspricht dem Nabeninnenradius im Ausgangszustand,
- rotationssymmetrische Belastung.

Bei der Betrachtung eines Scheibensegments der Nabe werden die nach erfolgter Rückfederung wirkenden Kräfte freigeschnitten. Daraus ergibt sich für den Fugendruck p_F nach [1], [48] folgende Gleichung:

$$p_F = \frac{\sigma_\tau}{2} \cdot \frac{1 - Q_A^2}{Q_A^2} \quad (2.15)$$

Für diese Berechnung des verbleibenden Fugendrucks werden nur die Parameter Außenradius der Nabe r_{Na-f} nach dem Fügen, Kontaktfugenradius r_F und Elastizitätsmodul der Nabe E_N benötigt. Die einfache Erfassung der drei Parameter führt unter Verwendung dieser Gleichung zu einer einfachen Ermittlung des tatsächlich in der gefügten Verbindung herrschenden Fugendrucks p_F .

2.3 Numerische Abbildung lokaler Werkstoffeigenschaften in Umformsimulationen

Die Entwicklungs- und Prototypenphase von Komponenten, Bauteilen, Prozessen und Werkzeugen kann durch FEM-Simulationen deutlich verkürzt werden, was gleichzeitig zu einer Reduzierung der Entwicklungskosten führt [95]. Dabei stellt sich die Möglichkeit der einfachen Variation der den Umformprozess beeinflussenden Prozessparameter in einem einmal erstellten Simulationsmodell als besonders vorteilhaft dar [73].

Die Optimierung geometrischer Strukturen (Topologieoptimierung) zur Umsetzung von Leichtbauzielen gehört auch in Bereichen der Fertigungstechnik zum Stand der Technik und erfolgt mit-

tels dafür eigens konzipierten Softwareprogrammen [96]. Die Identifizierung der besten Kombinationen zur Verbesserung von Produkteigenschaften bzw. zur Einsparung von Material respektive Masse erfolgt einerseits manuell unter Anwendung von strukturmechanischen Berechnungen [97]. Andererseits wird vermehrt auch auf das Hilfsmittel Design of Experiments (DoE) zurückgegriffen. Hierbei werden umfangreiche numerische Parameterstudien, die eine Vielzahl von Einflüssen und Wechselwirkungen berücksichtigen, mit dem Ziel durchgeführt, um unter Beachtung der gegebenen Randbedingungen ein Optimum hinsichtlich Bauteiltopologie und/ oder Prozessgestaltung zu ermitteln. In strukturmechanischen Simulationen für Topologieoptimierungen wird zwischen den Versagensfällen Gewalt- und Ermüdungsbruch unterschieden. Während beim Gewaltbruch unter statischer Last das Überschreiten des statischen Festigkeitswertes der Bruchgrenze erfolgt, ist unter zyklischer Last unter anderem eine Wöhlerkurve zum Zeitstandverhalten des Werkstoffs erforderlich. Dem gegenüber ist für die Umformsimulation die Werkstoffkenntnis zum Zusammenhang von Umformgrad, Umformgeschwindigkeit und Umformtemperatur und Spannungen bzw. Kräften erforderlich.

Nachfolgend erfolgt eine kurze Zusammenfassung zum grundsätzlichen Aufbau von Umform- und Strukturmechaniksimulation unter der Anwendung der Methode der finiten Elemente mit dem Ziel der Topologieoptimierung umgeformter Bauteile. Abschließend wird auf das Potenzial der Anwendung lokaler Bauteileigenschaften infolge einer Kaltumformung zur Steigerung der Bauteilfestigkeit und/ oder Verringerung des Bauteilgewichts bei gleicher Last eingegangen, um Leichtbaupotenziale für Komponenten zur Kraftübertragung im Antriebsstrang zu identifizieren.

2.3.1 Numerische Umformsimulation

Eine FEM-Simulation von Umformprozessen gliedert sich in der Regel in die Schritte „Preprocessing“, „Processing“ und „Postprocessing“. Das „Preprocessing“ umfasst die Einstellungen und die Eingabe aller Daten vor der Durchführung der jeweils eigentlichen Simulationsrechnung. Ebenso sind die Geometrie des Rohteils und die am Umformprozess beteiligten Werkzeugelemente zu definieren und die Eigenschaften dieser Elemente zu beschreiben. In [96] werden folgende Einstellungen als Grundvoraussetzung zum Aufbau eines FE-Umformsimulationsmodells zusammengefasst:

- Parameter zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens (Elastizität, Plastizität, thermische Kennwerte)
- Reibung
- Temperaturen von Rohteil und Werkzeugelementen sowie die der Umgebung
- Kinematik der bewegten Werkzeugelemente

- sonstige Randbedingungen (z. B. auf eine Gruppe von Oberflächenelementen wirkende Kräfte oder Spannungen)
- Vernetzung des Rohteils und der deformierbaren Werkzeuge
- Auswahl des Solvers

Das sogenannte „Processing“ beinhaltet den zweiten Schritt bei der FEM-Analyse. Die Berechnungsgeschwindigkeit ist neben der Komplexität der jeweiligen Simulationsrechnung eine Frage der verfügbaren Prozessorressourcen. In jedem Berechnungsschritt erfolgt die numerische Bestimmung einer Näherungslösung für ein System aus partiellen Differentialgleichungen, für das im Allgemeinen keine geschlossene Lösung berechnet werden kann. Grundlagen zu dieser Berechnungsmethode finden sich in der Fachliteratur, zum Beispiel in [98], [99]. Bei FEM-Berechnungen von Umformprozessen handelt es sich aufgrund oftmals großer Verschiebungen einzelner diskreter Elemente und eines nichtlinearen Werkstoffverhaltens in der Regel um nichtlineare, numerische Probleme, die beispielsweise in [73], [99]–[101] näher betrachtet wurden. Beim abschließenden „Postprocessing“ erfolgt die Darstellung, Analyse und Interpretation der Ergebnisse einer Simulationsrechnung. Bei der Simulation von Umformprozessen sind dies in erster Linie die Geometrie des Werkstücks oder beispielsweise die Temperaturverteilung im Werkstück oder Kraft-Weg-Verläufe der auf die Werkzeugelemente wirkenden Prozesskräfte [96].

Werkstoffmodellierung für numerische Umformsimulationen

Für die numerische Simulation von Umformvorgängen unter Anwendung der FEM müssen die Zusammenhänge zwischen applizierten Umformkräften bzw. -spannungen und sich einstellenden Verzerrungen definiert werden. Dieser Zusammenhang ist auch von der Deformationsgeschwindigkeit und -temperatur abhängig. Zusätzlich spielt die Modellierung der Reibung aufgrund hoher Kontaktdrücke und hoher Relativgeschwindigkeiten beim Umformen eine große Rolle [96].

Für Umformprozesse kann bezüglich der Werkstoffmodellierung mit großen Formänderungen zwischen Werkstoffmodellen ohne und mit Berücksichtigung des elastischen Werkstoffverhaltens unterschieden werden [73], siehe Abbildung 2-23. Darüber hinaus kann das Fließverhalten des umzuformenden Werkstücks in Abhängigkeit von der Formänderungsgeschwindigkeit modelliert werden, wobei der Einfluss auf die Fließspannung bei Raumtemperatur eher gering ist, jedoch mit steigender Rohteiltemperatur zunimmt [102]. Grundsätzlich finden zur Modellierung des Fließverhaltens von metallischen Werkstoffen in Form von Fließkurven empirische und physikalische Modellansätze Anwendung. Die empirischen Ansätze bestehen in der Anpassung vom Fließverhalten des metallischen Werkstoffs beschreibenden analytischen Funktionen an experimentell ermittelte Fließwiderstände, während die physikalischen Ansätze auf den das Fließen des Werkstoffs bedingenden Vorgänge auf der Mikrostrukturebene aufbauen [103].

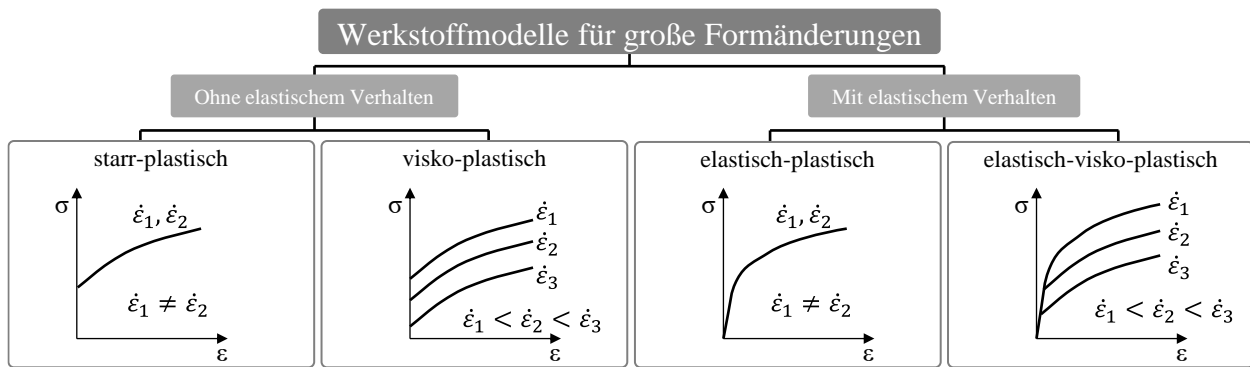


Abbildung 2-23: Einteilung der Werkstoffmodelle für Umformsimulationen mit großen Formänderungen nach [73]

In [104] ist ein umfangreicher Überblick zur experimentellen Fließkurvenbestimmung zusammengefasst. Als wesentlichste Anforderungen an die Aufnahmeverfahren der Fließkurven werden ein

- einachsiger, homogener Spannungszustand,
- eine konstante Temperatur sowie
- eine homogene Umformgeschwindigkeit

im gesamten Probenquerschnitt genannt. Im Allgemeinen werden zur Fließkurvenbestimmung in der Massivumformung der Zug-, der Stauch- oder der Torsionsversuch herangezogen.

Aufnahme von Werkstoffkennwerten für numerische Umformsimulationen

Im Zugversuch [105] können die Fließkurven nur bis zu einem vergleichsweise geringen Umformgrad von $\varphi \approx 0,2$ aufgenommen werden. Für den Zylinderstauchversuch ist eine Richtlinie [106] zur Versuchsdurchführung zur Ermittlung der Fließkurve vorhanden, welche eine große Verbreitung zur Bestimmung von Werkstoffdaten des plastischen Formänderungsverhaltens für die Simulation von Verfahren der Massivumformung findet. Gründe hierfür liegen in seiner vergleichsweise einfachen Durchführbarkeit des Zylinderstauchversuchs und der Möglichkeit, die Fließkurve bis zu einem Umformgrad von $\varphi \approx 0,7$ aufnehmen zu können [17], [107].

Von Rastegaev [108] wurde für den Zylinderstauchversuch eine Probenformvariante mit Schmierstofftaschen an den Stirnflächen zur Verringerung der Reibungseinflüsse vorgeschlagen. Weitere Stauchversuche zur Fließkurvenbestimmung sind beispielsweise der Flachstauchversuch [109], [110] sowie der Kegelstauchversuch nach Siebel [111].

Die Durchführung des Torsionsversuchs in der Massivumformung zur Fließkurvenbestimmung ist weder genormt noch standardisiert. Es finden sich jedoch Beschreibungen zur Versuchsdurchführung, Versuchsauswertung und Probengeometrie in [109], [112]–[114]. Bei diesem Prüfverfahren werden zylindrische Voll- oder Hohlkörper eingesetzt, die durch die Wirkung eines Torsionsmoments um ihre Längsachse eine Torsionsbelastung erfahren. Ein Nachteil des Torsionsversuchs

besteht in der aufwändigen Fließkurvenbestimmung aus den während des Versuchs aufgenommenen Verzerrungsfeldern auf der sich verändernden Außengeometrie der zylindrischen Probe [96].

Reibungsmodellierung für numerische Umformsimulationen

Auf Seiten der Reibungsmodellierung sind das Coulomb'sche Reibungsgesetz (Reibungszahlmodell) und das Reibfaktorgesetz die gebräuchlichsten und einfachsten Modelle zur Berechnung der Reibschubspannung zwischen Werkstück und Werkzeugoberfläche [115]. Das Reibungsmodell nach Amontons-Coulomb beschreibt den Zusammenhang zwischen der auf den Körper wirkenden Normalkraft F_N und der auftretenden Reibkraft F_R , wobei der Proportionalitätsfaktor μ als Reibungszahl bezeichnet und als unabhängig von der Relativgeschwindigkeit v_R und Temperaturverhältnissen angenommen wird [116].

$$F_R = \mu F_N \quad (2.16)$$

Das Reibungsmodell nach Coulomb kann als Zusammenhang zwischen der Kontaktnormalspannung σ_N und der Reibschubspannung τ_R ausgedrückt werden:

$$\tau_R = \mu \sigma_N \quad (2.17)$$

Bei rein elastischer Beanspruchung von zwei metallischen Körpern nimmt μ jeden beliebigen positiven Wert an. Bei plastischer Deformation, wie zum Beispiel beim Fließpressen eines Halbzeugs durch eine Matrize, wird dieser durch die Normalfließspannung k_f und die Schubfließspannung k des Halbzeugs begrenzt. Die maximale Reibungszahl μ beträgt unter Zuhilfenahme von der Gleichung (2.17) für die Schubspannungshypothese nach Tresca [102]

$$\tau_{max} = k = \frac{k_f}{2} \rightarrow \mu = 0,5 \quad (2.18)$$

bzw. für die Gestaltänderungshypothese nach v. Mises:

$$\tau_{max} = k = \frac{k_f}{\sqrt{3}} \rightarrow \mu = 0,577 \quad (2.19)$$

Das Reibungsmodell nach Coulomb ist jedoch nur gültig, solange die reale Berührfläche A_r linear proportional zu F_N zunimmt. Diese kann jedoch nicht über die scheinbare Berührfläche A_N hinaus ansteigen, womit die Gültigkeit nach oben hin begrenzt ist. Bei einer weiteren Erhöhung von F_N ist τ_R unabhängig von σ_N und wird durch

$$\tau_R = mk \quad (2.20)$$

bestimmt, wobei k des weicheren Werkstoffes eingesetzt wird. Dieses Modell ist als Scherreibmodell bekannt [117]. Der Reibfaktor m kann dabei Werte von 0 bis 1 annehmen, wobei $m = 0$ Reibungsfreiheit und $m = 1$ vollständiges Haften bedeutet. In Umformprozessen können zwei

Bedingungen gleichzeitig zutreffen. Einerseits kann die Berührfläche A_r gleich linear proportional zu Normalkraft F_N sein oder andererseits ungleich linear proportional. Folglich sollte eine lokale Unterscheidung getroffen werden, die nach dem lokalen vorherrschenden tribologischen Zustand zwischen dem Coulomb'schen Reibungsgesetz und der Scherreibung unterscheidet. Sofern die Scherreibkraft nach Gleichung (2.20) kleiner als das Produkt aus Reibfaktor und Fließspannung ist, findet das Coulomb'sche Reibungsgesetz Anwendung. Die Faktoren werden dabei mittels tribologischer Experimente ermittelt. Im Allgemeinen ist der Reibfaktor m zwei bis dreimal größer als die Reibungszahl μ . In Abbildung 2-24 sind die Unterschiede der drei vorgestellten Reibungsmodelle grafisch dargestellt.

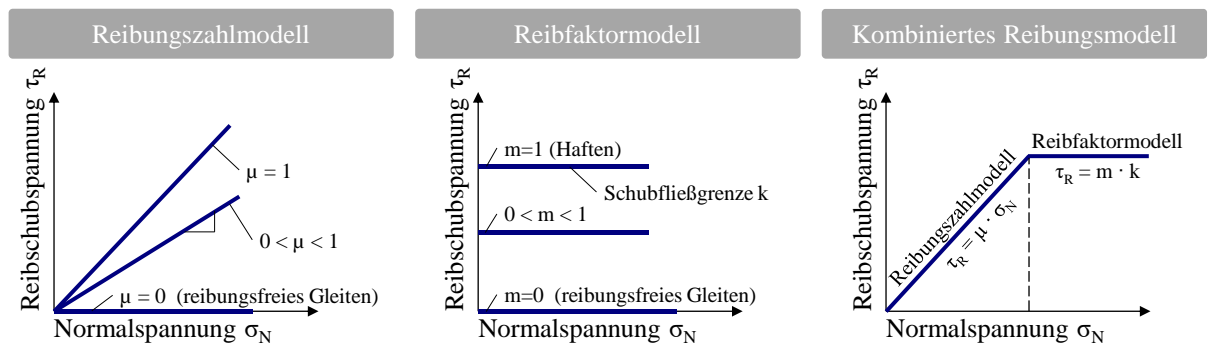


Abbildung 2-24: Qualitativer Verlauf der Reibschubspannung in Abhängigkeit von der Normalspannung in den Modellen Reibungszahlmodell, Reibfaktormodell, kombiniertes Reibungsmodell [96]

2.3.2 Numerische Strukturmechaniksimulation

Für die Optimierung geometrischer Strukturen (Topologieoptimierung) zur Verfolgung von Leichtbauzielen erfolgt die Identifizierung nicht genutzter Materialvolumen zur Verbesserung von Produkteigenschaften bzw. zur Einsparung von Material respektive Masse beispielsweise manuell unter Anwendung von strukturmechanischen Berechnungen [97].

Generell beginnt der Aufbau einer FEM-Berechnung mit dem Import einer Konstruktion aus einem Computer-Aided-Design (CAD) Programm, wobei auch Daten einer optischen Digitalisierung genutzt werden können. Diese werden in der Modellaufbereitung (Pre-Processing) geladen und für eine nachfolgende Berechnung vorbereitet. Dazu zählen u.a. das Löschen von Geometriedetails, die für das strukturmechanische Ergebnis unerheblich sind, jedoch zusätzlichen Rechenaufwand verursachen, da die Vernetzung der Details eine Erhöhung der Anzahl der Freiheitsgrade bedeutet. Dieser Schritt wird auch als Idealisierung bezeichnet. Das idealisierte Geometriemodell wird dann durch ein Netz aus finiten Elementen ersetzt. Die Vernetzung der Bauteile erfolgt heutzutage weitestgehend automatisiert. Neben dem Netz ist das Randwertproblem durch Lasten und Lagerungen im Falle der Strukturmechanik zu definieren und der Geometrie müssen Werkstoffdaten zugewiesen werden. Hierbei wird jedoch das plastische Werkstofffließen in Kombination

mit Sicherheitsfaktoren in vielen Anwendungen als Versagensgrenze definiert. Die gesamten Informationen werden dann automatisch vom FE-Programm zu einem Gleichungssystem zusammengesetzt und gelöst. Die Analyse der erzeugten Berechnungsergebnisse erfolgt im letzten Schritt, dem Post-Processing [101].

Ein in der Strukturmechanik häufiger Anwendungsfall ist die Topologieoptimierung von Bauteilen. Dieses Verfahren wird eingesetzt, um für ein Bauteil eine belastungsgerechte Form zu ermitteln. Dazu erfolgt die Definition eines zur Verfügung stehenden Bauraums und des relativen Materialvolumens, das eingespart werden kann [118]. In einem iterativen Verfahren wird das Material schrittweise an den Stellen entfernt, an denen es die Steifigkeit am wenigsten beeinflusst. Die Topologieoptimierung hilft somit bei komplexen Belastungen oder Bauräumen, eine belastungsgerechte Bauteilgeometrie zu ermitteln.

Die in Abbildung 2-25 dargestellte Vorgehensweise für die Masseverringern an einem Achsträger bildet die konventionelle Topologieoptimierung von Bauteilen ab. Durch Vorgabe von Anbindungsbedingungen und Bauraum sowie Beaufschlagung mit den vorgegebenen Belastungen erfolgt für die nachfolgende Rechnung anhand der berechneten Spannungsverteilung eine iterative Wegnahme derjenigen Teilvolumen bzw. Bauteilbereiche, welche nur geringe Spannungen aufweisen. Sobald eine möglichst gleichmäßige Spannungsverteilung über dem gesamten Bauteilvolumen vorliegt und dadurch eine optimale Werkstoffausnutzung gewährleistet ist, können aus dem Grobmodell der Bauteilentwurf und die Umformprozessentwicklung abgeleitet werden. Lokale Bauteileigenschaften, die z.B. bei der Fertigung des Achsträgers entstehen und somit durch die Umformung hervorgerufene Veränderungen lokaler Eigenschaften darstellen, finden bei diesem Vorgehen jedoch keine Berücksichtigung. Die Bauteilfestigkeit wird über dem gesamten Querschnitt als konstant angenommen. Nach der Ermittlung eines geometrischen Optimums und gegebenenfalls einer Robustheitsbetrachtung findet die Entwicklung des eigentlichen Umformprozesses zur Herstellung des Bauteils separiert von der Topologieoptimierung im Nachhinein statt [118].

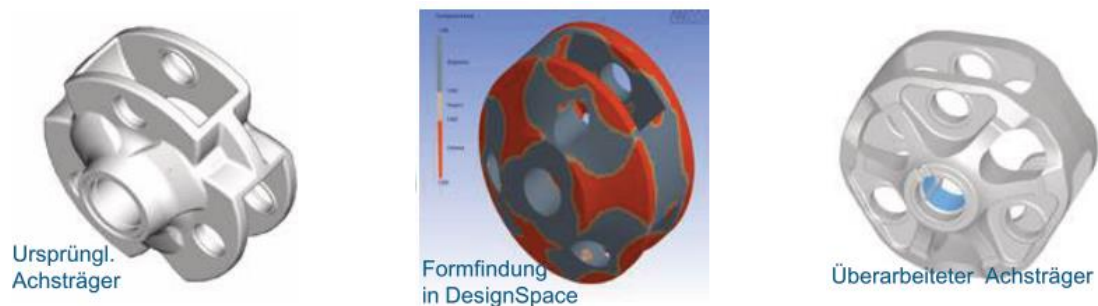


Abbildung 2-25: Masseverringern eines Achsträgers mittels numerischer Topologieoptimierung [118]

2.3.3 Betrachtung werkstofflicher Eigenschaften in der Numerik

Der Einsatz von FEM-Simulationen ermöglicht die Verringerung aufwändiger experimenteller Untersuchungen bei der Komponentenentwicklung unter Berücksichtigung der lokalen mechanischen Eigenschaften. Umformprozesse können hinsichtlich optimaler resultierender Bauteileigenschaften mittels solcher Simulationen ausgelegt und Bauteiltopologien hinsichtlich gewichtsbezogener Leistungsfähigkeit dimensioniert werden. FEM-Simulationen ermöglichen die Darstellung der mechanischen und thermischen Zustandsgrößen im Werkstück in Abhängigkeit von zuvor eingegebenen Prozessrandbedingungen [119], die entweder aus denen des elasto-plastischen Umformvorgangs resultieren oder die Belastung im Einsatz des Bauteils in der Baugruppe oder im Betrieb widerspiegeln. Hinsichtlich der Bauteileigenschaften ist insbesondere die lokale Verteilung der plastischen Formänderungen von Interesse, da sich hieraus Aussagen über die statische und dynamische Festigkeit treffen lassen [120]. Darüber hinaus kann über die Höhe der plastischen Formänderungen ein Rückschluss auf die lokale Härte des Bauteils gezogen werden [121].

Weiterhin können umformprozessbedingte Eigenspannungen im Post-Processing frühzeitig sichtbar gemacht und bewertet werden. So konnte in [30] unter anderem für das VVFP nachgewiesen werden, dass das Ausstoßen von Werkstücken nach dem eigentlichen Umformprozess deren Eigenspannungsverteilung im Schaftbereich deutlich beeinflusst. Der Einfluss von Umformung und Prozessführung hinsichtlich auftretender Eigenspannungen ist in Kapitel 2.1.4 genauer thematisiert. Ebenso weisen kaltumgeformte Bauteile eine höhere Festigkeit gegenüber gegossenen Werkstücken, welche eine regellose Kristallitanordnung und somit keinen Faserverlauf besitzen, auf. Der durch die Umformung eingebrachte Faserverlauf führt zu einem anisotropen Werkstoffverhalten in Abhängigkeit der nachfolgenden Belastungsrichtung [122]. Um die festigkeitssteigernde Wirkung sowohl der Kaltverfestigung als auch des Faserverlaufs für die Gebrauchseigenschaften des Bauteils auszunutzen, sollte die Hauptbelastungsrichtung eines Bauteils im Einsatz entlang des Faserverlaufs gelegt werden [16], [123]. Zur Visualisierung des Werkstoffflusses in der FEM-Simulation ist es möglich, Fließlinien zu generieren, sodass sowohl quasi-stationäre Prozesse wie das Strangpressen [124] als auch instationäre Prozesse wie das Fließpressen [125] bzgl. des Faserverlaufs analysiert werden können. Die Kenntnis des Faserverlaufs in einem Bauteil nach dessen umformtechnischer Herstellung erlaubt es, kritische Bereiche, die hoch beansprucht werden, zu identifizieren bzw. den Faserverlauf entsprechend der erwarteten Belastung des Bauteils im späteren Einsatz anzupassen. In Abbildung 2-26 ist beispielhaft der Vergleich zwischen einem Bauteil mit unkritischem Faserverlauf (a) und einem kritischen Bauteil (b) abgebildet, bei welchem ein vorhandener Pressteildefekt in Form einer Falte einen ungünstigen Faserverlauf hervorruft. Eine weitere Eigenschaft kaltumgeformter Bauteile ist die hohe Versetzungsdichte, welche sich, abhängig vom Umformgrad, stark festigkeitssteigernd auswirkt [15]. Da die Umformung in der Regel

inhomogen über das Rohteilvolumen erfolgt, bilden sich lokal gradierte Festigkeitseigenschaften aus, welche sich durch die lokale Härteverteilung darstellen lassen.

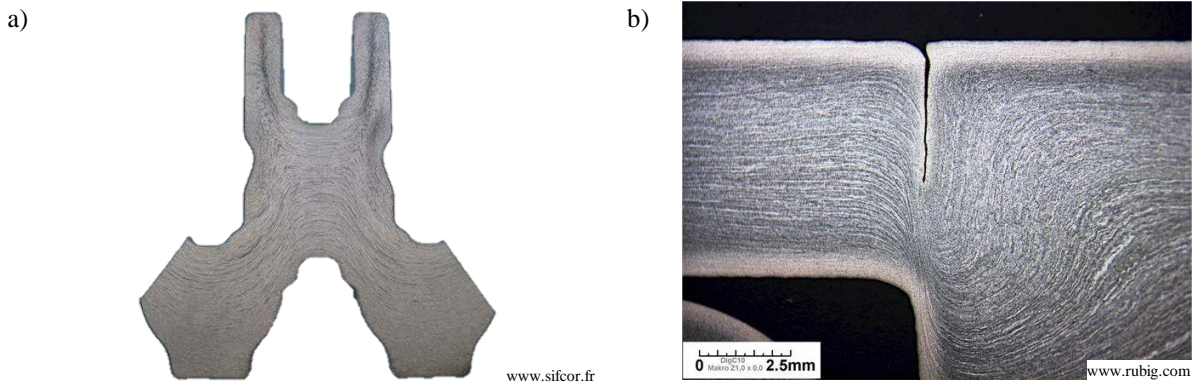


Abbildung 2-26: a) Darstellung des Faserverlaufs in einem Umformteil b) Faserverlauf um eine Falte im Pressteil

Die Berücksichtigung lokaler Bauteileigenschaften in Form der Kaltverfestigung und Eigenspannungen führt demzufolge zu einer höheren Abbildungsgenauigkeit der durch Umformen erzeugten Bauteileigenschaften und kann zur Erschließung von Leichtbaupotentialen genutzt werden. Unseld et al. [126] präsentierten eine Vorgehensweise zur Berücksichtigung orts aufgelöster Ergebnisse sowohl hinsichtlich der erzeugten Spannungs- und Dehnungszustände als auch hinsichtlich der finalen Werkstückgeometrie aus der Umformsimulation zur nachfolgenden strukturmechanischen Untersuchung. Die lokalen Spannungs- und Dehnungskennwerte dienen als Initialgrößen bzw. Optimierungsvariablen bei einer strukturmechanischen Auslegung eines Mutternkörpers. In Abbildung 2-27 ist die numerische Auslegung nach [126] dargestellt.

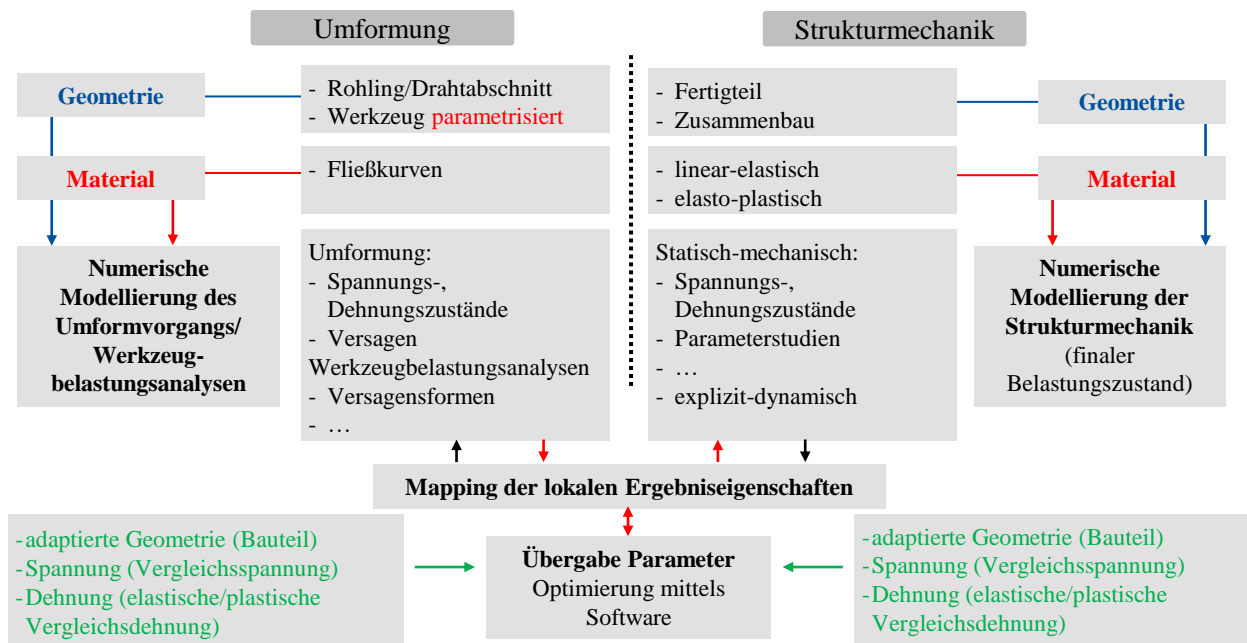


Abbildung 2-27: Numerische Auslegung einer Mutter für eine Verschraubung nach Unseld et al. [126] (vom Autor geändert)

In diesem Beispiel wurde die Werkzeuggeometrie parametrisiert und somit eine Optimierung ermöglicht, die direkt den Einfluss der Werkzeuggeometrie auf den Werkstofffluss, die Umformkräfte sowie die Spannungen und Dehnungen im umgeformten Bauteil ermöglicht. Ebenso konnte durch ein Mapping der lokalen Ergebniseigenschaften eine strukturmechanische Analyse durchgeführt werden. Diese untersuchte Vorgehensweise bietet den Vorteil, dass simultan Bauteilgewicht reduziert, die Herstellung abgesichert und die Prüflast ertragen werden konnten. Das Ergebnis dieser Optimierungsstudie aus [126] ist in Abbildung 2-28 zusammengefasst. Der Vergleich der maximalen Vergleichsspannungen verdeutlichte, dass sich sowohl die Referenzgeometrie als auch die Leichtbaubundmutter auf dem gleichen Spannungsniveau unter vorgegebener Lastaufbringung befanden. Die Optimierungsmethodik ermöglichte für diesen Fall der Leichtbaumutter eine Gewichtsreduktion von bis zu 20 %. Die Ergebnisse der numerischen strukturmechanischen Berechnungen unter Beobachtung der Vergleichsspannung und der plastischen Dehnung wurden als Zielkriterien mit einer Optimierungssoftware aufgearbeitet, um den Umformprozess in Abhängigkeit des herrschenden Lastkollektivs unter Einhaltung umformtechnischer Randbedingungen zielgerecht zu optimieren und das Design der Komponente, die Umformparameter oder den Umformwerkstoff zu adaptieren.

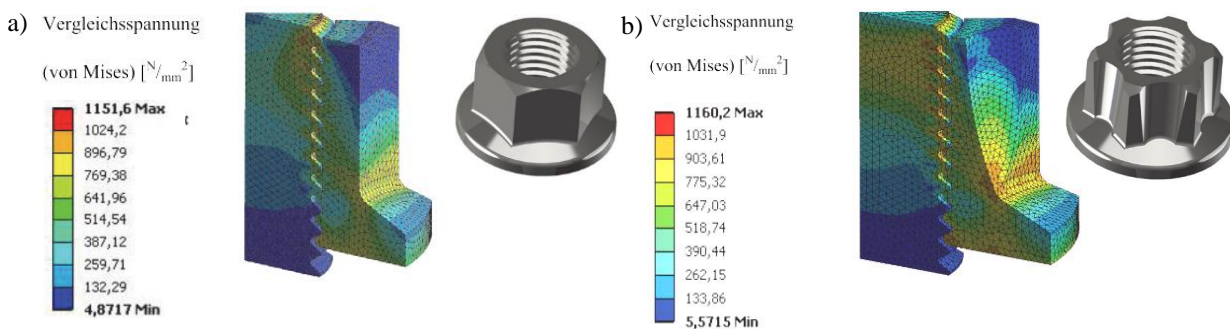


Abbildung 2-28: Vergleichsspannungen nach v. Mises unter Nennlast [126]

a) Referenzgeometrie b) Leichtbaubundmutter Fa. Hewi

2.4 Auswertung des Standes der Technik zur Herleitung des Forschungsbedarfs

Der recherchierte Stand der Technik zeigt, dass viele Verfahren der Kaltmassivumformung bereits weitestgehend erforscht und auch seit Jahrzehnten in einer Vielzahl von Anwendungsfällen eingesetzt werden. Das Vollvorwärtsfließpressen (VVFPP) und das Querfließpressen (QFP) stellen etablierte Verfahren für die Serienfertigung hochbeanspruchter Bauteile dar. Während das VVFPP primär für wellenartige Bauteile eingesetzt wird, findet das QFP auch für hinterschnittige Teile wie Tripoden oder Gelenkkreuze Anwendung. Grundsätzlich überzeugen kaltfließgepresste Bauteile insbesondere aufgrund ihrer charakteristischen Eigenschaften wie dem ununterbrochenen Fa-

serlauf, einer zusätzlichen Kaltverfestigung und geringe Fertigungstoleranzen. Zudem weisen heutige Produktionsbedingungen in der Praxis eine gute Wirtschaftlichkeit aufgrund der hohen Mengenleistung der eingesetzten Aggregate auf. Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) gehören zur Baugruppe derartiger hochbeanspruchter Bauteile, die insbesondere in Mobilitätsanwendungen hohen Ansprüchen an Zuverlässigkeit und Leistung bei hoher Wirtschaftlichkeit und geringerem Gewicht gerecht werden müssen. Die klassischen WNV wie Querpressverbände oder Keil- bzw. Zahnwellenverbindungen sind ebenso seit Jahren erforscht und finden seit Jahrzehnten Anwendung. Gerändelte Wellen als Sonderform der Keilwellen wurden hinsichtlich ihrer Einpressfähigkeit in Naben in diesem Zusammenhang ebenfalls untersucht. Auch wenn mit den gerändelten und eingepressten Wellen teils hohe statische Torsionsmomente erzielt wurden, ist hierbei stets nachteilig, dass entweder einer der beiden Fügepartner von relativ geringerer Festigkeit sein muss oder vor dem Fügevorgang der nicht konturierte Fügepartner erwärmt werden muss. Beide Bedingungen stellen erhebliche Einschränkungen für den Einsatz unter hohen Beanspruchungen und für eine Fertigung mit kurzen Taktzeiten dar. Weiterhin wurde im Stand der Technik dieser Arbeit eine neue Profilart von WNV aufgezeigt, die sich mit der Verringerung kritischer Kerbspannungen zur Verbesserung dynamischer Traglasten auseinandersetzt. Die Arbeiten von Ziaei und Schreiter zur Anwendung komplexer Profilgeometrien, wie beispielsweise Epi- oder Hypotrochode, wiesen damals deutliche Verbesserungen gegenüber dem Stand der Technik auf. Diese haben jedoch den Nachteil der engen Tolerierung und daher auch hochgenauen Fertigung beider Fügepartner.

Aufbauend auf den Erkenntnissen über den Einsatz derartiger Profile entwickelten Dörr [1] und Funk [2] ein neuartiges Umformfügeverfahren. Beim Umformfügen mittels Querfließpressen von WNV wird eine bereits gehärtete und innenkonturierte Nabe mit einer Welle form- und reibschlüssig verbunden. Hinsichtlich der Profilgestaltung zeigte sich in den Untersuchungen von Dörr und Funk [1], [2], dass ein epitrochoides Profil mit sechs Mitnehmern als leistungsfähiger Kompromiss empfohlen werden kann. Damit konnte für die statische Torsionsbeanspruchung eine erhebliche Steigerung des Grenztorsionsmoments (Versagen durch Scherung oder Bruch) gegenüber bis dato hoch performanten Polygonverbindungen erzielt werden.

Die Untersuchungen hinsichtlich des statischen Drehmoments brachten hervor, dass komplexe Profilgeometrien durch Wellenbruch versagten, wohingegen die Polygonprofile (P3G) aufgrund unzulässiger Zugspannungen in der Nabe durch Nabenbruch versagten. Daraus lässt sich schließen, dass komplexe Nabenkonturen wie beispielweise Epi- oder Hypozykloide sehr gut für hohe statische Torsionsmomente geeignet sind. Auch für den dynamischen Fall wurde eine signifikante Verbesserung der Leistungsfähigkeit gegen den kerbwirkungsarmen Polygonverbindungen in den Arbeiten von Funk [2] nachgewiesen. Dabei wurde gezeigt, dass die dynamischen WNV-Proben aufgrund der hohen Reibdauerbeanspruchung versagten. Die Reibdauerbeanspruchung lässt sich

unter anderem durch die Minimierung von Fugendruckdifferenzen in der Fügeverbindung verringern. Um den Fugendruck in der gefügten Verbindung gezielt einzustellen, ist es jedoch erforderlich, dass der Einfluss des Werkstoffflusses und der Formfüllung auf den lokalen Fugendruck gleichzeitig beachtet werden müssen. Der Fugendruck hängt dabei, wie Podhorsky und Krips [91] beim Innenhochdruckfügen gezeigt haben, von den elastischen Eigenschaften der Fügepartner ab. Die numerische Einbindung des Fügevorgangs, wie das Vorspannen der Nabe sowie das Entlasten nach dem Fügevorgang, wurde bisher nicht betrachtet worden.

Der Einsatz digitaler Entwicklungsprozesse erfreut sich einer stetig größer werdenden Verbreitung zur Beschleunigung von Vor- und Neuentwicklungen von Bauteilen, jedoch nur für jene Fertigungsverfahren, die sich mit einer entsprechenden Genauigkeit und Zuverlässigkeit numerisch modellieren lassen. Einerseits ist seit längerem bekannt, dass die infolge der Kaltumformung eingebrachte Werkstoffverfestigung deutliche Festigkeits- bzw. Leistungssteigerungen der Bauteile hervorrufen kann. Andererseits kann diese Festigkeitssteigerung zur gezielten Gewichtsreduzierung der Komponente genutzt werden. Auch die Entstehung und Ausbildung von Eigenspannungen beim Fließpressen wurde bereits weitreichend beschrieben. Eine gezielte, wissenschaftlich begründete Nutzung und quantitative Nachweise insbesondere der lokalen Kaltverfestigung sind bisher nicht erfolgt. Auch fehlen geeignete Werkstoffmodelle zur numerischen Abbildung bzw. Untersuchung der kaltverfestigten Bauteile, um nach dem Umformfügen der Komponenten möglichst präzise strukturmechanische Belastungsrechnungen durchführen zu können. Daraus ergibt sich die Bedingung, dass neben der Verfügbarkeit derartiger, verifizierter Umformmodelle auch die Nutzung der in der Umformsimulation erzeugten numerischen Ergebnisse in einem FE-Programm für Strukturmechanik erforderlich ist. Oftmals wird sowohl für die numerische Umformsimulation als auch für eine nachfolgende Belastungsrechnung ein eigenes FE-Programm eingesetzt. Eine Vorgehensweise zur Übertragung und Einbindung von umformtechnisch erzeugten lokalen Bauteileigenschaften in die strukturmechanische Simulation, um die statische Torsionsfestigkeit von kaltverfestigten Bauteilen oder von umformgefügten WNV zu ermitteln, fehlt jedoch aus aktueller Sicht.

3 Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise

Die steigenden Anforderungen im Mobilitätssektor erfordern neue, schlanke Entwicklungs- und Fertigungskonzepte für Komponenten oder Baugruppen. Ein seit vielen Jahren in der Wissenschaft verfolgter Ansatz zur Produktivitätssteigerung im Bereich des Fügens von Getriebekomponenten ist das Fügen durch Umformen. Hierbei zeigt sich insbesondere die Herstellung von Welle-Nabe-Verbindungen mittels Querfließpressen (Q-WNV) in Kombination mit neuartigen komplexen Nabenprofilen als vielversprechend, da kombiniert reib- und formschlüssige Verbindungen erzeugt werden können. Damit vereinen sich die Vorteile eines Reibschlusses (Elastizität unter dynamischer Last) und eines Formschlusses (Übertragung hoher Torsionsmomente).

Der Einsatz von digitalen Bauteil- und Fertigungsmodellen und die Integration digitaler Fertigungswerkzeuge in die Bauteilentwicklung geraten dadurch vermehrt bei der Entwicklung neuer Fertigungskonzepte in den Fokus. Während das Potenzial derartiger umformgefügter Q-WNV aus Vorarbeiten [1], [2], [8], [85], [127], [128] bekannt ist und ein Leistungsnachweis experimentell erbracht wurde, sind noch keine numerischen bzw. analytischen Modelle oder Methoden bekannt, die eine rechnerische Prognose des maximal erreichbaren statischen Torsionsmoments zulassen. Die für den statischen Anwendungsfall relevante Kaltverfestigung der Welle durch eine vorhergehende Kaltumformung wurde bisher nicht untersucht bzw. nicht berücksichtigt.

Daher bestand das wissenschaftliche Ziel dieser Arbeit in der Ermittlung des Einflusses der Kaltverfestigung der Welle durch Kaltumformung beim Umformfügen von Welle-Nabe-Verbindungen mittels Querfließpressen auf die statische Torsionsfestigkeit. Es stellt sich die Frage, wie sich die durch die Umformung hervorgerufene Kaltverfestigung der werkstofflich weichen Welle in die numerische strukturmechanische Belastungsrechnung integrieren lässt. Die Klärung dieser Frage erfordert die Integration der Kaltverfestigung in die statische Torsionsbelastungsrechnung, um mittels FE-Simulation eine realitätsnahe statische Torsionsfestigkeit für derartige Verbindungen unter Berücksichtigung des Fertigungseinflusses zu ermitteln.

Derzeit werden für den Umform- und Fügevorgang sowie die nachfolgende strukturmechanische Bestimmung der Torsionsfestigkeit jeweils unterschiedliche FE-Berechnungsansätze angewendet. Daraus folgt, dass eine direkte Kopplung zwischen der Software für Umformsimulationen und der Software für Strukturmechanik aufgrund unterschiedlicher Berechnungsansätze nicht möglich ist. Daher ist ein Transfer von Geometrie- und Werkstoffdaten von der Umformsimulation in die strukturmechanische FE-Software erforderlich. Zudem müssen vorhandene Werkstoffmodelle, die in beiden Simulationsprogrammen implementiert werden können, bewertet werden, da die lokal erzeugte Werkstofffestigkeit infolge der Kaltverfestigung durch das Umformen von zentraler Bedeutung für die numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit ist.

Ein untergeordnetes Ziel besteht in der geometrischen Gestaltung von fugendruckbasierten Nabenkonturen zur Einstellung eines vorgegebenen Fugendrucks und zur Verringerung lokaler Spannungsüberhöhungen im Nabenkörper. Dazu wird die ballige Außenkontur der Welle beim Querfließpressen genutzt, um mittels iterativer Konturgestaltung die Nabengeometrie mit dem Werkstofffluss der Welle beim Fügen zu verbinden. Eine spezielle fugendruckbasierte Konturgestaltung soll eine Fugendruckhomogenisierung der Fügeverbindung nach dem Umformfügen mittels Querfließpressen ermöglichen und die Spannungsüberhöhungen im Nabenkörper verringern.

Aus diesen Zielen leiten sich drei wesentliche Fragen ab, die im Rahmen dieser Arbeit beantwortet werden sollen:

1. Wie erfolgt der Übertrag von lokalen Spannungs- und Dehnungszuständen, die mittels Kaltumformung durch Fließpressen eingebracht wurden, aus der Umformsimulation in die Strukturmechaniksimulation?
2. Welche Torsionsmomente lassen sich durch die Einbringung einer Kaltverfestigung bei einer umformgefügten Q-WNV erzielen und mit welcher Genauigkeit können diese Grenzdrehmomente der Torsion mittels FE-Strukturmechaniksimulation unter Verwendung bekannter Werkstoffmodelle für Wellenwerkstoffe vorhergesagt werden?
3. Welchen Einfluss nimmt die fugendruckbasierte Nabenkonturgestaltung auf die statische Torsionsfestigkeit von Q-WNV und wodurch wird das Fugendruckniveau begrenzt?

Um das Ziel dieser Arbeit zu erreichen und die sich daraus abgeleiteten Fragen zu beantworten, wird die Baugruppe der Q-WNV in die Einzelkomponenten Welle und Nabe in den nachfolgenden Kapiteln unterteilt. Die systematische Separierung ermöglicht die Entwicklung einer Methode zur Integration der Kaltverfestigung in die numerische Berechnung von maximalen übertragbaren Torsionsmomenten von Q-WNV.

Das **Kapitel 4** beinhaltet den ausführlichen Versuchsplan der numerischen und experimentellen Untersuchungen, die Vorstellung der eingesetzten Simulationssoftware, die Messtechnik, die festgelegten Werkstoffkennwerte sowie die eingesetzten Versuchsstände.

In **Kapitel 5** wird die Integration der Kaltverfestigung in die Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit einer repräsentativen Wellengeometrie untersucht, indem der Einfluss der Kaltverfestigung vom Fügevorgang separiert und eine kaltumgeformte Welle mittels VVFP hergestellt wird. Zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit wird ein Prüfaufbau und eine Prüfgeometrie entwickelt, um den Einfluss der Kaltverfestigung der fließgepressten Wellen gegenüber zerspannten Wellen ohne Kaltverfestigung zu ermitteln (**Kapitel 5.3**). Anschließend erfolgt die numerische Abbildung des Umformvorgangs zur Herstellung der Wellen im FE-Umformsimulationsprogramm *Deform3DTM*. **Kapitel 5.5** thematisiert den Datentransfer der numerisch umgeformten

Wellen von der FE-Umformsimulation (*Deform3DTM*) in die FE-Strukturmechaniksoftware *ANSYS Workbench*, um die Geometrie sowie die lokalen Spannungs- und Dehnungszustände der umgeformten und kaltverfestigten Welle zu übertragen. Die Vorgehensweise zur Ermittlung des Einflusses der Kaltverfestigung auf die statische Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

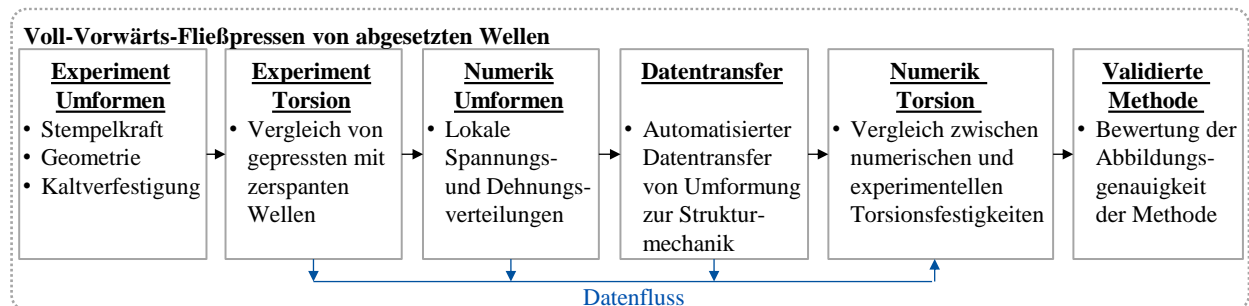


Abbildung 3-1: Vorgehensweise zur Ermittlung des Einflusses der Kaltverfestigung auf die statische Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen

Die Untersuchung zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenkonturen für Q-WNV unterteilt sich in zwei weitere Abschnitte. Einerseits erfolgt die Untersuchung zur Auslegung und Herstellung von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen und andererseits die Übertragung bzgl. der Integration der lokalen Bauteileigenschaften und der Einsatz eines validierten FE-Modells auf reib- und formschlüssige komplexe Nabenprofile. In Abbildung 3-2 ist eine reibschlüssige Nabeninnenkontur (2D-Kontur) einem Nabenprofil (3D-Profil) mit reib- und formschlüssiger Nabeninnengeometrie gegenübergestellt.

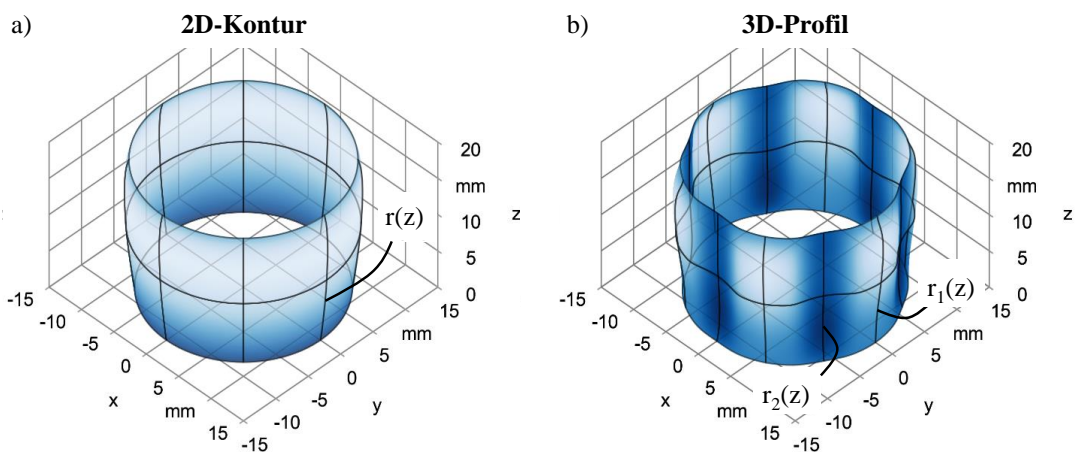


Abbildung 3-2: Gegenüberstellung von a) reibschlüssigen fugendruckbasierten Nabenkonturen und b) reib- und formschlüssigen fugendruckbasierten Nabenprofilen [129]

Kapitel 6 fokussiert sich auf die numerische Gestaltung reibschlüssiger Nabenkonturen durch die Umsetzung eines iterativen werkstoff- und geometrieintegrierten Gestaltungsansatzes. Hierbei wird das Ziel verfolgt, nach dem Fügen eine homogene Kontaktdruckverteilung in der Fuge zwischen Welle und Nabe zu erhalten (**Kapitel 6.2**) und zugleich den maximal einstellbaren Fugendruck zu ermitteln. Bei der Nabenkonturgestaltung wird dabei der Ansatz verfolgt, dass die Welle

vor dem Fügevorgang zylindrisch vorliegt und die Nabe auf ihrer Innenseite vor dem Fügevorgang entsprechend konturiert wird. Dies bietet den Vorteil, dass die Nabe eine zwangsläufig hinter-schnittige Kontur erhält, wodurch sich ein zusätzlicher axialer Formschluss nach dem Fügevor-gang ergibt. Der Einfluss des Hinterschnitts auf die axiale Abziehkraft, die erreichbaren Fugen-drücke sowie die statischen Torsionsfestigkeiten von fugendruckbasierten, reibschlüssigen Naben-konturen werden in **Kapitel 6.4** zusammengefasst.

In **Kapitel 7** erfolgt die Validierung des FE-Umformmodells, um die experimentell gefügten Pro-ben möglichst exakt numerisch abzubilden. Nach einer umfangreichen Geometrieanalyse der ex-perimentell gefügten Versuchsproben (**Kapitel 7.1**) wird mit dem daraus entwickelten erweiterten FE-Umformmodell eine weitere Nabenkontur entwickelt (**Kapitel 7.2**) und dieses FE-Modell durch experimentelle Fügeversuche validiert (**Kapitel 7.3**). Die experimentelle Ermittlung der sta-tischen Torsionsfestigkeit von umformgefügten Q-WNV mit fugendruckbasierten Nabeninnen-konturen erfolgte in **Kapitel 7.4**. Die mit dem erweiterten FE-Umformmodell numerisch gefügten Q-WNV wurden in die FE-Software *ANSYS Workbench* übertragen, numerisch deren statische Torsionsfestigkeit bestimmt und abschließend der Vergleich zu den zuvor ermittelten experimen-tellen Ergebnissen dieses Kapitels gezogen. In **Kapitel 8** werden die vorangegangenen FE-Simu-lationsmodelle und Methoden zur experimentellen und numerischen Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Nabenprofile angewendet und der Einfluss des zusätzlichen Formschlusses herausgearbeitet. Weiterhin beantwortet dieses Kapi-tel die Frage nach der geeignetsten Nabeninnenkontur hinsichtlich der maximalen statischen Tor-sionsfestigkeit. Die Diskussion der numerischen und experimentellen Untersuchungsergebnisse in **Kapitel 8.5** führt die erarbeiteten Ergebnisse zusammen, stellt Vergleiche dar und liefert Antwor-ten auf die eingangs gestellten Fragen zur numerischen Abbildung der statischen Torsionsfestig-keit von umformgefügten WNV mit fugendruckbasierten Nabenprofilen im Vergleich zu konven-tionellen WNV.

Die in den Untersuchungen dieser Arbeit ermittelten Ergebnisse und Erkenntnisse werden in **Ka-pitel 9** zusammengefasst und eine Empfehlung zum Einsatz der entwickelten Methode zur Integra-tion der Kaltverfestigung für umformgefügte Q-WNV ausgesprochen. Das Spektrum umformge-fügter Q-WNV im Mobilitätssektor, auf welches derartige Verbindungen aufgrund ihrer Eigen-schaften abzielen, wird identifiziert und dargestellt. Die Arbeit schließt mit einem Ausblick auf weiterführendes Forschungspotenzial.

4 Versuchsplan, Prüfstände, Messtechnik und Werkstoffkennwerte

In diesem Kapitel sind zunächst der Versuchsplan und die für die verschiedenen Untersuchungen eingesetzte Simulationssoftware, die Messtechnik, die ermittelten Werkstoffkennwerte sowie die eingesetzten Versuchsstände aufgeführt. Die Fertigungszeichnungen der Probenkörper und der Prüfaufnahmen sind im Anhang aufgeführt.

Für die umformtechnischen numerischen Untersuchungen des im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten VVFP und Umformfügens wurde die kommerzielle Software *DEFORM*® der Firma SFTC verwendet. Dieses FE-Programm wird für die Analyse des Werkstoffflusses, die Bestimmung von Spannungen, Dehnungen, Umformkräften und Temperaturverteilungen sowie weiteren plastischen und mechanischen Kenngrößen während des Umformprozesses eingesetzt. Für realitätsnahe Simulationsergebnisse ist eine präzise Werkstoffmodellierung erforderlich. Die Fließkurven der eingesetzten Werkstoffe sowie die wichtigsten mechanischen und physikalischen Werkstoffeigenschaften werden deshalb in Kapitel 4.4 bestimmt.

Die numerischen Untersuchungen zur statischen Torsionsfestigkeit wurden mit der kommerziellen Software *ANSYS Workbench* durchgeführt. Mit den heute verfügbaren Solvern für Finite-Element-Analyse (FEA) können Lösungen für strukturmechanischen Probleme angepasst und Design-Szenarien analysiert werden. Das Subprogramm *ANSYS Mechanical* verfügt über Werkzeuge, die für die Festigkeitsanalyse von Bauteilen und Baugruppen benötigt werden. Damit können die mechanischen Größen wie Drücke, Kräfte, Momente und Verschiebungen berücksichtigt und in Form von Verschiebungen, Spannungen oder Dehnungen auf Baugruppen- oder Bauteilebene bewertet werden, um somit das Leistungspotenzial eines Produkts vorherzusagen.

4.1 Übersicht über die numerischen und experimentellen Untersuchungen

Die Untersuchungen in dieser Arbeit teilen sich in drei einzelne Untersuchungsabschnitte auf. In **Kapitel 5** wird zunächst die statische Torsionsfestigkeit von umgeformten Wellen numerisch und experimentell betrachtet. In **Kapitel 6** erfolgt die Entwicklung von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabeninnenkonturen von mittels Querfließpressen gefügten WNV, die nachfolgend in **Kapitel 7** bzgl. ihrer statischen Torsionsfestigkeit numerisch und experimentell untersucht werden. Das **Kapitel 8** schließt die Untersuchung mit der numerischen und experimentellen Ermittlung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen von mittels Querfließpressen gefügten WNV ab. Diese sequentielle Vorgehensweise ist erforderlich, um zunächst die statische Torsionsfestigkeit von Wellen unter Berücksichtigung der Kaltverfestigung einer vorhergehenden Umformung bestimmen können. Bei umformgefühten WNV kann eine statische Torsionsfestigkeit nur unter Berücksichtigung der Überlagerung eines Reibschlusses oder eines Formschlusses hinreichend genau ermittelt werden.

Der Ablauf der experimentellen und numerischen Untersuchungen zur numerischen Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von Wellen mit Berücksichtigung der Kaltverfestigung durch das Fließpressen ist in Abbildung 4-1 dargestellt. Zunächst werden Wellen mittels VVFP auf einer Kaltfließpresse (4.2.2) mit den in Kapitel 4.2 beschriebenen Probengeometrien und den in Kapitel 4.4 charakterisierten Werkstoffen hergestellt. Die Umformung wird hinsichtlich der auftretenden Stempelkräfte und Stempelwege analysiert. Von den Proben wird die umgeformte Geometrie vermessen sowie Eigenspannungen und Härteverläufe ermittelt. Die gewonnenen Ergebnisse werden für Validierung des FE-Umformmodells benötigt. Die fließgepressten Versuchsproben werden auf einem Prüfstand (Kapitel 4.2.4) tordiert, deren statische Torsionsfestigkeit ermittelt und durch den Vergleich mit zerspannten Versuchsproben der Einfluss der Kaltverfestigung herausgearbeitet.

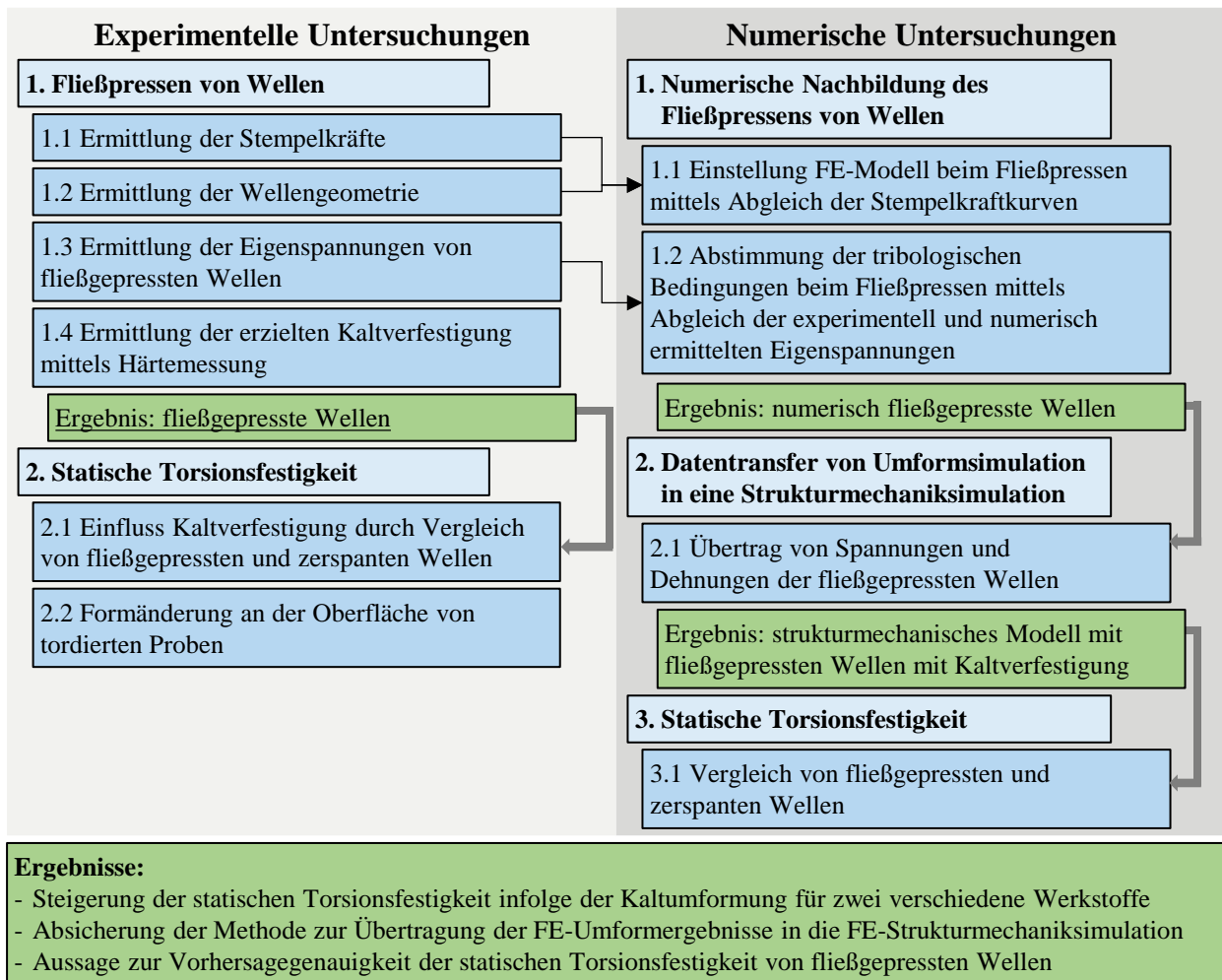


Abbildung 4-1: Ablaufplan der experimentellen und numerischen Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von Wellen mit Berücksichtigung der Kaltverfestigung

Um die statische Torsionsfestigkeit von umgeformten Wellen numerisch ermitteln zu können, erfolgt zunächst die Nachbildung der experimentellen Untersuchungen mit einer FE-Umformsoft-

ware. Dazu wird eine Methodik zum Datentransfer dieser Geometrie- und der lokalen Werkstoffdaten des numerisch umgeformten Bauteils erstellt, um die durch die Umformung im Fließpressteil erzeugten Spannungen und Dehnungen in eine FE-Software für Strukturmechanik übertragen zu können. Mit den dann in die Strukturmechaniksimulation zuvor transferierten Geometrien und Eigenschaften der fließgepressten Wellen wird die statische Torsionsfestigkeit ermittelt und die Abweichung zu den experimentellen Ergebnissen hinsichtlich möglicher Einflussfaktoren auf die Vorhersagegenauigkeit analysiert.

Ziel in Kapitel 6 und Kapitel 7 ist die numerische und experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten, reibschlüssigen Nabeninnenkonturen von mittels Querfließpressen gefügten WNV. Der Ablauf der numerischen und experimentellen Untersuchungen ist in Abbildung 4-2 dargestellt. Zunächst erfolgt die numerische Untersuchung von konventionellen Ansätzen zur Herstellung eines über die Fugenlänge homogenen Fugendrucks, was die Schwächen derzeit bekannter Fertigungsmethoden hinsichtlich der Fugendruckverteilung offenbart. Nachfolgend erfolgt die Umsetzung eines iterativen Gestaltungsansatzes, der die Wechselwirkung der Elastizitäten des Wellen- und Nabenwerkstoffs während des und nach dem Fügen(s) berücksichtigt. Mit diesem 2D-FE-Modell und der implementierten Gestaltungsmethodik werden für zwei Wellenwerkstoffe jeweils zwei Nabenkonturen in Abhängigkeit von unterschiedlich hohen Fugendruckverläufen ermittelt. Mit diesen Nabenkonturen werden schließlich experimentelle Fügeuntersuchungen auf einer hydraulischen Umformpresse (Kapitel 4.2.3) durchgeführt. Die Versuchsproben (Kapitel 4.2) werden vor und nach dem Fügen geometrisch analysiert und unter Zuhilfenahme der numerischen Ergebnisse die Fugendrucke bestimmt. Zur Ermittlung der Genauigkeit des FE-Umformmodells werden „einfache Proben“, siehe Abbildung 4-5 a), eingesetzt, welche die gezielte Analyse des Umformprozesses und des Fügebereichs erlauben. Ebenso wird an diesen Proben die axiale Abziehkraft ermittelt. Zur Analyse der statischen Torsionsfestigkeit müssen Wellen und Naben eingesetzt werden, die die Einleitung eines Torsionsmoments bei der Prüfung ermöglichen. Hierbei werden Naben mit einem verschraubbaren Flansch und Wellen nach der Ausführung von Reinholz [130], siehe Abbildung 4-5 b), eingesetzt. Zur Einfachheit werden diese Proben nachfolgend als „Flanschnaben“ und „Reinholz-Wellen“ bezeichnet. Zur Validierung des FE-Umformmodells erfolgt in Kapitel 7 die Integration der aus den experimentellen Umformergebnissen gewonnenen geometrischen Erkenntnisse der gefügten Probenkörper, um ein validiertes FE-Modell zu generieren. Mit diesem erweiterten FE-Umformmodell wird eine erneute Nabenkontur generiert, diese hergestellt und gefügt sowie abschließend mit dem numerischen Umformergebnis hinsichtlich der geometrischen Gestalt abgeglichen. Die mit dem erweiterten FE-Umformmodell erzeugten WNV können dann mit der in Kapitel 5.5 entwickelten Methode in die

FE-Software für Strukturmechanik übertragen werden. Dort erfolgt dann die numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten Nabenkonturen von mittels Querfließpressen gefügten WNV.

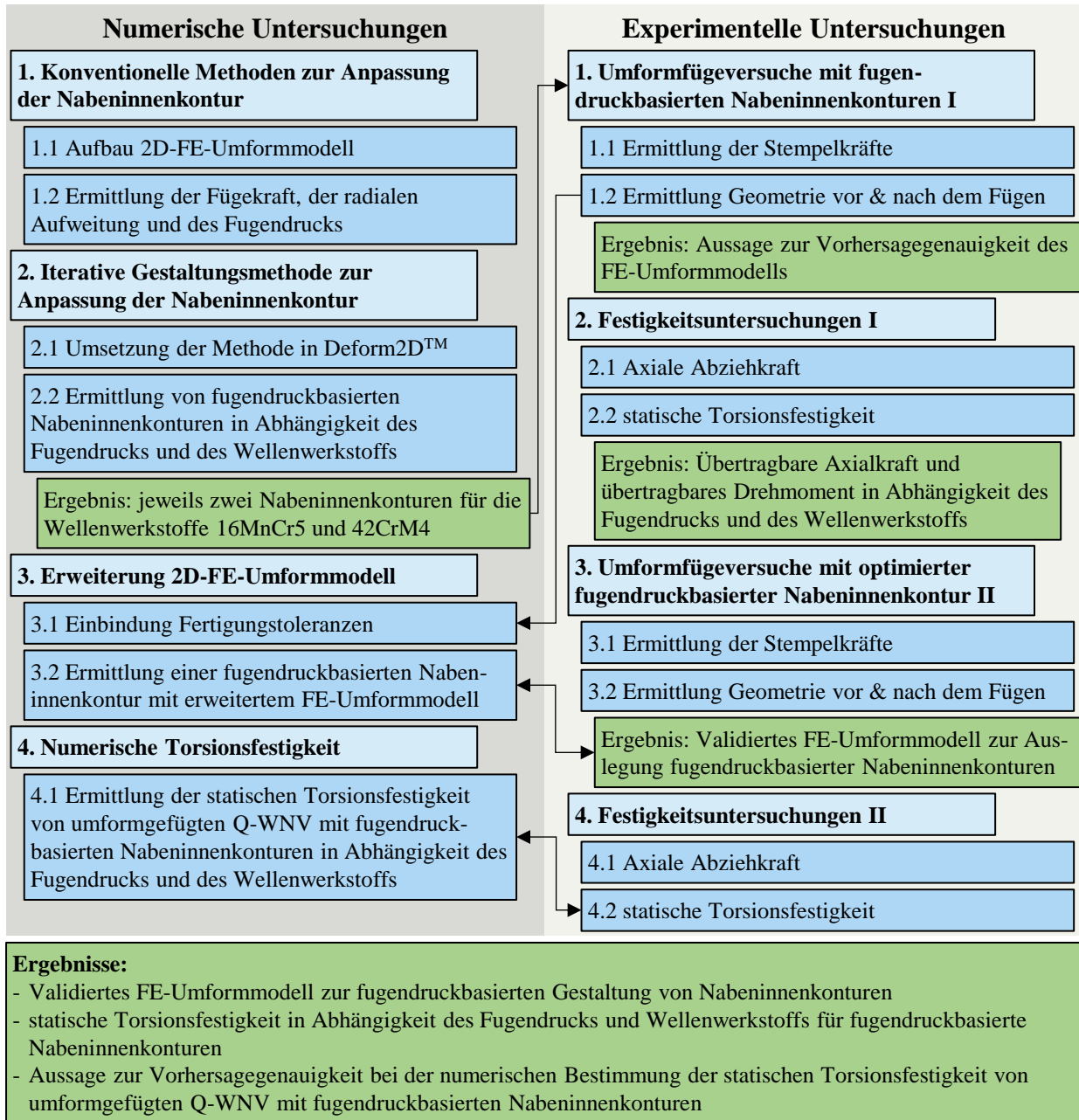


Abbildung 4-2: Ablaufplan der numerischen und experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung von fugendruckbasierten Nabeninnenkonturen und deren statische Torsionsfestigkeit

Ziel von Kapitel 8 bildet die numerische und experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen von mittels Querfließpressen gefügten WNV. Abbildung 4-3 stellt den Ablauf der dafür geplanten numerischen und experimentellen Untersuchungen dar. Für die Untersuchung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen wurde auf die im Rahmen des gemeinsamen DFG-Forschungsprojekts [9] entwickelten Nabenprofile zurückgegriffen. Um das Ziel der Ermittlung der

statischen Torsionsfestigkeit unter Einfluss der Kaltverfestigung für fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Q-WNV zu erreichen, erfolgt der Aufbau eines 3D-FE-Umformmodells, welches sich am validierten 2D-FE-Umformmodell aus **Kapitel 7** orientiert. Die Genauigkeit dieses FE-Umformmodells wird durch den Vergleich der Stempelkräfte, der Geometrie nach dem Umformfügen, der Formfüllung und der axialen Abziehkraft aus den experimentellen und numerischen Ergebnissen unter Verwendung der „einfachen“ Probengeometrie, siehe Abbildung 4-5 a), bewertet.

Anschließend erfolgt die experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen unter Verwendung der Reinholz-Wellen und Flanschnabenprobengeometrie, siehe Abbildung 4-5 b). Den Abschluss bildet der Vergleich zu den numerischen Ergebnissen der statischen Torsionsfestigkeit derartiger Nabenprofile unter Einbeziehung der durch die Umformung eingebrachten Kaltverfestigung durch Anwendung der in **Kapitel 5.5** entwickelten Vorgehensweise zur Einbindung lokaler Bauteileigenschaften aus der Kaltumformung.

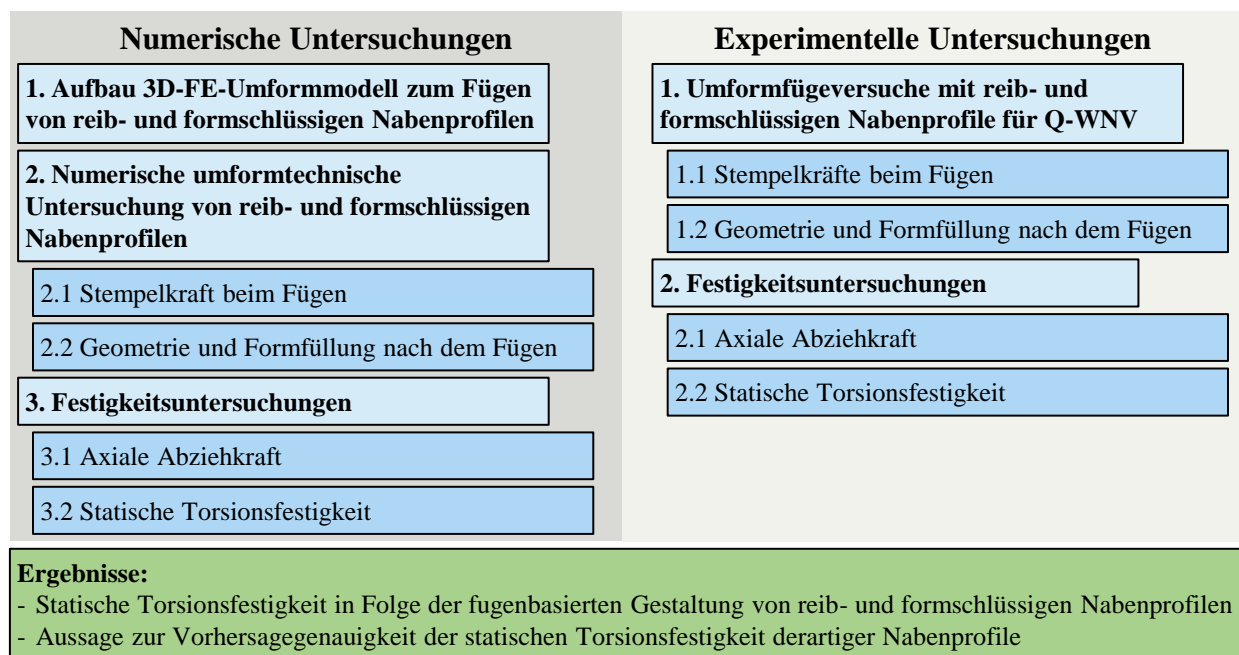


Abbildung 4-3: Ablaufplan der numerischen und experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von reib- und formschlüssigen Nabenprofilen für umformgefügte Q-WNV

4.2 Probengeometrie und Versuchsstände für experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Versuchsstände zur Ermittlung der Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen und von mittels Querfließpressen gefügten WNV eingesetzt. Die umformtechnischen Experimente wurden mit einer servomechanischen Kaltfließpresse (**Kapitel 4.2.2**) und ei-

ner einstufigen Hydraulikpresse (**Kapitel 4.2.3**) durchgeführt. Die statischen Torsionsfestigkeitsprüfungen der gepressten VVFP-Wellen und der umformgefügt WNV erfolgten auf dem hydraulischen Torsionsprüfstand am IKTD Stuttgart (**Kapitel 4.2.4**).

4.2.1 Eingesetzte Probengeometrien

Für die Untersuchung der Torsionsfestigkeit unter Einfluss der Kaltverfestigung auf fließgepresste Wellen stellt Abbildung 4-4 die Rohteile, das Pressteil nach dem VVFP und die daraus resultierende Torsionsprobe dar. Die Ermittlung der geometrischen Spezifikationen (Gestaltung beider Stirnseiten, Einbringung einer Bohrung) der Torsionsprobe ist in **Kapitel 5.3.1** dargelegt. Die technischen Zeichnungen der Torsionsprobe, die als Drehteil und als Pressteil mit nachfolgender Zerspanung zum Einsatz kam, sowie die technischen Zeichnungen des Matrizenkerns zum Fließpressen der Wellen finden sich im Anhang 10.3.

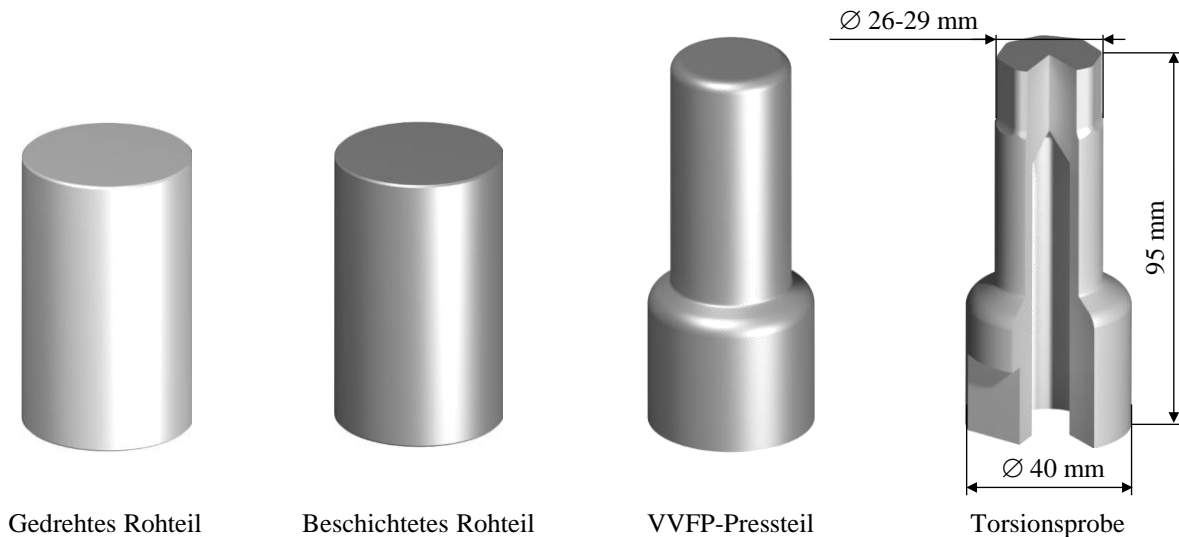


Abbildung 4-4: Darstellung der Rohteile, VVFP-Pressteile und Torsionsproben

Die Auslegung von fugendruckbasiert umformgefügt WNV sowie die Ermittlung der statisch erreichbaren Torsionsmomente derartiger Verbindungen erfolgte mit den Probenkörpern nach Abbildung 4-5. Die Gestaltung der Probengeometrien für Welle und Nabe erfolgte in Anlehnung an die Untersuchungen von Dörr [1] und Funk [2], wobei der Außendurchmesser der Nabenkörper von 35 mm auf 50 mm erhöht wurde und der Innendurchmesser von 25 mm der Nabe sowie die Nabenhöhe von 17,6 mm beibehalten wurde. Die „einfache Probenvariante“, siehe Abbildung 4-5 a), bestehend aus einem innenkonturierten Ring und einer einfach abgesetzten zylindrischen Welle, wurde für die Untersuchungen zur Gestaltung einer fugendruckbasierten Nabenkontur genutzt. Die Ermittlung der axialen Abziehkraft erfolgte ebenso mit diesen Probengeometrien. Zur Prüfung der Torsionsfestigkeit derartiger umformgefügt Q-WNV wurden die Probengeometrien der Naben und Wellen um einen Einspannbereich zur Einleitung bzw. Aufnahme von Torsionsmomenten erweitert, siehe Abbildung 4-5 b). Dadurch stellt sich der Fügebereich der Varianten

reibschlüssige Nabeninnenkonturen und reib- und formschlüssige Nabenprofile als nahezu identisch während des Umformfügevorgangs dar und die Einspannung der Proben weist während der Prüfung keinen Einfluss auf den Fügebereich, beispielsweise durch Klemmen, auf. Die Einspannbereiche der Welle und der Nabe sind daher vom Fügebereich entkoppelt.

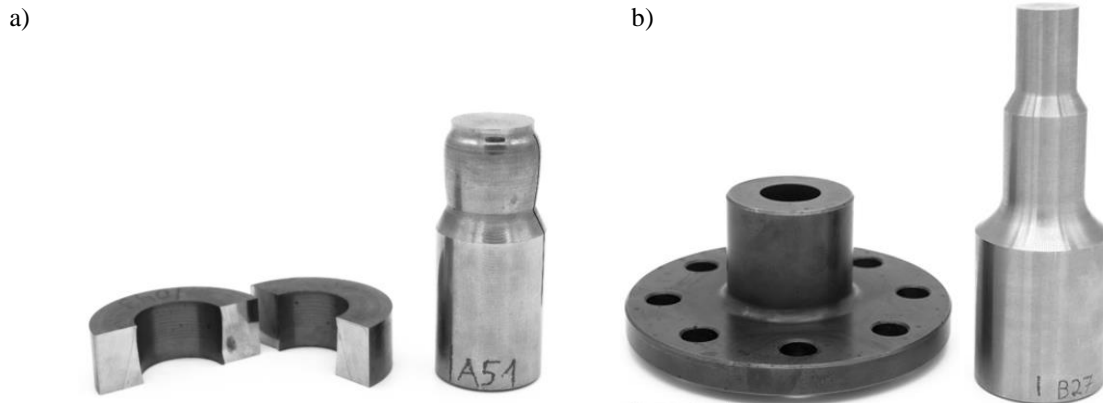


Abbildung 4-5: Probenkörper zum Umformfügen von WNV [9]

a) einfache Naben und einfache Wellen b) Flanschnaben und Reinholz-Wellen

Bei der Nabe wird dies durch einen hülsenförmigen Bereich erreicht, der in einen ausreichend dimensionierten Flansch übergeht. Die Welle ist abgesetzt ausgeführt, um im Einspannbereich ein ausreichend hohes Torsionsmoment übertragen zu können. Die geometrische Ableitung der Wellen- und Nabenform erfolgte in Anlehnung an die Probengeometrien von Reinholz [130]. Die technischen Zeichnungen der Wellen und Naben finden sich im Anhang 10.3.

4.2.2 Vollvorwärtsfließpressen auf einer servomechanischen Kaltfließpresse

Das Pressen der Wellen mittels VVFP für die Untersuchungen in Kapitel 5.2.2 erfolgte auf der seit 2015 am Institut für Umformtechnik vorhandenen servomechanischen Kaltfließpresse, siehe Abbildung 4-6 a). Die Presse vom Typ MSL 1-500-0, 85-500 der Schuler Gräbener Pressensysteme GmbH, von zwei Servomotoren angetrieben, erzeugt eine Nennkraft von $F_{\text{Nenn}} = 5.000 \text{ kN}$ bei einem Stößelhub von 500 mm und kann Werkzeuge bis zu einer maximalen Einbauhöhe von 1.410 mm aufnehmen. Der Stößel wird von den zwei Servomotoren über eine Welle und einen Kniehebel in Bewegung gesetzt. Die Dauerlaufhubzahl kann zwischen 3-45 U/min variiert werden. Über den hydraulischen tischintegrierten Ausstoßer können die Pressteile ausgestoßen werden. Weiterhin sind in Abbildung 4-6 b) das in der Presse eingebaute Werkzeug vor dem Umformprozess sowie in c) ein Rohteil und zwei Pressteile abgebildet. Der Werkzeugaufbau für das VVFP ist im Anhang in Abbildung 10-8 dargestellt. Für die experimentellen Untersuchungen wurden ausschließlich die Matrizen gewechselt, die zwei unterschiedliche Fließbunddurchmesser aufwiesen. Eine Verringerung des Fließbunddurchmessers führte bei konstanten Randbedingungen folglich zu längeren Pressteilen. Für weitergehende Untersuchungen wurde das Rohteilvolumen zum

Erzeugen gleichlanger Pressteile angepasst ohne die Maschineneinstellungen verändern zu müssen. Aufgrund der zu erwartenden hohen Innendrucke beim Fließpressen wurden die Matrizen zweifach armiert.

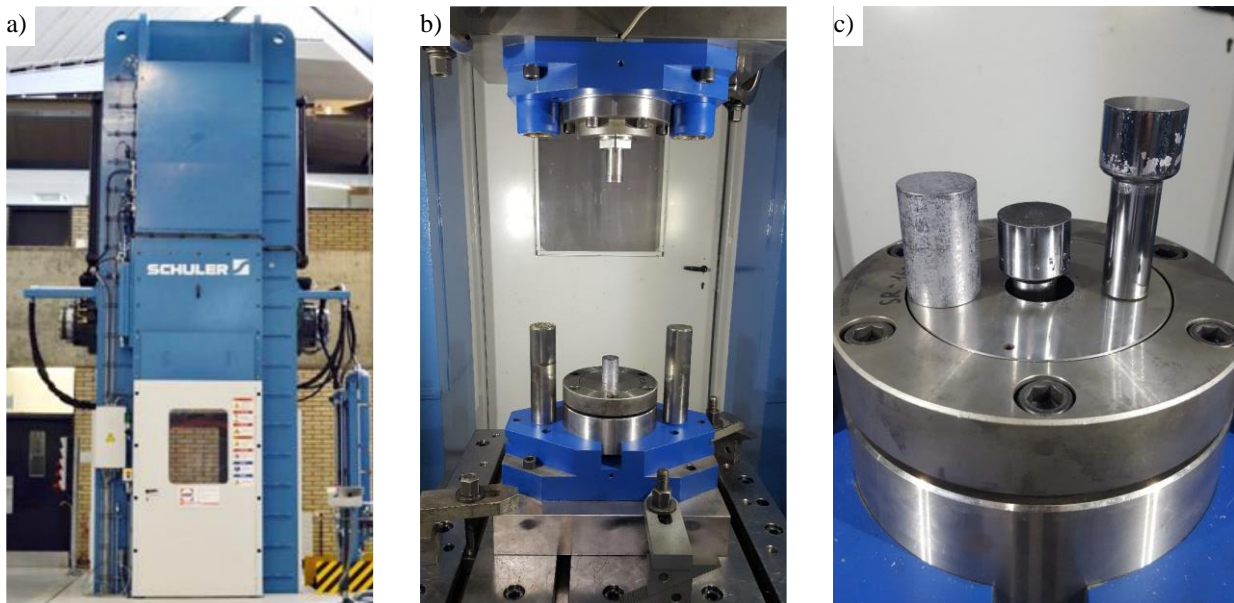


Abbildung 4-6: a) Servomechanische Presse am Institut für Umformtechnik b) Werkzeug vor Versuchsbeginn c) Rohteil und Pressteile

4.2.3 Umformfügen von WNV auf einer einstufigen hydraulischen Presse

Die experimentellen Untersuchungen zum umformtechnischen Fügen mittels Querfließpressen von WNV wurden auf der institutseigenen hydraulischen Presse des Herstellers Süddeutsche Maschinenbau GmbH (SMG) mit maximal 6.000 kN Presskraft durchgeführt.

Für die Untersuchungen zum Fügen von WNV (**Kapitel 6 bis 8**) wurde der Werkzeugaufbau nach Dörr [1] modifiziert. Der Aufbau zum Fügen von einfachen Naben (a) und von Reinholz-Naben (b) ist im Anhang in Abbildung 10-9 dargestellt. In den Untersuchungen dieser Arbeit wurden Naben mit einem Fügebereichaußendurchmesser von 50 mm verwendet. Dörr [1] untersuchte bereits verschiedene Maschineneinstellungen mit Bezug zur Einstellung der Formfüllung der Nabe als auch der Vorspannung der Nabe zur Reduzierung unzulässiger Spannungen während und nach dem Fügevorgang. In den hier dargelegten Untersuchungen wurden unzulässig hohe tangentielle Zugspannungen in der Nabe durch die verbesserte Gestaltung der Nabeninnenkontur und die dazugehörigen Festlegungen des Fugendruckes initial vermieden. In dieser Arbeit erfolgten die Untersuchungen ohne Variation des Stempelweges oder der Vorspannkraft. Für eine möglichst hohe Reproduzierbarkeit wurde daher der Vorspannweg mechanisch über ein zusätzlich eingebrachtes Ringelement definiert, welches auf die nötige Vorspannung der Nabe eingearbeitet wurde.

Für den Querfließpressprozess mit simultaner Vorspannung der Nabe wurde eine am IFU Stuttgart für einstufige Pressen entwickelte Schließvorrichtung in der oberen Werkzeughälfte verwendet.

Die Schließvorrichtung besteht aus einer Hydraulikkammer und einem Stickstoffspeicher. Über den Druck im Stickstoffspeicher wird die nötige Vorspannkraft auf die Nabe aufgebracht.

Beim Umformfügen entstehen tangential Zugspannungen in den Naben aufgrund der radialen Aufweitung [131]. Zur Vermeidung unzulässig hoher tangentialer Zugspannungen und zur Verringerung unzulässig hoher Deformationen wird die Nabe während des Fügevorgangs radial vorgespannt, wie in [1] und [83] bereits gezeigt wurde. Die Vorspannsegmente sind frei auf den schrägen Flächen der Matrize platziert, siehe Abbildung 2-19 b). Die obere Werkzeughälfte drückt vor dem Pressvorgang auf die Vorspannsegmente, sodass diese axial verschoben werden und aufgrund der Schrägflächen die Nabe radial unter Druckspannung versetzen. Die Vorspannkraft kann dabei sowohl druckabhängig [1] als auch mechanisch [83] konzipiert und eingestellt werden.

4.2.4 Kraft geregelter hydraulischer Torsionsprüfstand (IKTD Stuttgart)

Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit erfolgten auf einem kraftgeregelten hydraulischen Prüfstand am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design der Universität Stuttgart. Der Prüfstand, siehe Abbildung 4-7, verfügt über einen hydrostatisch gelagerten Schwenkantrieb und wird für kraft- und weggeregelte Untersuchungen antriebstechnischer Komponenten eingesetzt.

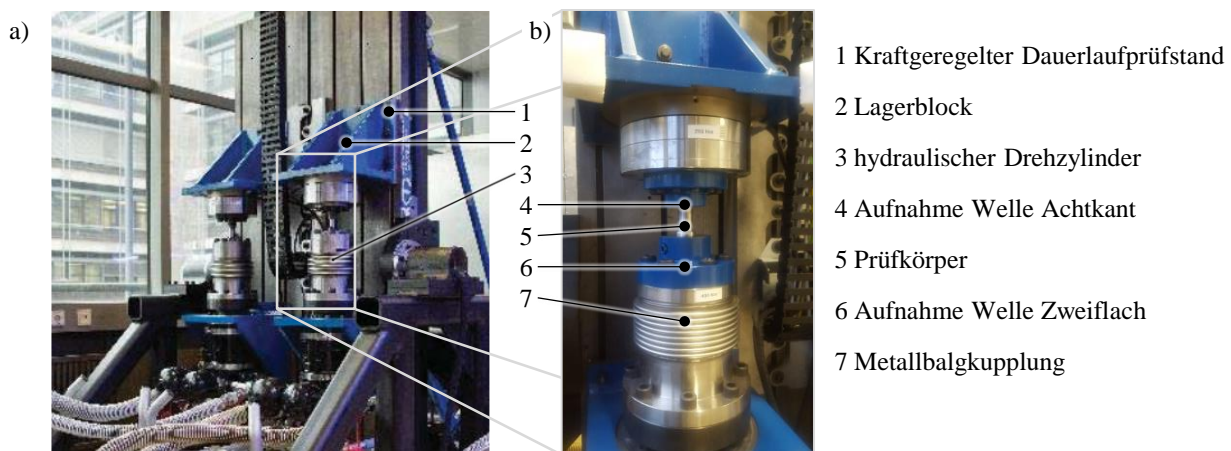


Abbildung 4-7: a) Kraft geregelter Dauerlaufprüfstand b) Werkzeugaufbau zur statischen Torsion von VVFP-Wellen

Die Prüfung von Komponenten kann dabei in horizontaler und vertikaler Achslage erfolgen, jedoch bietet die vertikale Ausrichtung des Antriebsstrangs die Möglichkeit, den Einfluss von aus Gewichtskräften der Einspannung herrührenden Querkräften auf die Probe sicher ausschließen zu können. Für die experimentellen Untersuchungen zur Torsions- und Verbindungsfestigkeit steht ein statisches Torsionsmoment von maximal 4.000 Nm zur Verfügung, wobei eine maximale Verdrehung von 50° aus der Mittellage erfolgen kann. Das Torsionsmoment wird von einem Drehzylinder erzeugt, welcher axial und radial hydrostatisch gelagert ist und für dynamische Untersu-

chungen eine Prüffrequenz von bis 100 Hz erreicht. Die winkelbasierte Steuerung des Drehzylinders ermöglicht für die Torsionsuntersuchungen in dieser Arbeit das Aufbringen eines quasistatischen Torsionsmoments.

4.3 Messtechnik

4.3.1 Koordinatenmessmaschine

Die Ermittlung geometrischer Bauteilabmessungen oder Formabweichungen erfolgte mit Hilfe einer Zeiss 3D-Koordinaten-Mess-Maschine Prismo 7 (KMM) mit einer Wiederholgenauigkeit von weniger als 2 μm . Die einzelnen Messpositionen zur Ermittlung von Durchmessern und Höhen der in den experimentell untersuchten Probenkörper sind in den jeweiligen Kapiteln aufgeführt.

4.3.2 Taktile Rauheitsmessung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden stichprobenartig Messungen der Außen- und Innenrauigkeiten der eingesetzten Naben und Wellen vor und nach dem Fügen durchgeführt. Ziel war die Ermittlung der Oberflächenveränderungen an den Fügeflächen in Folge des Fügens mittels Querfließpressens. Das in dieser Arbeit eingesetzte Rauheitsmessgerät in Abbildung 4-8 arbeitet taktile nach dem Tastschnittprinzip und eignet sich dazu, Oberflächentopologien im Mikrobereich zu vermessen. Zur Datenermittlung wird eine Diamantspitze an einem Tastarm über die Oberfläche geführt und der Ausschlag der Tastspitze in ein elektrisches Signal gewandelt. Anschließend erfolgt die Datenverarbeitung zur normgerechten Messung der Welligkeit und Rauheit.

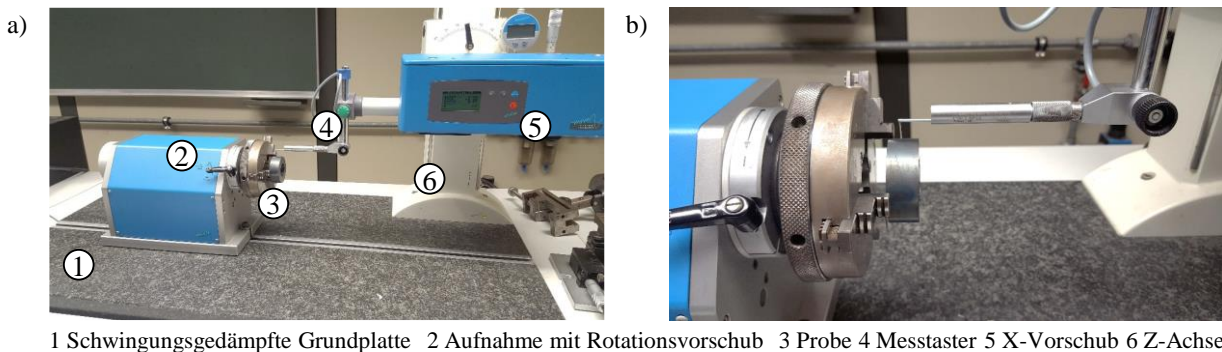


Abbildung 4-8: a) Aufbau 3D-Oberflächenmessgerät "Hommel Tester 8000";
b) Detailansicht der Oberflächenvermessung einer Nabenaußenseite

4.3.3 Härtemessung

Die Ermittlung der erzielten Kaltverfestigung in Folge des Fließpressens der Wellen (**Kapitel 5**) und des Querfließpressens der Wellen durch den Fügevorgang (**Kapitel 6-8**) erfolgte mittels Härtemessungen. Mittels lokal aufgelöster Härtemessungen können somit lokal erzielte Festigkeitssteigerungen infolge der Kaltumformung nachgewiesen werden. Die Härtemessungen wurden mit dem Messsystem Picodentor HM 500 der Fa. Fischer zur Bestimmung der Mikrohärtigkeit nach der instrumentierten Eindringprüfung nach DIN EN ISO 14577-1 [132] durchgeführt. Mit diesem

Messgerät wird der mechanische Widerstand der Mikrostruktur ermittelt, den ein Werkstoff dem mechanischen Eindringen eines härteren Prüfkörpers entgegensetzt. Aufgrund der geringen Eindruckdurchmesser und Eindringtiefen eignet sich die Mikrohärtemessung für die Darstellung von Härteverteilungen in kleinen Prüfbereichen. Die Mikrohärtemessungen wurden mit einer Prüfkraft von 490 mN nach Vickers (Härtekurzzeichen HV 0,05) durchgeführt. Für alle Messungen wurde die Messkraft über einen Zeitraum von 7 Sekunden bis zum Erreichen der Prüfkraft erhöht und anschließend für 14 Sekunden gehalten.

4.3.4 Optische Formänderungserfassung mittels GOM ARAMIS

Das System *ARAMIS* der Fa. Gesellschaft für die optische Messtechnik mbH (GOM) wird für die geometrische Erfassung von Dehnungen an der Bauteiloberfläche der fließgepressten Wellen (**Kapitel 5**) verwendet. Das Prinzip folgt dabei der Methodik der allgemeinen optischen Formänderungsanalyse durch die Bestimmung der Verzerrungen von definierten Mustern auf einer metallischen Körperoberfläche. Dabei erfolgt ein Vergleich eines stochastischen Musters vor und nach einer Formänderung oder simultan während der Formänderung.

4.4 Ermittlung der Werkstoffkennwerte

Die Formänderungseignung eines metallischen Werkstoffs wird quantitativ durch die Fließkurve bzw. Fließortkurve und das Formänderungsvermögen, welches im Allgemeinen richtungsabhängig ist, beschrieben [102]. Im Folgenden werden die für die Massivumformung wichtigsten Verfahren, die Zugprüfung und der Stauchversuch, beschrieben und die für diese Arbeit ermittelten Werkstoffkennwerte dargelegt.

Die numerischen und experimentellen Untersuchungen wurden im Rahmen dieser Arbeit unter Verwendung der Werkstoffe 16MnCr5 (1.7131, Einsatzstahl) und 42CrMo4 (1.7225, Vergütungsstahl) als Wellenwerkstoffe durchgeführt. Die Legierungsbestandteile der Werkstoffe entsprechend der normativen Vorgabe sind in Tabelle 4-1 aufgeführt [DIN08].

Tabelle 4-1: Legierungszusammensetzung der eingesetzten Werkstoffe 16MnCr5 (nach DIN EN 10084) und 42CrMo4 (nach DIN EN 10083-3)

	Wkst.- Nr.	C	Mn	Cr	Mo	Si	S	P
16MnCr5	1.7131	0,14-0,19	1,00-1,30	0,80-1,10		bis 0,40	0,02-0,04	
42CrMo4	1.7225	0,38-0,45	0,60-0,99	0,90-1,20	0,15-0,30	bis 0,40	0,02-0,04	bis 0,025

Die Werkstoffe haben insbesondere aufgrund ihrer mechanischen Eigenschaften unterschiedliche Einsatzgebiete im Getriebebau. Einsatzstähle finden Anwendung für Komponenten, die eine verschleißfeste Oberfläche und einen zähen Werkstoffkern aufweisen müssen. Der Werkstoff

16MnCr5 wird u.a. zur Herstellung von Getriebe- und Motorkomponenten oder auch für Zahnräder oder Kolbenbolzen genutzt [17]. Der Vergütungsstahl 42CrMo4 kann für hochbeanspruchte Teile im Fahrzeug- und Maschinenbau mit großer Verschleißfestigkeit, wie beispielsweise Ausgleichswellen oder Zahn- und Kegelräder, eingesetzt werden, sofern auch die Oberflächen gehärtet sind. Dieser Werkstoff charakterisiert sich durch einen hohen spezifischen Widerstand gegen statische und dynamische Beanspruchung. Die physikalischen Werkstoffeigenschaften in Tabelle 4-2 wurden den Werkstoffdatenblättern der Materiallieferanten entnommen.

Tabelle 4-2: Physikalische Werkstoffeigenschaften der Versuchswerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4

Eigenschaft	16MnCr5	42CrMo4
Dichte δ [kg/dm ³]	7,76	7,72
Elektrischer Widerstand bei 20 °C	0,12	0,19
Wärmeleitfähigkeit λ bei 20 °C [W/(mK)]	44,0	42,6
Wärmeausdehnungskoeffizient α bei 20-100 °C	11,5	11,1
Spezifische Wärmekapazität bei 20 °C	431	470

4.4.1 Zugprüfung

Mittels Zugversuchen können die Kennwerte Elastizitätsmodul E , Dehngrenze $R_{p0,2}$ bzw. Streckgrenze R_{eH} , Zugfestigkeit R_m sowie die Bruchdehnung A ermittelt werden [29]. In Abbildung 4-9 sind beispielhaft die Fließkurven aus den jeweiligen Zugversuchen für die in dieser Arbeit eingesetzten Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 dargestellt. Die Zugversuche wurden zur Ermittlung der Kennwerte Streckgrenze R_e , Zugfestigkeit R_m und Berechnung des Elastizitätsmoduls E gemäß DIN EN ISO 6892-1 [133] durchgeführt.

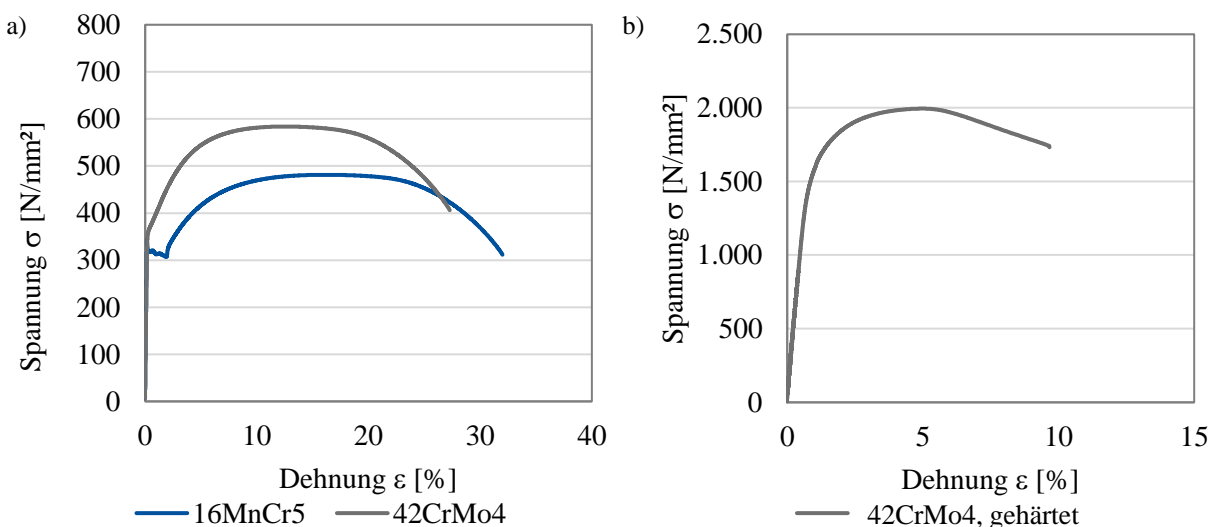


Abbildung 4-9: Vergleich der Fließkurven der Versuchswerkstoffe aus dem Zugversuch
a) 16MnCr5 und 42CrMo4, unvergütet b) 42CrMo4, gehärtet

Die aufgenommenen Kennwerte wurden für die Festigkeitsbetrachtungen zur Ermittlung des Eintritts des plastischen Fließens benötigt. Die Probenform entsprach hierbei der in der DIN 50125 vorgegebenen Form B mit einem Nenndurchmesser von 10 mm und einer Anfangsmesslänge von 50 mm für die in dieser Arbeit geprüften Werkstoffe. Der Werkstoff 16MnCr5 wies eine ausgeprägte Streckgrenze im Übergang von elastischer zu plastischer Formänderung auf, was sich nach [17] nur im normalgeglühten Zustand zeigt und nach weiterer Kaltverfestigung verschwindet.

In Tabelle 4-3 sind die mittels Zugversuchen ermittelten und für die nachfolgenden Untersuchungen benötigten Werkstoffkennwerte E-Modul, Streckgrenze und Zugfestigkeit zusammengefasst. Der Werkstoff 42CrMo4 wurde im unbehandelten und im gehärteten Zustand eingesetzt. Der gehärtete Zustand bildete die Referenz für die gehärteten Naben der umformgefühten WNV.

Tabelle 4-3: Festigkeitskennwerte der eingesetzten Werkstoffe 16MnCr5, 42CrMo4 und des gehärteten Werkstoffs 42CrMo4

Werkstoff	E-Modul [N/mm ²]	R _{p0,2} [N/mm ²]	R _m [N/mm ²]
16MnCr5	211.050	314,4	480,4
42CrMo4	203.458	362,2	580,0
42CrMo4, gehärtet	203.000	1.535,6	1.998,7

4.4.2 Zylinderstauchversuch und Stauchfließkurven

Beim Stauchversuch werden uniaxiale Druckspannungen auf die Werkstoffproben aufgebracht, die dazu führen, dass gegenüber dem Zugversuch relativ höhere Umformgrade erreicht werden. Dazu wird eine zylindrische Werkstoffprobe zwischen zwei ebenen, parallelen Stauchbahnen aufgenommen, die die Probe mit konstanter Geschwindigkeit axial stauchen [102].

Für den Vergleichsumformgrad gilt nach dem Tresca-Kriterium und unter Vernachlässigung von Korrekturen folgender Zusammenhang:

$$\varphi_V(F) \approx \ln\left(\frac{h(F)}{h_0}\right) \quad (4.1)$$

Die aktuelle Probenhöhe $h(F)$ bei der Kraft F kann dabei über den gemessenen Stauchweg $s(F)$ bestimmt werden:

$$h(F) = h_0 - s(F) \quad (4.2)$$

Aus der Definition des Vergleichsumformgrades Gleichung (4.1) folgt, dass φ_V negativ ist und die Probenhöhe mit wachsendem φ_V abnimmt. Für die Ermittlung der Fließkurve kann damit angenommen werden, dass gilt:

$$k_f(\varphi_V) = |-k_f(\varphi_V)| \quad (4.3)$$

Die Fließspannung kann damit wie folgt angenähert werden:

$$k_f(F) = \frac{F|h_0 - s(F)|}{\pi r_0^2 h_0} \quad (4.4)$$

Mit den Gleichungen (4.1), (4.2) und (4.4) lassen sich aus der gemessenen Kraft-Weg-Kurve $F(s)$ der Umformgrad und die Fließspannung des zu prüfenden Werkstoffs berechnen. Während die gemessene Kraft F nur in die Fließspannung einbezogen wird, geht die Höhenabnahme der Probe in den Umformgrad und zugleich in die Fließspannung ein [102].

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Druckfließkurven der Wellenwerkstoffe mithilfe des thermomechanischen Prüfsystems Gleeble 3800c aufgenommen, welches die Umformgeschwindigkeit, den zu erzielenden Umformgrad und die Temperatur bei erwärmten Proben regelt. Die Erwärmung der Stauchproben erfolgte durch das integrierte konduktive Erwärmungssystem. Zur Durchführung der Stauchversuche wurden zylindrische Stauchproben mit dem Verhältnis von Länge-zu-Durchmesser gemäß [106] $H_0/D_0 = 1,5$ festgelegt. Die Fließkurvenermittlung erfolgte im Temperaturbereich zwischen Raumtemperatur (RT) und 400 °C mit den Umformgeschwindigkeiten $\dot{\varphi} = 1/s$ und $\dot{\varphi} = 10/s$. Vor der Umformung wurde die Probe mit einer Aufheizrate von 15 °C/s bis zur gewünschten Umformtemperatur erwärmt. Um eine homogene Temperaturverteilung in der Probe zu gewährleisten, wurde die Probe anschließend 10 s auf dieser Temperatur gehalten. Die Probentemperatur wurde während des Stauchversuches mittels auf der Probenmantelfläche aufgeschweißter Thermoelemente erfasst. Zur Verringerung der Reibung auf den Kontaktflächen zwischen Probe und Hartmetallstauchbahnen wurden 0,1 mm dicke Graphitfolien verwendet. Anschließend wurde die Fließkurve des geprüften Werkstoffs um den elastischen Anteil verschoben. Die Fließkurven wurden bis zu einem Umformgrad von $\varphi = 0,7$ experimentell aufgenommen. In Abbildung 4-10 ist beispielhaft je eine Fließkurve ohne Vorerwärmung der Stauchproben für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 bei einer Umformgeschwindigkeit von $\dot{\varphi} = 1/s$ dargestellt, die mit dem Ludwik-Ansatz (Gleichung 4.6) bis zu einem Umformgrad von $\varphi = 2,0$ extrapoliert wurden. Hierbei wird die Fließspannung k_f mit einer Fließspannung σ_0 sowie einer Werkstoffkonstanten K und dem die Verfestigung beschreibenden Exponenten n berechnet.

$$k_f = \sigma_0 + K \cdot \varphi^n \quad (4.5)$$

Die vollständigen Stauchfließkurvensätze für den Temperaturbereich von 20 °C bis 400 °C und für die Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = 10/s$ sind im Anhang 10.1 aufgeführt.

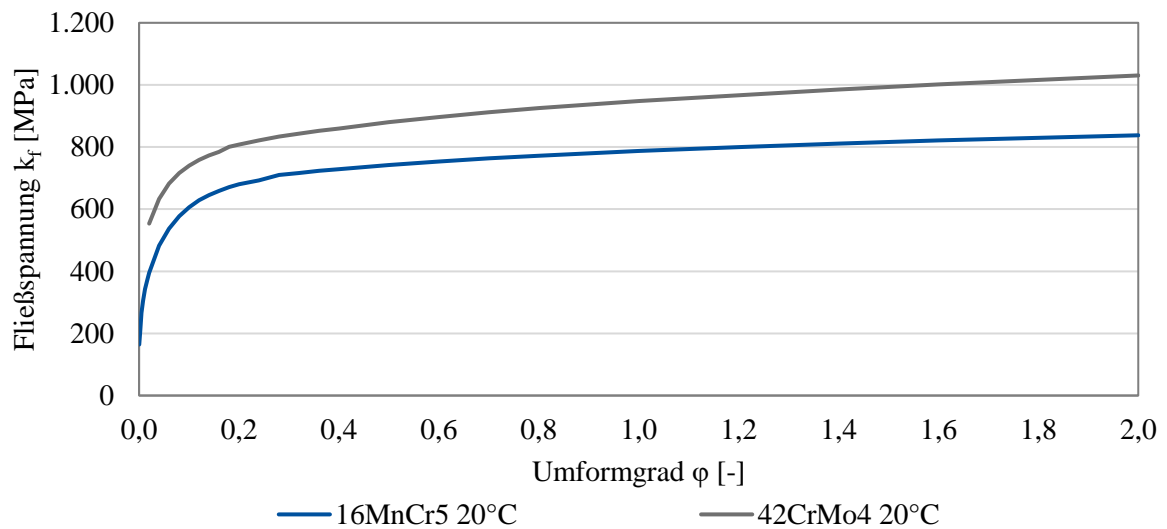


Abbildung 4-10: Fließkurven der Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 (Temperatur: 20 °C, Umformgeschwindigkeit: $\dot{\phi} = 1/s$)

4.4.3 Ermittlung der Ausgangshärte der eingesetzten Werkstoffe

An den Stauchproben wurden vor der Fließkurvenaufnahme Härtemessungen durchgeführt, um die Härte der Ausgangswerkstoffe zu ermitteln. Dazu wurden je zehn Messpunkte über den Querschnitt von jeweils drei Proben gesetzt. Die Ergebnisse sind als Durchschnittswert mit der jeweiligen Standardabweichung q in Tabelle 4-4 aufgeführt. Der gehärtete Werkstoff 42CrMo4, der für die Nabenkörper in **Kapitel 6, 7 und 8** eingesetzt wurde, weist nach der Wärmehandlung eine Härte von 56 HRC auf. Die HRC-Werte der werkstofflich weichen Wellen liegen unterhalb von 20 HRC.

Tabelle 4-4: Grundhärte HV0,05 der eingesetzten Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4

Werkstoff	HV0,05	q [HV 0,05]	q [%]
16MnCr5	174,5	21,7	12,4 %
42CrMo4	232,1	17,2	7,4 %

5 Statische Torsionsfestigkeit unter Einfluss der Kaltverfestigung

Ziel des Kapitels 5 ist die Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit unter Einfluss einer durch das Kaltfließpressen erzeugten lokalen Werkstoffverfestigung von Wellen im Übergang zu aufgesetzten Naben und im Nabenbereich selbst. Für diese Untersuchung werden abgesetzte Wellen bzw. entsprechend gestaltete Probenkörper eingesetzt. Dazu erfolgt im ersten Schritt die experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für Wellen, die mittels VVFP und mittels Drehen hergestellt werden. Der experimentelle Vergleich zeigt den Einfluss der Kaltverfestigung infolge der Kaltumformung auf die statische Torsionsfestigkeit auf (**Kapitel 5.2 und 5.3**). Im zweiten Schritt wird der Umformprozess mittels FE-Simulationen in *Deform3DTM* numerisch abgebildet (**Kapitel 5.4**). In **Kapitel 5.5** wird eine neue Methode zur Integration orts aufgelöster Spannungs- und Dehnungskennwerte entwickelt, um das Ergebnis der Umformsimulation in der nachfolgenden Belastungsrechnung in einem Programm für FE-Strukturmechaniksimulationen zu nutzen. Die infolge der Kaltumformung erzeugten lokalen mikrostrukturellen Werkstoffveränderungen werden nachfolgend zur strukturmechanischen Betrachtung der Torsionsfähigkeit in *ANSYS Workbench* eingesetzt. Der abschließende numerische Vergleich gegenüber einer Welle ohne Vorverfestigung weist den Einfluss der Kaltverfestigung für eine derartige Belastung aus.

5.1 Vorgehensweise

In Abbildung 5-1 sind die experimentellen Torsionsmomentverläufe (Abbildung 5-1 a) für eine fließgepresste und eine zerspannte Welle schematisch verdeutlicht. Dem gegenüber stehen die numerischen Betrachtungen in Abbildung 5-1 b), wobei die numerische Ermittlung des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel für eine fließgepresste Welle den Untersuchungsschwerpunkt dieses Kapitels bildet.

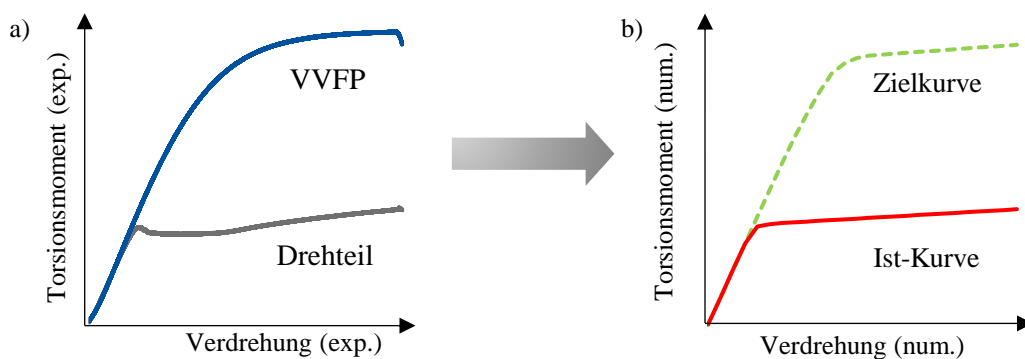


Abbildung 5-1: Schematische Darstellung von Torsionsmomentverläufen a) experimenteller Vergleich eines Drehteils gegenüber einer fließgepressten Welle (VVFP) b) Vergleich von Ist- und Zielkurve bei der numerischen Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit unter Berücksichtigung der Kaltverfestigung

Für VVFP-Wellen ist ein deutlicher Einfluss der Kaltverfestigung auf die Torsionsfestigkeit gegenüber zerspannten Wellen zu erwarten. Die Torsionsfestigkeit einer zerspannten Welle kann heute

sowohl analytisch als auch mit den derzeit bekannten numerischen Methoden hinreichend genau abgebildet werden. Für eine fließgepresste Welle fehlen derzeit gänzlich Berechnungsansätze, um die statische Torsionsfestigkeit zu ermitteln und dabei die Kaltverfestigung durch die vorhergehende Kaltumformung zu berücksichtigen, um die Zielkurve in Abbildung 5-1 b mittels FE-Berechnung zu ermitteln.

Die Untersuchung in diesem Kapitel unterteilt sich in eine experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für fließgepresste und zerspannte Wellen und in eine darauf aufbauende numerische Untersuchung zur Integration dieser Kaltverfestigung in die strukturmechanische Torsionsfestigkeitsermittlung. Abbildung 5-2 fasst das Vorgehen für den experimentellen Abschnitt zusammen. In einem ersten Schritt werden Wellen mittels VVFP und mittels Drehbearbeitung aus den Werkstoffen 16MnCr5 und 42CrMo4 hergestellt. Anschließend erfolgt eine ansteigende Torsionsbelastung bis ein Versagenskriterium, z.B. Torsionsbruch, eintritt. Die zerspannten Wellen dienen als Referenz zur Ermittlung des Einflusses der Kaltverfestigung infolge des vorhergehenden Fertigungsprozesses. Als Bewertungskriterien der experimentellen Untersuchungen werden für das Fließpressen die Stempelkraft, die gefertigte Pressteilgeometrie, der radiale Härteverlauf und die Eigenspannungen analysiert. Bei den experimentellen Untersuchungen wird das erforderliche Torsionsmoment bei Eintreten der plastischen Formänderung ermittelt und als Kriterium zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit verwendet. Die tordierten Proben werden abschließend bezüglich der verbleibenden plastischen Verdrehung und einer Festigkeitsveränderung infolge der Torsion analysiert.

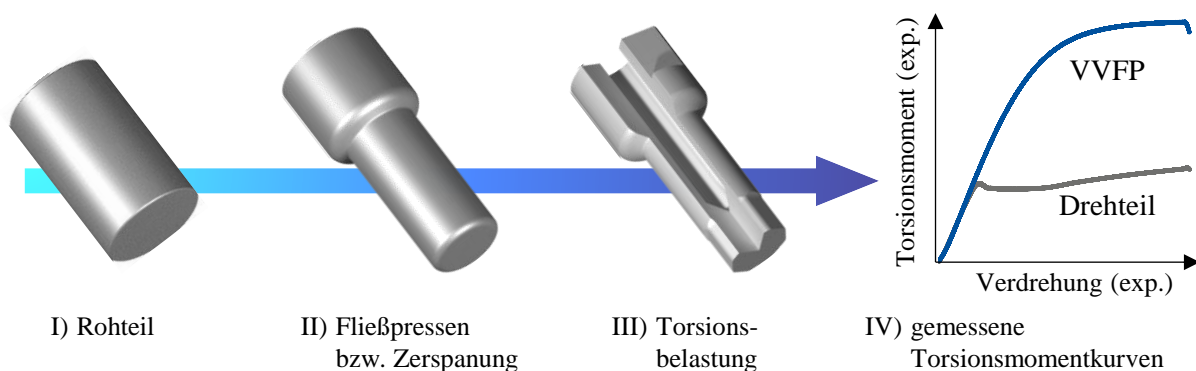


Abbildung 5-2: Vorgehensweise zur experimentellen Ermittlung der erreichbaren Torsionsfestigkeit von umgeformten und zerspannend hergestellten Wellenkörpern

Im zweiten Schritt werden die experimentellen Untersuchungen zum Fließpressen und zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit in einer numerischen FE-Software möglichst realitätsnah nachgebildet. Abbildung 5-3 stellt diese Vorgehensweise zur numerischen Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit für fließgepresste Wellen dar. Das VVFP wird in der FE-Software *Deform3DTM* simuliert (I). Das numerische Modell wird dabei sowohl für das Fließpressen als auch für das Ausstoßen validiert. Das numerische Reibungsmodell sowie geeignete Reibungsparameter

werden mittels einer iterativen Parameterstudie durch ein Fitting der numerischen zur experimentellen Stempelkraftkurve ermittelt. Für den Ausstoßvorgang erfolgt die Kalibrierung der Reibungsparameter durch einen Abgleich der numerisch und experimentell ermittelten Eigenspannungen. Das erzeugte numerische Pressteil in Form von Geometriedaten und lokalen Werkstoffeigenschaften (Spannungen, Dehnungen) infolge des Kaltumformprozesses wird skriptbasiert für den Import in *ANSYS Workbench* umgewandelt (II). Anschließend erfolgt in der FE-Simulation eine statische Torsionsbelastung zur Bestimmung der Torsionsfestigkeit bis Versagen in Form irreversibler plastischer Formänderungen eintritt (III). Dabei wird eine Steigerung des statischen Torsionsmoments in Folge der Berücksichtigung der Kaltverfestigung der fließgepressten Wellen erwartet (IV).

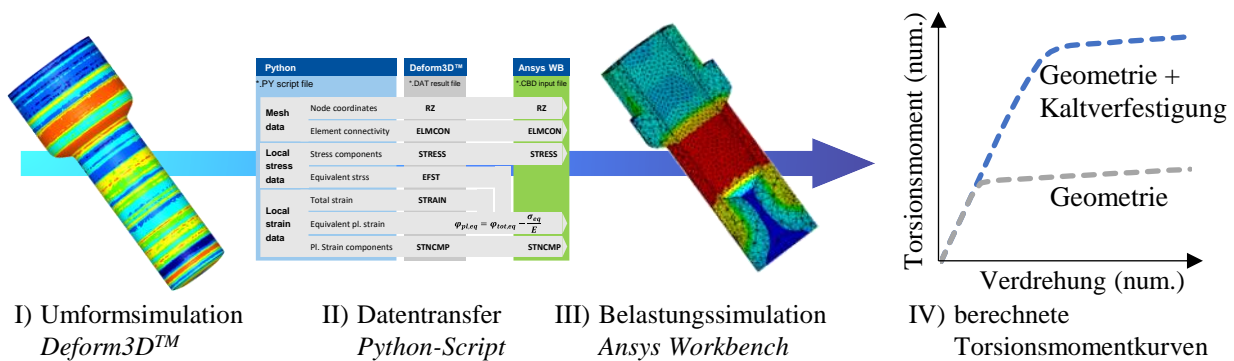


Abbildung 5-3: Vorgehensweise zur numerischen Ermittlung der maximal ertragbaren Torsionsmomente

Das postulierte Ergebnis dieses Kapitels stellt somit eine numerisch ermittelte statische Torsionsfestigkeit einer zuvor numerisch umgeformten Welle dar, die der experimentell ermittelten Torsionsfestigkeit möglichst weitgehend entspricht. Als weiterführendes Ergebnis wird eine deutliche Steigerung der Torsionsfestigkeit unter Einfluss der Kaltverfestigung erwartet. Somit erhebt diese Untersuchung den Anspruch der Ermittlung einer hinreichenden numerischen Abbildungsgenauigkeit zur Bestimmung der Torsionsfestigkeit fließgepresster Wellen unter Verwendung bekannter Werkstoff- und Reibungsmodelle. Dazu zählen die numerische Modellierung des VVFP mit anschließendem Ausstoßen des Pressteils, eine hinreichend genaue Übertragung von Geometrie und lokalen Bauteileigenschaften des Fließpressteils von einer Umformsimulationssoftware in eine Strukturmechaniksimulation sowie eine abschließende hinreichend genaue numerische Bestimmung der Torsionsfestigkeit fließgepresster Wellen.

5.2 Ermittlung der Kaltverfestigung fließgepresster Wellen

Dieses Kapitel thematisiert die umformtechnische Fertigung der Wellen und fasst die aus den gepressten Bauteilen gewonnenen Erkenntnisse zusammen. Dazu erfolgte zunächst die Auslegung des Umformprozesses und der Pressteile. Das Fließpressen der Wellenkörper wurde hinsichtlich der Stempelkräfte analysiert. An den gepressten Wellenkörpern wurden die Geometrie und die durch die Kaltumformung einbrachten Eigenspannungen und Werkstoffverfestigungen bestimmt.

5.2.1 Auslegung des Umformprozesses Vollvorwärtsfließpressen

Die Untersuchungen wurden nach den Empfehlungen von Lange [17] hinsichtlich der in der Kaltmassivumformung verwendeten Werkstoffe und den theoretischen globalen Umformgraden geplant. Die Ausgangsdurchmesser der Rohteile für die Wellenkörper wiesen einheitlich 40 mm auf. In Tabelle 5-1 sind zu jedem Zieldurchmesser des Pressteilzapfens die theoretisch global erzielbaren Umformgrade, die Ausgangshöhe der Rohteile und die eingesetzten Werkstoffe aufgelistet.

Tabelle 5-1: Zieldurchmesser, theoretische Umformgrade und Rohteilaustragshöhe für experimentelle VVFP-Untersuchungen

Zieldurchmesser [mm]	Umformgrad ϕ	Ausgangshöhe [mm]	Werkstoffe
D29	0,643	67	16MnCr5, 42CrMo4
D26	0,862	62	16MnCr5

Die Variation der Ausgangshöhe führte dazu, dass bei den experimentellen Untersuchungen lediglich die Matrize ausgetauscht werden musste, um Pressteile mit nahezu gleichen Gesamtlängen für zwei unterschiedliche Umformgrade herzustellen. Als Ziellängen wurde eine Pressteillänge von 100 mm und eine Kopflänge von 30 mm angestrebt. In Tabelle 5-2 sind die mittleren Rohteilgewichte sowie die absolute bzw. die prozentuale Standardabweichung aufgeführt.

Tabelle 5-2: Mittlere Rohteilgewichte für die Zapfenziel Durchmesser $\varnothing 29$ mm bzw. $\varnothing 26$ mm und die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den jeweiligen Standardabweichungen

Werkstoff	$\varnothing 29$ mm		$\varnothing 26$ mm
	16MnCr5	42CrMo4	16MnCr5
Mittleres Gewicht [g]	656,9	657,1	607,7
q [g]	0,07	0,57	0,14
q [%]	0,01	0,09	0,02

5.2.2 Experimentelle Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen

Die Herstellung der VVFP-Probenkörper nach Abbildung 4-4 erfolgte auf der servomechanischen Kaltfließpresse (Kapitel 4.2.2). Vor der Umformung wurden alle Rohteile einheitlich von der Fa. ZWEZ-Chemie GmbH beschichtet (Kapitel 5.2.2.1), um den Einfluss unterschiedlicher tribologischer Effekte in dieser Untersuchung auszuschließen. Während der Pressvorgänge wurde die Stempelkraft und der Stößelweg aufgenommen.

5.2.2.1 Beschichtung der Rohteile für das Vollvorwärtsfließpressen

Bei der Kaltumformung von Stahl treten erhebliche Oberflächenvergrößerungen und hohe Kontaktdrücke von bis zu 3.000 MPa im Werkzeug während der Umformung auf [134]. Daher wird in der Regel mit einer zusätzlichen Trägerschicht gearbeitet, um die Haftung des Schmierstoffs auf dem Grundwerkstoff zu verbessern [135].

Die Proben wurden entsprechend der Verfahrensschritte nach Tabelle 5-3 phosphatiert und beschichtet. Als Schmierstoff kam der Festschmierstoff auf der Basis von MoS₂ (ZWEZ Lube MD) zum Einsatz. Die Beschichtung selbst wurde in mehreren Verfahrensdurchläufen durchgeführt.

Tabelle 5-3: Verfahrensschritte zur Beschichtung der Proben für das VVFP

	Verfahrensgang	Produktgruppe	Konzentration	T [°C]	t _{Bes} [min]
1	Entfettung	ZWEZ-Clean 5340/1	5 %	ca. 90 °C	10
2	Spüle	Wasser			
3	Beize	Salzsäure mit Additiv	1:1	RT	5
4	Spüle	Wasser			
5	Aktivierung	ZWEZ-Cond ZN 20	0,3 %	ca. 45 °C	5
6	Phosphatierung	ZWEZ-Coat 629	PZ = 90	ca. 70 °C	10
7	Spüle	Wasser			
8	Schmierstoff	ZWEZ-Lube MD	ca. 11,5 % TS	ca. 70 °C	8
9	Trocknen/ Eintrommeln				8

In Tabelle 5-4 sind die mittleren Rohteilgewichte nach der Beschichtung sowie Gewichtszuwachs durch die Beschichtung aufgeführt.

Tabelle 5-4: Mittlere Zunahme der Rohteilgewichte in Folge der Beschichtung

	Ø29 mm		Ø26 mm
Werkstoff	16MnCr5	42CrMo4	16MnCr5
Mittleres Gewicht nach Beschichtung [g]	657,2	657,4	607,9
Mittlere Gewichtszunahme [g]	0,31	0,28	0,23

5.2.2.2 Stempelkräfte und Stößelwege beim Vollvorwärtsfließpressen

In der Umformtechnik stellen die Umform- bzw. Stempelkraft elementare Prozesskenngrößen dar. Zur Bestimmung dieser Kenngrößen wurde oberhalb des Stempels ein Federkörperkraftaufnehmer implementiert, der mit einer DMS-Vollbrücke ausgestattet war. Die Einbauposition des Kraftaufnehmers im oberen Werkzeugteil ist in Abbildung 10-8 dargestellt. Die Messung des Stößelwegs erfolgte mittels eines presseninternen Signalgebers der Stößelposition. In Abbildung 5-4 sind die vier Phasen [4] des Stempelkraft-Stößelweg-Verlaufs der durchgeführten Untersuchungen gekennzeichnet. Die Phase I stellte eine Überlagerung von Kräften bei der Überwindung von Werkzeugspiel, der Füllung der offenen Räume zwischen Rohteil und Werkzeug und der vorhandenen Pressenauffederung dar und entsprach dem aus der Literatur (Abbildung 2-4) bekannten Verlauf. Anschließend wurde das absolute Kraftmaximum (Phase II) erreicht. Nach Überschreiten des Kraftmaximums begann der quasistationäre Fließpressprozess (Phase III). Hier verringerte sich der Reibkraftanteil an der Gesamtumformkraft mit zunehmender Umformung, sodass die Stempelkraft kontinuierlich zum Vorgangsende (Phase IV) hin abnahm.

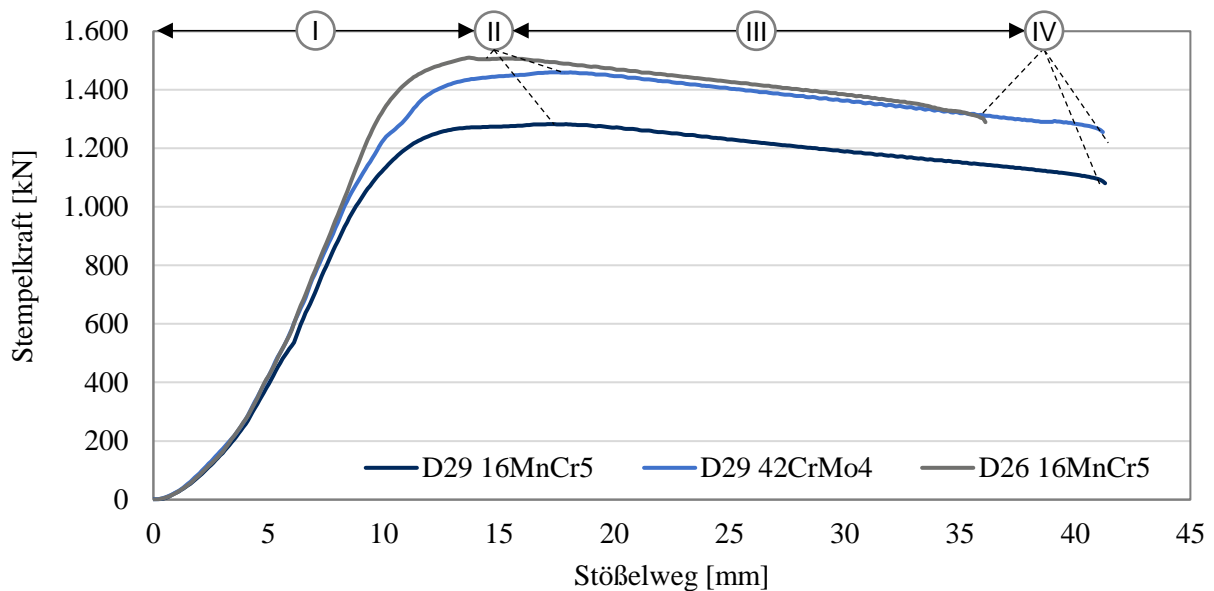


Abbildung 5-4: Stempelkraft-Stößelweg-Verlauf beim VVFP für die Werkstoffe 16MnCr5 mit \varnothing 26 mm sowie \varnothing 29 mm sowie 42CrMo4 mit \varnothing 29 mm

Je Werkstoff und Zapfendurchmesser wurden mindestens 15 Versuchsproben für die Auswertung der Stempelkräfte herangezogen. In Abbildung 5-5 a) sind die Mittelwerte der Stempelkraftmaxima nach Werkstoff und Zapfendurchmesser aufgeführt. Für den Werkstoff 16MnCr5 wurde ein mittleres Kraftmaximum von 1.281,4 kN ermittelt. Die Standardabweichung betrug 14,7 kN und entsprach einer prozentualen Abweichung von 1,1 %. Der Werkstoff 42CrMo4 erforderte eine um 179 kN höhere Stempelkraft zur Herstellung des geometrisch identischen Pressteils. Die Standardabweichung bewegte sich auf nahezu gleichem Niveau mit einer absoluten Kraftabweichung von 17,7 kN bzw. 1,2 %. Die Verringerung des Zapfendurchmessers auf 26 mm führte bei dem Werkstoff 16MnCr5 zu einem Kraftanstieg um 18 % auf 1.510,2 kN. Die Standardabweichung fiel mit 12,0 kN bzw. 0,8 % geringer aus. In Abbildung 5-5 b) sind die Mittelwerte der Umformwege nach Werkstoff und Durchmesser zusammengefasst. Für den Zapfendurchmesser \varnothing 29 wurde ein durchschnittlicher Umformweg von 41,2 mm für beide Werkstoffe gemessen. Beim Pressen des dünneren Zapfens mit dem Werkstoff 16MnCr5 betrug der Umformweg 35,9 mm. Relativ über die gesamte Versuchsreihe betrachtet, wich der Stempelweg um 0,5-0,6 % von den ermittelten Durchschnittswerten des Umformweges ab. Für die Prozessuntersuchungen der gepressten Wellen wurde mit einer Hubzahl von 10 Hub 1/min gearbeitet. Der Auftreffpunkt entsprach dem Stößelweg je Pressteilvariante über dem unteren Totpunkt. Die maximale Auftreffgeschwindigkeit betrug somit ca. 100 mm/s und nahm annähernd linear bis zum Umkehrpunkt ab. Der in Abbildung 10-10 dargestellte Geschwindigkeitsverlauf des Stößels für den gekennzeichneten Umformbereich wurde für alle numerischen Untersuchungen zum VVFP eingesetzt.

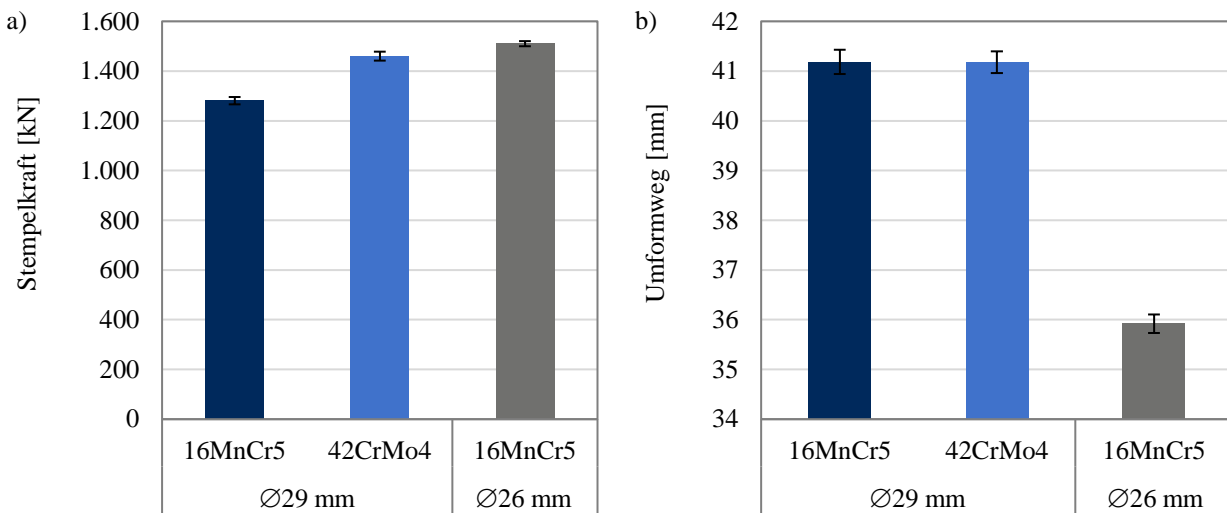


Abbildung 5-5: Mittelwerte und Standardabweichungen der a) experimentell ermittelten maximalen Stempelkräfte und b) Umformwege beim VVFP für Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 und die Zapfendurchmesser Ø29 mm & Ø26 mm

5.2.2.3 Geometrische Analyse der Fließpressteile

Zur Bewertung der geometrischen Qualität der Pressteile wurden zunächst die Durchmesser der eingesetzten Matrizen vermessen. Es erfolgte eine Durchmesseraufnahme des Fließbunddurchmessers und zwei Messungen im Kopfbereich, siehe Abbildung 5-6 a).

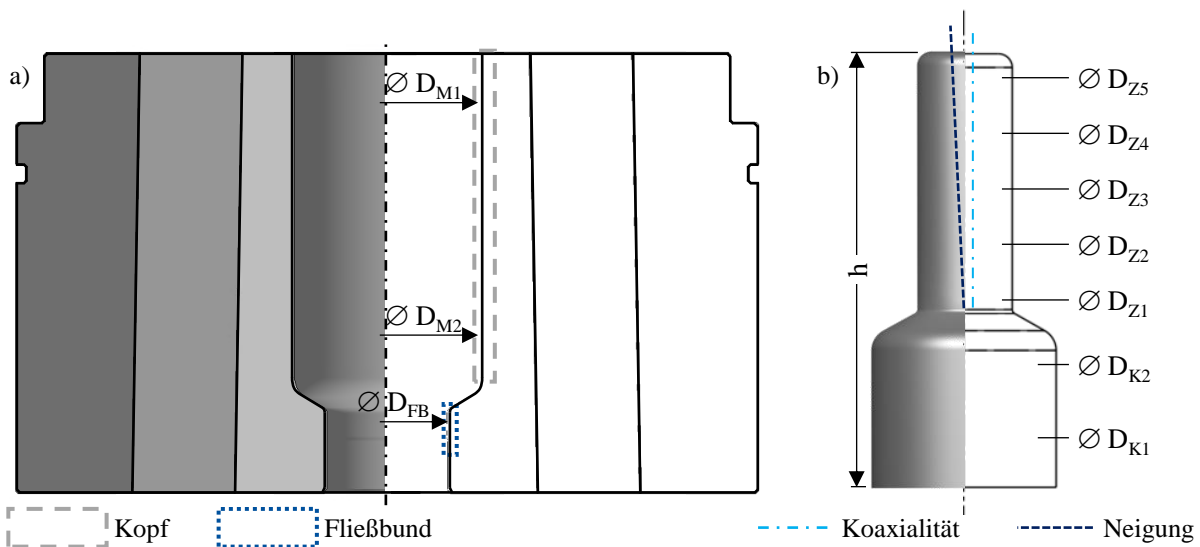


Abbildung 5-6: a) Messstellen zur Durchmesser- und Geometrieaufnahme der Matrizen b) Messstellen zur geometrischen Charakterisierung der VVFP-Wellen

Die Vermessung der Fließpressteile erfolgte zunächst am Kopfbereich mittels zweier Durchmesser- und Geometrieaufnahmen D_K , siehe Abbildung 5-6 b). Diese Messdaten wurden weiterhin dazu genutzt, die Lage des relativen Koordinatensystems der Welle und somit der Achse zu definieren. Anschließend erfolgte die Vermessung von fünf Durchmessern D_Z im Zapfenbereich jeder Probe. Mit diesen Durchmessern wurde eine Achse des Zapfens ermittelt, deren Koaxialität zur Achse des Kopfes

bestimmt werden konnte. Abschließend erfolgte die Ermittlung des Neigungswinkels der Zapfenachse zur Kopfachse.

Die Ergebnisse der geometrischen VVFP-Presssteilvermessung sind als Durchmesserabweichung mit den entsprechenden Standardabweichungen in Abbildung 5-7 nach Werkstoff und Zapfendurchmesser sortiert und für jeden Messort dargestellt. Es wurden je Werkstoff- und Zapfenkombination mindestens zehn Proben vermessen. Die Abweichungen im Bereich des Fließbunds (D_{K2} und D_{Z1}) wiesen die geringsten Abweichungen auf, sodass eine Toleranzklasse von IT7 für den Zapfen bzw. IT8 für den Kopf erreicht wurden.

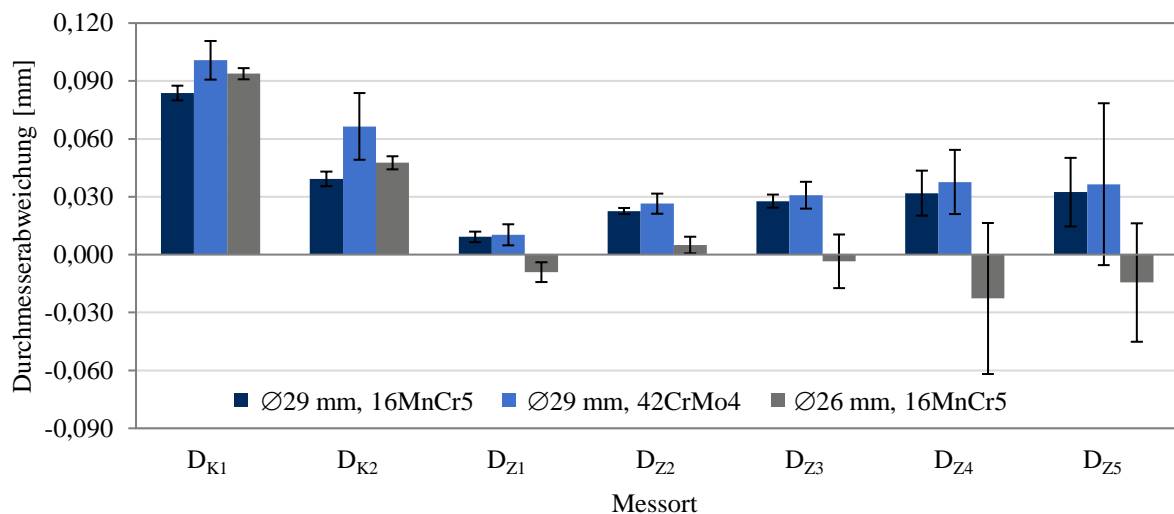


Abbildung 5-7: Durchmesserabweichungen der gepressten Wellen im Bereich des Kopfes und Zapfens für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den Zapfendurchmessern $\varnothing 29$ mm & $\varnothing 26$ mm

Im Bereich des Fließbunds wird der Zapfen während des Press- und Ausstoßvorgangs geführt bzw. kalibriert, wobei dieser unter dem Fließbund zu Beginn des Ausstoßens keine radiale Unterstützung erhält. Die Ergebnisse der Pressteile mit einem Zapfenzieldurchmesser von 26 mm weisen deutlich geringere Durchmesserabweichungen auf. Dies kann auf die höhere Zapfenfestigkeit infolge der höheren Kaltverfestigung gegenüber dem Durchmesser 29 mm zurückgeführt werden. Die Mittelwerte der Pressteillängen für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den Zielzapfendurchmessern $\varnothing 29$ mm & $\varnothing 26$ mm sind im Anhang unter Kapitel 10.3 aufgeführt. Für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 wurden für den Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm mittlere Pressteillängen von 98,2 mm bzw. 97,8 mm ermittelt. Für den Zielzapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm des Werkstoffs 16MnCr5 betrug die mittlere Pressteillänge 101,6 mm.

Die geometrische Analyse der fließgepressten Wellen konnte aufzeigen, dass auch im Laborumfeld Fertigungstoleranzen aus dem Serienbetrieb erzielt werden können. Neben der Geometrie eines Fließpressteils nahmen die nach dem Fließpressen verbliebenen Eigenspannungen und die eingebrachte Kaltverfestigung maßgeblich Einfluss auf die Bauteileigenschaften der Wellen. Im

nachfolgenden Kapitel werden mittels Härtemessungen die eingebrachte Kaltverfestigung bestimmt und mittels der Bohrlochmethode tangentielle und axiale Eigenspannungen ermittelt.

5.2.2.4 Analyse der Härte und Eigenspannungen der Fließpressteile

Für die werkstoffliche Analyse der fließgepressten Teile wurden die Veränderung der Härte und die Eigenspannungen infolge des Fließpressens betrachtet, da für die numerische Analyse des VVFP, siehe Kapitel 5.4, neben der experimentell ermittelten Geometrie auch die experimentell ermittelten werkstofflichen Eigenschaften der Welle zur Validierung des FE-Umformmodells erforderlich sind.

Die Härtemessungen erfolgten an Schnittflächen axial getrennter Proben an den identischen Messpositionen zu den Geometriemessungen, siehe Abbildung 5-6. Die Härtemessdiagramme in Abbildung 5-8 stellen den radialen Härteverlauf HV 0,05 von der Mittelachse zum Pressteilrand dar.

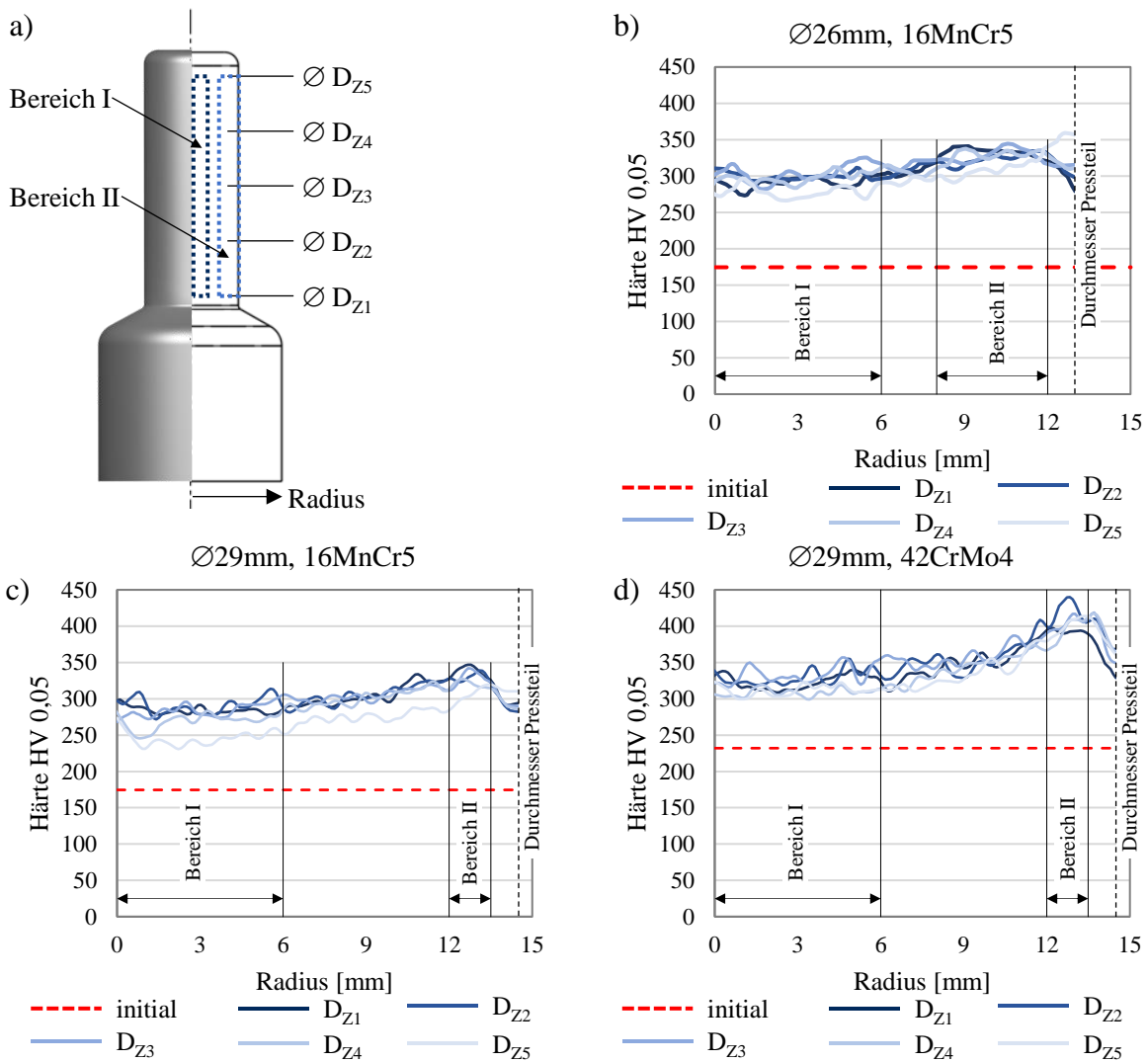


Abbildung 5-8: a) Messstellen am Fließpressteil b) radialer Härteverlauf HV0,05 für Pressteile nach dem VVFP b) Wellenwerkstoff 16MnCr5, Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm c) Wellenwerkstoff 16MnCr5, Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm d) Wellenwerkstoff 42CrMo4, Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm

Die gestrichelte Linie markiert die Ausgangshärte des jeweiligen Werkstoffs. Grundsätzlich wurde eine Härtesteigerung um mindestens 39 % für den Werkstoff 42CrMo4 und für den Werkstoff 16MnCr5 sogar um 57 % für den Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm bzw. 69 % für den Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm bei der Betrachtung des inneren Kerns (Bereich I, Radius 6 mm) ermittelt. Die Randbereiche der umgeformten Wellenzapfen wiesen je nach Werkstoff und Zapfendurchmesser unterschiedliche Charakteristika auf. Zunächst lagen die oberflächennahen Härtewerte unter den Maximalwerten, was im Vergleich mit den Ergebnissen von Kolpak [31] zu der Erkenntnis führt, dass dieses Phänomen unabhängig von Werkstoff, Prozessgestaltung und Geometrie des Fließschulterwinkels eintritt. Der Werkstoff 42CrMo4 erreicht über einen Messbereich von 1,5 mm bei einem Abstand von 1 mm zum Pressteilrand (Bereich II) eine mittlere Härte von 404 HV und damit eine Steigerung von 74 % gegenüber dem Grundwerkstoff. Für den gleichen Messbereich verfestigt sich der Werkstoff 16MnCr5 um 86 % auf 324 HV. Unter Verwendung des gleichen Werkstoffs bei geringerem Zapfendurchmesser von $\varnothing 26$ mm wurde ebenfalls eine Härtesteigerung von 86 % ermittelt, jedoch erstreckt sich hierbei der Messbereich über 4 mm bei gleichem Randstand von 1 mm.

Eigen Spannungsmessungen an fließgepressten Wellen wurden in der Vergangenheit unter verschiedensten Gesichtspunkten durchgeführt, um beispielsweise geometrische und tribologische Einflüsse auf die Eigen Spannungsverteilung zu ermitteln [18], [30], [38]–[40], [136]. In dieser Arbeit werden exemplarische Eigen Spannungsmessungen dazu genutzt, den numerischen Ausstoßprozess durch eine Anpassung von Reibungsparametern zu kalibrieren.

Die Eigen Spannungsmessungen erfolgten am Institut für Angewandte Materialien – Werkstoffe / KIT in Karlsruhe. Die verwendete Bohrlochmethode misst Eigen Spannungen, indem ein kleines Loch in ein Bauteil an der zu untersuchenden Stelle eingebracht wird. Die freiwerdenden Eigen Spannungen in diesem Volumen erzwingen eine Umverteilung der verbleibenden Eigen Spannungen rund um das Bohrloch, was zu einer Oberflächenverzerrung um das Bohrloch herum führt. Diese Oberflächenverzerrungen sind meist nur Bruchteile eines Mikrometers, können jedoch optisch aufgelöst werden. Die Charakteristik des Verzerrungsfelds erlaubt dann die Berechnung der im Bauteil vor dem Bohren vorhandenen Spannungen. Die Bohrlochmethode wird als quasi-zerstörungsfrei eingeordnet, weil das eingebrachte Bohrloch so klein sein kann, dass die wesentlichen Bauteilfunktionen nicht beeinträchtigt werden.

In Abbildung 5-9 sind sowohl der Messort am Pressteil (a) als auch die axialen (b) und tangentialen Eigen Spannungsverläufe (c) vergleichbar dargestellt. Es wurde für jeden Werkstoff und Zapfendurchmesser eine Messung im Abstand von 31,5 mm zur Zapfenstirnfläche durchgeführt. Für alle

Pressteilwerkstoffe und Zapfendurchmesser wurden an der Oberfläche nahezu keine axialen oder tangentialen Eigenspannungen messtechnisch erfasst.

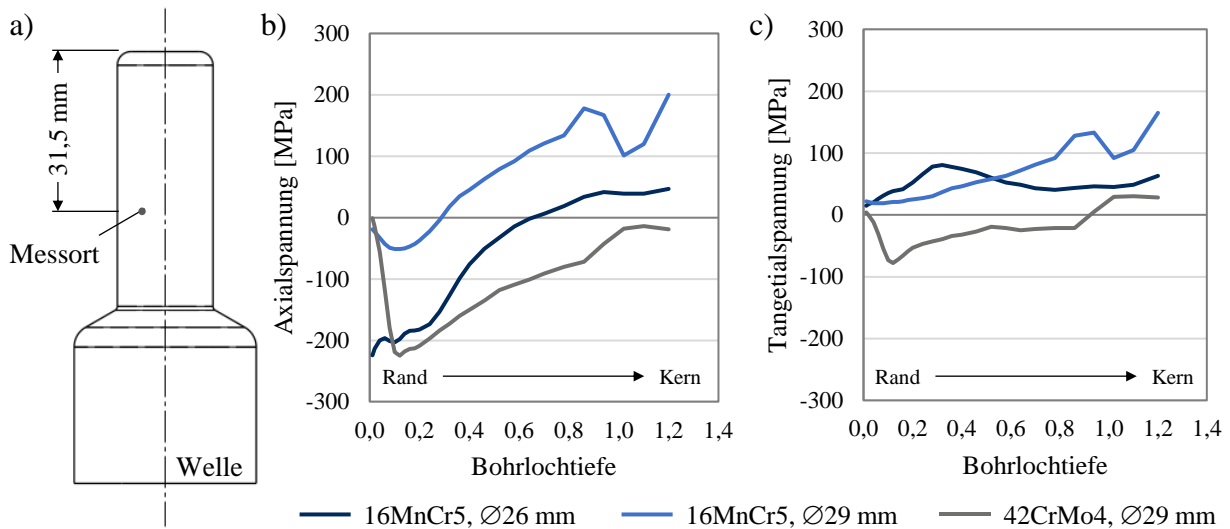


Abbildung 5-9: Eigenspannungsergebnisse der fließpressten Wellen (Werkstoffe: 16MnCr5, 42CrMo5; Zapfendurchmesser: Ø26 mm und Ø29 mm)

- a) Messort der Eigenspannungsmessungen mittels Bohrlochmethode
b) axialer Eigenspannungsverlauf c) tangentialer Eigenspannungsverlauf

In [38] wurde bereits gezeigt, dass bei Variation des Schulteröffnungswinkels die Zugeigenspannungen an der Oberfläche reduziert oder sogar zu Druckeigenspannungen umgekehrt werden können. Unter der Oberfläche des Bauteils wies der Werkstoff 42CrMo4 zunächst höhere axiale Druckeigenspannungen auf, die zum Ende der Messstrecke nahezu abgebaut wurden. Der Werkstoff 16MnCr5 wiederum zeigte unter gleichen geometrischen Randbedingungen deutlich geringere axiale Druckeigenspannungen, hierbei gingen die Eigenspannungen sehr oberflächennah in den axialen Zugbereich über. Die Proben aus dem Werkstoff 16MnCr5 und dem Zapfendurchmesser 26 mm wiesen hingegen deutliche axiale Druckspannungen auf, die aus dem größeren Umformgrad resultierten.

5.2.3 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen

In den experimentellen Untersuchungen kamen die kaltumformbaren Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 als typische Wellenwerkstoffe zum Einsatz, aus denen mittels eines Vollvorwärtsfließpressvorgangs abgesetzte Wellenabschnitte gefertigt wurden. Dabei wurde für den Werkstoff 16MnCr5 der Durchmesser von initial 40 mm auf 26 mm bzw. 29 mm reduziert, für den Werkstoff 42CrMo4 aufgrund der geringeren Formänderungsfähigkeit lediglich auf 29 mm. Für alle Fließpressvorgänge wurden die Versuchsproben vorab phosphatiert und mit dem Festschmierstoff ZWEZ LubeMD auf Basis von Molybdänsulfid (MoS_2) beschichtet. Die Fließpressprozesse wurden mittels Stempelkraft-Stößelweg-Kurven charakterisiert. Dabei zeigte sich, dass die Pressteile

aus dem Werkstoff 16MnCr5 mit dem Zapfendurchmesser 26 mm die höchste Stempelkraft aufweisen, obwohl der Werkstoff 42CrMo4 deutlich fester ist, dabei jedoch eine geringere Formänderung erfuhr. Die geometrische Analyse der Pressteile brachte hervor, dass sowohl für den nicht umgeformten Kopfbereich als auch für den Bereich des Zapfens die ISO-Toleranzklassen 7 bis 8 erzielt wurden. An axialen aufgetrennten Proben erfolgte die Ermittlung des Härteverlaufs vom Kern zum Rand mit dem Ergebnis, dass alle Probenvarianten ihre maximale Härte ca. 0,5 mm unterhalb der Oberfläche erzielten. Die Analyse der Eigenspannungen im Randbereich des Zapfens mittels Bohrlochmethode brachte einen deutlichen werkstoffbedingten Unterschied beim Zapfendurchmesser 29 mm hervor. Die Fließpressteile aus dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 zeigten nahezu ausschließlich axiale und tangential Zugspannungen, während die Fließpressteile aus dem Wellenwerkstoff 42CrMo4 größtenteils Druckspannungen im Randbereich aufwiesen. Die in diesem Kapitel hergestellten VVFP-Wellen wurden nachfolgend zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen eingesetzt.

5.3 Ermittlung der Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen

Zur experimentellen Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit fließgepresster Wellen werden im Folgenden Randbedingungen definiert und diese in konstruktive Lösungen sowohl für den Wellenkörper als auch für die Prüfwerkzeuge umgesetzt. Anschließend erfolgt die Versuchsdurchführung zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für fließgepresste Wellen im Vergleich zu zerspannten Wellen. Die tordierten Wellenkörper werden abschließend hinsichtlich möglicher Werkstoffverfestigungen und der erzeugten plastischen Verdrehung analysiert.

5.3.1 Auslegung des Prüfstandes und der Prüfgeometrie

Die Ermittlung der Torsionsfestigkeit erfolgte auf dem kraftgeregelten, hydraulischen Torsionsprüfstand (Kapitel 4.2.4) am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design der Universität Stuttgart. Für diesen Prüfstand wurden zunächst Prüfaufnahmen entwickelt, die eine Torsionskraftübertragung auf die Wellenkörper (Kapitel 5.3.2) ermöglichen. Die Prüfaufnahmen müssen dazu folgende Anforderungen erfüllen:

- lösbare, wiederverwendbare Prüfkörperaufnahmen,
- ausreichende Festigkeit der Prüfkörperaufnahmen,
- hohe Wiederholgenauigkeit,
- Einpassen in den vorhandenen Einbauraum der Prüfvorrichtung sowie Montierfähigkeit.

In Abbildung 5-10 sind die Prüfaufnahmen mit den dazugehörigen Krafteinleitungsbereichen am Wellenkörper dargestellt. Im Kopfbereich der Welle wurde der am IKTD bewährte Zweiflachs-Formschluss umgesetzt, sodass sich der geringste Querschnitt weiterhin als größter Zapfendurchmesser einstellte.

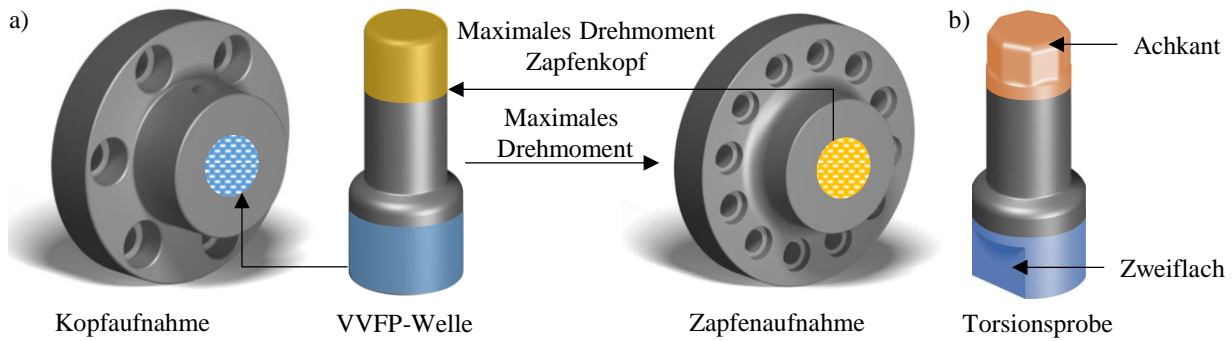


Abbildung 5-10: a) Aufnahmevlansche und VVFP-Welle zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von Wellenkörpern auf dem hydraulischen Torsionsprüfstand am IKTD b) entwickelter Torsionsprüfkörper

Die Zapfenseite der Welle wiederum muss geometrisch und konstruktiv derart gestaltet sein, um das maximale Torsionsmoment übertragen zu können ohne eine Belastungskonzentration und folglich vorzeitiges Versagen hervorzurufen. Reibschlüssige Verbindungen weisen dabei zwei herausfordernde Randbedingungen auf. Der Einsatz eines Querpressverbands erfordert sowohl polierte Oberflächen der Wellen als auch der Prüfkörperaufnahmen. Weiterhin würde ein Querpressverband nach der Prüfung ein Auspressen der Probe erfordern sowie die Nachbearbeitung der Passflächen. Weitere reibschlüssige, lösbare Verbindungsarten, wie beispielsweise Klemmverbindungen, erfordern einen großzügigen Bauraum, den der verfügbare Prüfstands Aufbau nicht bieten konnte. Formschlüssige Verbindungsarten, wie beispielsweise Keilwellenverbindungen, sind einerseits für hohe Torsionsmomente geeignet und andererseits kann nach der Prüfung die Versuchsprobe wieder aus der Prüfaufnahme entnommen werden und die Prüfaufnahme kann anschließend wiederverwendet werden. Allerdings erfordern derartige Profilkörper für formschlüssige Verbindungen aufwändige Fertigungsprozesse, wie beispielsweise das Wälzfräsen. Ebenso ist eine minimale Verringerung des Zapfenkopfquerschnitts anzustreben, um diesen Bereich gegenüber der verbleibenden Welle nicht derart zu schwächen, dass ausschließlich der Zapfenkopf der Welle versagt. In Anbetracht der vorliegenden Randbedingungen wie Fertigungsaufwand, Übertragungsfähigkeit und Versuchshandhabung wurde ein Achtkantprofil als Zapfenkopfprofilform mit einer vertretbaren Querschnittsverringering festgelegt.

Neben der Gewährleistung einer sicheren Krafteinleitung bzw. Kraftaufnahme in den Wellenkörper sollte auch die Torsionsbelastung ausschließlich außerhalb dieser Bereiche stattfinden, um einen überlagerten Einfluss auszuschließen. Dazu erfolgte die Einbringung einer nicht durchgehenden Bohrung in die gepressten Wellenkörper. Damit sollte ein Abscheren am Übergang von der Krafteinleitung zum Wellenkörper verringert und dabei weiterhin die Prüfung zur Ermittlung des Einflusses der Kaltverfestigung unter Torsionsbeanspruchung gewährleistet werden. Durch die Querschnittsverringering lässt sich insbesondere das maximal erforderliche Prüftorsionsmoment reduzieren. Indem der Zapfenkopf als Vollkörper verbleibt, wird dieser indirekt gegenüber dem

hohlen Wellenkörper verstärkt. Das Ergebnis zur Auslegung des Prüfstands und der Prüfgeometrie zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit fließgepresster Wellen ist in Abbildung 5-11 dargestellt. Der Prüfwerkzeugaufbau (a) verdeutlicht, wie die hohlgebohrte Torsionsprobe in der Prüfaufnahme angebunden ist. Über die gefräste Zweiflachaufnahme am Kopf der Torsionsprobe erfolgt während der Torsionsprüfung die Einleitung des Torsionsmoments durch einen Formschluss. Der sich axial darüber befindliche hohle Wellenbereich weist den geringsten Querschnitt der Torsionsprobe auf und bildet somit den Prüfbereich. Für eine verbesserte Vergleichbarkeit erfolgte eine zerspanende Überarbeitung der gepressten Wellen auf eine einheitliche Länge von 95 mm durch eine Kürzung der Zapfenlänge auf 60 mm. In Abbildung 5-11 b) wird der Unterschied einer VVFP-Welle und einer Torsionsprobe ersichtlich. Die Fertigungszeichnungen zur Nachbearbeitung der VVFP-Wellen sind im Anhang 10.9 angefügt.

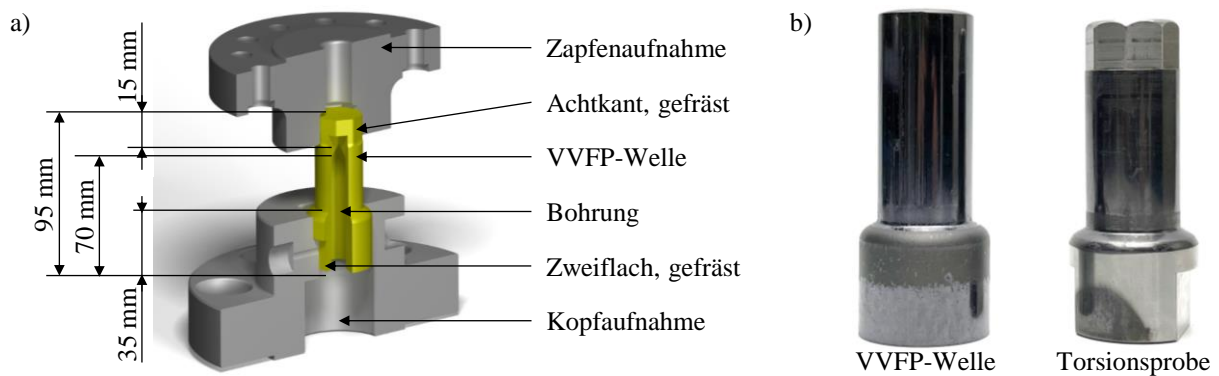


Abbildung 5-11: a) Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Torsionsfestigkeit bestehend aus Zapfenaufnahme, Kopfaufnahme und VVFP-Welle b) Fließgepresste Versuchsprobe vor und nach der zerspanenden Überarbeitung für die Torsionsprüfung

Für die Bewertung der Übertragungsfähigkeit der gewählten Wellengeometrie und der zu erwartenden Spannungen in der Prüfaufnahme, wurde zur analytischen Bestimmung der möglichen maximalen Torsionsmomente festgelegt, dass es sich um einen Lastfall mit ruhender bzw. statischer Beanspruchung handelt. Unter der Annahme einer reinen Torsionsbelastung kann das maximale Torsionsmoment aus der maximalen Torsionsspannung $\tau_{t,max}$ und dem Widerstandsmoment W_t entsprechend Gleichung (5.1) bestimmt werden [137]:

$$M_{T,max} = W_t \cdot \tau_{t,max} \quad (5.1)$$

Das Widerstandsmoment W_t für eine Vollwelle [47] berechnet sich nach Gleichung (5.2):

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot D_a^3 \quad (5.2)$$

Das Widerstandsmoment $W_{t,hohl}$ für eine Hohlwelle [47] berechnet sich nach Gleichung (5.3):

$$W_t = \frac{\pi \cdot (D_a^4 - D_i^4)}{16 \cdot D_a} \quad (5.3)$$

In der vorliegenden Untersuchung zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit fließgepresster Wellen wird der Eintritt der plastischen Formänderung als Versagen definiert, sodass die Streckgrenze bzw. die Ersatzstreckgrenze der eingesetzten Werkstoffe als Grenzspannung definiert wird.

$$\tau_{t,max} = R_e \text{ bzw. } R_{p0,2} \quad (5.4)$$

Für die Bestimmung geeigneter Bohrungsdurchmesser wurden die Kriterien Verringerung des Torsionsmoments, Fertigungsaufwand und verbleibende Wanddicke zur Analyse nach der Torsionsprüfung herangezogen. Ein Verhältnis von ca. 2,6 des Widerstandsmoments der Vollwelle gegenüber der Hohlwelle für beide Zapfendurchmesser erwies sich als geeignet. Die sich daraus ergebenden Innendurchmesser in Tabelle 5-5 konnten somit mit gewöhnlichen Wendelbohrern gefertigt werden.

Tabelle 5-5: Innendurchmesser der Torsionsproben nach Werkstoff und zugehörigen Außendurchmesser des Wellenzapfens

Werkstoffe	Zapfendurchmesser D_z	Innendurchmesser D_{wi} φ
16MnCr5, 42CrMo4	29 mm	20,25 mm
16MnCr5	26 mm	18,20 mm

In Abbildung 5-12 sind die mit den geometrischen Verhältnissen der Hohlwelle analytisch bestimmten maximalen Torsionsmomente als auch die Prognose für kaltverfestigte Hohlwellen im Vergleich zu Vollwellen sowie die daraus folgende Beanspruchung der Prüfaufnahme zusammengefasst.

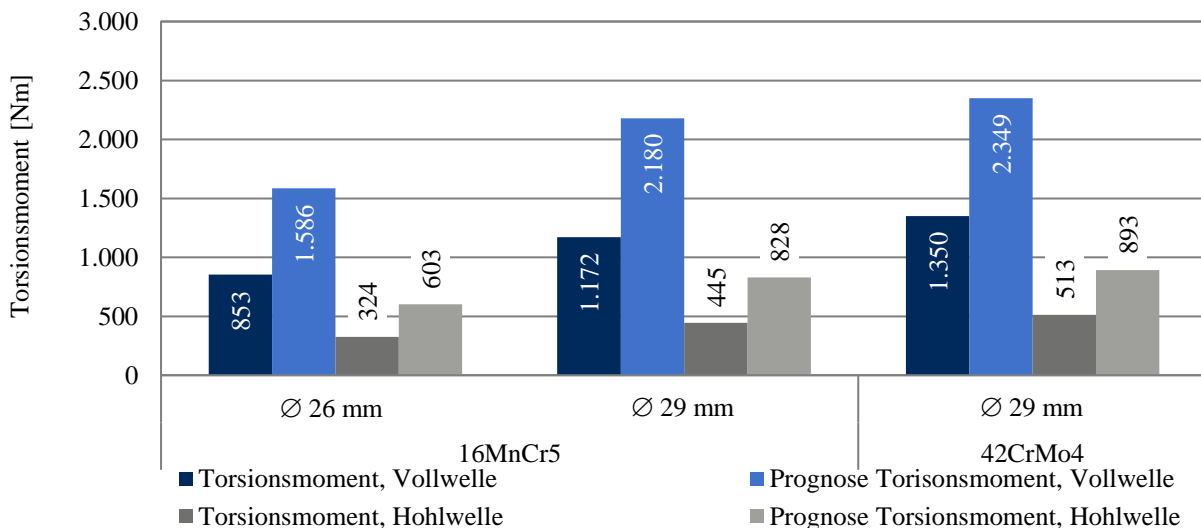


Abbildung 5-12: Vergleich der analytisch berechneten Torsionsmomente für Voll- und Hohlwellen sowie die abgeschätzte Festigkeitssteigerung in Folge der Kaltverfestigung
Für die fließgepressten Wellen wurden die jeweiligen maximalen Härtesteigerungen (Kapitel 5.2.2.4) als globale Festigkeitssteigerungen infolge der zuvor eingebrachten Kaltverfestigung herangezogen. Die Veränderung der Vergleichsspannung und maximalen Hauptspannung der

Werkzeugaufnahmen ist im Anhang 10.7 aufgeführt. Hierbei konnte insbesondere durch die Reduzierung des zu erwartenden Torsionsmoments eine deutliche Verringerung der kritischen maximalen Hauptspannungen auf ca. 900 MPa erzielt werden.

5.3.2 Vergleich der Torsionsfestigkeit von gepressten und gedrehten Wellen

Vor der Torsionsprüfung der gepressten Wellenabschnitte wurde der Kopfdurchmesser D_K (Abbildung 5-6 b) auf 39,8 mm durch eine Runddrehooperation verringert, um die Koaxialität und Neigung von Zapfen zu Kopf zu verbessern. Der Zapfenbereich blieb auf der Außenseite unbearbeitet. Die deutliche Verbesserung der Koaxialität, der Neigung des Zapfens zum Kopf sowie die Verringerung der Streuung ist in Abbildung 5-13 dargestellt.

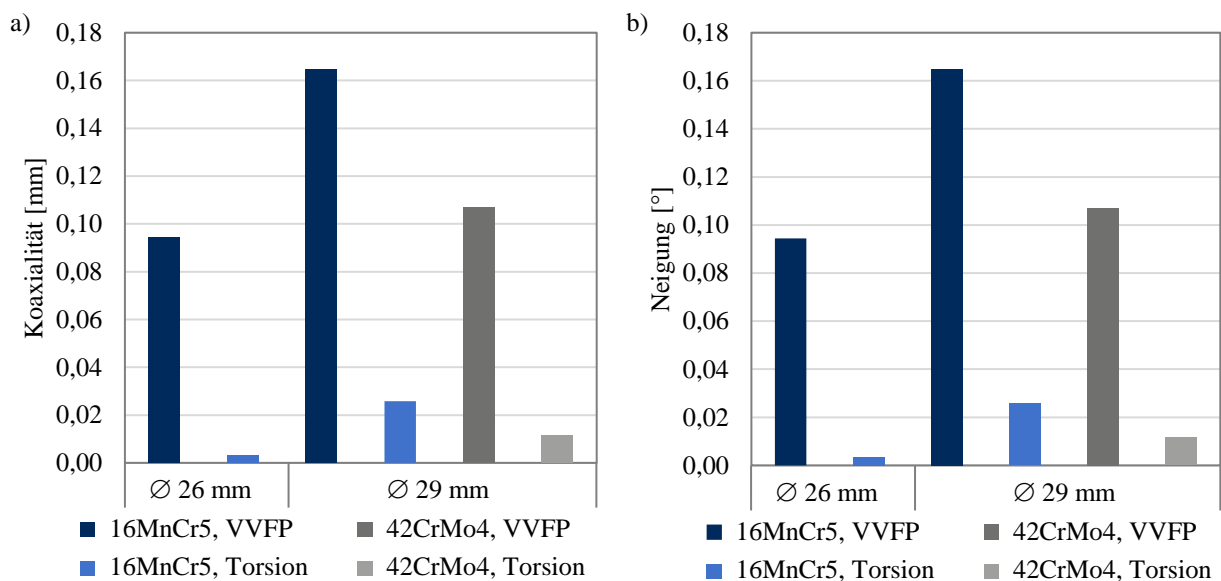


Abbildung 5-13: Veränderung der Geometrie der fließgepressten Versuchsproben (VVFP) vor der Torsionsprüfung a) Koaxialität b) Neigung des Zapfens zum Kopf

Die Koaxialität (Abbildung 5-13 a) wurde um mindestens 75 % verringert, sodass für die Versuchsproben aus dem Werkstoff 16MnCr5 für den Zapfendurchmesser 29 mm eine mittlere Koaxialitätsabweichung von nur 0,026 mm verblieb. Zwar wies diese Versuchsprobenreihe nach der zerspanenden Überarbeitung die größten Neigungswinkel auf, jedoch wurde eine Verringerung um 84 % gegenüber der gepressten Welle erzielt (Abbildung 5-13 b), wodurch der Einfluss einer überlagerten Biegespannung während der Torsionsprüfung deutlich minimiert werden konnte.

Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Torsionsfestigkeit von gepressten und zerspanen Wellenabsätzen wurden auf dem kraftgeregelten, hydraulischen Torsionsprüfstand (Kapitel 4.2.4) durchgeführt. Die Aufbringung des Torsionsmoments erfolgte durch eine kontinuierliche Verdrehung des hydraulischen Drehzylinders mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von 0,05°/s. Der Versuch wurde bei einem Verdrehwinkel von 10° oder einem maximalen Torsionsmoment von 2.000 Nm beendet. Das Torsionsmoment und der Verdrehwinkel wurden

während des Untersuchungsvorgangs zeitsynchron aufgenommen. In Abbildung 5-14 a) ist beispielhaft das Torsionsmoment über dem Verdrehwinkel für den Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm einer vollvorwärtsfließgepressten Welle aufgetragen.

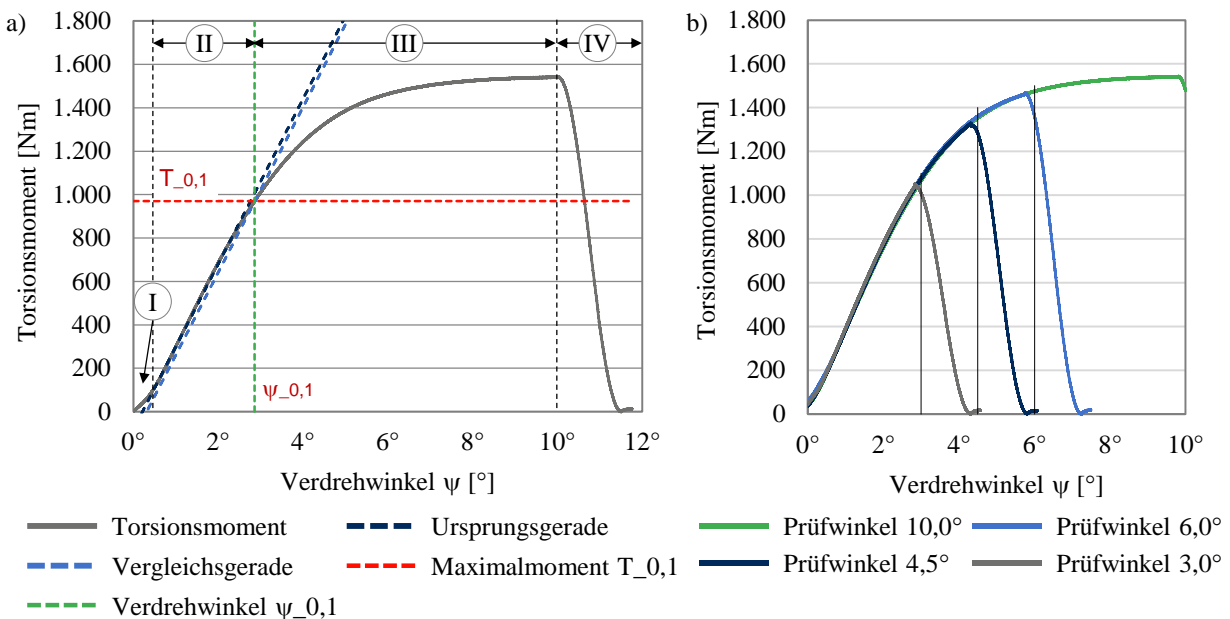


Abbildung 5-14: a) Beispielhafter Verlauf des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel einer fließgepressten Welle, Werkstoff: 16MnCr5, $\varnothing 26$ mm b) Vergleich der Torsionsmomentverläufe bei unterschiedlichen maximalen Prüfwinkeln

Dieser Verlauf gliedert sich in vier Phasen. Zunächst erfolgt der Ausgleich des Werkzeugspiels (Phase I), auf den die lineare (elastische) Torsionsmomentzunahme folgt (Phase II). Sobald die plastische Formänderung einsetzt, flacht das Torsionsmoment ab. In Phase III erfolgt eine plastische Formänderung. Phase IV kennzeichnet die Lastreduzierung nach Überschreiten des maximalen Verdrehwinkels oder des maximalen Torsionsmoments. Zur Bewertung der Torsionsfestigkeit wurde der Eintritt der plastischen Formänderung genutzt. Als Beginn der plastischen Formänderung lässt sich der Übergang einer linearen Torsionsmomentzunahme hin zu einem elastisch-plastischen Torsionsmoment identifizieren. Ein alternatives Prüfverfahren, welches in dieser Arbeit keine Anwendung findet, wurde in [138] vorgestellt. Dieses quasi-statische Prüfverfahren gibt bei einer geringeren Frequenz von $f=0,1$ Hz eine pulsierende Belastung mit drei Wiederholungen je Laststufe auf, bis eine Laststufe mit Versagenseintritt erreicht wurde. Tritt infolge der Wechselbeanspruchung eine überproportionale Änderung des Verdrehwinkels ein, kommt es zu einer plastischen Formänderung der WNV, was das Ende der elastischen Torsionsbeanspruchung markiert.

Da das hier angewandte Prüfverfahren mit einem kontinuierlichen Prüfvorgang erfolgte, wurde zunächst für den linearen Bereich eine Ursprungsgerade bestimmt, welche die elastische Steigung und somit die Torsionssteifigkeit der Versuchsprobe widerspiegelt. Die Ermittlung des Übergangs von elastischer zu plastischer Formänderung erfolgte mithilfe einer Vergleichsgeraden, die um

0,1° parallel zu dieser Ursprungsgeraden angesetzt wurde. Zur einheitlichen Auswertung erfolgte eine Verschiebung der Torsionsmomentkurven, sodass die Ursprungsgeraden durch den Koordinatenursprung verlaufen. Anschließend konnte die Ermittlung des Verdrehwinkels, bei dem die plastische Formänderung einsetzt, erfolgen. Die in dieser Arbeit ermittelte statische Torsionsfestigkeit stellt somit das Torsionsmoment (Maximalmoment $T_{0,1}$) am Schnittpunkt der Vergleichsgeraden (Verdrehwinkel $\psi_{0,1}$) dar. Abbildung 5-14 b) stellt den Vergleich des Torsionsmomentenverlaufs für die gleichen Probestypen (Werkstoff: 16MnCr5; VVFP-Welle, Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm) dar, bei denen der Versuch bei verschiedenen Prüfverdrehwinkeln abgebrochen wurde, um nachfolgend verschiedene Verfestigungszustände ermitteln zu können. Die Verteilung der Prüfwinkel erfolgte durch Begutachtung der Erstprobe (Prüfwinkel 10°) mit dem Ziel, dass die Lastapplikation möglichst bei Eintritt der plastischen Formänderung abgebrochen wird. Eine verdrehwinkelbasierte Verteilung der Prüfwinkel im plastischen Bereich konnte nicht über alle Vergleichsproben einheitlich erfolgen, da die fließgepressten Wellen mit dem Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm bereits bei einem Verdrehwinkel von $5-6^\circ$ das maximale Torsionsmoment von 2.000 Nm überschritten.

In Abbildung 5-15 sind die experimentell ermittelten statischen Torsionsmomente in Abhängigkeit des Werkstoffs (16MnCr5 und 42CrMo4), des Zapfendurchmessers ($\varnothing 26$ mm und $\varnothing 29$ mm) und des Fertigungsverfahrens (gedreht und VVFP) zusammengefasst. Die abgebildete Standardabweichung bezieht sich auf mindestens vier Versuchsproben je Untersuchungsreihe.

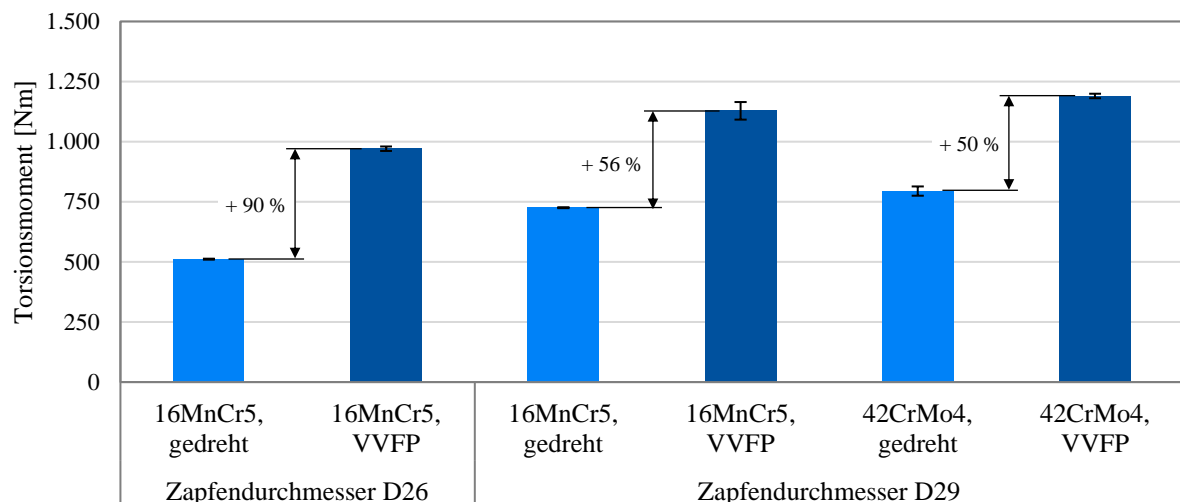


Abbildung 5-15: Vergleich des statischen Torsionsmoments für fließgepresste und zerspante Wellenabsätze für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 und die Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm & $\varnothing 26$ mm

Die höchste Standardabweichung von 36,5 Nm (3,2 %) wurde für die fließgepresste Welle aus dem Werkstoff 16MnCr5 mit dem Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm ermittelt. Die Standardabweichungen der anderen Versuchsreihen lagen im Bereich von 2,2-19,2 Nm (0,5–2,4 %). Für die

fließgepressten Wellen wurden Torsionsmomente ermittelt, die mindestens 50 % über denen der Drehteile lagen. Der Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm wies dabei infolge des höheren Umformgrades nach dem Fließpressen und der daraus resultierenden Verfestigung die höchste Torsionsmomentzunahme um 459 Nm bzw. 90 % Steigerung auf. Das maximale Torsionsmoment von 970 Nm lag dabei signifikant über denen der Drehteile mit dem Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm, was eine deutliche Indikation auf die Verfestigungseffekte im Randbereich der Wellenkörper (siehe Abbildung 5-8) durch den Fließpressprozess liefert. Für die Versuchsreihen mit einem Zapfendurchmesser von $\varnothing 29$ mm wies der Werkstoff 42CrMo4 die geringste Torsionsmomentzunahme infolge des Fließpressens auf, erreicht jedoch mit 1.190 Nm das höchste absolute Torsionsmoment. Gegenüber einem Drehteil wurde für diesen Werkstoff eine Zunahme von 395 Nm (+50 %) ermittelt. Der Werkstoff 16MnCr5 konnte zwar eine höhere Torsionsmomentsteigerung (+403 Nm; +56 %) aufweisen, liegt jedoch aufgrund der geringeren Werkstoffgrundfestigkeit und ähnlichem Verfestigungsverhalten sowohl bei der gedrehten als auch bei der fließgepressten Welle unter dem Niveau des Werkstoffs 42CrMo4, siehe Fließkurve in Abbildung 4-10. Der Vergleich der Härtezunahme (siehe Kapitel 5.2.2.4) und der relativen Torsionsmomentsteigerungen weist keine direkte Korrelation zueinander auf. Dies begründet sich einerseits in der radial abnehmenden Werkstoffhärte und andererseits in der von außen nach innen abnehmenden Torsionslast. Die Mindesthärtesteigerung von 39 % wurde von allen fließgepressten Versuchsproben übertroffen. Jedoch konnte nur für den Werkstoff 16MnCr5 bei einem Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm eine vergleichbare Zunahme der Härte und des Torsionsmoments (Härte: +86 %; Torsionsmoment: +90 %) ermittelt werden. Die für den Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm ermittelten Härtesteigerungen der Werkstoffe 16MnCr5 (+74 %) und 42CrMo4 (+86 %) korrelieren jedoch nicht mit den Torsionsmomentzunahmen (16MnCr5: +56 %; 42CrMo4: +50 %).

5.3.3 Analyse der Formänderung und Werkstoffverfestigung der tordierten Wellen

Die tordierten Wellen wurden nachgehend hinsichtlich ihrer verbleibenden Formänderung und einer Veränderung der Werkstofffestigkeit analysiert. Die Formänderungsanalyse erfolgte auf den Wellenoberflächen vor und nach der Torsionsprüfung und wurde mit dem optischen Messsystem GOM Aramis (Kapitel 4.3.4) ermittelt. Die Versuchsproben wurden vor der Torsionsprüfung mit einem stochastischen Muster versehen und eingescannt. Nach der Torsionsprüfung erfolgte ein zweiter Scan. Aus der Analyse der Verzerrung des aufgebrachten Musters wurde die mittlere Formänderung an der Probenoberfläche bestimmt. In Abbildung 5-16 ist beispielhaft die Ermittlung der Formänderung einer Torsionsprobe dargestellt. Infolge der starken Krümmung der zylindrischen Wellenoberfläche sowie des Abriebs des stochastischen Musters an den Einspannstellen konnten lokale Bereiche nicht erneut vermessen werden, wodurch punktuell kein Abgleich

zum Initialbild durchführbar war. Im Beispiel in Abbildung 5-16 ist die zerspannte Welle aus dem Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser von 26 mm nach einer Torsionsprüfung bis zu einem Verdrehwinkel von 10° dargestellt. Als Bewertungskriterium wurde der Vergleichsumformgrad nach v. Mises gewählt.

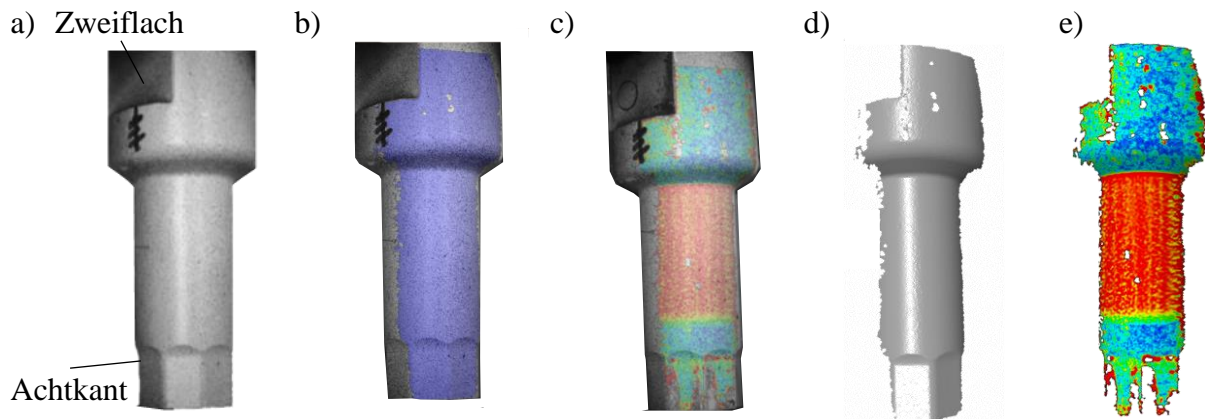


Abbildung 5-16: Ermittlung der Formänderung auf der Probenoberfläche mittels GOM Aramis
 a) Versuchsprobe mit stochastischem Muster b) Erfasste Facetten c) Erfasste Facetten sowie ermittelter Vergleichsumformgrad nach der Torsion d) Darstellung der freien Oberfläche e) Darstellung des Vergleichsumformgrades

Zum einen ist eine homogene Formänderung im mittleren (roten) Bereich der Welle ersichtlich. Zum anderen wiesen die Einspannstellen keine erkennbaren Formänderungen auf, was sich primär auf die Innenbohrung der Wellenkörper zurückführen lässt. Ebenso wurde am Zapfenkopf einige Millimeter unterhalb des Achtkants nahezu keine Formänderung ermittelt. Zur Darstellung der Entwicklung der Oberflächenformänderung wurde die Torsionsprüfung bei verschiedenen Prüfwinkeln, siehe Kapitel 5.3.2, unterbrochen. Abbildung 5-17 stellt die Torsionsprüfung für die zerspannten Wellen aus dem Werkstoff 16MnCr5 und dem Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm dar. Im Diagramm sind die für jede Versuchsprobe gemessenen Torsionsmomente über dem Verdrehwinkel aufgetragen. Die Plastifizierungen setzten bei einem Verdrehwinkel von ca. $1,5^\circ$ ein. Nach Überschreiten der Plastifizierungsgrenze fällt das Torsionsmoment ab, nimmt ab einem Verdrehwinkel von $3,0^\circ$ wieder zu und steigt über das Niveau der vorherigen Plastifizierungsgrenze hinaus. Da der Werkstoff 16MnCr5 bei der Zugprüfung einen eindeutigen Lüdersbereich (Kapitel 4.4) aufwies, kann davon ausgegangen werden, dass dies bei den zerspannten Wellen zu einem vergleichbaren Verhalten beim Übergang zwischen Elastizität zu Plastizität unter der Torsionsmomentlast führt. Der Werkstoff 42CrMo4, welcher keinen ausgeprägten Lüdersbereich aufwies (Kapitel 4.4), zeigte einen stetig zunehmenden Torsionsmomentverlauf. In Abbildung 5-17 a) sind die Formänderungen in Form des Vergleichsumformgrades nach v. Mises für vier Versuchsproben zu unterschiedlichen Verdrehwinkeln dargestellt. Bei einem Prüfwinkel von $1,5^\circ$ trat noch keine plastische

Formänderung auf der Probenoberfläche auf. Mit zunehmendem Verdrehwinkel stieg die plastische Formänderung auf der Probenoberfläche, die nur im Bereich der Bohrung auftrat.

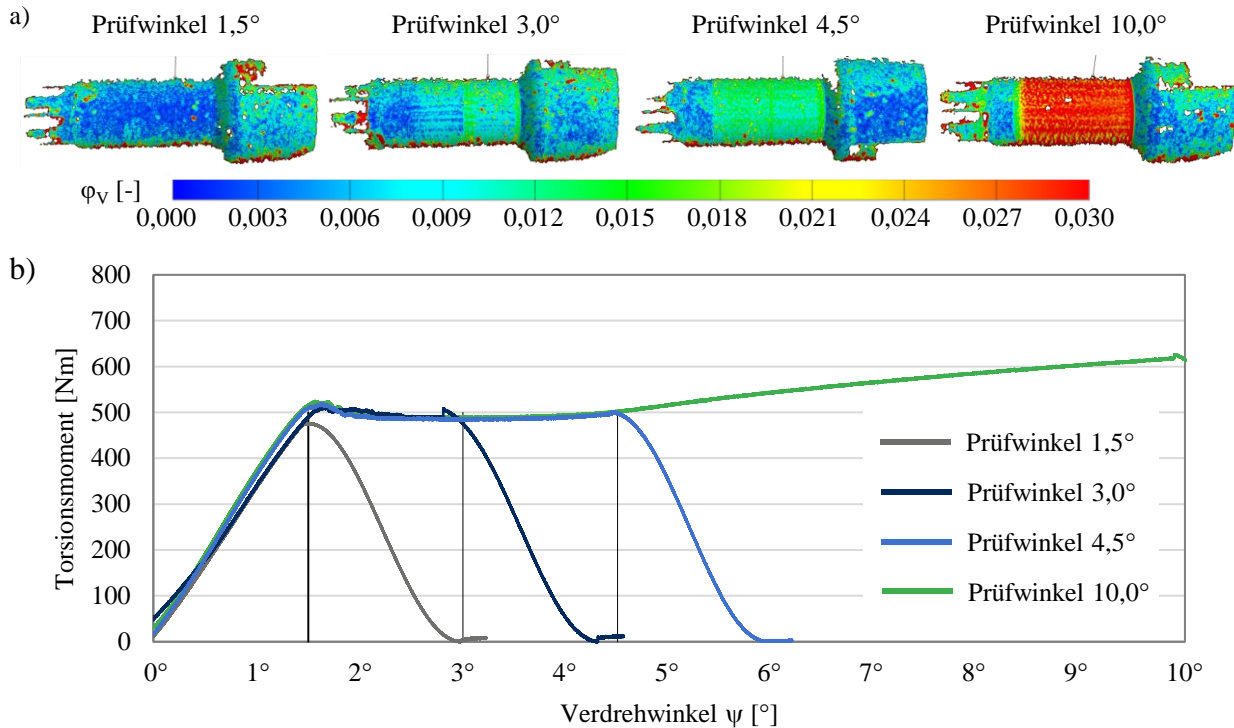


Abbildung 5-17: Vergleichsumformgrade und Torsionsmomentverläufe der zerspannten Wellen aus dem Werkstoff 16MnCr5 und dem Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm
a) Mittels GOM Aramis ermittelter Vergleichsumformgrad nach v. Mises für unterschiedliche Prüfwinkel
b) Experimentell ermittelte Torsionsmoment-Verdrehwinkel-Kurven

Abbildung 5-18 stellt die Ergebnisse der Torsionsversuche mit unterschiedlichen Prüfwindeln der fließgepressten Wellen aus dem Werkstoff 16MnCr5 mit dem Zapfendurchmesser 26 mm dar. Gegenüber den zerspannten Wellen lag kein markanter Übergang vom elastischen in den plastischen Formänderungsbereich vor. Die Ursache für die Unterschiede der Torsionsfestigkeiten wurden bereits in Kapitel 5.3.2 erläutert. Der Vergleich der Formänderungen auf der Probenoberfläche zeigte zunächst, dass auch für die fließgepresste Welle die Einbringung der Bohrung zu einer indirekten Verstärkung des tragenden Querschnitts der Aufnahme am Zapfenkopf führte und folglich der mittlere Wellenbereich nahezu homogen tordiert wurde. Der Vergleich der GOM Aramis-Messungen (Abbildung 5-17 a und Abbildung 5-18 a) zeigte, dass trotz größerer Prüfwinkel der fließgepressten Wellen erkennbar kleinere Formänderungen auf der Probenoberfläche gegenüber den zerspannten Wellen eintraten. Die verringerte Formänderung auf der Probenoberfläche lässt sich auf die Kaltverfestigung durch das Fließpressen zurückführen. Nach dem Fließpressen wurden die höchsten Härtesteigerungen bzw. Verfestigungen im Randbereich ermittelt, die Torsionsspannungen sind am äußeren Durchmesser stets am höchsten und nehmen linear zur Mittelachse

ab. Somit trifft die höchste Torsionsspannung auf die höchste lokale Werkstofffestigkeit. Aufgrund der Kaltverfestigung ergibt sich somit eine erhöhte Torsionsspannung zum Einleiten und Aufrechterhalten eines erneuten plastischen Fließens. Während bei den zerspannten Wellen die Werkstofffestigkeit über den Probenquerschnitt homogen verteilt ist, lag bei den fließgepressten Wellen hier eine heterogene Verteilung von radial verfestigten Zonen im Probenvolumen vor, die dazu führte, dass das plastische Fließen nicht zwingend im äußeren Zapfenbereich begann.

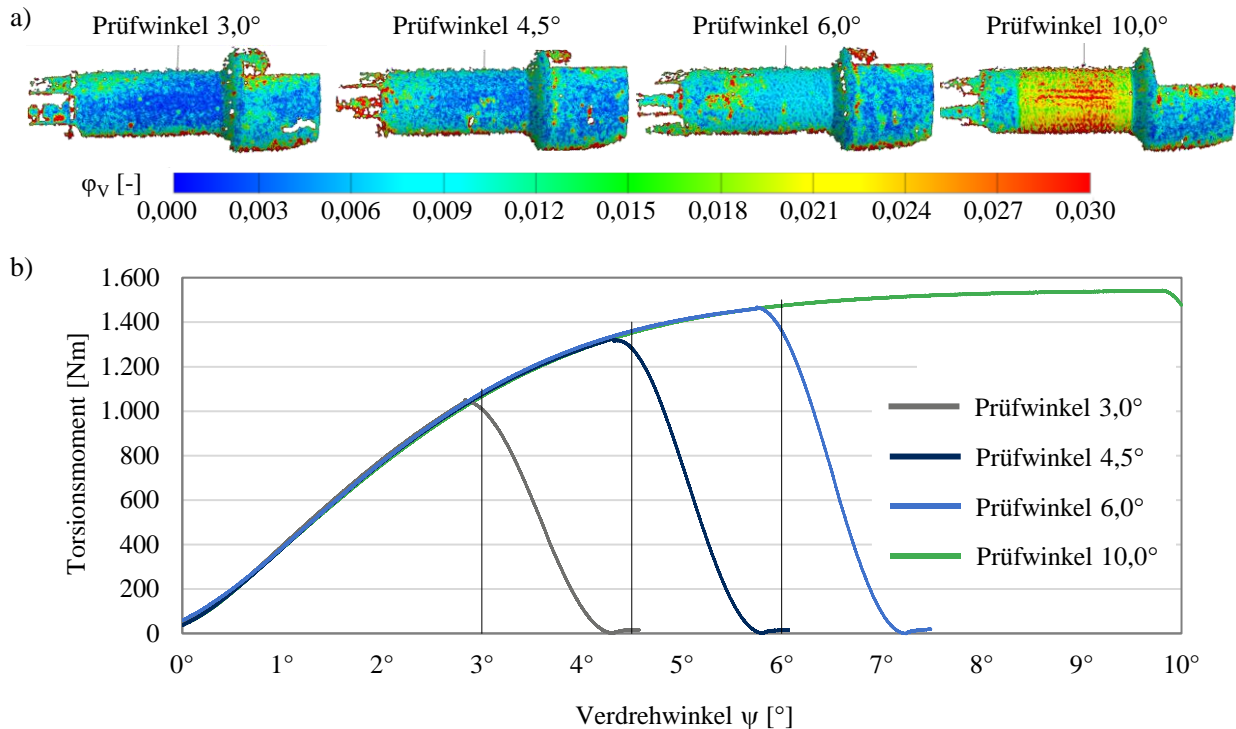


Abbildung 5-18: Vergleichsumformgrade und Torsionsmomentverläufe der fließgepressten Wellen aus dem Werkstoff 16MnCr5 und dem Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm
a) Mittels GOM Aramis ermittelter Vergleichsumformgrad nach v. Mises für unterschiedliche Prüfwinkel
b) Experimentell ermittelte Torsionsmoment-Verdrehwinkel-Kurven

Abbildung 5-19 zeigt exemplarisch den radialen Härteverlauf von der Mittelachse zum Rand nach einer Torsionsbelastung bis zu einem Verdrehwinkel von $4,5^\circ$ für eine zerspannte (a) und eine fließgepresste Welle (b) aus dem Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser von 26 mm. Die Härtemessungen wurden an axial getrennten Proben an denselben Messpositionen wie bei den Geometriemessungen durchgeführt (siehe Abbildung 5-8). Die gestrichelte Linie markiert die initiale Härte des jeweiligen Werkstoffs. Neben dem Härteverlauf der fließgepressten Welle ist auch die mittlere Randhärte nach der Umformung im Diagramm eingezeichnet. Der Vergleich zeigt exemplarisch, dass die Torsion bei beiden Proben keine signifikante Härteveränderung, insbesondere in Anbetracht der erfassten statistischen Abweichung des Ausgangswerkstoffs, bewirkt. Die Auswertung der Härtemessungen der fließgepressten Wellen für die maximalen erreichten Verdrehwinkel brachte hervor, dass die mittlere Härte infolge der Erhöhung des Prüfwinkels von 3°

auf 10° sogar um 2 % abnahm. Die Erweiterung der Untersuchung des Härteverlaufs nach der Torsionsbelastung aller weiteren eingestellten Verdrehwinkel ist für den Werkstoff 16MnCr5 und den Zapfendurchmesser von $\varnothing 26$ mm im Anhang unter Abbildung 10-14 dargestellt.

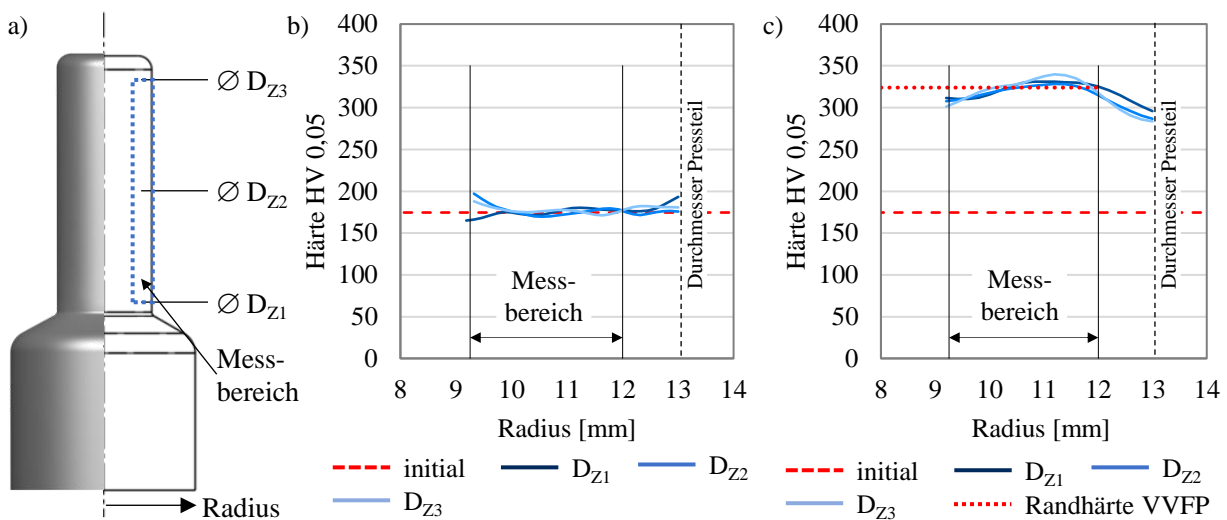


Abbildung 5-19: Radialer Härteverlauf für Wellen nach einer Verdrehung von $4,5^\circ$ für den Werkstoff 16MnCr5, Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm:

- a) Messstellen am Fließpressteil b) Härteverlauf der zerspannten Welle
c) Härteverlauf der gepressten Welle

Im Gegensatz dazu wurde bei zerspannten Wellen infolge der Torsionsbelastung ein Härteanstieg von 8 % verzeichnet. Abbildung 5-20 stellt den Vergleich der mittleren Härteentwicklung infolge der Torsionsbelastung von zerspannten und gepressten Wellen für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den Zapfendurchmessern 26 mm und 29 mm dar. Die gepressten Wellen wiesen nach einer Torsionsbelastung geringere Härtewerte und die zerspannten Wellen höhere Härtewerte auf. Die zerspannten Wellen wiesen vor der Torsionsbelastung unverfestigten Werkstoff auf, welcher beim Tordieren erstmalig kaltverfestigt wurde. Die gepressten Wellen hingegen waren vor der Torsion bereits vorverfestigt. Für die fließgepressten Wellen können die Härteveränderungen einerseits mit dem Bauschinger-Effekt erklärt werden. In [122] wurde gezeigt, dass eine Herabsetzung der Festigkeit stattfinden kann, sofern die Richtung der erneuten Plastifizierung entgegen der ursprünglichen Verfestigungsrichtung erfolgt. Im vorliegenden Fall erfolgte die Torsionsbelastung orthogonal zur ursprünglichen Verfestigungsrichtung. Andererseits lag die Veränderung der Härtewerte im Bereich der ermittelten Standardabweichung. Ebenso wurden nur minimale Formänderungen auf der Probenoberfläche ermittelt, sodass davon auszugehen ist, dass die Festigkeit nach der Torsionsbelastung für die gewählten Verdrehwinkel sowohl für die zerspannten als auch für die fließgepressten Proben nahezu unverändert blieb.

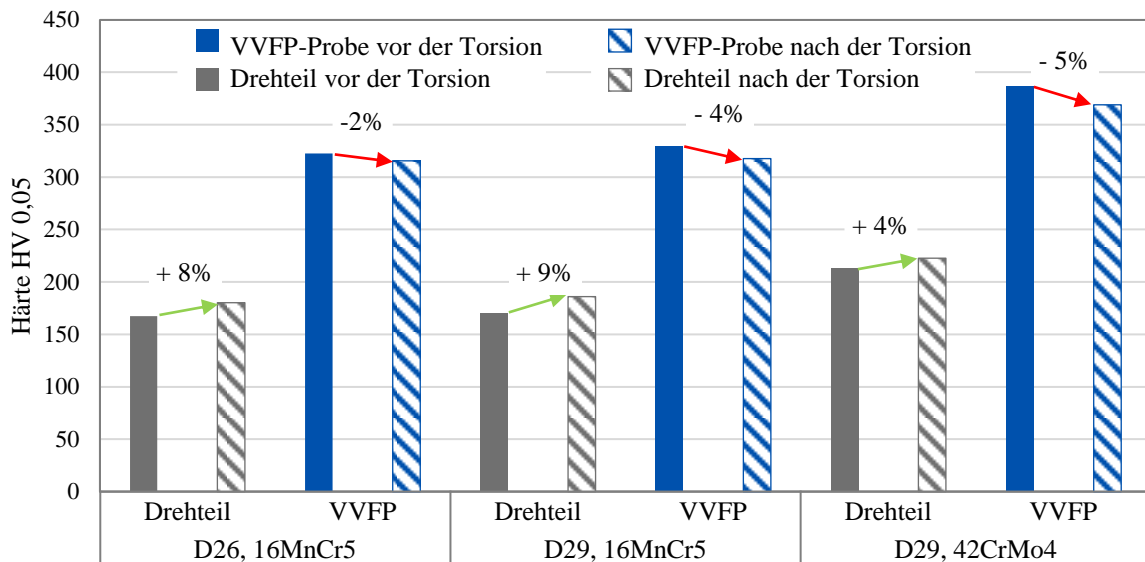


Abbildung 5-20: Veränderung der mittleren Härte von zerspannten Wellen (Drehteil) und gepressten Wellen (VVFP) vor und nach der Torsionsbelastung für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 sowie der Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm und $\varnothing 29$ mm

5.4 Numerische Abbildung des Vollvorwärtsfließpressens

Ziel der hier aufgeführten numerischen Modellierung ist die hinreichend genaue numerische Abbildung des VVFP, um nachfolgend den Datenübertrag (Kap. 5.5) mit einem kalibrierten FE-Modell durchzuführen und dann die Torsionsfestigkeit einschließlich lokaler Pressteileigenschaften numerisch deutlich genauer als nach dem heutigen Stand der Technik zu bestimmen. Dazu werden vorhandene Modellierungswerkzeuge sowie Werkstoff- und Reibungsmodelle verwendet, sodass eine schnelle Übertragbarkeit für weitere Anwendungsfälle gewährleistet werden kann.

5.4.1 Vorgehensweise

Als Basis für die numerische Nachbildung des Umformvorgangs wurde die experimentell aufgezeichnete Stempelkraft-Stößelweg-Kurve, siehe Kap. 5.2.2.2, für jeden Werkstoff und jeden Zapfenzieldurchmesser verwendet. Ziel war es dabei, dass die numerischen Stempelkraftkurven der Umformsimulationen gegenüber den experimentell ermittelten Daten eine gemittelte Abweichung ähnlich der Standardabweichung der experimentellen Fließpressversuche aufweisen sollten.

Die Modellierung des VVFP erfolgte daher in drei Schritten. Zunächst wurden in einer Sensitivitätsanalyse die Randbedingungen und Einflüsse auf die Zielparameter ermittelt. Im zweiten Schritt wurde numerisch die Korrelation zwischen der experimentell ermittelten Pressesteillänge und der experimentell ermittelten Stempelwege hergestellt und dabei mittels eines fiktiven numerischen Zusatzkörpers die Pressensteifigkeit virtuell in die Umformsimulation integriert. Im dritten Schritt erfolgte die Ermittlung von tribologischen Einflüssen beim Ausstoßen.

5.4.2 Aufbau der Umformsimulation für das Vollvorwärtsfließpressen

Die numerischen Umformsimulationen wurden mit dem FE-Programm *Deform 3DTM* durchgeführt, deren Hauptziel die Bestimmung der Stempelkraft über dem Stößelweg als auch die Ermittlung der Pressteillänge bildete. Die Variation der Untersuchungsparameter erfolgte ausschließlich in der Fließpressstufe. Für den Ausstoßvorgang wurde das Coulomb'sche Reibungsmodell eingesetzt [20], [139], und die Reibungszahlen mit Hilfe der Eigenspannungsmessungen ermittelt.

Zur Bewertung der Verteilung von Spannungen und Dehnungen im Pressteil und auf der Pressteiloberfläche in Folge des Fließpressens wurde das Simulationsmodell in Abbildung 5-21 a) aufgebaut. Dieses FE-Modell umfasst sowohl ein elastisch-plastisches Werkstoffmodell und eine elastische Matrize als auch ein elastisches Zusatzelement, welches die Pressensteifigkeit abbildet und dafür benötigt wurde, den real gemessenen Stößelweg in den numerischen Simulationen möglichst exakt nachzubilden. Ergänzend zu diesem Zusatzkörper wurden ein Stößelement und ein Zwischenelement benötigt. Dieser Verbund aus drei Einzelteilen bildete den Stempel zum Fließpressen ab.

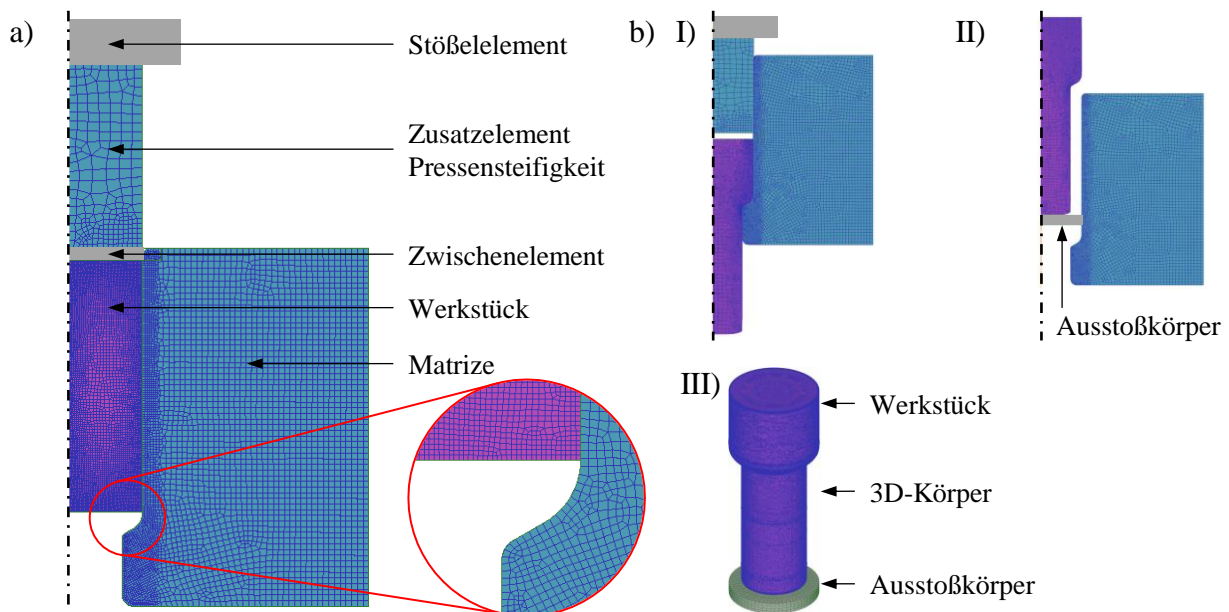


Abbildung 5-21: a) Aufbau FE-Modell und b) numerische Einzeloperationen Pressen (I), Ausstoßen (II) und 2D-3D-Konvertierung (III) am jeweiligen Prozessende

Die Stempel- bzw. Stößelgeschwindigkeit wurde aus dem Stößelwegverlauf der servomechanischen Kaltfließpresse während des Umformvorgangs (siehe Abbildung 10-10) ermittelt. Für die numerische Parameterstudie wurde dazu die numerische Prozesskette in *Deform 3DTM* aufgebaut, siehe Abbildung 5-21 b). Der Prozess bestand im Wesentlichen aus den drei Schritten Pressen (I), Ausstoßen (II) und 2D-3D-Konvertierung (III), die am jeweiligen Prozessende dargestellt sind. Nach jedem Vorgang wurde ein numerisches Kräftegleichgewicht berechnet, sodass der Körper vor jedem Schritt stets im Spannungsgleichgewicht mit der Umgebung und den vorgegebenen

Randbedingungen stand. Dem Pressvorgang folgte vor dem Ausstoßen ein ergänzender Stempelrückhub. Weitere Einstellungen des numerischen FE-Umformmodells sind in Tabelle 5-6 zusammengefasst. Die Ermittlung der Reibungsparameter für das Fließpressen sowie die Einbindung der Pressenelastizität in das FE-Modell erfolgen in Kapitel 0.

Tabelle 5-6: Einstellungen des FE-Umformmodells zur numerischen Simulation des VVFP

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Stempelgeschwindigkeit	v_Stößel (t)	Matrize	elastisch
Werkstück	elastisch-plastisch	Elementanzahl Matrize	4.000
Elementanzahl Werkstück	6.000		

In der Fließpressstufe wurden die Untersuchungsparameter und Zielparameter aus Tabelle 5-7 betrachtet. Die numerischen Untersuchungen zur Ermittlung der Einstellparameter wurden mit den Fließkurven aus Anhang 10.1 durchgeführt. Als Ergebnis wurden ein Stempelkraftverlauf und eine Pressteillänge innerhalb der experimentell ermittelten Standardabweichungen angestrebt.

Tabelle 5-7: Einstellparameter und Zielmerkmale für Sensitivitätsanalyse zur Festlegung der Randbedingungen zur inversen Modellierung der Simulationsparameter

Variationsparameter	Zielmerkmale
Steifigkeit Presse Tribologie beim Pressen und Ausstoßen	Pressteillänge und Stößelweg Steigung der Stempelkraft Maximale Stempelkraft Abfall der Stempelkraft

5.4.3 Einstellung numerischer Modellparameter durch Anpassung der numerischen und experimentellen Stempelkraftkurven

Der nachfolgende Abschnitt unterteilt sich in zwei aufeinander aufbauenden Untersuchungen. Im ersten Schritt wurden geeignete Reibungsmodelle mit den passenden Reibungskoeffizienten je Werkstoff und Zapfendurchmesser ermittelt. Anschließend erfolgte mit den dann so bestimmten Reibungseinstellungen die Abbildung der Pressensteifigkeit in das FE-Modell.

Ermittlung der Reibungsparameter

Die Ermittlung der Reibungseinstellungen verfolgte das primäre Ziel der Abbildung der maximalen Stempelkraft im Bereich der ermittelten Standardabweichung der experimentellen Untersuchungen. Sekundär wurde die numerische Abbildung des abnehmenden Stempelkraftverlaufs in Phase III (siehe Abbildung 2-4) angestrebt. Die Simulationssoftware *Deform 3DTM* bietet dazu drei Reibungsmodelle an: *Coulomb*, *Shear* und *Hybrid*, letzteres kombiniert die Modelle von Coulomb und Shear, welche in Kapitel 2.3.1 erläutert wurden. In Abbildung 5-22 sind für das VVFP die numerisch ermittelten Stempelkräfte über dem Stempelweg dargestellt. Nach der Festlegung eines

Startwerts (Abbildung 5-22: 1), wurde die Reibungszahl μ bzw. der Reibfaktor m stufenweise erhöht, bis die numerisch ermittelte maximale Stempelkraft die experimentell ermittelte maximale Stempelkraft überschritten hat. Mit diesen beiden ersten Simulation wurden die Reibungszahlen μ bzw. die Reibfaktor m mit dem Intervallhalbierungsverfahren angepasst, bis der Wert der numerisch ermittelten maximalen Stempelkraft innerhalb der Standardabweichung (rot gestrichelt) der experimentell ermittelten maximalen Stempelkraft des experimentellen Kraftmaximums (schwarz gestrichelt) lag.

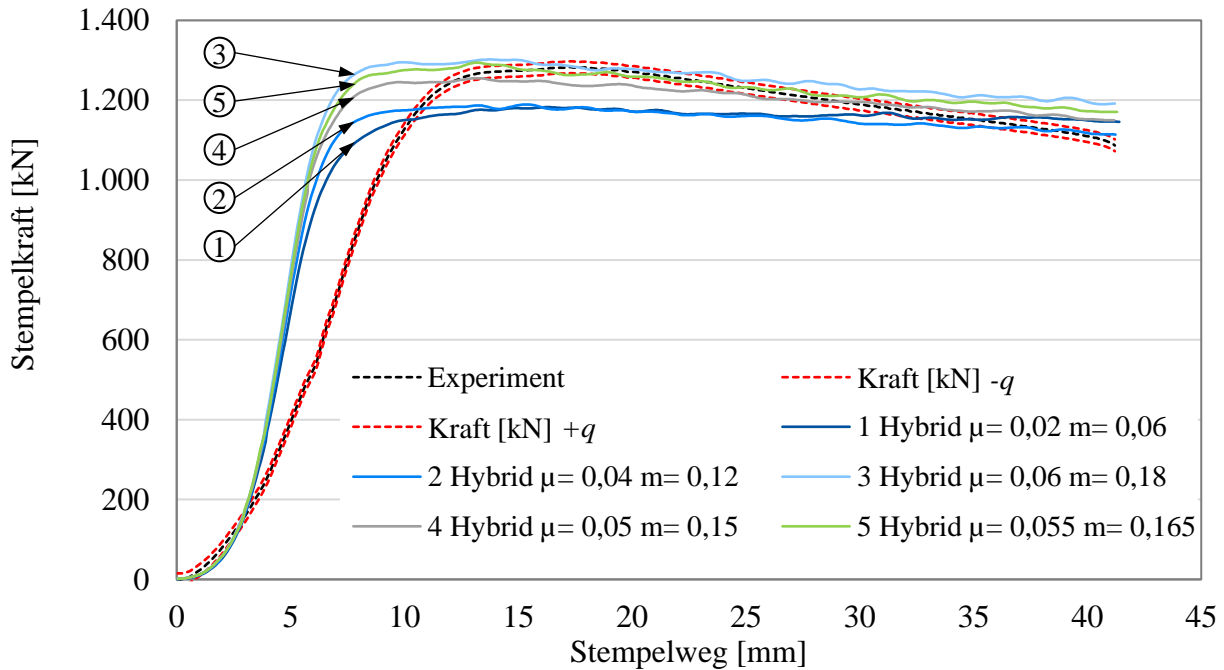


Abbildung 5-22: Ermittlung der Reibparameter für das hybride Reibmodell mittels Bisektionsverfahren am Beispiel der Stempelkraft-Stempelweg-Kurve für den Werkstoff 42CrMo4 und einen Zapfendurchmesser \varnothing 29 mm bei Raumtemperatur

Diese Vorgehensweise wurde für die Reibungsmodelle Coulomb, Shear und Hybrid mit dem Simulationsmodell aus Abbildung 5-21 durchgeführt. Aus Abbildung 5-23 geht hervor, dass beim Vergleich der Reibungsmodelle mit jeweils für das Kraftmaximum ermittelten Reibungszahlen bzw. Reibfaktoren das Hybridmodell I ($\mu = 0,055$; $m = 0,165$) die geringsten Abweichungen zum experimentellen Kraftverlauf im Bereich III aufwies. Der Bereich III markiert jenen Abschnitt des Umformprozesses, in dem eine kontinuierliche Reibflächenreduktion erfolgt und somit ein nahezu konstanter Kraftabfall die Folge ist. Beim Hybridmodell wurde auch ein gegenüber der Reibungszahl zweifach und dreifach erhöhter Reibfaktor untersucht, wobei mit dreifach höherem Reibfaktor dabei deutlich geringere Abweichungen zum experimentellen Stempelkraftverlauf ermittelt wurden. Der relativ hohe Abstand an der Markierung I* resultierte aus der Verwendung einer ideal steifen Presse, da sich der Anstieg der Stempelkraft beim Fließpressen üblicherweise aus der Pressenauffederung und der Kraft zum Einleiten des Umformvorgangs zusammensetzt. Der verblei-

bende Abstand am Ende des Pressvorgangs, Markierung III*, kann mit den veränderten Geschwindigkeitsverhältnissen beim Fließpressen erklärt werden. Gegen Ende des Pressvorgangs verringert sich die Stößelgeschwindigkeit kontinuierlich bis im unteren Totpunkt eine Stempelgeschwindigkeit von 0 mm/s erreicht ist. Da die Tribologie zwischen zwei metallischen Körper auch geschwindigkeitsabhängig ist, erreichen die hier genutzten Reibungsmodelle nur in Teilbereichen des Pressvorgangs eine gute Abbildungsgenauigkeit. Jedoch wird hier ersichtlich, dass mit dem hybriden Reibungsmodell die experimentell ermittelte Stempelkraft im Bereich III signifikant genauer abgebildet kann. Dies kann mit dem Aufbau dieses Reibungsmodells begründet werden, welches sowohl eine proportional lineare und eine ungleich proportional lineare Abhängigkeit zwischen der Normalspannung und der Reibschubspannung herstellen kann.

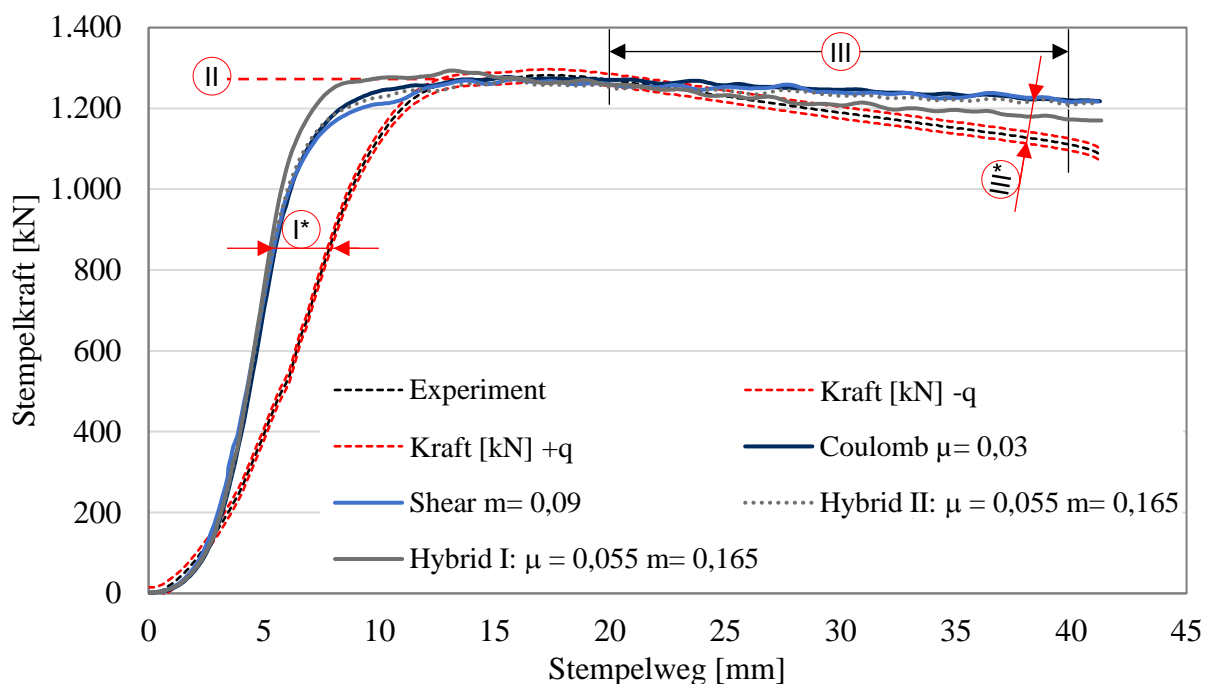


Abbildung 5-23: Vergleich der Stempelkraftkurven hinsichtlich der Verwendung der Reibungsmodelle „Coulomb“, „Shear“ und „Hybrid“

Als Ergebnis der numerischen Untersuchungen zur Identifikation der Reibungsparameter wurde einheitlich das hybride Reibungsmodell mit dreifacher Erhöhung des Reibfaktors gegenüber der Reibungszahl ermittelt. Die einzelnen Reibungszahlen und Reibfaktoren sind in Tabelle 5-8 aufgeführt. Aus der Gegenüberstellung der Reibungsparameter und Stempelkräfte wird ersichtlich, dass bei einheitlicher Beschichtung der Halbzeuge, die Reibkraft mit zunehmender Flächenpressung geringer wurde. Die ermittelten Reibungszahlen und Reibfaktoren aus Tabelle 5-8 wurden als Reibparameter für die nachfolgenden Untersuchungen verwendet.

Tabelle 5-8: Numerische ermittelte Reibungszahlen und Reibfaktoren für das hybride Reibmodell je Werkstoff und Durchmesser der VVFP-Untersuchungen

Reibungszahl	Ø29 mm, 16MnCr5	Ø29 mm, 42CrMo4	Ø26 mm, 16MnCr5
μ	0,055	0,045	0,035
m	0,165	0,135	0,105
Kraft, max. [kN]	1.282,6	1.459,6	1.509,0

Modellierung der elastischen Pressendehnung

Im Anschluss an die Reibungsuntersuchungen erfolgte das Einstellen einer identischen Pressteillänge der numerisch und experimentell erzeugten Fließpressteile unter der Verwendung des experimentell erfassten Stößelwegs. Beim Fließpressen bzw. Umformen setzt sich der Stößelweg aus dem reinen Umformweg und der elastischen Pressendehnung bzw. dem Ausgleich des Werkzeugspiels zusammen. Für den Einsatz des gemessenen Stößelwegs im FE-Modell wurde ein Zwischenelement, eine sogenannte numerische Feder, in den Aufbau des Simulationsmodells (Abbildung 5-21 a) eingefügt, um einen Längenausgleich zu realisieren. Dieses Zwischenelement erlaubte somit eine Verwendung des gemessenen Stößelweges in der numerischen Umformsimulation zur Nachbildung des experimentell ermittelten Stempelkraftverlaufs. Zielwerte dieser Untersuchung sind die Pressteillänge und der Stempelkraftverlauf in Bereich I (Abbildung 2-4 a). Die Steifigkeit des Zusatzelements wurde je Werkstoff und Zapfendurchmesser zur Berücksichtigung unterschiedlicher Maximalkräfte ermittelt. In Tabelle 5-9 sind die ermittelten Steifigkeiten nach Werkstoff und Zapfendurchmesser sowie die numerisch und experimentell ermittelte Pressteillänge unter Verwendung des gemessenen Stößelwegs zusammengefasst. Trotz einer Stempelkraftdifferenz von 14 % infolge des festeren Werkstoffs befindet sich die Steifigkeit des Zusatzelements für den Zapfendurchmesser 29 mm für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 auf nahezu identischem Niveau. Für den kleineren Zapfendurchmesser wurde hingegen eine um ca. 61 % höhere Steifigkeit ermittelt, die das Zwischenelement, die numerische Feder, aufweisen muss.

Tabelle 5-9: Numerische ermittelte Steifigkeitswerte des Zusatzelement je Werkstoff und Durchmesser der VVFP-Untersuchungen

Versuch	Numerische Steifigkeit Zusatzelement	Numerische Pressteillänge	Experimentelle Pressteillänge
Ø26, 16MnCr5	32.835	101,6 mm	101,6 mm
Ø29, 16MnCr5	20.329	98,1 mm	98,2 mm
Ø29, 42CrMo4	20.327	97,8 mm	97,8 mm

5.4.4 Numerisch ermittelte Spannungen und Dehnungen im Pressteil beim Vollvorwärtsfließpressen

Mit den im vorherigen Kapitel ermittelten Parametereinstellungen erfolgte die numerische Umformsimulation der drei verschiedenen Pressteile. In Abbildung 5-24 sind die Vergleichsspannung (a) und der Umformgrad (b) nach dem Ausstoßen für die Zapfendurchmesser 26 mm und 29 mm für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 dargestellt. Während beim Vergleich der Vergleichsspannung nach v. Mises lokale Hochpunkte an der Zapfenspitze und im Bereich der Schulter hervorkamen, war die Spannungsverteilung in beiden Körpern ähnlich, wobei der geringere Zapfendurchmesser höhere Spannungen im Kernbereich aufwies. Der Vergleich des Umformgrades verdeutlicht den geometrischen Unterschied der Zapfendurchmesser. Hierbei wies der Zapfendurchmesser 26 mm sowohl deutlich höhere maximale Umformgrade im Randbereich als auch erkennbar höhere Umformgrade im Kern auf.

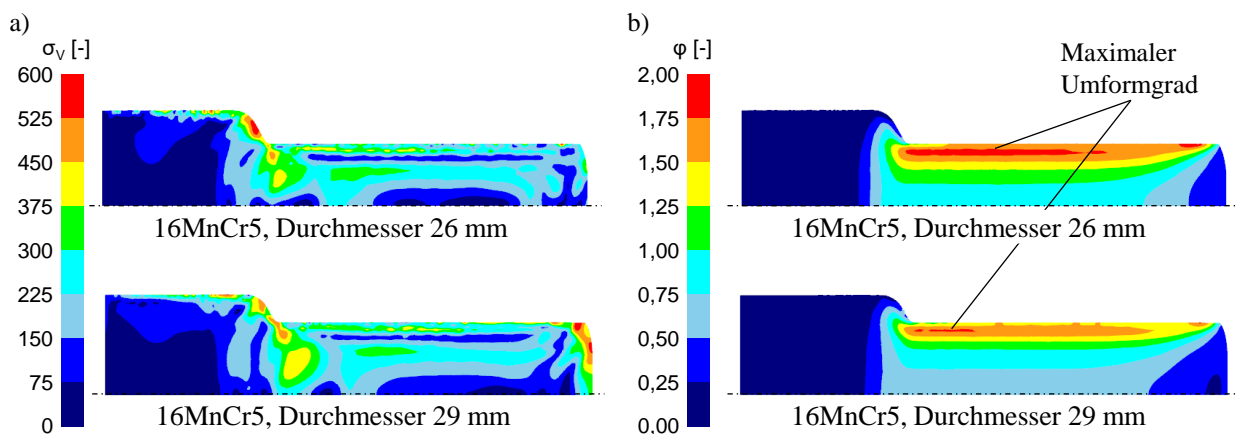


Abbildung 5-24: Vergleichsspannung nach v. Mises (a) und Umformgrad (b) nach dem Fließpressen und Ausstoßen für den Werkstoff 16MnCr5 mit den Zapfendurchmessern 26 mm und 29 mm

Die Ermittlung der Reibungsparameter für das Ausstoßen erfolgte durch den Vergleich der axialen und tangentialen Eigenspannungen nach dem Ausstoßen mit den experimentell ermittelten Eigenspannungen aus Kapitel 5.2.2.4 unter Verwendung des Reibungsmodells nach Coulomb. Dazu wurden für jede der drei Pressteilvarianten (Werkstoff 16MnCr5, Zapfendurchmesser 29mm und 26mm; Werkstoff 42CrMo4, Zapfendurchmesser 29mm) drei Parameterabstufungen numerisch untersucht. In Abbildung 5-25 sind sowohl die Verteilung der Axialspannungen für zwei Reibungszahlen als auch der Verlauf der Axialspannung im Querschnitt dargestellt. An den Grafiken lässt sich im Bereich des Zapfenkopfes kein ersichtlicher Einfluss der Reibung auf geometrische Veränderungen ausmachen, jedoch eine veränderte Axialspannungsverteilung. Die Verteilung der Axialspannung im Querschnitt bei einem Abstand von 31,5 mm zum Zapfenkopf wies ebenso

kaum Unterschiede mit Bezug zu den gewählten Reibungsparametern auf. Die experimentell ermittelte axiale Eigenspannung (Abbildung 5-25 b), „Messung“, grüne Linie) weist zur Reibungszahl von $\mu = 0,04$ die höchste Übereinstimmung auf.

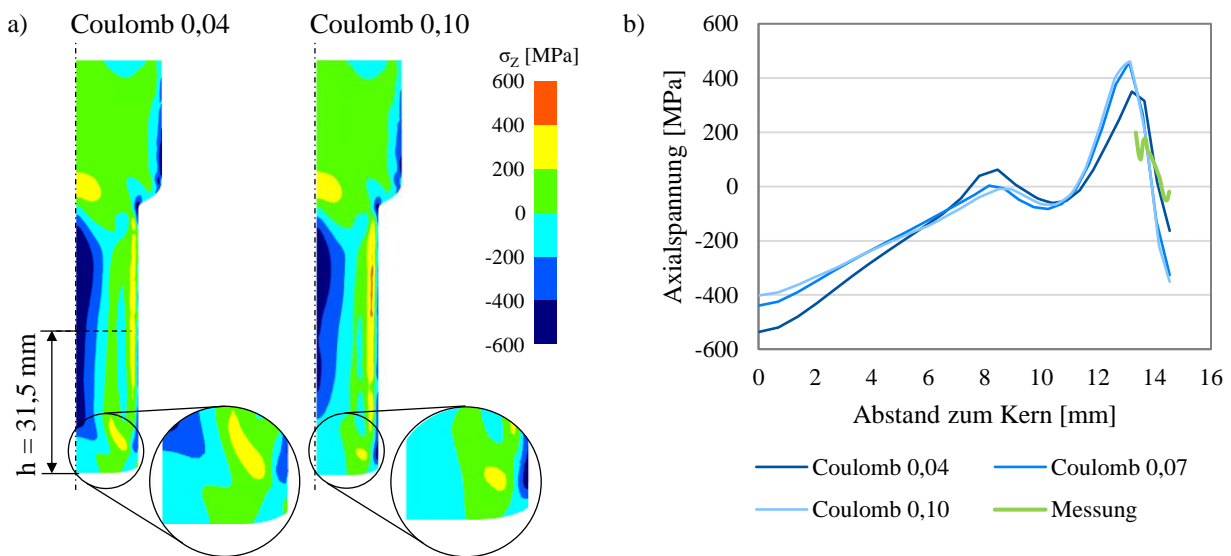


Abbildung 5-25: Numerisch ermittelte axiale Eigenspannungen nach dem Ausstoßen für den Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser von 29 mm
 a) grafischer Vergleich für zwei beim Fließpressen eingesetzte Reibungszahlen
 b) Axialspannung vom Kern zur Oberfläche in Abhängigkeit der Reibungszahlen für das Ausstoßen nach dem Fließpressen

Ein vergleichbares Erscheinungsbild hinsichtlich des Einflusses der Reibparameter zeigte sich ebenfalls bei den tangentialen Eigenspannungen. Bei der Spannungsverteilung (Abbildung 5-26 a) und bei den Querschnittsverläufen Abbildung 5-26 b) wurden nur geringere Unterschiede hinsichtlich der eingesetzten Reibungszahlen ermittelt.

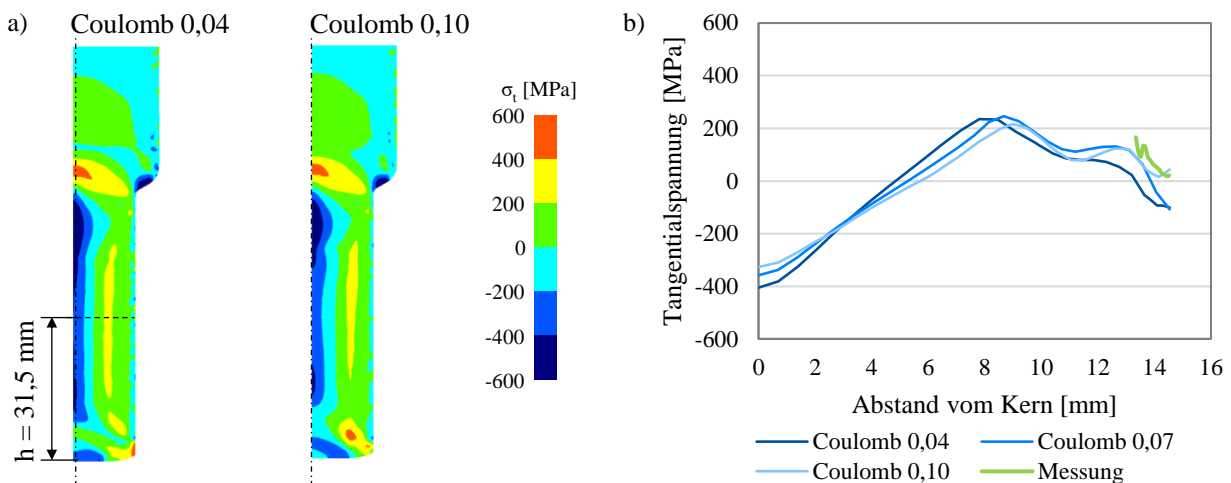


Abbildung 5-26: Numerisch ermittelte tangentiale Eigenspannungen nach dem Ausstoßen für den Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser von 29 mm
 a) grafischer Vergleich für zwei beim Fließpressen eingesetzte Reibwerte
 b) Tangentialspannung vom Kern zur Oberfläche in Abhängigkeit der Reibungszahlen für das Ausstoßen nach dem Fließpressen

Der Vergleich mit der experimentellen Messung zeigte, dass höhere Reibungszahlen tendentiell zu einer besseren bzw. genaueren Abbildung der Experimente führten. Die Grafiken und Querschnittsverläufe der weiteren Varianten (Werkstoff 42CrMo4, Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm, Werkstoff 16MnCr5, Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm) sind im Anhang unter Kapitel 10.15 aufgeführt. Für den Werkstoff 42CrMo4 (Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm) und auch für den Werkstoff 16MnCr5 (Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm) ließen sich ebenso wenig klare Zuordnungen zu einem Reibungskoeffizienten beim Ausstoßen bzgl. der axialen und tangentialen Eigenspannungen treffen. Daher wurden für die weiteren numerischen Untersuchungen zur Torsionsfestigkeit für jede Pressteilvariante je drei numerische Modelle verwendet, bei denen die Pressteile mit den hier untersuchten Reibungszahlen ausgestoßen wurden, um diesen Einfluss auf die statische Torsionsfestigkeit zu ermitteln.

Die Analyse der Spannungen und Dehnungen vor und nach dem Fließpressen zeigte, dass die Tribologie beim Ausstoßen einen merklichen Einfluss auf den verbleibenden Eigenspannungszustand des gepressten Bauteils aufwies. Die in dieser Arbeit durchgeführten Eigenspannungsmessungen dienten dazu, die numerischen tribologischen Verhältnisse im Einklang mit den experimentellen Untersuchungen zu bringen. Da jeweils nur stichprobenartig die Axialspannungen und die Tangentialspannungen ermittelt wurden und die tribologischen Verhältnisse bei den experimentellen Fließpressuntersuchungen nicht variiert wurden, kann keine allgemeingültige Aussage aus den hier ermittelten Ergebnissen abgeleitet werden. Für die in dieser Arbeit nachfolgende Untersuchung waren die Ergebnisse jedoch ein ausreichend genaues Indiz, dass die hier modellierte Abbildung des Ausstoßens in etwa dem der Realität für das VVFP der Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 im Durchmesserbereich von $\varnothing 26$ -29 mm entspricht.

5.5 Datenübertragung von Deform3DTM nach ANSYS Workbench

Dieses Kapitel beschreibt die Vorgehensweise zur Übertragung von Geometrie- und Werkstoffeigenschaften aus einer FE-Umformsimulation in ein FE-Programm für strukturmechanische Simulationen zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit nach einer vorherigen Kaltumformung. Dazu wird zunächst eine Vorgehensweise zum Export der Daten aus *Deform3DTM* und dem nachfolgenden Import in *ANSYS Workbench* beschrieben, die teilweise in [140] veröffentlicht wurde. Anschließend erfolgt die numerische Ermittlung der Torsionsfestigkeit von gedrehten Wellen, die keine Vorverfestigung infolge einer Kaltumformung erfahren haben. Den Abschluss bildet die numerische Ermittlung der Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen. Hierbei wird der Einfluss der Kaltverfestigung hinsichtlich einer Leistungssteigerung und die Abbildungsgenauigkeit im

Vergleich zu den experimentell ermittelten Torsionsfestigkeiten betrachtet. Ziel der Datenübertragung ist die Berücksichtigung der durch die Umformung erzeugten werkstofflichen Eigenschaften in der nachfolgenden strukturellen Torsionsfestigkeitsuntersuchung.

5.5.1 Vorgehensweise zur Übertragung von Geometrie, Spannungen und Dehnungen

Die Abfolge der in dieser Arbeit neuartigen Datenübertragung ist in drei Phasen gegliedert, siehe Abbildung 5-27. Zunächst erfolgt eine numerische Simulation des Kaltumformprozesses des untersuchten Bauteils, einschließlich einer Entlastungsstufe unter Verwendung der Umformsimulationssoftware *Deform3DTM*. Im zweiten Schritt werden die Daten von der Umformsimulation in die Strukturmechaniksimulation transferiert. Zu diesem Zweck werden die Umformsimulationsergebnisse (Topologie und Spannungs- bzw. Dehnungszustand) der umgeformten und entlasteten Pressteile exportiert. Mit Hilfe von Python-Skripten werden Makro-Files für den Import von Daten kompiliert und anschließend an die FEA-Software *ANSYS Workbench* übergeben.

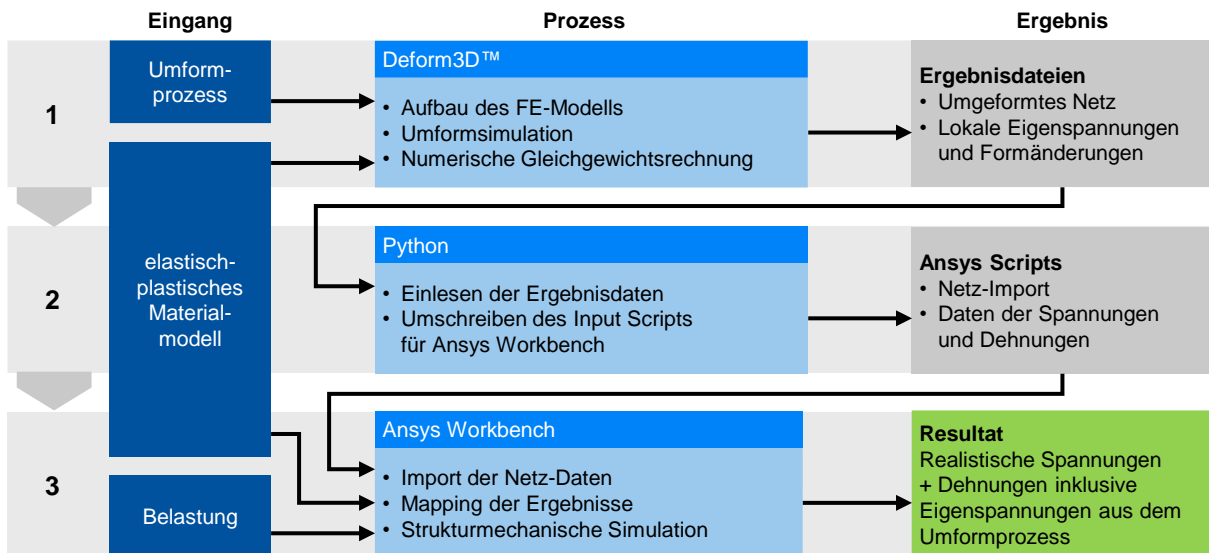


Abbildung 5-27: Ablaufdiagramm zur Integration der umformtechnisch erzeugten Pressteileigenschaften von *Deform 3DTM* nach *ANSYS Workbench* mittels Python-Scripting nach [140]

Die verwendeten Datenentitäten und Funktionen, die beim Export der Daten aus dem *Deform3DTM*-System und beim Import in das *ANSYS Workbench*-System zum Einsatz kommen, werden im Folgenden detailliert beschrieben. Dazu zählen einerseits die Netzdaten und andererseits die Spannungs- und Dehnungszustände im letzten Zeitschritt der Umformsimulation. Für das FEA-Netz werden die folgenden *.DAT-Dateien vom *Deform3DTM*-Softwaresystem erzeugt:

- RZ (Knotenkoordinaten)
- ELMCON (Elementverknüpfung)

Mit diesen beiden Datensätzen kann die Topologie des simulierten Fließpressteils vollständig beschrieben werden. In der RZ-Ergebnisdatei werden jedem Knoten $n \in \{1, \dots, N_n\}$ die Knotenkoordinaten x , y und z zugeordnet, während in der ELMCON-Datei jedem Tetraederelement $e \in \{1, \dots, N_e\}$ die Nummern der vier Eckknoten i_1 , i_2 , i_3 und i_4 zugeordnet werden.

Für den Datenimport in das *ANSYS-Workbench*-System wird eine *.CDB-Datei kompiliert, die die entsprechenden Makrobefehle und formatierten Daten zur Erstellung eines identischen FEA-Netztes enthält. Dies ist unumgänglich, da den jeweiligen Knotenelementen eines „fremden“ FEA-Netztes keine Spannungs- und Dehnungswerte zugeordnet werden können und somit die Spannungs- und Dehnungsverteilung des Fließpressteils in *ANSYS-Workbench* (Strukturmechanik) nicht der Spannungs-Dehnungs-Verteilung des Fließpressteils in *Deform3DTM* (Umformsimulation) entspricht. Während die Knotennummern und Koordinaten aus der RZ-Datei mit dem *NBLOCK*-Befehl übernommen werden, wird der *EBLOCK*-Befehl zum Import der Elementkonnektivität aus der *ELMCON*-Datei verwendet.

Zur Beschreibung des elastisch-plastischen Spannungs- und Dehnungszustandes werden vom Umformsimulationssystem die folgenden *.DAT-Dateien erzeugt:

- *STRESS* (Spannungskomponenten)
- *STNCMP* (plastische Dehnungskomponenten)
- *STRAIN* (Gesamt-Vergleichsdehnung)
- *EFSTS* (von Mises-Vergleichsspannung)

Jede dieser Dateien stellt eine entsprechende Ergebniseinheit für die Mittelpunkte aller Elemente zur Verfügung [141]. Die Ergebnisdatei *STRESS* enthält sechs unabhängige Komponenten des Spannungstensors: σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} und τ_{xz} . Ebenso enthält die *STNCMP*-Datei die entsprechenden Komponenten der plastischen Dehnung: $\varphi_{pl,x}$, $\varphi_{pl,y}$, $\varphi_{pl,z}$, $1/2 \gamma_{pl,xy}$, $1/2 \gamma_{pl,yz}$ und $1/2 \gamma_{pl,xz}$. Zusätzlich werden Werte der kumulierten, äquivalenten plastischen Dehnung $\varphi_{pl,eq}$ für den Import der anfänglichen plastischen Dehnungsbedingungen in das System *ANSYS Workbench* benötigt [142], die jedoch nicht direkt aus der Umformsimulation exportiert werden können.

Diese Werte werden daher aus der in der *STRAIN*-Datei angegebenen totalen Vergleichsdehnung $\varphi_{tot,eq}$ und der elastischen Vergleichsdehnung $\varphi_{el,eq}$ mit dem Elastizitätsmodul E und Vergleichsspannung σ_{eq} (angegeben in der *EFSTS*-Datei) nach Gleichung (5.5) berechnet:

$$\varphi_{pl,eq} = \varphi_{tot,eq} - \varphi_{el,eq} = \varphi_{tot,eq} - \frac{\sigma_{eq}}{E} \quad (5.5)$$

Der Spannungs- und Dehnungszustand des Bauteils wird dann in einer Makrodatei konsolidiert, um anschließend im Simulationssystem *ANSYS Workbench* reproduziert werden zu können. Mit

Hilfe des *INISTATE*-Befehls werden die gegebenen Werte auf das übertragene FEA-Netz als initiale Spannungs-/Dehnungsentitäten abgebildet:

- *STRESS* (Spannungskomponenten),
- *EPPL* (plastische Dehnungskomponenten)
- *PLEQ* (kumulierte, äquivalente plastische Dehnung)

Die Vorgehensweise ist grafisch in Abbildung 5-28 zusammengefasst.

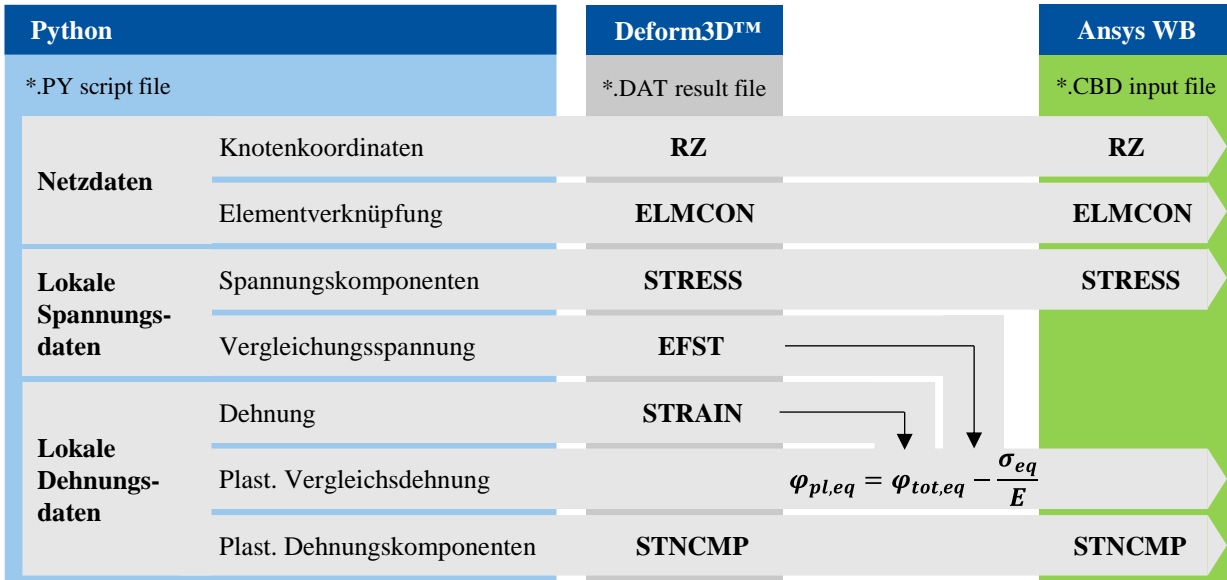


Abbildung 5-28: Prinzipdarstellung zum Daten- und Geometrietransfer von *Deform3D™* nach *ANSYS Workbench in Anlehnung an* [140]

Zur Überprüfung des erfolgreichen Datentransfers erfolgte ein Vergleich der Gleichgewichtszustände vor dem Export in *Deform3D™* und nach dem Import in *ANSYS Workbench* hinsichtlich der Verteilung der Vergleichsspannungen nach v. Mises und der plastischen Vergleichsformänderungen nach v. Mises, welche in Abbildung 5-29 dargestellt ist.

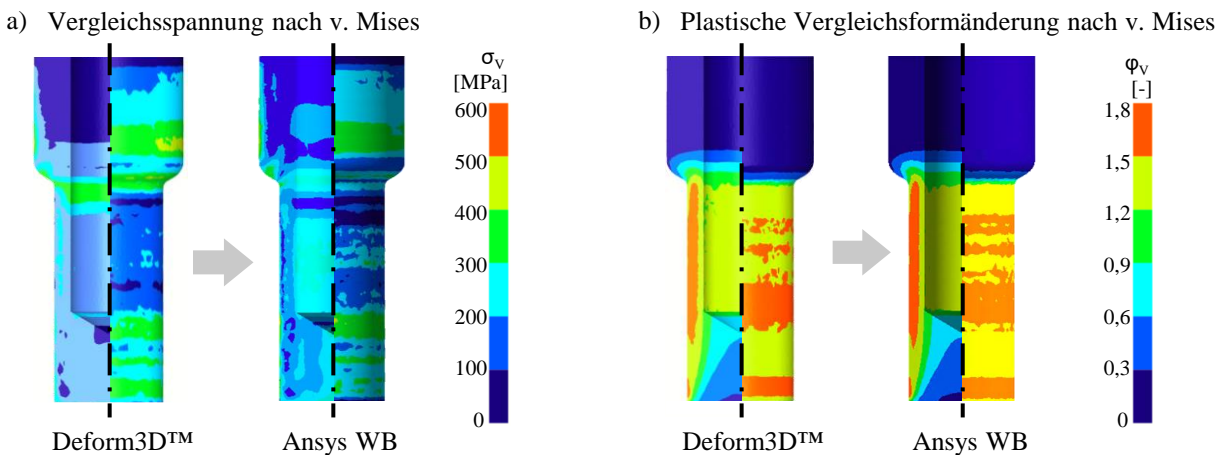


Abbildung 5-29: Ergebnisse des Datentransfers für den Werkstoff 16MnCr5 und einen Zapfendurchmesser von 29 mm in den FEA-Systemen *Deform3D™* und *ANSYS Workbench* a) Vergleichsspannungen nach v. Mises b) Plastische Vergleichsformänderung nach v. Mises

Hierbei ist zunächst darauf zu achten, dass die Beschreibungen des plastischen Werkstoffverhaltens in beiden Simulationsprogrammen möglichst identisch sind. Da *ANSYS Workbench* zum Stand der Arbeit keine Integration von temperatur- und dehnratenabhängigen Fließkurven anbot, wurde jeweils die Fließkurve bei Raumtemperatur und einer Dehnrates von 1 1/s eingesetzt.

5.5.2 Numerische Ermittlung der Torsionsfestigkeit von gedrehten Wellen

Dieses Kapitel verfolgt das Ziel, die numerische Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit von gedrehten Wellen abzubilden. Hierbei lag der Fokus in der Genauigkeit der numerischen Abbildung der experimentell durchgeführten Untersuchungen. Dazu wurde im FE-Programm *ANSYS Workbench* ein FE-Modell, siehe Abbildung 5-30 a), zur statisch-mechanischen Analyse aufgebaut. Die Wellenkörper, welche die Idealmaße der Untersuchung aus Kapitel 5.2.1 besaßen, waren am Kopf fest eingespannt und wurden an der Stirnseite bis zu einem maximalen Verdrehwinkel von 10° virtuell tordiert. Als Werkstoffmodelle kamen die experimentell ermittelten Fließkurven aus dem Zugversuch (nachfolgend als Werkstoffmodell „Zugfließkurve“ bzw. „Z-FK“ bezeichnet) sowie die bei Raumtemperatur und mit einer Dehnrates von 1/s aufgezeichnete Stauchfließkurve (Werkstoffmodell „Druckfließkurve“ bzw. „D-FK“, siehe Kapitel 4.4) zum Einsatz. Dabei wurde ein Plastizitätsmodell mit multilinear-er-isotroper Verfestigung zur Einbindung der Spannungs- und Dehnungswerte eingesetzt. Das Ergebnis in Form der Torsionsfestigkeit über dem Verdrehwinkel ist in Abbildung 5-30 b) dargestellt. Das Torsionsmoment steigt für alle Proben zunächst linear-elastisch an und geht anschließend markant in den plastischen Bereich über.

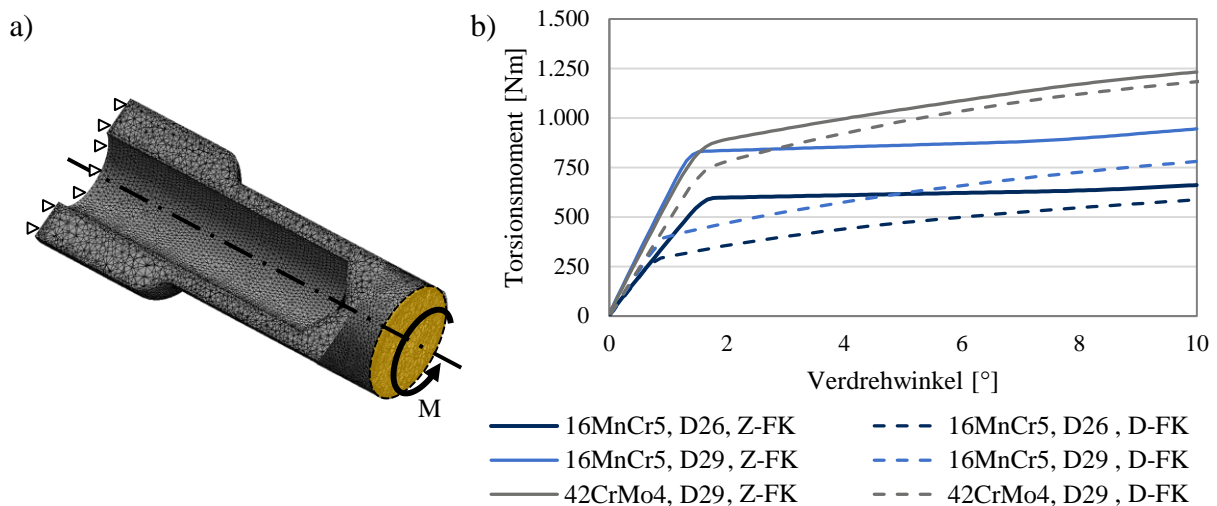


Abbildung 5-30: Numerische Untersuchung der statischen Torsionsfestigkeit von gedrehten Wellen a) Modellaufbau in *ANSYS Workbench* b) Vergleich der Werkstoffmodelle „Z-FK“ (Zugfließkurve) und „D-FK“ (Druckfließkurve) hinsichtlich der Torsionsfestigkeit (Werkstoffe: 16MnCr5 und 42CrMo4; Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm und $\varnothing 29$ mm)

Der Wellendurchmesser 26 mm wies aufgrund seiner Geometrie im elastischen, linearen Bereich eine geringere strukturelle Steifigkeit auf. Der Plastifizierungsbeginn für das Werkstoffmodell D-

FK erfolgte deutlich früher gegenüber dem Werkstoffmodell Z-FK. Nach dem Plastifizierungsbeginn stiegen alle Wellenverläufe des D-FK-Modells nahezu synchron an, während beim Werkstoff 16MnCr5 mit dem Werkstoffmodell Z-FK ein signifikantes Abflachen des Torsionsmoments eintrat. Dies lag im Verlauf der Fließkurve begründet, da dieser Werkstoff einen ausgeprägten Lüdersbereich bei Plastifizierungsbeginn aufweist und erst nach Überschreiten dieses Bereichs verfestigend plastifizierte.

Die eintretende Plastifizierung, die zu einem höheren Torsionsmoment mit steigendem Verdrehwinkel führte, lässt sich aus Abbildung 5-31 entnehmen. Hierbei sind die Vergleichsspannung nach v. Mises und die plastische Vergleichsformänderung nach v. Mises für einen Wellenkörper aus dem Werkstoff 16 MnCr5 und einen Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm mit dem Werkstoffmodell Z-FK bei unterschiedlichen Positionen während der Torsionsbelastung dargestellt.

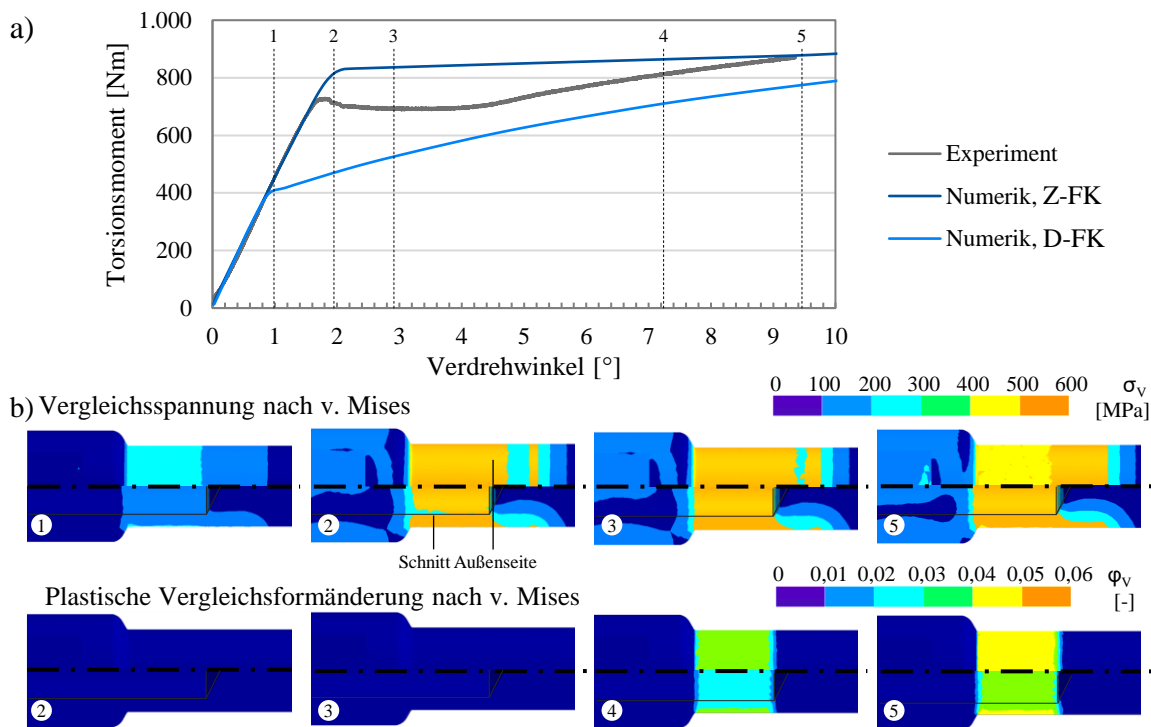


Abbildung 5-31: a) Vergleich des experimentellen und numerischen Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel für den Werkstoff 16MnCr5 und Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm für eine gedrehte Welle b) Entwicklung der Vergleichsspannung und Vergleichsformänderung nach v. Mises während der Torsionsmomentaufbringung entsprechend der gekennzeichneten Punkte in b)

Der strukturell schwächste Bereich erfährt eine starke Spannungszunahme, da hier die Torsionsschubspannungen infolge der Torsion am höchsten sind. Mit Überschreiten der Plastifizierungsgrenze verbleiben die Spannungen auf der Wellenschaftoberfläche auf einem Niveau, welches zur Aufrechterhaltung der plastischen Formänderung erforderlich ist. Da keine höheren Spannungen infolge der zunehmenden Torsion auf der Außenseite aufgenommen werden können, wandert die

geometrische Grenze radial in Richtung der Wellenachse. Sobald nun wieder das lokal vorherrschende Spannungsniveau die Fließgrenze erreicht, erfolgt eine weitere Plastifizierung, sprich, der Werkstoff beginnt zu fließen. Das lokale Spannungsniveau verbleibt dabei nahe der Fließgrenze. Der Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomentverläufe über dem Verdrehwinkel sind in Abbildung 5-32 dargestellt. Die experimentell ermittelten Verdrehwinkel beinhalten implizit dabei auch die Steifigkeit des Prüfstands, während das FE-Modell ausschließlich die Probensteifigkeit abbildete. Daher erfolgte für die Vergleichbarkeit zunächst ein Fitting der numerischen Torsionsmomentverläufe im linear-elastischen Bereich. Die Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit erfolgte mit der Vorgehensweise aus Kapitel 5.3.2 durch die Verwendung einer parallel zum elastischen Bereich verschobenen Vergleichsgeraden. Der Vergleich der numerischen und experimentellen Torsionsmomentverläufe zeigte eindrücklich, dass insbesondere nach dem Eintritt des plastischen Fließens eine erhebliche Diskrepanz vorliegt. Der Abstand I^* in Abbildung 5-32 ist dabei primär auf die Implementierung der Zugfließkurve in *ANSYS Workbench* zurückzuführen. FE-Programme erfordern für eine robuste Durchführung der Simulation Werkstoffmodelle, bei denen die Spannungen mit wachsendem Umformgrad stetig zunehmen, da sonst, numerisch betrachtet, Konvergenzprobleme auftreten. Die Zugfließkurve des Werkstoffs 16MnCr5 wies einen ausgeprägten Lüdersbereich, sprich den Übergang von elastischer zu plastischer Formänderung, auf, siehe Abbildung 4-9. Da dieser Bereich in der Modellbildung idealisiert werden musste, konnte in der numerischen Torsionsmomentermittlung kein lokales Absenken des Torsionsmoments eintreten. Der Werkstoff 42CrMo4 wies keinen Lüdersbereich auf, weshalb hier eine hinreichend genaue Modellierung erzielt wurde.

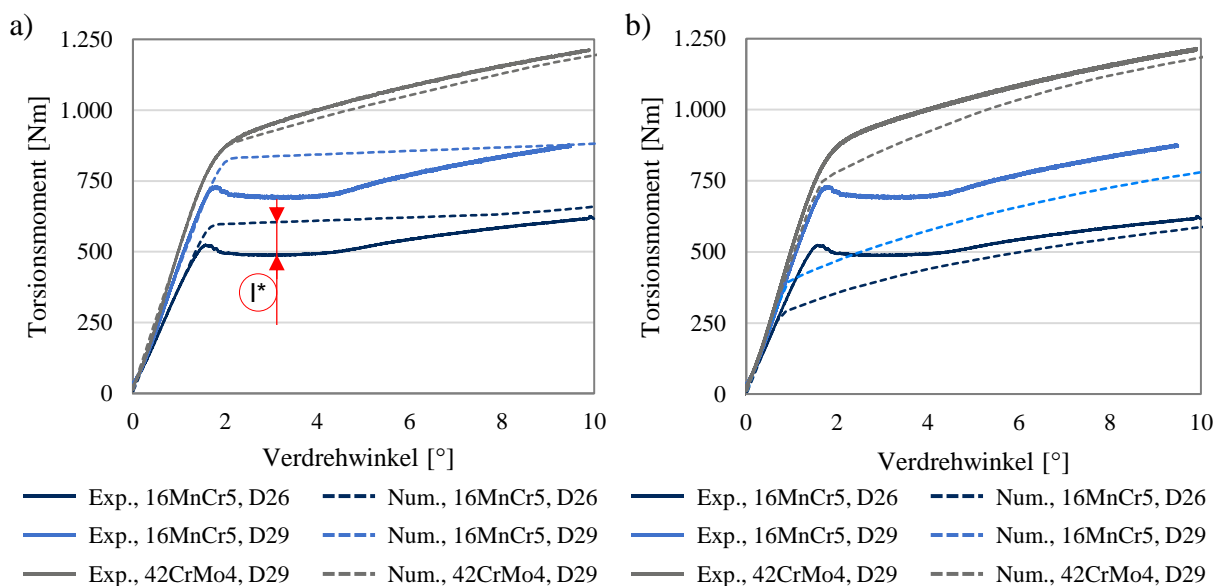


Abbildung 5-32: Vergleich der numerischen und experimentellen Verläufe des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel a) Werkstoffmodell Zugfließkurve (Z-FK) b) Werkstoffmodell Druckfließkurve (D-FK)

Abbildung 5-33 fasst die numerisch und experimentell ermittelten statischen Torsionsfestigkeiten in Abhängigkeit vom Werkstoff (16MnCr5 und 42CrMo4), vom Zapfendurchmesser ($\varnothing 26$ mm und $\varnothing 29$ mm) und vom eingesetzten Werkstoffmodell für gedrehte Wellen zusammen.

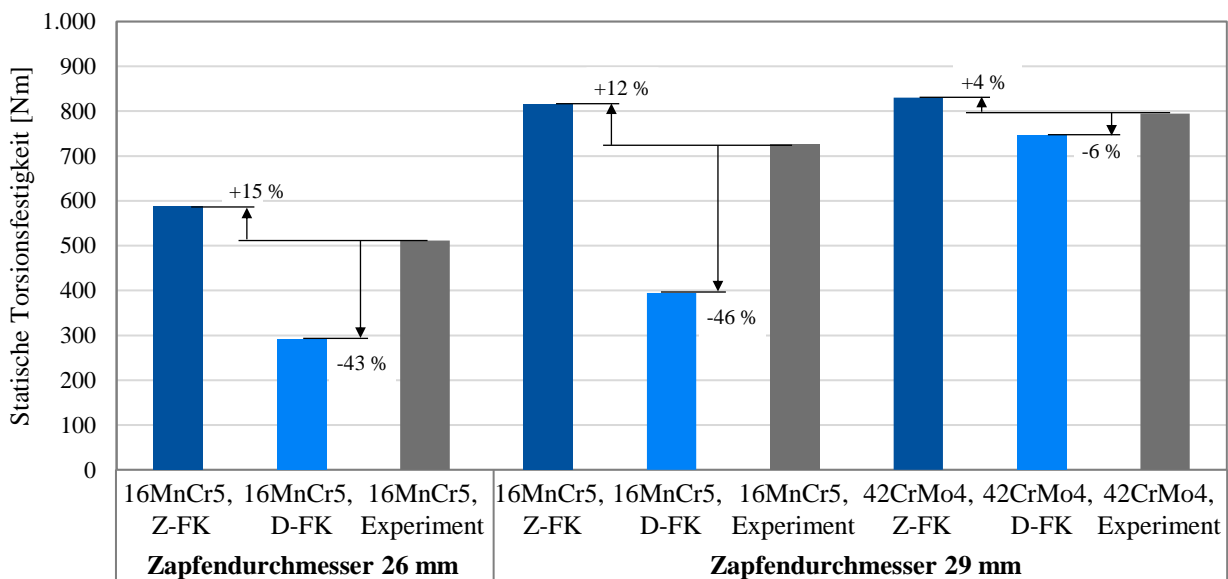


Abbildung 5-33: Vergleich der numerischen und experimentellen statischen Torsionsfestigkeit von gedrehten Wellen in Abhängigkeit der Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den Zapfendurchmessern $\varnothing 26$ mm und $\varnothing 29$ mm und den Verfestigungsmodellen Zugfließkurve (Z-FK) und Druckfließkurve (D-FK)

Das Werkstoffmodell Druckfließkurve unterschätzte die Torsionsfestigkeit für den Werkstoff 16MnCr5 mit Abweichungen bis zu 43-46 % sehr deutlich. Für den gleichen Werkstoff wurde mit dem Werkstoffmodell Zugfließkurve eine Überschätzung von 12-15 % ermittelt. Für den Werkstoff 42CrMo4 sind die Tendenzen der Unterschätzung (Druckfließkurve) und Überschätzung (Zugfließkurve) gleich, jedoch lag die Abweichung nur noch zwischen 4 und 6 %. Die hohen Abweichungen für den Werkstoff 16MnCr5 resultieren einerseits aus der idealisierten Implementierung der Werkstoffdaten in *ANSYS Workbench*. Die in Kapitel 0 aufgenommenen Druckfließkurven hingegen zeigten selbst bei der Werkstoffcharakterisierung keinen Lüdersbereich, sodass der Übergang von elastischer zu plastischer Formänderung initial ohne Spannungsverringern vorlag. Daher konnte der für diese Arbeit definierte Kennwert der statischen Torsionsfestigkeit (Eintritt der Plastifizierung) nur ungenügend genau vorhergesagt werden.

5.5.3 Numerische Ermittlung der Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen

Die numerische strukturmechanische Untersuchung vereint die numerischen Untersuchungen zum Fließpressen von Wellen (Kapitel 5.4) mit der Vorgehensweise zur Einbindung der durch die Umformung erzeugten lokalen Bauteileigenschaften aus Kapitel 5.5.1. Dazu wurden die in *Deform3DTM* numerisch umgeformten hohlgebohrten Wellen mit dem entwickelten Python-Skript

transformiert, in *ANSYS Workbench* importiert und mit einer Torsionslast beaufschlagt. Das Berechnungsergebnis in Form des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel ist in Abbildung 5-34 a) dargestellt. Hierbei wird ersichtlich, dass die Eigenspannungen keinerlei Einfluss auf die maximal ertragbare Torsionslast nehmen, und die Torsionsmomente identisch für jeden Werkstoff und Zapfendurchmesser aufeinanderliegen. Das mit unterschiedlichen Reibungswerten simulierte Ausstoßen der Pressteile nach dem Fließpressen führte zwar zu sichtbar unterschiedlichen tangentialen und axialen Eigenspannungsverteilungen. Jedoch zeigen die hier ermittelten Ergebnisse, dass unter den getroffenen Randbedingungen kein Einfluss auf das übertragbare Torsionsmoment vorhanden ist, was in Übereinstimmung mit den Erkenntnissen aus [35] steht.

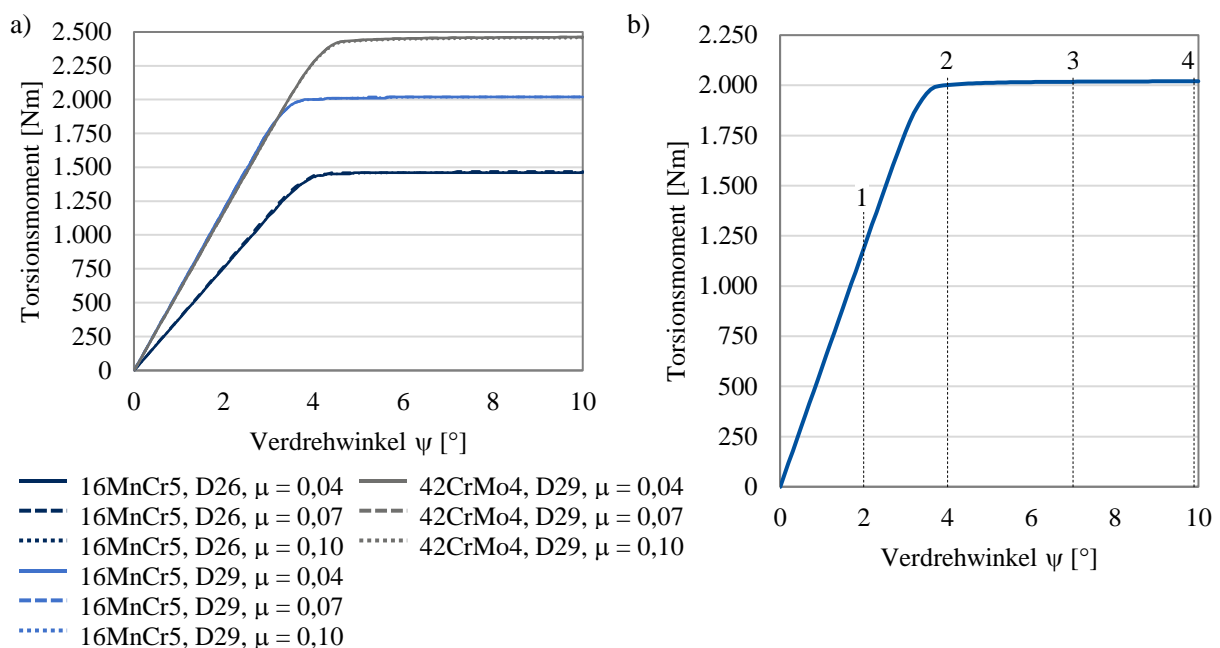


Abbildung 5-34: a) Numerisch berechneter Torsionsmomentverlauf über dem Verdrehwinkel für verschiedene Werkstoffe und Zapfendurchmesser mit unterschiedlichen Reibbedingungen beim Ausstoßen der VVFP-Welle
 b) Werkstoff 16MnCr5 mit einem Zapfendurchmesser 29 mm

Die Entwicklung der Vergleichsspannung nach v. Mises und der Vergleichsformänderung nach v. Mises ist in Abbildung 5-35 a) mit entsprechend den in Abbildung 5-34 b) gekennzeichneten Verdrehwinkeln bzw. Torsionsmomenten dargestellt. Die bereits vorliegenden Eigenspannungen und Dehnungen aus der vorhergehenden Umformung führen dazu, dass die weitere Formänderung in Form der Torsion erst bei einem höheren Spannungsniveau einsetzt. Entsprechend des Fließkurvenverlaufes ist für den dünnen, rohrförmigen Bereich ein erhöhter Spannungswert erforderlich, um eine weitere Plastifizierung zu initiieren. Der Umformgrad in der Rohrwandung verändert sich nur minimal während der Torsionsbelastung, was bereits bei gedrehten Wellen (Kapitel 5.5.2) ersichtlich wurde. Jedoch führt gemäß der Abbildung 5-35 b) der vorliegende Vergleichsumformgrad von $\varphi_V \approx 1,5$ in der Rohrwandung zu einer erforderlichen Fließspannung von $k_f \approx 800$ MPa.

Nach dem Überschreiten der Plastifizierungsgrenze in der Rohrwandung flacht das Torsionsmoment stark ab und es kommt zu keiner weiteren Steigerung des übertragbaren Torsionsmoments.

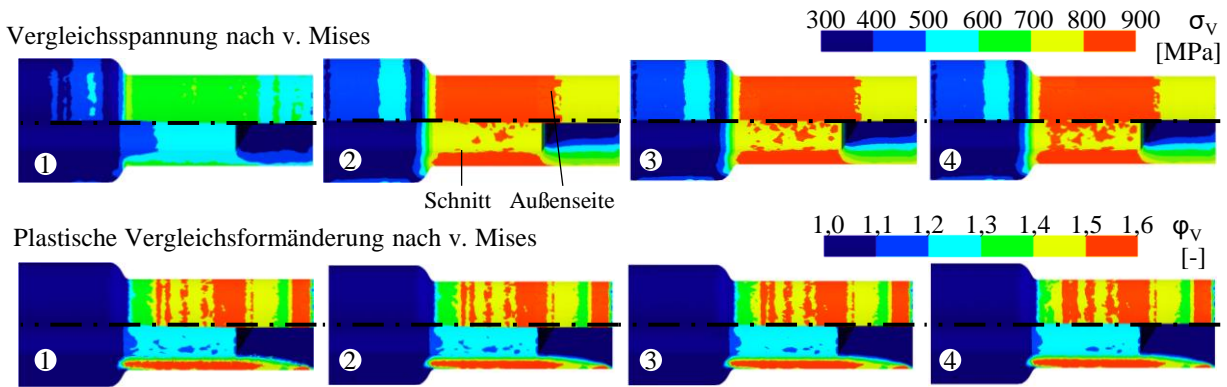


Abbildung 5-35: Entwicklung der Vergleichsspannungen nach v. Mises und Vergleichsformänderungen nach v. Mises entsprechend der gekennzeichneten Punkte in Abbildung 5-34 b)

Der Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomentverläufe ist in Abbildung 5-36 a) dargestellt. Die numerisch ermittelten Torsionsmomente wurden im elastischen Bereich an die experimentellen Ergebnisse angepasst, da die numerischen Torsionsmomentverläufe lediglich die Probensteifigkeit beinhalten und in den experimentellen Torsionsmomentverläufen auch die Steifigkeit des Versuchsaufbaus enthalten ist. Für den Werkstoff 16MnCr5 (Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm) wurde eine gute Übereinstimmung von Experiment und FE-Berechnung erreicht.

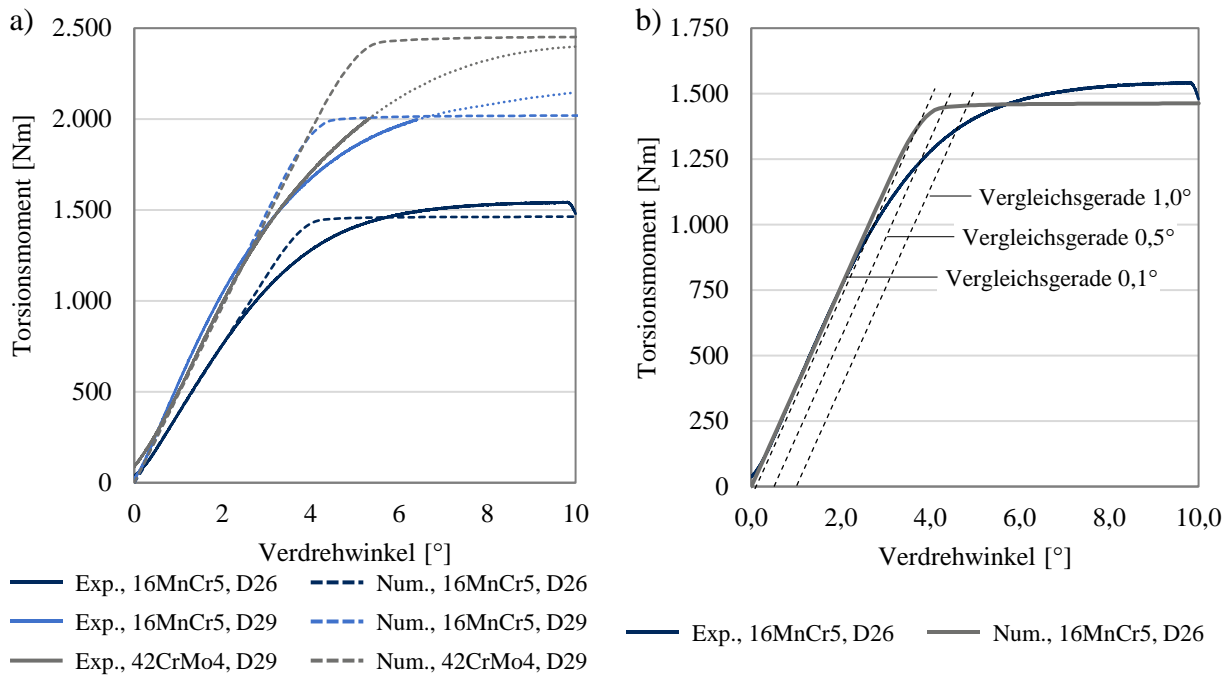


Abbildung 5-36: a) Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomente für gepresste VVFP-Wellen in Abhängigkeit vom Werkstoff und Zapfendurchmesser b) Ermittlung der Torsionsfestigkeit mithilfe einer Vergleichsgeraden

Für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit dem Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm deuten die extrapolierten (gestrichelten) Kurven auf eine hinreichende Annäherung hin, da hier die experimentellen Torsionsversuche bei 2.000 Nm (Kapitel 5.3.1) abgebrochen wurden. Die Vorgehensweise zur Ermittlung der maximalen Torsionsfestigkeit offenbart jedoch noch vorhandenes Entwicklungspotenzial hinsichtlich einer expliziten Bestimmung von Grenzwerten. Abbildung 5-36 b) stellt für den Werkstoff 16MnCr5 mit dem Zapfendurchmesser 26 mm den Einfluss bei der Auswertung mithilfe von zur elastischen Steigung parallelen Vergleichsgeraden (Vergleichsgerade $0,1^\circ$; $0,5^\circ$ und $1,0^\circ$) dar. Während die experimentellen Torsionsmomentverläufe einen stark ausgedehnten Übergang vom elastischen in den plastischen Bereich aufweisen, zeigen die numerischen Torsionsmomentverläufe einen ausgeprägten elastischen und plastischen Bereich mit einem kurzen Übergang. In den bisherigen Untersuchungen wurde stets die Vergleichsgerade $0,1^\circ$ verwendet, die um $0,1^\circ$ auf der Skala des Verdrehwinkels parallel zur elastischen Steigung des Torsionsmomentverlaufs verschoben wurde. Der Schnittpunkt dieser Vergleichsgerade wiederum markiert in dieser Arbeit die statische Torsionsfestigkeit, da nach Überschreiten eine gebrauchsmäßige Verwendung der Welle aufgrund der erfolgten Plastifizierung und somit bleibenden Formänderung nicht mehr gewährleistet ist. Folglich wird hier ersichtlich, dass auch die Vorgehensweise zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit die numerische Vorhersagegenauigkeit beeinflusst. Der Vergleich zum Experiment führte zu einer um 41 % höheren numerisch ermittelten statischen Torsionsfestigkeit für die fließgepresste Welle aus dem Werkstoff 16MnCr5 und einen Zapfendurchmesser von $\varnothing 26$ mm. Mit zunehmendem Verdrehwinkel näherten sich beide Kurven an, wobei die Sättigung der experimentellen Torsionskurve ca. 80 MPa (+5 %) über der numerisch ermittelten Torsionsmomentkurve lag.

Für die beiden weiteren Versuchsreihen mit dem Zapfendurchmesser $\varnothing 29$ mm mit den Wellenwerkstoffen 16MnCr5 und 42CrMo4 sind die Ergebnisse der statischen Torsionsfestigkeit in Abbildung 5-37 a) zusammengefasst. Für die größeren Zapfendurchmesser traten zunächst höhere Abweichungen zwischen den numerisch ermittelten und den experimentell ermittelten Torsionsfestigkeiten, in diesem Fall Überschätzungen bzgl. der statischen Torsionsfestigkeiten, auf, welche sich mit zunehmendem Verdrehwinkel jedoch signifikant annäherten. Abbildung 5-37 b) stellt die relative Differenz zwischen der numerisch und experimentell ermittelten statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen in Abhängigkeit des Verdrehwinkels dar. Bereits bei einem Verdrehwinkel von $1,5^\circ$ lag die Differenz für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 unter 10 % und für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde eine Differenz von rund 25 % ermittelt. Als Referenz ist hierbei jedoch insbesondere die Berechnung von unverfestigten, gedrehten Wellen heranzuziehen. Hierbei wurde, beispielsweise für die Fließpressteile aus dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 (Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm), eine relative Differenz zwischen Numerik und Experiment von 40 %

ermittelt. Die Differenz steigt jedoch mit zunehmendem Verdrehwinkel an und unterschätzt damit deutlich die erreichbare statische Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen, sofern die Kaltverfestigung unberücksichtigt bleibt.

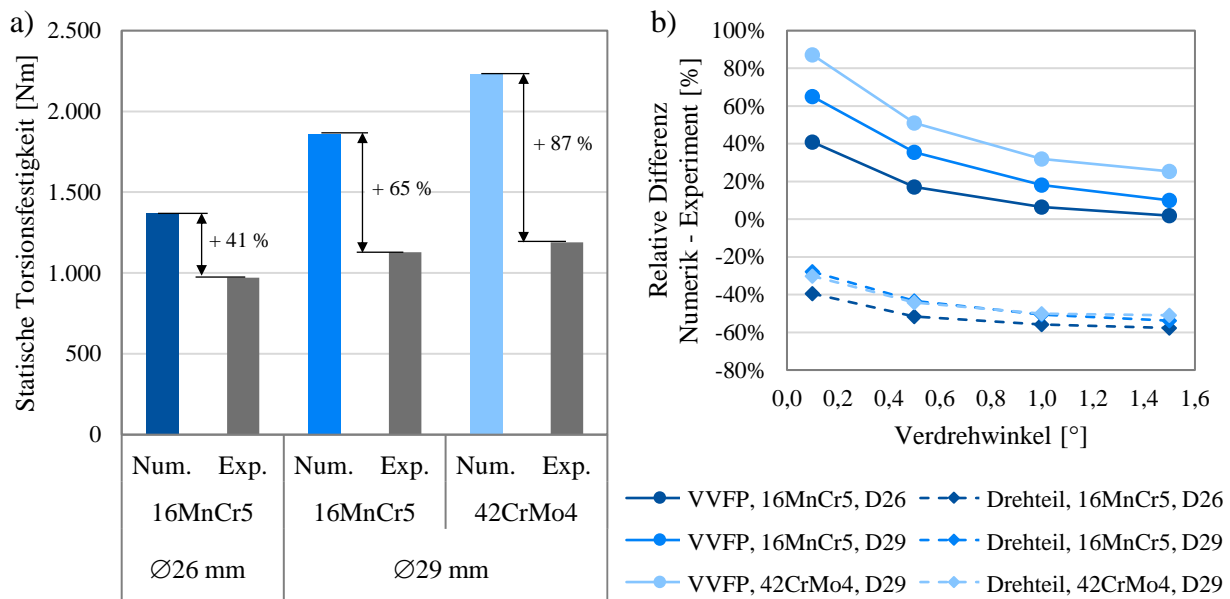


Abbildung 5-37: a) Numerisch ermittelte statische Torsionsfestigkeit umgeformter VVFP-Wellen im Vergleich zu experimentell gepressten und tordierten VVFP-Wellen b) Relative Differenz der experimentell und numerisch ermittelten Torsionsfestigkeit von gepressten und gedrehten Wellen in Abhängigkeit vom Verdrehwinkel

Unter Berücksichtigung der Kaltverfestigung, Abbildung 5-37 b) „VVFP“, nimmt die relative Differenz zwischen Numerik und Experiment mit zunehmendem Verdrehwinkel ab. Folglich kann die plastische Formänderung während der statischen Torsionsbelastung mit den in dieser Arbeit vorgestellten Ansätzen in etwa abgebildet werden. Im Gegenzug gilt es jedoch, die Werkstoffmodelle der FE-Software weiterzuentwickeln, um insbesondere den für die statische Torsionsfestigkeit relevanten Bereich des Übergangs von der elastischen zur plastischen Formänderung präziser abzubilden.

5.6 Zwischenfazit und Diskussion

Im Kapitel 5 wurde eine Steigerung der Torsionsfestigkeit infolge der Kaltverfestigung der im Rahmen dieser Arbeit fließgepressten Wellen von 50 % bis 90 % gegenüber zerspannten Wellen experimentell ermittelt. Um den Einfluss der Kaltverfestigung in der numerischen strukturmechanischen Berechnung der maximal erreichbaren Torsionsfestigkeit zu berücksichtigen, wurde eine Vorgehensweise zur Übertragung der numerisch durch die Umformung berechneten Eigenspannungen und Dehnungen entwickelt. Dies ermöglicht den Datentransfer (Geometrie und lokale Bauteileigenschaften) von *Deform3DTM* (FE-Umformsimulation) zu *ANSYS Workbench* (FE-Strukturmechaniksimulation). Für diesen Bauteil- und Werkstoffdatentransfer wurde eine hohe Abbildungsgenauigkeit der umformtechnisch erzeugten Spannungen und Dehnungen in *ANSYS*

Workbench erzielt und die Vorhersage der statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen unter Einfluss der Kaltverfestigung signifikant verbessert. Für die Umformung und für die Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit wurden die identischen Fließkurvenmodelle in beiden FE-Simulationsprogrammen eingesetzt. Dabei war zu beachten, dass eine weitere Umformung eines bereits plastifizierten metallischen Körpers, die eine andere Richtung aufweist, oftmals einen anderen Spannungszustand zur Einleitung bzw. Aufrechterhaltung des plastischen Fließens erfordert. Untersuchungen von Kolpak et al. [19] zeigten erste Tendenzen, dass eine richtungsabhängige Werkstoffmodellierung für bereits umgeformte Bauteile zielführend sein kann. Allerdings konnte in den hier durchgeführten Untersuchungen gezeigt werden, dass das Niveau der Torsionsfestigkeit im plastischen Bereich hinreichend genau abgebildet werden kann. Insbesondere gegenüber gedrehten Wellen wurde teilweise eine signifikante Verringerung der Abweichung von 58 % (Drehteil) auf 2 % (Fließpressteil) für den Werkstoff 16MnCr5 und einen Zapfendurchmesser $\varnothing 26$ mm erzielt. Es verbleibt jedoch weiteres Untersuchungspotenzial, um den Übergang zwischen elastischer und plastischer Torsionsmomentübertragung realitätsnäher abzubilden. Für die experimentelle Ermittlung der Torsionsfestigkeit kann das Werkzeugspiel zwischen Prüfkörper und Prüfaufnahme sowie der hier eingesetzte Achtkant geometrisch verbessert werden, sodass im Eingriff eher ein Flächenkontakt als ein Linienkontakt vorliegt, der den Übergangsbereich zwischen elastischer und plastischer Torsionsdeformation beeinflusst.

6 Konzeption einer fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV

Dieses Kapitel befasst sich mit der Auslegung einer rotationssymmetrischen Nabenkontur für mittels Querfließpressen gefügte Welle-Nabe-Verbindungen (Q-WNV). Das Primärziel besteht in der Erzeugung einer Nabenkontur, die einen homogenen einstellbaren Fugendruck aufweisen soll, für den das Niveau wiederum durch die Konturgestaltung erfolgt. Diese Nabenkonturen werden daher als fugendruckbasiert und zugleich reibschlüssig charakterisiert. Des Weiteren soll sich eine vollständige Formfüllung der Nabe nach dem Querfließpressvorgang ausbilden können. Als untergeordnete Ziele werden die Ermittlung einer balligen Nabenkontur in Abhängigkeit vom verwendeten Wellenwerkstoff sowie das Erreichen eines axialen Formschlusses definiert.

Beim umformtechnischen Fügen mittels Querfließpressen baucht die Welle zwar rotationssymmetrisch, jedoch mit veränderlichem Radius entlang der Längsachse auf. Die nach dem Entlasten der Probe vorhandene Außenkontur muss für einen homogenen Fugendruck in der Nabe und für eine vollständige Formfüllung daher in ähnlicher Form vorhanden sein. Andernfalls verbleibt der Fugendruck in der Nabenmitte am höchsten und nimmt zu den Rändern bis zur Kontaktlosigkeit ab. Eine ausschließliche Erhöhung des Fugendrucks durch weiteres Einpressen der Welle in den Nabenkörper ist zu vermeiden. Das Spannungsniveau ließe sich zwar für den Umformprozess deutlich anheben, jedoch würde durch die Überlagerung einer weiteren Spannungskomponente, die aus der Kraftaufbringung auf den Nabenkörper erfolgt, ein Nabenbruch provoziert werden. Um die Notwendigkeit einer integrierten numerischen Vorgehensweise für fugendruckhomogenisierte Nabenkonturen zu verdeutlichen, wird in **Kapitel 6.1** eine Untersuchung eines konventionellen Querpressverbands mittels numerischer FE-Umformsimulationen durchgeführt. Ebenso wird eine Nabeninnenkontur untersucht, deren Kontur ein Spiegelbild einer zuvor frei umgeformten aufgebauchten Welle darstellt. Die Untersuchung verdeutlicht die Herausforderung, dass die geometrischen Wechselwirkungen der Welle und der Nabe während des Fügevorgangs und nach dem Entlasten sowie deren elastisches Werkstoffverhalten in den Gestaltungsprozess der Nabenkontur einfließen müssen. Das **Kapitel 6.2** stellt eine integrierte, neuartige iterative Methode zur fugendruckbasierten Gestaltung von Nabenkonturen vor. Nach der Integration der Methode für das FE-Umformsimulationsprogramm *Deform2DTM* erfolgt die Ermittlung von verschiedenen Fugendruckniveaus in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff. Die Untersuchung wird durch eine numerische Toleranzanalyse ergänzt, die den Einfluss von schwankenden Maschinenparametern, wie beispielsweise Stempelweg oder Position im Werkzeug, und Fertigungstoleranzen berücksichtigte. Den Nachweis der erzielten homogenen Fugendruckverteilung weist **Kapitel 6.3** aus. Mithilfe experimenteller Fügeuntersuchungen wurden die Stempelkraft-Stempelweg-Kurven, die Formfüll-

lung der Naben sowie die Härteverteilung der Wellen ermittelt. In **Kapitel 6.4** werden die experimentellen Festigkeitsuntersuchungen der mittels Querfließpressen gefügten WNV mit den in Kapitel 6.2 entwickelten Nabeninnenkonturen dargelegt. Einerseits erfolgt die Ermittlung der axialen Abziehungskraft, um den Vorteil des axialen Hinterschnitts zu bewerten. Andererseits werden die gefügten Proben statisch tordiert, um den Einfluss des Wellenwerkstoffs und des Fugendruckniveaus auf die statische Torsionsfestigkeit zu ermitteln.

Dieses Kapitel erhebt damit den Anspruch, einen gänzlich neuartigen Ansatz zur Herstellung von vollständig formgefüllten, mittels Querfließpressen umformgefügten WNV bereitzustellen. Dieses Verfahrensprinzip ermöglicht eine verbesserte Spannungsverteilung in der Nabe nach dem Fügen sowie eine Steigerung der statischen Torsionsfestigkeit gegenüber konventionellen Querpressverbänden infolge höherer und homogenerer Fugendrucke.

6.1 Konventionelle Methoden zur Auslegung umformgefügter reibschlüssiger WNV

In diesem Kapitel wird eine numerische Untersuchung von drei Varianten mittels ausschließlich konventionellen Methoden reibschlüssig gefügten WNV beschrieben. In Abbildung 6-1 ist eine grafische Übersicht der drei Varianten aufgeführt, die die Unterschiede zur Erzeugung der WNV verdeutlicht. Variante I ist ein thermisch gefügter Querpressverband, Variante II stellt eine WNV dar, die eine zylindrische Kontur aufweist, in welche die (relativ weiche) Welle mittels Querfließpressen gepresst wurde. Die Variante III stellt eine Abwandlung des Fügens durch Umformen dar, wobei hier zweistufig vorgegangen wurde. Zunächst wurde die Welle ohne Nabe frei umgeformt und die Außenkontur der Welle auf die Innenkontur der Nabe übertragen. Anschließend erfolgte der Fügevorgang mit einer zylindrischen Welle und der konturierten Nabe.

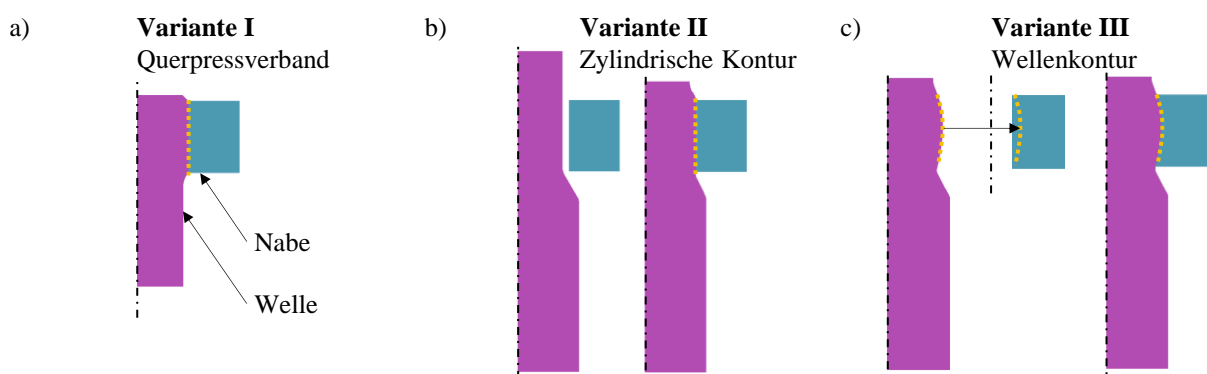


Abbildung 6-1: Konventionelle Methoden zum Fügen von reibschlüssigen WNV a) thermischer Querpressverband b) Fügen mittels Querfließpressen mit zylindrischer Nabenkontur c) Nabenkontur einer frei umgeformten Welle

Variante III verdeutlicht, ob die geometrische Gestaltung der Nabenkontur vom Fügeprozess und somit den Wechselwirkungen zwischen Welle und Nabe getrennt werden kann. Gegenüber der

Variante II wird hier ein formschlüssiger axialer Hinterschnitt berücksichtigt, der als axiale Sicherung fungieren kann. Die Versuchsvarianten werden im Weiteren hinsichtlich Einpresskraft, Spannungsverteilung in Welle und Nabe und der axialen Fugendruckverteilung verglichen.

In Kapitel 6.1.1 wird im Folgenden das numerische Modell für die Varianten II und III beschrieben. Als Wellenwerkstoff wurde für diese numerische Untersuchung der Einsatzstahl 16MnCr5 verwendet. Für den thermisch gefügten Querpressverband wurde das Ergebnis in Folge des geometrischen Übermaßes ermittelt. Die Temperatur der Nabe bzw. des Ofens wurde mit maximal 300 °C angenommen, die Temperatur der Welle verblieb auf Raumtemperatur. Mit den angenommenen Randbedingungen wurde ein wirksames Übermaß von 59 µm ermittelt. Der vollständige Rechenweg des Querpressverbands ist im Anhang aufgeführt.

6.1.1 FE-Umformmodell zum Fügen reibschlüssiger Nabenkonturen

Für das numerische Fügen mittels Umformens einer axialsymmetrischen WNV wurde ein 2D-Modell in *Deform 2DTM* erstellt, welches diejenigen Werkzeugteile abbildete, die unmittelbar im Kontakt mit den Fügepartnern stehen. In Abbildung 6-2 ist dazu die Schnittansicht des Modellaufbaus dargestellt. Der Umformprozess wurde in vier Schritten numerisch modelliert. Zunächst wurde die Nabe, welche eine vorgearbeitete Nabeninnenkontur aufweist, radial vorgespannt, um unzulässige tangentielle Zugspannungen in der Nabe während und nach dem Fügen zu vermeiden (1. Operation, Abbildung 6-2). Zu diesem Zweck wurden Vorspannsegmente eingesetzt, die eine vertikale Verschiebung um 0,1 mm erfahren und infolge der angeschrägten Werkzeugaufnahme (Kegelwinkel von 9 °) radiale Druckspannungen in der Nabe erzeugen. Anschließend erfolgte der Umformschritt durch axiale Bewegung des Stempels um 7,2 mm (2. Operation, Abbildung 6-2).

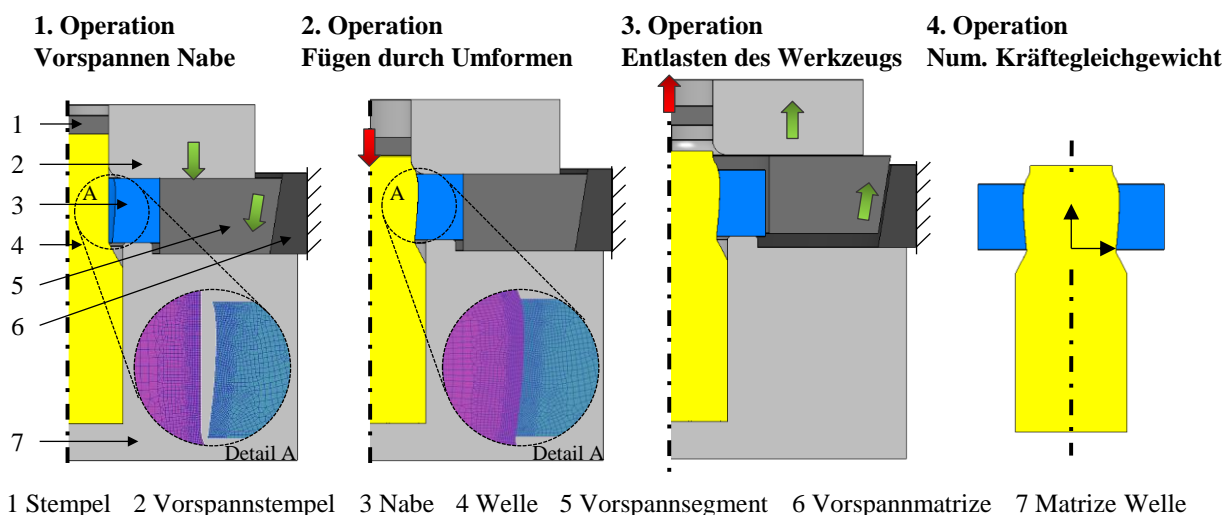


Abbildung 6-2: Aufbau der vier Zeitphasen der numerischen Umformsimulation in *Deform 2DTM* zur Ermittlung der fugendruckoptimierten Nabenkontur

Nach dem Fügevorgang wurden der Stempel und die Vorspannsegmente vom Modell entfernt, um die Entlastung der gefügten Werkstücke im Werkzeug nachzubilden (3. Operation, Abbildung

6-2). In der vierten Operation in Abbildung 6-2 wurde ein numerisches Kräftegleichgewicht für die gesamte Baugruppe mit der Umgebung berechnet. Die Welle wurde stets mit 2.950 Elementen und die Nabe mit 1.600 Elementen vernetzt, wobei die Modifikation der inneren Nabenkontur durch Netzmorphing berücksichtigt wurde. Im Kontaktbereich wurde mittels FE-Netz-Verfeinerung eine Elementkantenlänge von 0,2 mm erzielt.

6.1.2 Numerische Ermittlung der Fügekraft beim Umformfügen

Beim Fügen mittels Querfließpressen wird üblicherweise eine Welle in eine bereits gehärtete Nabe geformt. In Abbildung 6-3 a) sind die dafür erforderlichen Einpresskräfte für die Varianten II und III aufgeführt. Ziel bei der Ermittlung der Stempelkraftverläufe stellte das Erreichen einer vollständigen Formfüllung der Nabe im entlasteten Zustand (siehe Abbildung 6-2, 4. Operation) dar. Für die Variante II war somit unter den gegebenen Randbedingungen ein Stempelweg von 7,6 mm erforderlich. Die Nabenkontur für Variante III wurde der Außenkontur einer Welle entnommen, die ebenfalls mit einem Stempelweg von 7,6 mm frei umgeformt wurde.

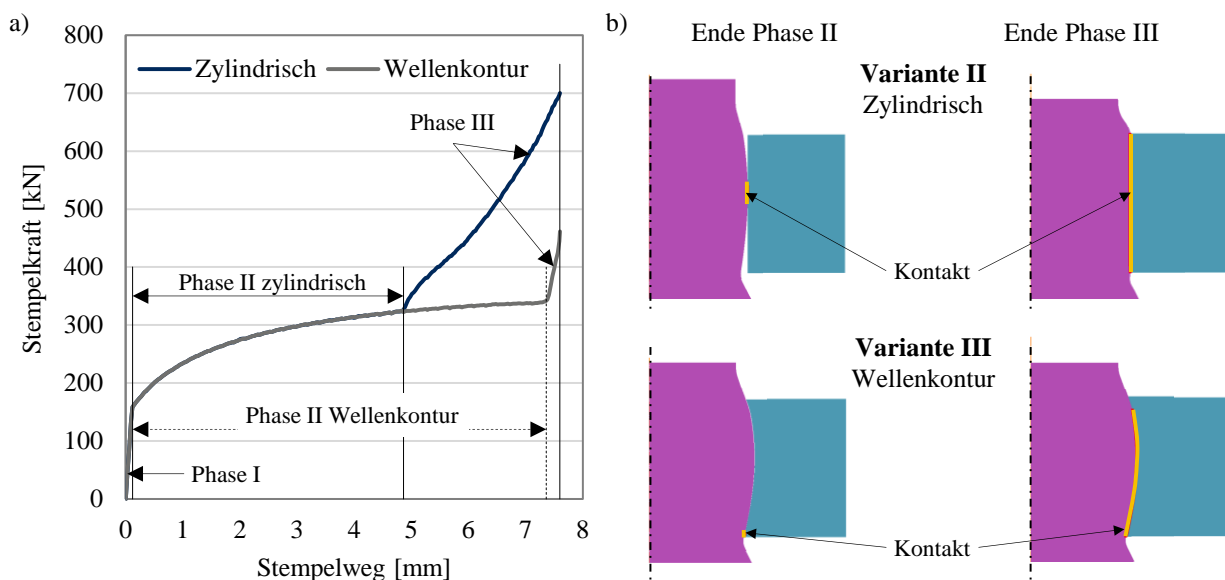


Abbildung 6-3: a) Stempelkraftverlauf beim Fügen der zylindrischen Nabeninnenkontur (Variante II) und der Wellenkontur (Variante III) b) Welle-Nabe-Kontakte beim Fügevorgang von zylindrischen und konturierten Naben

Der Stempelkraftverlauf lässt sich dabei in drei Phasen unterteilen und beginnt in Phase I mit einem linearem Kraftanstieg, der die elastischen Belastungskomponenten Werkstück und Werkzeug anzeigt. Die Phase II kennzeichnet die freie Umformung der Welle ohne Kontakt zur Nabe. In Phase III erfolgte die Kontaktherstellung zwischen Welle und Nabe, die für die zylindrische Nabenkontur ab einem Stempelweg von ca. 5 mm und für die Variante III ab einem Stempelweg von 7,3 mm begann. Die Welle-Nabe-Kontakte zum Ende der jeweiligen Phasen des Stempelkraftverlaufs sind in Abbildung 6-3 a) dargestellt, wobei die farbigen Markierungen den Elementkontakt zwischen Welle und Nabe markieren. Hierbei meint der Begriff „Zylindrisch“ die Variante II

und der Begriff „Wellenkontur“ die Variante III in Abbildung 6-3. Es wird deutlich, dass bei der Variante III (Wellenkontur) die Welle beim Erstkontakt nahezu vollständig die Form der konturierten Nabe ausbildete und folglich eine geringe weitere Stempelbewegung zum Füllen der Kontur genügte. Bei der zylindrischen Nabenkontur stellte die Nabe ab dem Zeitpunkt des Erstkontakts einen Fließwiderstand für die Welle dar, der anschließende Kraftanstieg bis zur vollständigen Formfüllung verlief sichtbar flacher gegenüber Variante III. Die maximale Stempelkraft am Ende des Pressvorgangs für die zylindrische Nabenkontur lag mit 700 kN ca. 34 % über der maximalen Presskraft von Variante III.

6.1.3 Radiale Spannungen und radiale Aufweitungen der Nabenkörper

Aus den verfahrensbedingten unterschiedlichen Beanspruchungen des Nabenkörpers während des Fügens folgt ein veränderter Spannungszustand im entlasteten Zustand. In Abbildung 6-4 a) sind die radialen Spannungen der Varianten I-III für gefügte WNV im entlasteten Zustand dargestellt. Die Verwendung einer einheitlichen Legendenskalierung verbildlicht die signifikanten Spannungsunterschiede.

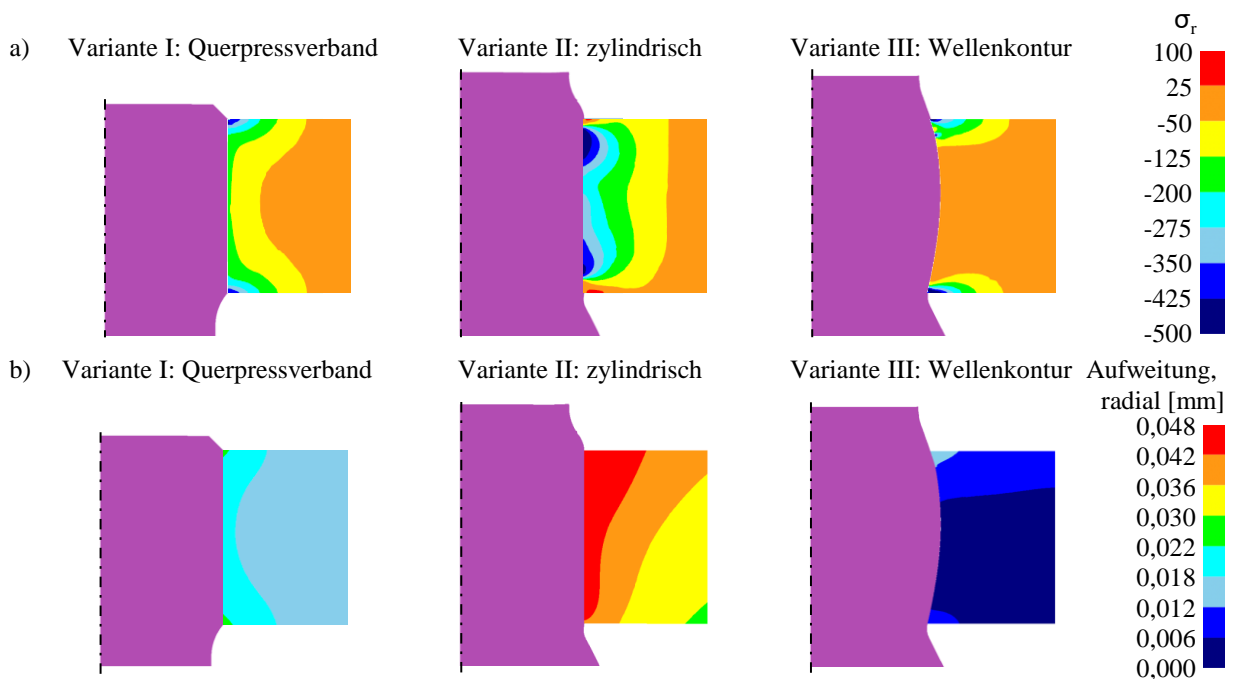


Abbildung 6-4: Vergleich zwischen dem thermisch gefügten Querpressverband, mittels Querfließpressen gefügte zylindrische Nabenkontur und einer Nabenkontur einer frei umgeformten Welle bzgl. a) radialer Spannungen im Nabenkörper im gefügten und entlasteten Zustand und b) radialer Aufweitungen der Nabenkörper im gefügten und entlasteten Zustand

Die Variante I (Querpressverband) wies in der Nabenmitte radiale Spannungen von knapp unter 200 MPa mit lokalen Spannungsspitzen an der Nabenober- und Nabenunterkante. Ein ähnliches Bild der radialen Spannungen zeigte sich für Variante II bei identischer Nabenkontur. Durch das

Fügen mittels Querfließpressen wurden hierbei Werte über 500 MPa ermittelt, die jedoch inhomogen in Achsrichtung der Welle verliefen. Für Variante III stellten sich global zwar nur sehr geringere radiale Spannungen, jedoch Spannungsspitzen an der Nabenober- und Nabenunterkante ein. Die tangentialen Spannungsverteilungen sind im Anhang 10.11 in Abbildung 10-21 dargestellt. Während die Variante I (Querpressverband) keine Spannungen über 150 MPa aufwies, waren die Spannungen für Variante II bei identischer Nabenkontur um den Faktor 3-4 höher. Sofern im Anwendungsfall tangentiale Kräfte auf diesen Nabenkörper aufgebracht werden, z.B. beim Eingriff in der Verzahnung, kommt es hier zu einer weiteren Spannungserhöhung, was wiederum einen Nabenbruch hervorrufen kann. Für Variante III stellte sich ein ähnliches Spannungsbild zu Variante I mit leicht höheren Spannungen an der oberen inneren Nabenkante ein.

Eine allgemeingültige Aussage zu den Spannungsverhältnissen zwischen den einzelnen Varianten kann jedoch nicht gezogen werden, da der Querpressverband hinsichtlich der theoretisch maximal zulässigen Spannungen in der Nabe dimensioniert wurde, während sich die Spannungsverteilungen und -absolutwerte der Varianten II und III aus dem hier gewählten geometrischen Modell ableiten. Die eingebrachten elastischen Spannungen führen bei jeder Variante zu einer unterschiedlichen radialen Aufweitung am Ende des Fügevorgangs, siehe Abbildung 6-4 b). Für die Varianten I und III wurden maximale radiale Aufweitungen von bis zu 0,01-0,02 mm ermittelt, jedoch ist die Aufweitung für den Querpressverband orthogonal zur Bauteilachse. Bei der Variante III (Wellenkontur) sorgt ein axialer Druckanteil infolge des Hinterschnitts zu einer radial-axial überlagerten Aufweitung des Nabenkörpers beim Entlasten. Die Variante II (zylindrisch) zeigt entsprechend der höchsten Einpresskraft die höchste radiale Aufweitung, die jedoch nicht symmetrisch zur Bauteilachse verläuft.

6.1.4 Numerische Ermittlung der Fugendruckverteilung

Die Fugendruckverteilung spielt eine zentrale Rolle bei reibschlüssigen WNV, da die inhomogene Verteilung als Ursache für Schlupfbewegungen und somit Reibkorrosion unter dynamischer Beanspruchung betrachtet wird. Die Ausformungen der Wellen (Kapitel 6.1.2) und radialen Aufweitungen der Nabenkörper (Kapitel 6.1.3) können Indizien für die Beanspruchungsfähigkeit einer WNV geben, jedoch sind für spätere Anwendungen sowohl der Fugendruck als auch die Fugendruckverteilung von hochbeanspruchten WNV entscheidend [143]. In Abbildung 6-5 sind dazu die Fugendruckverläufe über der axialen Nabenhöhe (Nabenhöhe 17,6 mm = Oberkante Nabenkörper) der drei Varianten aus Abbildung 6-1 und eine modifizierte Wellenkonturvariante gegenübergestellt. Für die Variante III (Wellenkontur) wurden in diesem Zusammenhang zwei Geometrien untersucht. Die ursprüngliche Variante, bei der lediglich die frei umgeformte Wellenaußenkontur auf die Nabenkontur gespiegelt wurde, wies im entlasteten Zustand lediglich an der unteren

Nabekante einen geringen Fugendruck über eine Nabenhöhe von ca. 1 mm auf. Daher wurde für diese Variante die Nabekontur mit dem Übermaß des Querpressverbands versehen, was einerseits zwar zu einer deutlichen Steigerung des Fugendrucks im Bereich der unteren Nabekante, andererseits jedoch keinen großflächigen Kontakt zur Nabe erzeugte. Folglich ist diese geometrische Gestaltung hinsichtlich einer homogenen Fugendruckverteilung mit einer vereinfachten Integration der Aufbauchung des Wellenkörpers beim Querfließpressen nicht zielführend. Die Varianten I (Querpressverband) und II (zylindrische Nabe + Umformfügen) wiesen über die gesamte Nabenhöhe einen Fugendruck auf. Der mittlere Fugendruck des Querpressverbands betrug 168 MPa und lag damit minimal unter dem theoretischen Fugendruck von 185 MPa (siehe Anhang 10.10), der nach DIN 7190-1 [46] berechnet wurde. Dem gegenüber lag der mittlere Fugendruck der umformgefühten Variante II mit 425 MPa um mehr als das 2,5-fache höher, zeigte jedoch eine höhere Schwankungsbreite der Fugendruckwerte an den Nabenkanten.

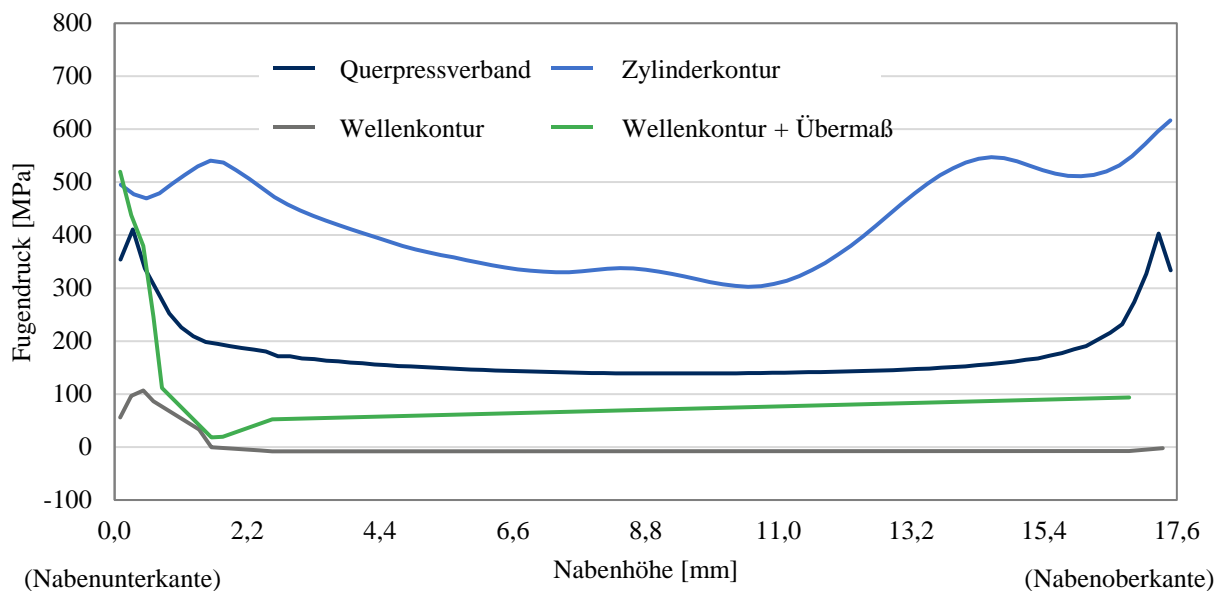


Abbildung 6-5: Vergleich der Fugendruckverläufe für konventionell gefügte reibschlüssige WNV über der Nabenhöhe für die Varianten Querpressverband (QV; Variante I), zylindrisch (Zyl; Variante II), Wellenkontur (Variante III) und modifizierte Wellenkontur (+Übermaß)

Die Spannungsüberhöhungen an der Nabenunter- und Nabenoberkante sind ein bekanntes Phänomen bei Querpressverbänden. Der in der Norm DIN 7190-1 [46] angenommene ebene Spannungszustand in der Verbindung des Querpressverbands und konstanter Fugendruck in der Fügefläche ist nur bei Bauteilen mit derselben axialen Erstreckung (Nabenhöhe=Wellenhöhe) gegeben. Infolge der Stützwirkung des nicht vom Pressverband abgedeckten und damit nicht unter Fugendruck stehenden Wellenabschnitts wird die Nabe am Presssitzende stärker aufgeweitet als im mittleren Nabebereich [90].

6.1.5 Zwischenfazit

Im Kapitel 6.1.4 wurden Untersuchungen zur Fugendruckverteilung für Querpressverbände sowie für umformgefügte WNV und konturangepasste WNV beschrieben. Beim konventionellen Querpressverband wird der Fugendruck durch das maximale Übermaß begrenzt und es treten hierbei geometriebedingte Spannungsspitzen an der Nabenunter- und -oberkante auf, wie bereits von Schwämmle in [90] gezeigt wurde. Bei der Verwendung von zylindrischen Naben, die mittels Querfließpressen gefertigt wurden, ließen sich deutlich höhere Fugendrucke erzeugen. Ebenso kann hierbei eine vollständige Formfüllung erzielt werden, sofern eine entsprechende Zustellung des die Welle umformenden Stempels erfolgt. Einerseits geht jedoch eine vollständige Formfüllung zu Lasten der Fugendruckverteilung und andererseits kann hierbei kein homogenes Fugendruckniveau gezielt eingestellt werden, da die Welle in der Nabenmitte aufgrund des Aufbauchens beim Querfließpressen stets höhere Fugendrucke hervorruft als an der Nabenunter- bzw. Nabenoberkante. Abschließend erfolgte die Untersuchung einer alternativen Nabekontur, welche die ballige Außenkontur einer zuvor frei gestauchten Welle erhielt (Variante III). Hierbei zeigte sich, dass nach dem Umformen nahezu kein Fugendruck erzeugt wurde, was auf die in radialer Richtung gleichgroße elastische Rückfederung beider Komponenten zurückzuführen ist. Eine geometrische Verringerung des Nabeninnenradius, um ein Übermaß hervorzurufen, führte insbesondere im mittleren Nabenbereich zu fehlendem Fugendruck.

Zur Lösung des vorliegenden Problems war somit eine Vorgehensweise zu ermitteln, welche die wechselseitige Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und vom elastischen Verhalten beider Komponenten während und nach dem Fügen in die Nabekonturgestaltung berücksichtigt.

6.2 Iterative Methode zur rotationssymmetrischen Fugendruckgestaltung

Die in Kapitel 6.1 beschriebenen konventionellen Ansätze zum Fügen von reibschlüssigen WNV bieten keine Möglichkeit, das elastische Werkstoff- und Werkzeugverhalten sowie das plastische Formänderungsverhalten in den Gestaltungsprozess der Nabeninnenkontur zu integrieren. Um die physikalischen Effekte von Spannungsspitzen an den Nabekanten und fugendrucklose Bereiche zu überwinden, wurde von Ulrich [92] ein iterativer Konstruktionsansatz für plastisch beanspruchte WNV vorgestellt, bei dem die Fugendruckverteilung durch die Konturierung der Nabenkontaktfläche gezielt modifiziert wird.

6.2.1 Fugendruckbasierte Gestaltung einer reibschlüssigen Nabekontur

Das von Ulrich in [92] vorgestellte iterative Verfahren ist in Abbildung 6-6 dargestellt. Um das Ziel einer homogenen Fugendruckverteilung zu erreichen, wird die Innenkontur der Nabe iterativ durch eine radiale Verschiebung der FE-Netzelemente modifiziert und so an die konvexe Form des geformten Wellenendes angepasst. Im Gegensatz zur Verwendung einer konturierten Welle in

Kombination mit einer zylindrischen Nabeninnenfläche bietet eine konkav geformte Nabe eine zusätzliche axiale Sicherung der Bauteile im gefügten Zustand infolge des entstehenden Formschlusses. Aufgrund der komplexen Abhängigkeiten zwischen der Nabeninnenkontur, dem Umformverhalten des Wellenwerkstoffs und dem resultierenden Fugendruck kann die Formfindung nicht in einem Schritt erfolgen, was die dargestellte Iterationsschleife begründet [92].

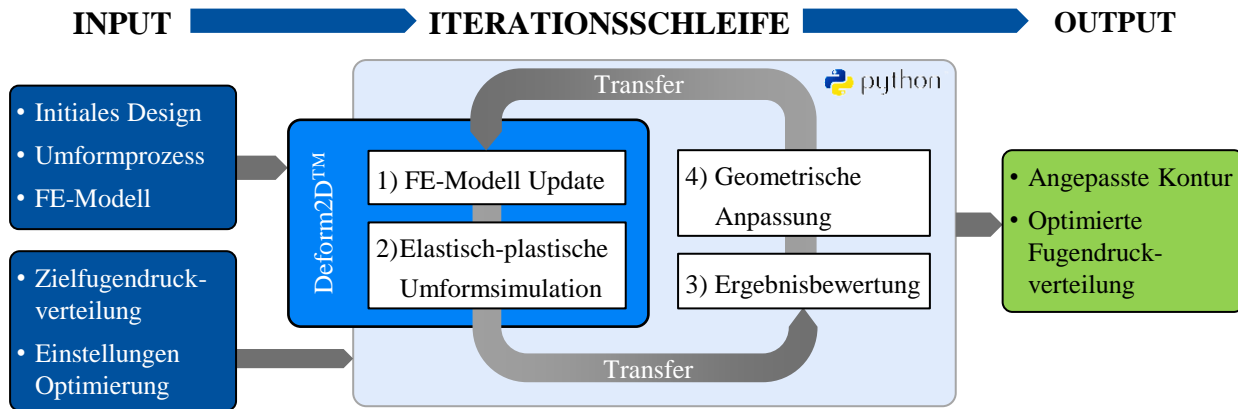


Abbildung 6-6: Iterative Methode zur fugendruckbasierten Nabenkonturgestaltung für umformgefügte WNV in Deform2D™; in Anlehnung an [92]

Nachfolgend wird die Methodik nach [92] beschrieben. Ausgangspunkt für die iterative Gestaltung der Nabeninnenkontur ist eine initiale FE-Simulation, die auf den unveränderten geometrischen Modellen der Fügepartner, den verwendeten Werkstoffmodellen, den Randbedingungen, den Netzparametern und dem Stempelhub basiert. Weitere Eingangsparameter sind die definierte Sollfugendruckverteilung und Optimierungseinstellungen. Die folgenden sich wiederholenden Schritte umfassen die Aktualisierung des FE-Modells (1) und Durchführung der Simulation (2) für das elastisch-plastische FE-Modell, die Analyse der Fugendruckergebnisse (3) und die anschließende Modifikation der inneren Nabenkontur (4). Auf diese Weise entwickelt sich die konkave Nabenkontur iterativ bis zum finalen Design. Die automatisierte Durchführung wurde mithilfe eines Python-Skripts erzielt. Um die Konvergenz der angestrebten FE-Simulation sicherzustellen, sind in der Regel Voruntersuchungen notwendig, sodass eine robuste FE-Simulation sowie valide Simulationsergebnisse in jeder Iterationsschleife vorliegen. Als Ausgangspunkt für die Optimierung bieten sich in der Regel erste Fugendruckkurven an, die bereits eine mittig angeordnete Kontaktlänge von ca. 60 – 80 % der Nabenhöhe aufweisen. Weiterhin muss der definierte Sollfugendruckverlauf $p_{Soll}(z)$ festgelegt werden.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen erfolgten bei festgelegten Sollfugendruckverteilungen, die einen konstanten Fugendruck $p_{Soll}(z)$ aufwiesen. Für einen allgemeinen Anwendungsfall kann die Sollfugendruckverteilung beliebig definiert werden und wird durch das maxi-

mal erreichbare Fugendruckniveau infolge der gegebenen geometrischen und werkstofflichen Eigenschaften der Verbindung begrenzt. Das Resultat des Iterationsprozesses besteht aus der angepassten Nabenkontur und der optimierten Fugendruckverteilung.

Im Folgenden werden die Berechnungsschritte eines einzelnen Iterationslaufs im Detail beschrieben sowie die nötige Anpassung einzelner Schritte zur Nutzung dieser Vorgehensweise mittels *Deform 2DTM* erklärt. Das Grundkonzept besteht aus einer Umrechnung des Fugendrucks p in ein effektives Übermaß U und der Berechnung der Differenz zu einem vorgegebenen Soll-Übermaß U_{Ziel} . Die Differenz zwischen dem Sollfugendruck, einer Gewichtungsfunktion g und dem mit dem Fugendruck berechneten Übermaß dient als Grundlage für die Modifikation r_{mod} der inneren Nabenkontur

$$r_{mod,i}(z) = \frac{1}{2} \cdot g \cdot \Delta U_{Soll}(z) \quad (6.1)$$

Die FE-Simulation in *Deform2DTM* wurde in jeder Iteration i automatisch durch ein Python-Skript gestartet und ausgewertet. Im Folgenden werden die Berechnungsschritte eines einzelnen Iterationslaufs im Detail beschrieben.

1) Aktualisierung des FE-Modells

Vor jeder FE-Simulation ($i+1$) werden die Netzknoten die Nabenkontur mit einem Skript-Befehl entsprechend der Fugendruckanalyse verschoben. Auf diese Weise bleibt die Vernetzung des Fügebereichs trotz der variablen Konturierung nahezu identisch.

2) Elastisch-plastische FE-Simulation des Fügevorgangs durch Umformen

Die elastisch-plastische Simulation des FE-Modells erfolgt in vier Einzelschritten, siehe Abbildung 6-2. Im letzten Simulationsschritt werden alle Werkzeuge entfernt und das Kräftegleichgewicht der gefügten Verbindung mit der Umgebung hergestellt, sodass lediglich Eigenspannungen und Kontaktspannungen (Fugendruck) in der Verbindung verbleiben, woraus schließlich die Fugendruckverteilung an der inneren Nabenkontur $p_i(z)$ extrahiert wird.

3) Charakterisierung der Fugendruckverteilung durch Polynom-Fit

Nach erfolgreicher Berechnung des FE-Modells werden die Fugendruckergebnisse der Nabe durch ein Skript in Python importiert. In jeder Iteration werden die Ergebnisse der Kontaktspannungen $p_i(z)$ mit einem Kleinst-Quadrate-Fit über eine Polynomfunktion approximiert. Aufgrund der Axialsymmetrie der WNV wird die Fugendruckverteilung im Zwischenraum durch eine eindimensionale Funktion entlang der Axialkoordinate z hinreichend beschrieben, wodurch zum einen eine einfache analytische Definition der inneren Nabenkontur im folgenden Schritt und zum anderen eine effiziente Glättung der FE-Ergebnisse ermöglicht wird.

4) Geometrische Modifikation der inneren Nabenkontur

Im Anschluss an die Analyse und Approximation der Fugendruckverteilung wird der kumulierte Modifikationsschritt der inneren Nabenkontur mit

$$r_{i+1}(z) = r_i(z) + r_{mod,i}(z) \quad (6.2)$$

durchgeführt, wobei die Modifikation $r_{mod,i}(z)$ sowohl vom aktuellen approximierten Fugendruck $p_i(z)$ als auch vom vordefinierten Zielfugendruck $p_{Soll}(z)$ abhängt.

Um die Qualität der generierten Ergebnisse zu quantifizieren und die optimale Konturvariante auszuwählen, wird ein Residuum verwendet, das als Abweichung der generierten Fugendruckergebnisse vom vorgegebenen Zielfugendruck definiert ist. Für jede berechnete Fugendruckverteilung wird der Wert des mittleren quadratischen Fehlers (RMSE) ausgewertet. Der Gesamtfehler berechnet sich aus der Abweichung vom vorgegebenen Fugendruck für alle Ergebnisknoten $k \in \{1, 2 \dots N\}$ an den jeweiligen Stellen z_k nach Gleichung (6.3):

$$\Delta p_{i,k} = p_{i,k} - p_{target}(z_k) \quad (6.3)$$

Die RMSE-Werte können dann mit Hilfe von Gleichung (6.4) bestimmt werden:

$$RMSE_i = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N \Delta p_{i,k}^2}{N}} \quad (6.4)$$

Alle Fehlerquadrate der Knotenergebnisse werden in die Berechnung des RMSE-Wertes einbezogen, was einerseits zu einer hochgenauen Betrachtung des Gesamtfehlers, andererseits aber auch zu einer hohen Empfindlichkeit im Hinblick auf Ausreißer führt. Daher müssen diesbezüglich Ergebnisse mit Vorsicht betrachtet werden. Aufgrund der numerischen Berechnung der Fugendruckverteilung enthält das berechnete Residuum sowohl die tatsächliche Abweichung des Fugendrucks als auch eine numerische Fehlerkomponente. Eine iterative Reduktion des Residuums ist daher nur bis zu einem bestimmten Betrag möglich [92].

In Abbildung 6-7 a) ist beispielhaft die Entwicklung des Fugendrucks p_f über beispielhafte Iterationsschritte (p_f Iteration 20-60) bis zum Erreichen des Zielfugendrucks p_f Ziel dargestellt. Zu Beginn der Iteration liegt ein stark inhomogener Fugendruckverlauf vor, sodass mit den ersten Iterationsschritten primär das Zielfugendruckniveau mit größeren Verschiebungen der FE-Netzelemente anzustreben ist. Im weiteren Verlauf der Iterationsrechnung wird zunächst der mittlere Bereich auf das Zielfugendruckniveau p_f Soll entwickelt. Die Veränderung des Nabenradius über der Nabenhöhe während der iterativen Konturerzeugung ist in Abbildung 6-7 b) dargestellt. Zu Beginn liegt ein zylindrischer Körper mit einem Innendurchmesser von 25 mm vor. Bei „ p_f Iteration 20“ ist bereits die grösste Konturverschiebung erfolgt, wie es bereits in der Fugendruckverteilung,

siehe Abbildung 6-7 a), ersichtlich wurde. Während der mittlere Bereich und die Nabenoberkante (Nabenhöhe 17,6 mm) im Radius vergrößert wurden, erfolgte bis Iterationsschritt 20 bereits eine radiale Verschiebung der Nabenunterkante (Nabenhöhe 0 mm) um ca. 0,5 mm in Richtung der Welle. Anschließend erfolgte die Feinjustierung, insbesondere an der Nabenoberkante und -unterkante. Hierbei wird deutlich, dass sich die radiale Verschiebung der einzelnen Knotenpunkte bis zur Erreichung des Zielfugendrucks nur noch um 0,1 – 0,2 mm verändert.

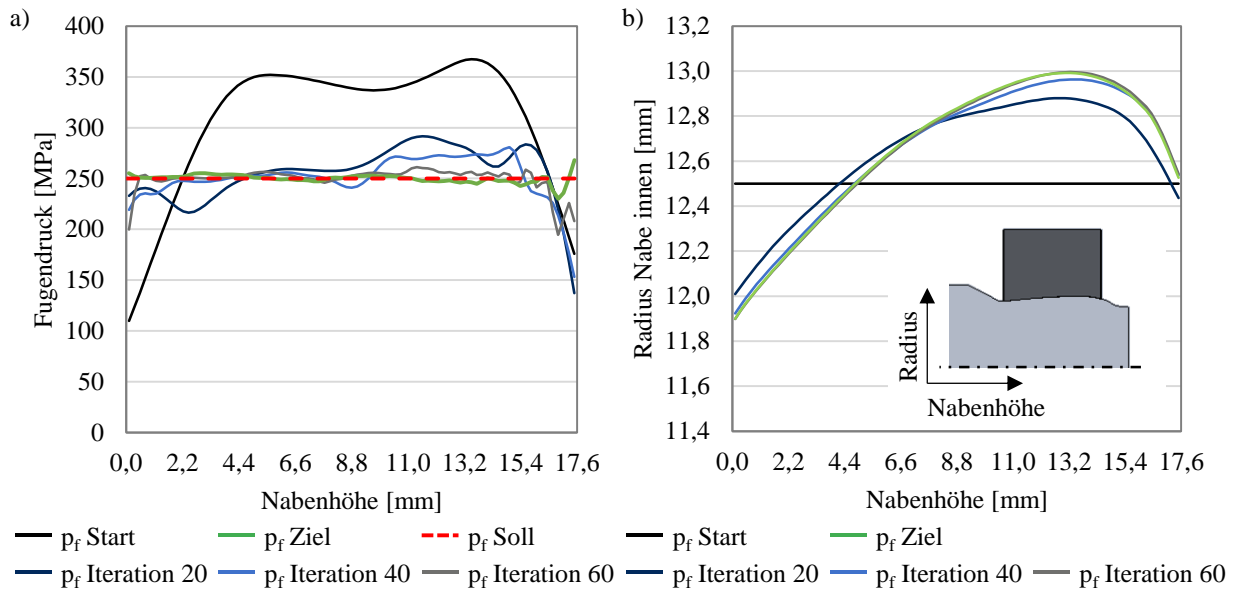


Abbildung 6-7: Zwischenergebnisse der iterativen Konturerzeugung der Nabe a) Entwicklung der Fugendruckverteilung einer rotationssymmetrischen fugendruckhomogenisierten Nabenkantur b) Veränderung des Nabinnenradius über der Nabenhöhe zu verschiedenen Iterationsschritten während der Konturgestaltung

Die hier gezeigten Ergebnisse weisen darauf hin, dass der iterative Ansatz zur Gestaltung von homogenen Nabenkanturen erfolgsversprechend erscheint.

6.2.2 Nabenkanturen für verschiedene Fugendrucke und beide Wellenwerkstoffe

Mit der vorgestellten Methodik zur fugendruckbasierten Gestaltung von Nabenkanturen für umformgefügte WNV erfolgte die numerische Ermittlung der Nabenkantur in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und des gewählten Fugendruckniveaus. Beim thermisch gefügten Querpressverband ist der Fugendruck einerseits durch das maximal zu fertigende Übermaß und andererseits durch den theoretisch maximalen Fugendruck begrenzt. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 kann nach DIN 7190-1 [46] für einen Querpressverband ein maximaler theoretischer Fugendruck von ca. 360 MPa erzeugt werden, welcher sich aus den Streckgrenzen des Wellen- und des Nabenwerkstoffs bzw. dem maximal geometrischen Übermaß herleitet. Für die neuartige Gestaltungsmethodik entfällt die fertigungstechnische Begrenzung und es verbleibt lediglich die werkstoffseitige Begrenzung. Für den Werkstoff 16MnCr5 erfolgte die erste Konturgestaltung mit einem initialen Zielfugendruck von 250 MPa und wurde nachfolgend schrittweise um 50 MPa erhöht. Für

einen Zielfugendruck von 400 MPa konnte kein numerisches Ergebnis ermittelt werden. Der Druck seitens der elastisch verbleibenden Nabe führte zu einer geringen Plastifizierung der Welle im entlasteten Zustand. Dies erzeugte wiederum eine unzulässig hohe numerische Korrektur der Nabenkontur, sodass die Zielfunktion zu keinem Ergebnis gelangte bzw. keine numerische Konvergenz erzielt wurde. Die für weitere Untersuchungen gewählten Nabenkonturen für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 sind in Abbildung 6-8 a) dargestellt. Zusätzlich ist die entlastete Wellenaußenkontur (Abbildung 6-8 a, „Wellenkontur“) für eine freie Umformung bei identischem Stempelweg dargestellt. Hierbei wird ersichtlich, dass die Nabenkontur mit zunehmendem Fugendruck im mittleren Bereich deutlich abflacht und an der Nabenoberkante (Nabenhöhe 17,6 mm) spitz zuläuft und somit eine scharfkantige Bauteilgeometrie erzeugt wird. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 (Abbildung 6-8 b) ist ein ähnliches Verhalten zu erkennen. Für den maximalen Fugendruck von 500 MPa, der ein numerisches Ergebnis hervorbringen konnte, zeigte sich an der Nabenunterkante ein starkes Abflachen der Nabeninnenkontur. Aufgrund möglicher Fertigungsungenauigkeiten wurden im Folgenden lediglich die Konturen für die Fugendrucke 350 MPa und 450 MPa für die experimentellen Untersuchungen in dem Kapitel 6.4 verwendet.

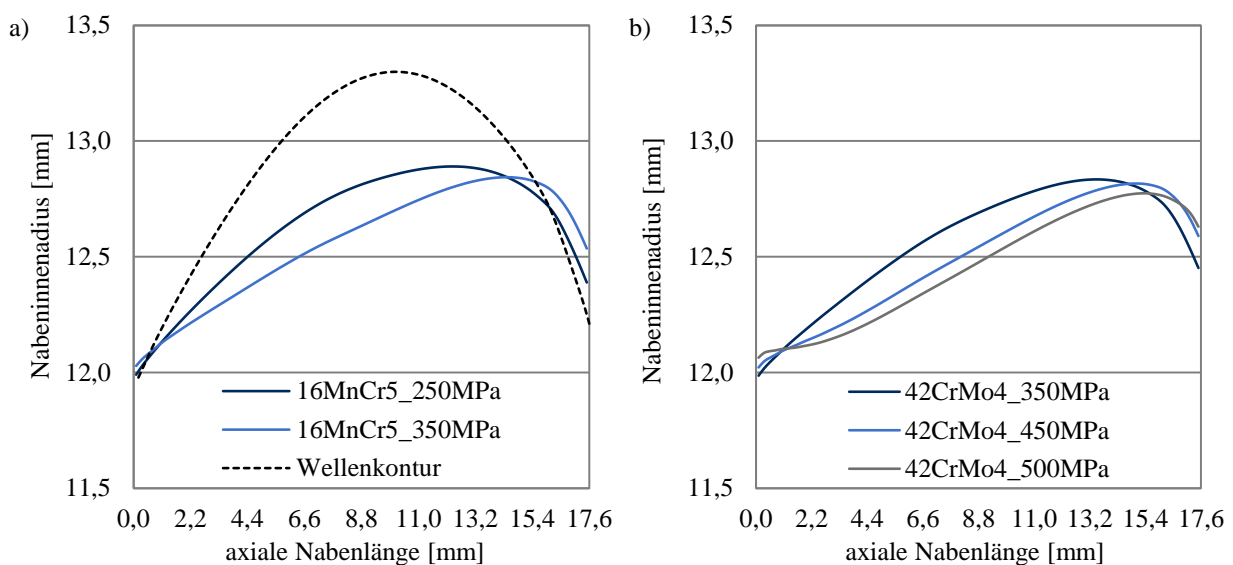


Abbildung 6-8: Iterativ ermittelte Nabenkonturen für verschiedene Zielfugendruckniveaus a) Wellenwerkstoff 16MnCr5 und Ergänzung der frei umgeformten Wellenkontur b) Wellenwerkstoff 42CrMo4

6.2.3 Radiale Spannungen und radiale Aufweitungen fugendruckbasierter Nabenkonturen

Beispielhaft zeigt Abbildung 6-9 für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 für einen Zielfugendruck von 250 MPa den Vergleich der Formfüllung zu Beginn und nach erfolgter Konturoptimierung. Zu Beginn der iterativen Konturgestaltung lag eine Formfüllung von ca. 87 % vor, welche innerhalb der ersten 10-20 Iteration auf nahezu 100 % gesteigert werden konnte, wobei die Ober- und Unterkante der Nabe recht sensitiv auf leichte Geometrieänderungen reagieren und damit eine starke Fugendrucküberhöhung oder -unterschreitung, siehe Abbildung 6-7, hervorrufen.

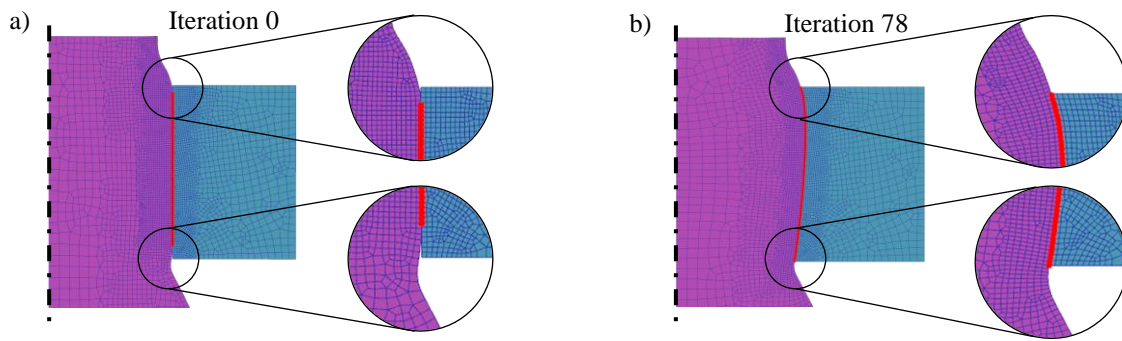


Abbildung 6-9: Formfüllung der Nabe bei der iterativen Konturgestaltung für rotationssymmetrische Nabekonturen für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und dem Zielfugendruck 250 MPa a) Startkontur, Iteration 0 b) Zielgeometrie, Iteration 78

Die Ergebnisse der fugendruckbasierten Gestaltung der Nabekontur hinsichtlich der radialen Spannungsverteilungen und radialen Aufweitungen des Nabekörpers sind in Abbildung 6-10 und Abbildung 6-11 dargestellt. Für diesen Wellenwerkstoff 16MnCr5 und einem Fugendruck von 250 MPa wurde nach 78 Iterationen ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt. Die radialen Spannungen konnten in der Fuge auf ein homogenes Fugendruckniveau von 250 MPa angepasst werden. Die tangentialen Spannungen (Kapitel 10.11, Abbildung 10-22) wurden an der Außenseite mehr als halbiert und es verblieben nur noch punktuell Zugspannungen über 500 MPa.

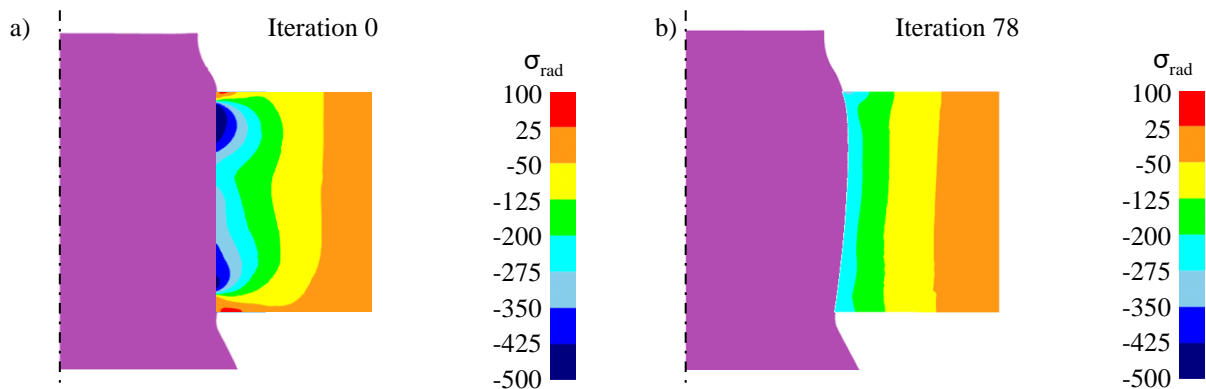


Abbildung 6-10: Radiale Spannungen im Nabekörper im gefügten und entlasteten Zustand für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und für einen Zielfugendruck von 250 MPa a) Iteration 0, zylindrischer Ausgangszustand b) Iteration 78, Zielgeometrie

Die radialen Aufweitungen der Nabekörper resultieren aus den durch das Fügen eingebrachten elastischen Spannungen. Bei der zylindrischen Kontur (Iteration 0, Abbildung 6-11 a) findet die höchste radiale Aufweitung an der Nabenoberkante statt. Infolge der Fugendruckhomogenisierung reduziert sich sowohl die Höhe der radialen Aufweitung als auch die Differenz zwischen der kleinsten und größten radialen Verschiebung.

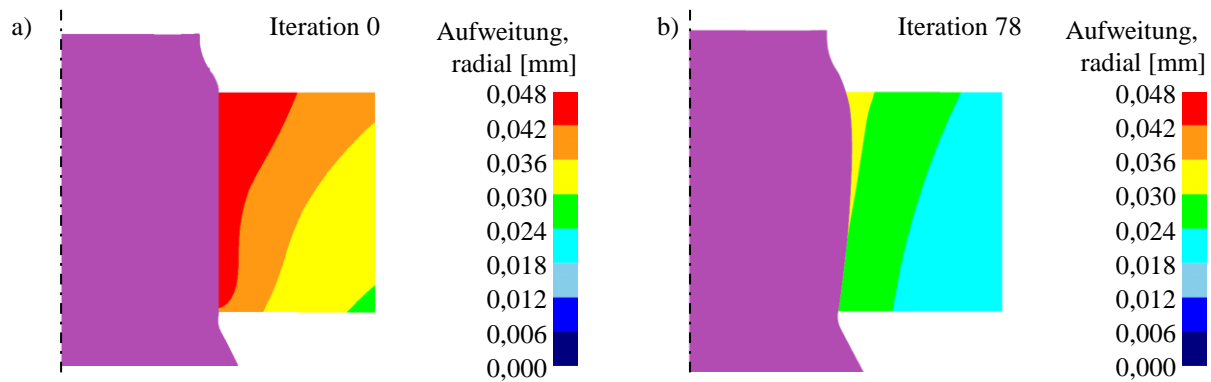


Abbildung 6-11: Radiale Aufweitungen des Nabenkörpers im gefügten Zustand für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und für einen Zielfugendruck von 250 MPa a) Iteration 0, zylindrischer Ausgangszustand b) Iteration 78, Zielgeometrie

Die Außenseite des Nabenkörpers der Zielgeometrie (Iteration 78, Abbildung 6-7 b) verläuft dennoch nicht äquidistant zum Wellenkörper, obwohl der Fugendruck sehr gut homogenisiert wurde. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Nabenaußenkante für die späteren experimentellen Untersuchungen kein geeignetes alleiniges Bewertungskriterium für einen homogenen Fugendruckverlauf darstellt.

6.2.4 Numerische Analyse zum Einfluss von Maschinen- und Fertigungstoleranzen auf den Fugendruckverlauf

In Kapitel 6.2.3 wurde gezeigt, dass die Ausprägung einer homogenen Fugendruckverteilung von minimalen Geometrieänderungen abhängig ist. Um eine Übertragung auf industrielle Anwendungen zu ermöglichen, wurde in [144] eine numerische Studie zum Einfluss von Fertigungstoleranzen bei der Werkstückvorbereitung sowie zu Maschinen- und Werkzeugtoleranzen durchgeführt, die hier zusammengefasst dargestellt ist. In der Untersuchung wurden die Fertigungstoleranzen der in Abbildung 6-12 a) dargestellten Wellenabmessungen berücksichtigt, wobei die roten Pfeile in Abbildung 6-12 b) die variierten Einflussgrößen auf den Fugendruck darstellen. Die Norm ISO 286-1 [145] klassifiziert allgemeine Toleranzklassen für ein bestimmtes Maß wie den Durchmesser oder die Länge, wobei die erreichbare Genauigkeit stark vom Herstellungsverfahren abhängt. Bei der Kaltumformung können Maßhaltigkeiten der gepressten Bauteile bis zur Toleranzklasse IT7 erreicht werden, wohingegen halbwarmumgeformte Pressteile ohne weitere Sonderverfahren lediglich die Fertigungstoleranz IT10 erreichen [14]. Neben der Bauteilgenauigkeit spielt die Genauigkeit der Umformpresse in der Hochpräzisionsfertigung eine wichtige Rolle. Die maschinen- und werkzeugbedingten Toleranzen wurden im Folgenden bezüglich einer Stempelhubabweichung und der Nabenvorspannung untersucht. Die Werkstofffestigkeiten der Wellen- und Nabenkörper wurden nicht variiert. In den Untersuchungen erfolgte die Änderung jeweils eines einzelnen Parameters ohne wechselseitige Toleranzinteraktionen.

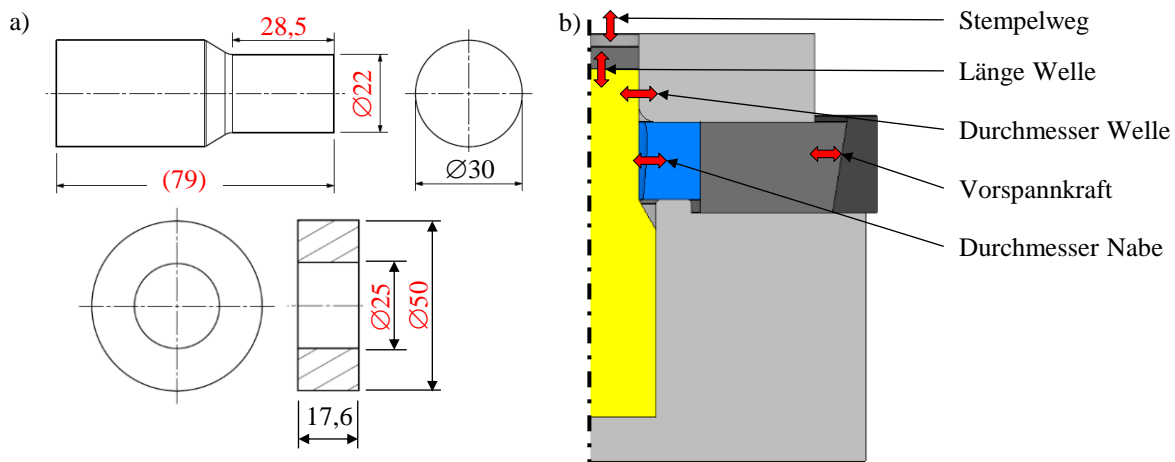


Abbildung 6-12: Darstellung der untersuchten Parameter nach [144] a) Untersuchte Geometrieabmessungen b) Darstellung der maschinen- und werkzeugbedingten Toleranzen im numerischen Simulationsaufbau der Nabe

Um die verschiedenen Toleranzen zu vergleichen und eine Strategie zur Bestimmung eines zulässigen Toleranzsystems für die Fertigung zu entwickeln, sind in Abbildung 6-13 die über die gesamte Nabenhöhe gemittelte Fugendruck, der RMSE-Wert sowie die Differenz des minimalen und maximalen Fugendrucks in der Verbindung (Min-Max-Differenz) für jede untersuchte Toleranz dargestellt. Im Hinblick auf die Umformprozess- und Werkzeugtoleranzen führte die Variation der Vorspannkraft nur zu geringen Veränderungen des mittleren Fugendrucks, des RMSE-Werts und der Min-Max-Differenz, während eine Veränderung des Stempelwegs um 0,1 mm einen relativ starken Einfluss auf diese Werte zeigte. Die Fertigungstoleranzklasse IT7 führt nur zu geringen Abweichungen bzgl. des gemittelten Fugendruckniveaus im Vergleich zum toleranzfreien Parametersatz. Andererseits führte die Toleranzklasse IT10 zu Abweichungen von bis zu 20 % beim gemittelten Fugendruck. Insgesamt zeigte die Veränderung des Wellendurchmessers und des Nabendurchmessers vor dem Fügen den stärksten Einfluss auf den gemittelten Fugendruck und die RMSE-Werte, während der Einfluss der Wellenlänge weniger signifikant war. Über alle untersuchten Parametervariationen hinweg wurde eine starke Korrelation zwischen diesen drei untersuchten Merkmalen festgestellt. Darüber hinaus blieben die für die optimierte Nabenkontur ermittelten Abweichungen deutlich geringer als für die ursprüngliche zylindrische Nabenkontur, was auf eine erfolgreiche Anwendbarkeit der Methode hinweist, selbst wenn weite Toleranzen angewendet werden. Für zwei Paare von Parametern (nämlich Stempelweg und Wellenlänge sowie Wellendurchmesser und Nabeninnendurchmesser) lassen sich nahezu identische Auswirkungen auf die Fugendruckverteilung feststellen. In beiden Fällen muss die gegenseitige Abhängigkeit bei der Festlegung von Fertigungstoleranzen berücksichtigt werden.

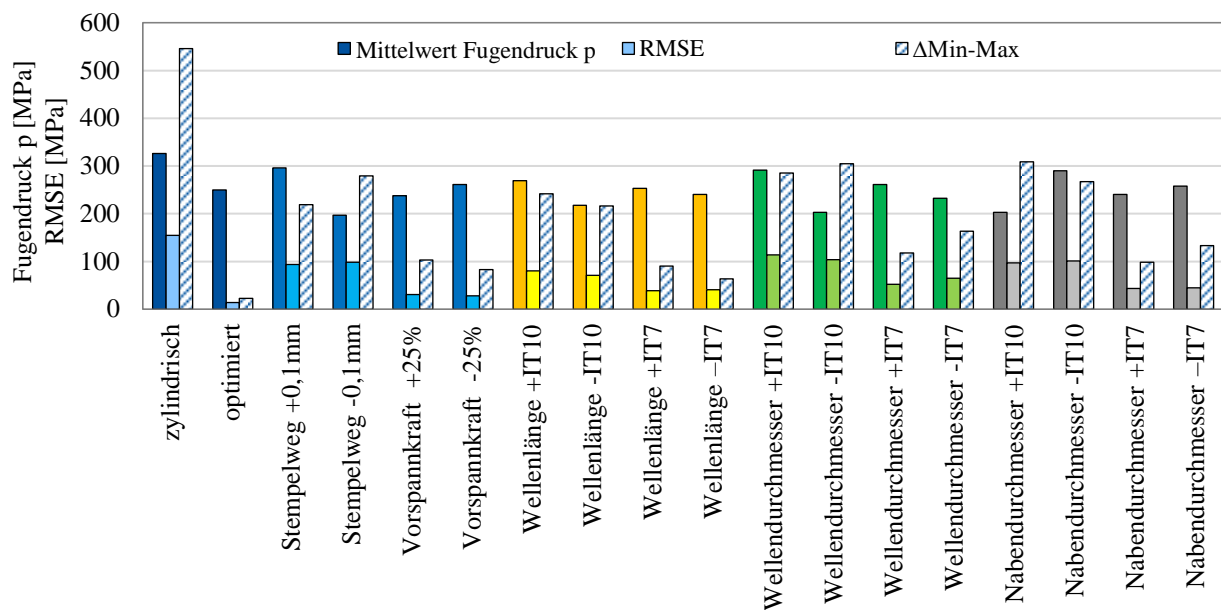


Abbildung 6-13: Vergleich des mittleren Fugendrucks und der RMSE-Werte für geometrische und maschinenbezogene Toleranzen hinsichtlich einer fugendruckhomogenisierten Fertigung umformgefügter WNV nach [144]

Für die Genauigkeitsklasse IT7 wurde eine Worst-Case-Studie mit Wechselwirkungen zwischen den Toleranzen bei der Herstellung einzelner Teile durchgeführt. Die Maschinentoleranzen wurden nicht berücksichtigt, da diese während des Fertigungsprozesses, insbesondere beim Kaltumformen, sehr genau und reproduzierbar eingestellt werden können. Folglich wurden die Kombinationen einer kurzen und schmalen Welle mit einer breiten Nabe (IT7 weit) und einer langen und breiten Welle mit einer schmalen Nabe (IT7 eng) untersucht. Abbildung 6-14 zeigt den Fugendruck für "IT7 weit" und "IT7 eng" im Vergleich zur idealen Kombination. Insgesamt blieb der über die Nabhöhe gemittelte Fugendruck auf einem ähnlichen Niveau. Bei 'IT7 weit' wurde ein gemittelter Fugendruck von 217 MPa (-13 %) ermittelt, während der mittlere Fugendruck von 'IT7 eng' 270 MPa (+8 %) betrug. Im Gegensatz zu den idealen Bauteilabmessungen zeigten sich jedoch an den Nabenrändern hohe Abweichungen des Fugendrucks. Während die Differenz zwischen minimalem und maximalem Fugendruck bei optimalen Bedingungen nur 23 MPa betrug, wurde für „IT7 weit“ eine Differenz von 326 MPa und für „IT7 eng“ von bis zu 430 MPa ermittelt, die in Abbildung 6-14 außerhalb des Diagrammbereichs liegt. Da die Abweichungen recht hoch zu sein schienen, wurden die Untersuchungen um eine äquivalente Presssitzverbindung ergänzt, um die jeweiligen Worst-Case-Ergebnisse zu vergleichen. Dazu wurde der Fugendruck für den analytisch berechneten idealen Übermaßwert sowie für Minimal- und Maximalwerte unter Verwendung der Toleranzklasse IT7 simuliert. Die resultierenden Fugendruckverteilungen sind ebenfalls in Abbildung 6-14 dargestellt. Während der gemittelte Fugendruck einer idealen Presssitzpassung mit 262 MPa (+5 %) berechnet wurde, zeigt sich bereits eine große Differenz von 366 MPa zwischen minimalem und maximalem Fugendruck, was auf hohe Fugendruckspitzen im

unteren und oberen Nabenbereich zurückzuführen ist. Der gemittelte Fugendruck für das minimale und maximale Übermaß sind deutlich niedriger (193 MPa, -23 %) bzw. höher (332 MPa, +33%) im Vergleich zum Zielfugendruck von 250 MPa.

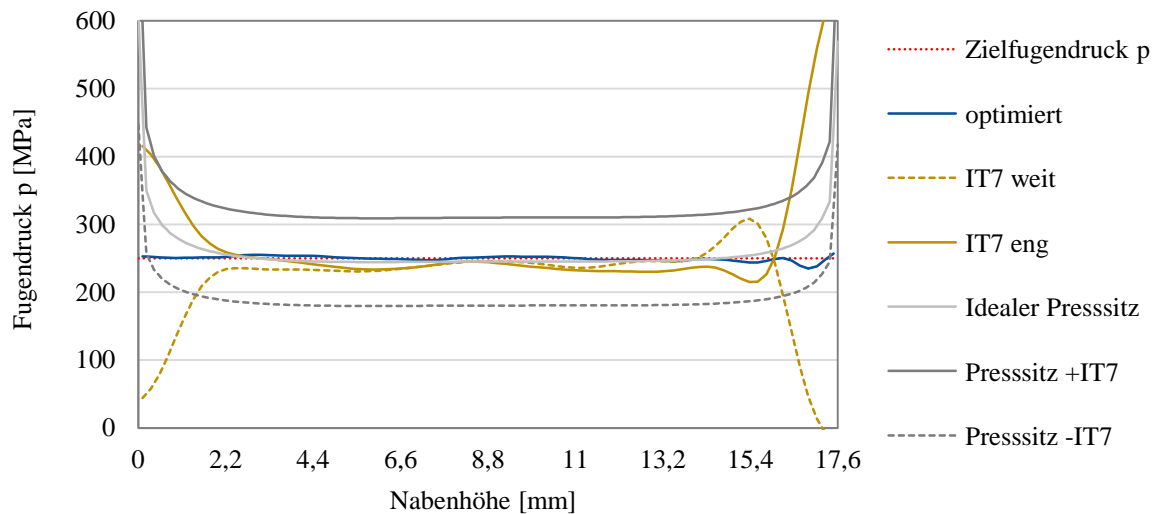


Abbildung 6-14: Vergleich der Fugendruckverteilung für die Toleranzklasse IT7 im Vergleich zu dem Worst-Case-Szenario und einem idealen Presssitz

Die Differenz zwischen minimalem und maximalem Fugendruck wird jedoch durch die Fertigungstoleranzen nicht wesentlich beeinflusst und bleibt nahe am Niveau eines idealen Presssitzes. Unter Berücksichtigung der Toleranzklasse IT7 für die Herstellung von WNV kann festgestellt werden, dass das Fügen mittels Querfließpressen eine deutliche Verbesserung der angestrebten Einstellung des Fugendrucks bewirkt. Der mittlere Fugendruck der mittels Querfließpressen hergestellten WNV bleibt näher am angestrebten Zielniveau, während in der Nähe der Nabenkanten vergleichbare Fugendruckabweichungen zu gleichwertigen Presssitzverbindungen auftreten.

6.3 Experimentelle Fügeuntersuchungen von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen

Die experimentellen Untersuchungen zum Fügen mittels Querfließpressen von reibschlüssig fugendruckbasierten Nabeninnenkonturen verfolgten das Ziel, den numerisch ermittelten, homogenen Fugendruck nachzuweisen und somit die entwickelte Methodik zur Gestaltung derartiger Nabeninnenkonturen zu validieren. Weiterhin erfolgte die Bewertung der numerisch erzeugten vollständigen Formfüllung. Die Festigkeitsuntersuchungen im folgenden Kapitel 6.4 zeigen schließlich das Leistungspotential gegenüber thermisch gefügten Querpressverbindungen auf.

Zur Bewertung der experimentellen Ergebnisse erfolgte zunächst eine geometrische Analyse der eingesetzten Halbzeuge. Mit den ermittelten geometrischen Maßen erfolgte eine Paarung von Wellen- und Nabenkörpern (Kapitel 6.3.1), sodass Fertigungsschwankungen kompensiert werden konnten. Der Einfluss der unterschiedlichen Nabeninnenkonturen und Wellenwerkstoffe auf den

Fügeprozess wurde anhand der Stempelkräfte bewertet. Abschließend wurden von den gefügten Verbindungen die geometrischen Veränderungen der Nabenaußenseite in Folge des aufgetragenen Fugendrucks, die Härteverteilung des Wellenkörpers infolge der plastischen Formänderung beim Fügen und die erzielte Formfüllung der Nabe ermittelt. Ebenso erfolgte die Ermittlung der Einebnung von Rauigkeitsspitzen infolge des Fügevorgangs durch die Aufnahme der Oberflächenrauheit der Fügeflächen vor und nach dem Fügeprozess.

Abbildung 6-15 stellt die eingesetzten Probenformen im gefügten Zustand einander gegenüber. Mit den einfachen Wellengeometrien in Abbildung 6-15 a) erfolgte die Ermittlung des Fugendrucks, der Formfüllung, der Härteverteilung der Welle nach dem Fügen sowie die Bestimmung der axialen Abziehkraft. Für die Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit war die Einleitung des Torsionsmoments in die Nabe und in die Welle erforderlich, ohne dass der Fügebereich von der Einspannung beeinflusst wird. Dafür erfolgte die Verwendung von Reinholz-Wellen und Flanschnaben in Abbildung 6-15 b).

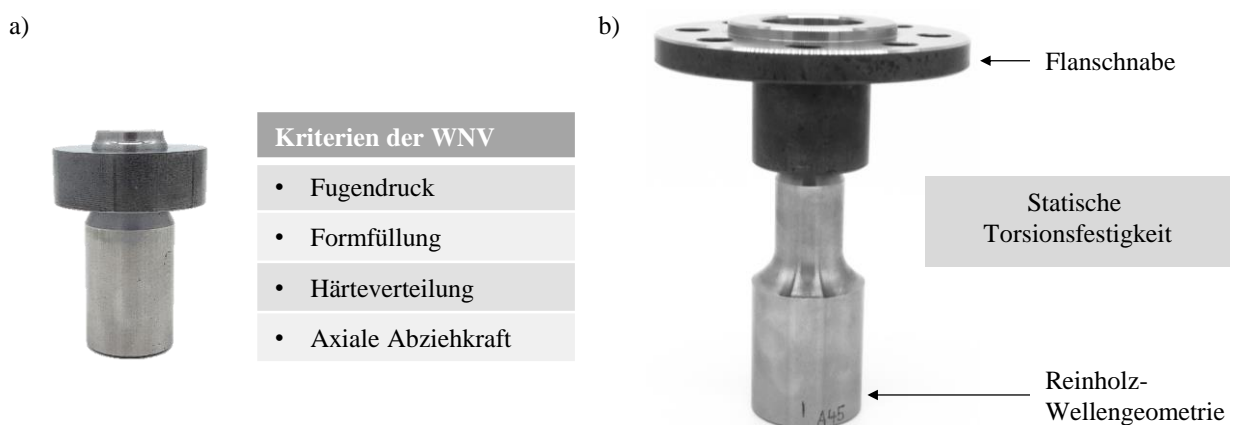


Abbildung 6-15: Versuchsproben mit den zugeordneten Untersuchungszwecken [9] a) „einfache“ Naben- und Wellengeometrie b) „Reinholz-Welle“ und angepasste „Flanschnabe“ zur Ermittlung des statischen Torsionsmoments

Das Versuchsprogramm für fugendruckbasierte reibschlüssige Nabengeometrien leitet sich aus den angestrebten Fugendruckniveaus der Untersuchungen in Kapitel 6.2.2 ab. Tabelle 6-1 fasst die zu untersuchenden Parameter zusammen. Die erste Unterscheidung erfolgte nach der Wellenform. Die einfachen Wellen wurden für die umformtechnischen Analysen bzgl. Stempelkraft und -weg, Fugendruck und Formfüllung sowie zur Ermittlung der axialen Anziehungskraft eingesetzt. Mit den Reinholz-Wellen erfolgte die Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit. Für beide Wellenformen wurden die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 eingesetzt. Der Umformfügevorgang erfolgte ohne Schmierstoffe, da in den Untersuchungen von Dörr [1] und Funk [2] bereits gute Ergebnisse hinsichtlich des Umformfügevorgangs und der damit erzielten Betriebsfestigkeiten erreicht wurden.

Tabelle 6-1: Varianten zur experimentellen Untersuchung von reibschlüssigen, fugendruckbasierten Nabenkonturen

Wellenform	Wellenwerkstoff	Nabenkontur
Einfache Wellen/Naben und Reinholz-Wellen mit Flanschnaben	16MnCr5	250 MPa
		350 MPa
		zylindrisch
	42CrMo4	350 MPa
		450 MPa
		zylindrisch

6.3.1 Analyse des Halbzeugzustands von Welle und Nabe vor dem Fügeprozess

Im Rahmen dieser Arbeit wurden alle Halbzeuge für die experimentellen Untersuchungen des umformtechnischen Fügens von WNV ausschließlich mittels Drehen hergestellt. Da geometrische Maße einen wesentlichen Einfluss auf die Fugendruckhöhe und -verteilung, wie in Kapitel 6.2.4 bereits gezeigt, aufweisen, wurden zunächst alle Halbzeuge auf der Koordinatenmessmaschine geometrisch vermessen. Weiterhin wurde die Oberflächenrauheit im Fügebereich des Wellenendes und auf der Innen- und Außenseite aufgenommen.

Als geometrische Maße der Wellen „einfach“ und „Reinholz“ wurden die Fügedurchmesser, die Durchmesser des Einspannbereichs und die Gesamthöhe entsprechend Abbildung 6-16 aufgenommen. Die Aufnahme der Wellen- und Nabendurchmesser erfolgte in verschiedenen Höhenschritten. Im Einspannbereich wurden drei Durchmesserwerte und im Fügebereich der Welle und Nabe wurden vier Durchmesserwerte erfasst. Nach dem Fügeprozess wurde der Außendurchmesser der Nabe auf den gleichen Höhen erfasst, um die Aufweitung infolge des Fugendrucks hinreichend genau auszuwerten und neben dem Maß der Aufweitung auch eine etwaige Verkippung der Nabe in Folge eines ungleichmäßigen Fugendrucks erfassen zu können. Der Nabeninnendurchmesser wurde dabei als Differenz zum Sollwert der numerisch erzeugten Kontur ermittelt.

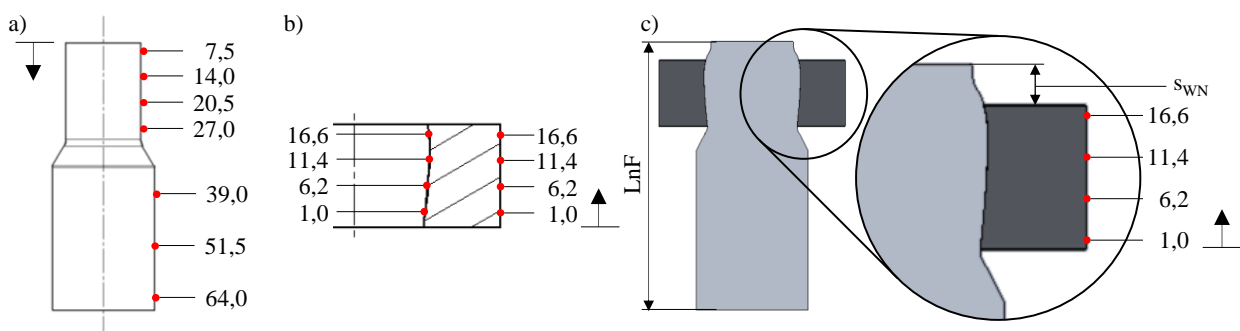


Abbildung 6-16: Messstellen zur geometrischen Erfassung von Höhen und Durchmessern a) einfache Welle b) einfache Nabe vor dem Fügen c) gefügte einfache WNV

In Abbildung 6-17 sind die ermittelten Maße aller gefertigten Wellen für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 dargestellt und nach der Höhe sortiert. Die horizontalen Markierungen beschreiben

die Grenzwerte der IT-Toleranzen nach [145], die sich am gefertigten Höhenmittelwert orientieren. Gemäß [14] beschreibt die IT-Klasse 7 die mittels Kaltumformung erreichbaren Fertigungstoleranzen.

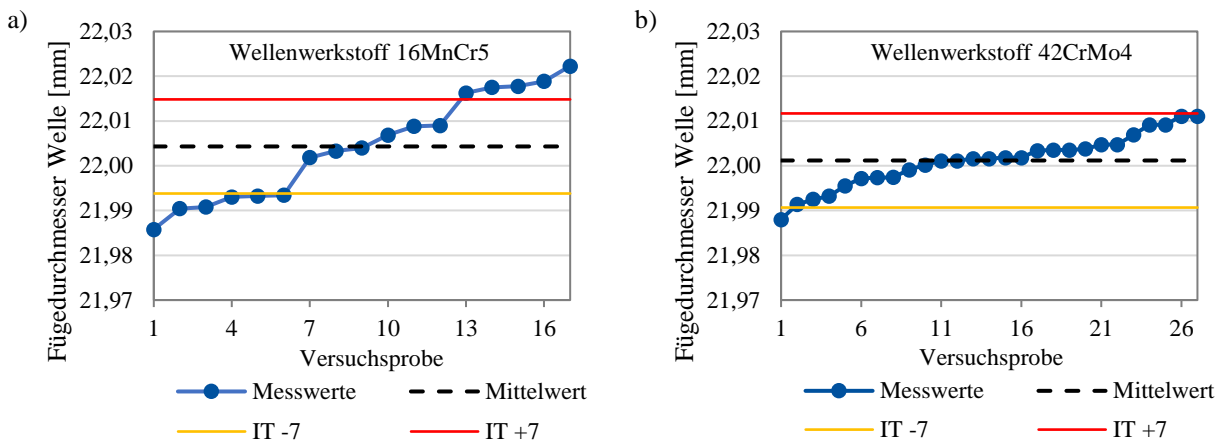


Abbildung 6-17: Gemessene Fertigungsmaße der Wellenfügedurchmesser für einfache Wellen a) Werkstoff 16MnCr5 b) Werkstoff 42CrMo4

Die in den Diagrammen eingezeichneten unteren und oberen Toleranzgrenzen beziehen sich auf den ermittelten Mittelwert. Aus den gemessenen Fügedurchmessern lässt sich ableiten, dass die Fertigungstoleranzen der Rohteile weitestgehend innerhalb der Toleranzklasse IT7 liegen, wobei für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 eine höhere Genauigkeit hinsichtlich der Fügedurchmesser gefertigt wurde. Die gemessenen Wellenhöhen (Abbildung 10-23, Anhang) befinden sich zwar für beide Werkstoffe vollständig innerhalb der Toleranzgrenzen, jedoch liegen die Grenzen für das Orientierungsmaß von 79 mm um 50 % weiter auseinander.

Alle Naben zum Fügen bestanden einheitlich aus dem Werkstoff 42CrMo4 und wurden vor dem Fügeprozess gehärtet. In Abbildung 6-18 a) ist die mittlere Differenz des gemessenen Innendurchmessers zum Zieldurchmesser der jeweiligen Nabenkontur aufgetragen.

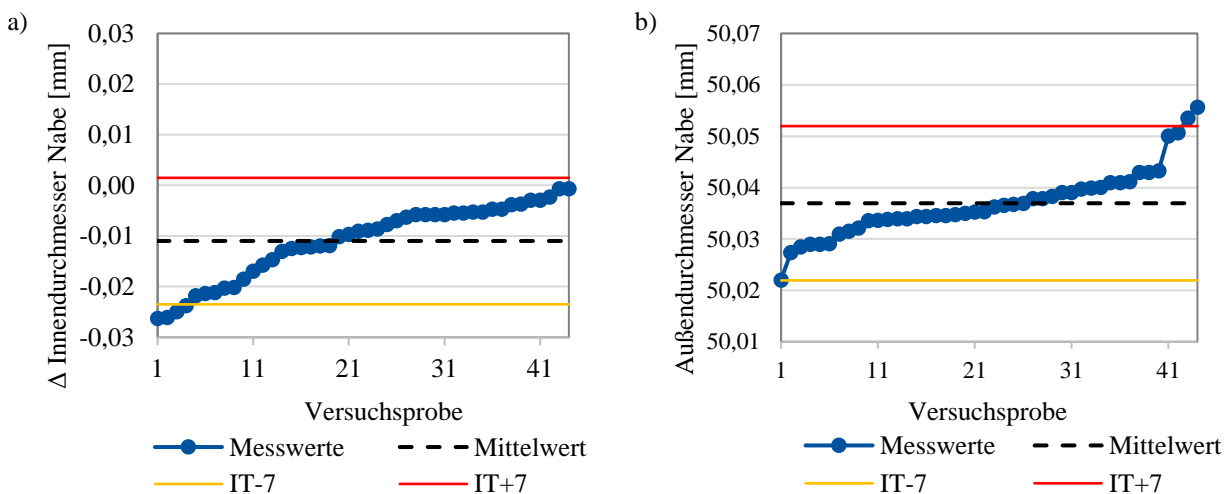


Abbildung 6-18: Gemessene Fertigungsmaße der Naben für einfache WNV a) Differenz zum Zieldurchmesser b) Nabenaußendurchmesser

Die mittleren Abweichungen zum Zieldurchmesser der Nabeninnenseite und die Außendurchmesser der Naben lagen nahezu vollständig innerhalb einer IT7-Toleranzklasse. Trotz einer Fertigungsgenauigkeit aller Komponenten innerhalb der Toleranzklasse IT7 war es unabdingbar, geeignete Welle-Nabe-Paarungen für die experimentellen Untersuchungen zu ermitteln. Unter der Voraussetzung, dass die Maschineneinstellungen wie Stempelweg (Zustellung) und Vorspannung der Nabe nicht verändert werden, kann es im ungünstigsten Fall zu einer Kombination aus einer sehr langen Welle mit großem Fügedurchmesser gepaart mit einer Nabe mit kleinem Nabeninnendurchmesser und großen Nabenaußendurchmesser kommen. Das größere Werkstoffvolumen der Welle würde beim Fügen einen wesentlich höheren Fugendruck gegenüber einer volumetrisch kleineren Welle hervorrufen.

Um annähernd vergleichbare Umformergebnisse unter der Variation der Parameter Zielfugendruck und Wellenwerkstoff zu erreichen, erfolgte eine selektive Paarung von Wellen- und Nabenkörpern. Dabei wurden Wellen mit größerem Materialvolumen (größerer Durchmesser) im Einspannbereich mit Naben gepaart, die ein geringeres Materialvolumen auf der Innenseite (größerer Innendurchmesser) aufwiesen.

6.3.2 Analyse der Stempelkräfte beim Umformfügen

Die Ermittlung der Stempelkräfte während des Fügens mittels Querfließpressen erfolgte mithilfe einer Kraftmessdose, die oberhalb des Stempels im Werkzeug platziert wurde. Der Stempelweg konnte nur mithilfe eines induktiven Wegaufnehmers aufgenommen werden, der zwischen Stößel und Pressentisch positioniert war, sodass hierbei eine Abweichung infolge elastischer Dehnung unter Last beim Pressen nicht auszuschließen ist. Abbildung 6-19 stellt für die Wellenwerkstoffe jeweils einen exemplarischen Stempelkraft-Stempelweg-Verlauf in Abhängigkeit zur Nabenkontur (Fugendruck) dar. Zum Vergleich sind die numerisch ermittelten Stempelkraftverläufe eingezeichnet. Charakteristisch fällt auf, dass über alle Versuchsproben hinweg die Einteilung in drei Phasen erfolgen kann. Zunächst erfolgte ein Kraftaufbau im elastischen Bereich. Hier zeigt sich der größte Unterschied zwischen der Numerik und dem Experiment, da sich bei realen Werkzeugaufbauten einerseits alle Körper elastisch verhalten und andererseits vereinzelt Werkzeugspiel ausgeglichen wird. Die Phase II beschreibt das freie Umformen der Welle ohne Kontakt zur Nabe. Der erste Nabenkontakt erfolgt am Knickpunkt des Stempelkraftverlaufs. Es folgt eine starke Kraftzunahme infolge des Fügens der Welle mit der Nabe, indem sich die Welle an die Nabe anlegt. Der Stempelkraftverlauf ist dabei nahezu unabhängig von der Kontur, wie bereits in Abbildung 6-3 gezeigt wurde. Der radiale Abstand in der Nabenmitte bestimmt dabei das Eintreten des Erstkontakts, weshalb insbesondere bei zylindrischen Naben die Phase III deutlich früher einsetzt. Ebenso führt ein höherer Zielfugendruck sowohl zu einem früheren Stempelkraftanstieg als auch zu einer höheren maximalen Stempelkraft. Aus den Stempelweg-Zeit-Verläufen während des

Fügeprozesses wurde eine mittlere Stempelgeschwindigkeit von 11,1 mm/s ermittelt, die in den späteren numerischen Untersuchungen (Kapitel 7 und Kapitel 8) ebenfalls verwendet wurde.

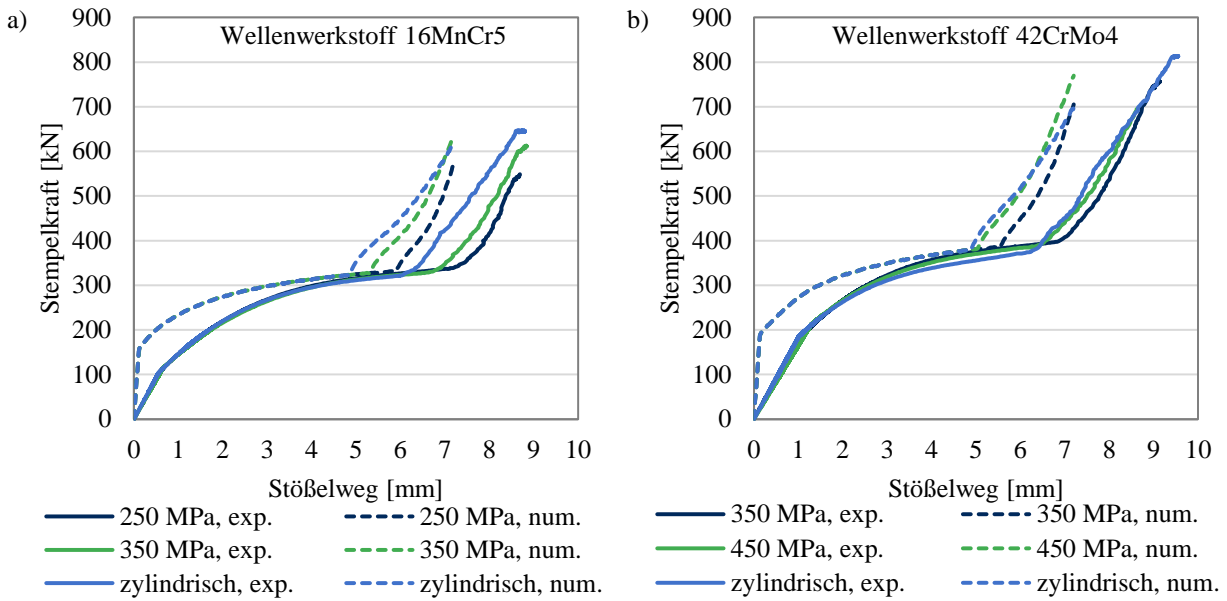


Abbildung 6-19: Numerisch und experimentell ermittelte Stempelkraft-Stempelweg-Verläufe in Abhängigkeit vom Zielfugendruck a) Wellenwerkstoff 16MnCr5 b) Wellenwerkstoff 42CrMo4

Die mittels numerischer FE-Simulationen und experimentell bestätigten maximalen Stempelkräfte sind in Abbildung 6-20 in Abhängigkeit von Wellenwerkstoff und Zielfugendruck aufgeführt. Es lässt sich hierbei zusammenfassen, dass das FE-Modell für Wellenwerkstoff 16MnCr5 die maximale Stempelkraft um nur bis zu 4 % überschätzt, während für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 eine Unterschätzung zwischen 4 und 7 % ermittelt wurde. Die größten Abweichungen wurden jeweils bei zylindrischen Nabenkonturen ermittelt, hierbei betrug die Abweichung bis zu 14 %.

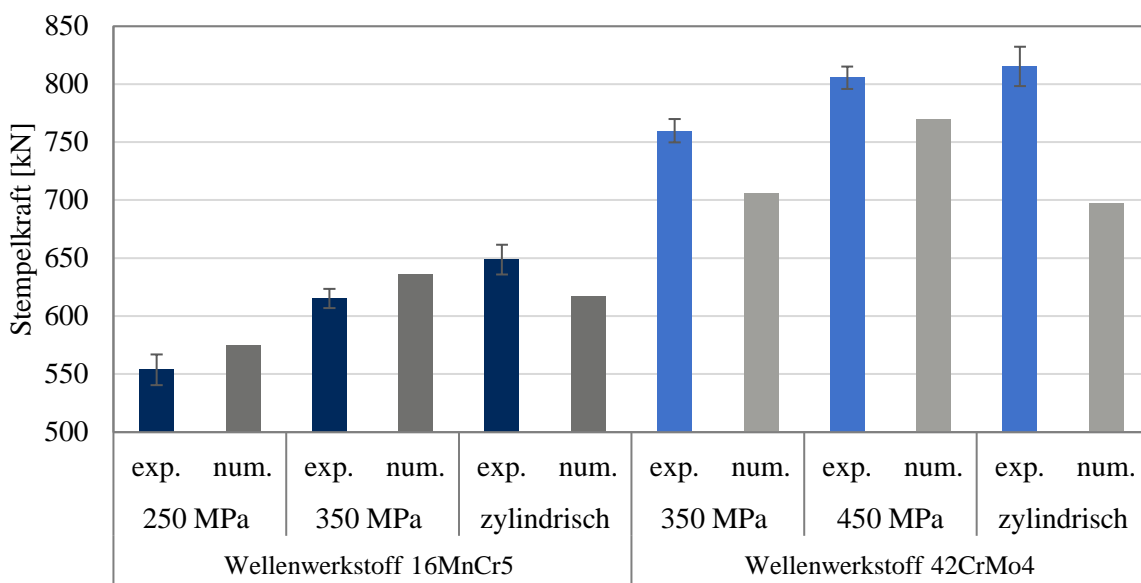


Abbildung 6-20: Experimentell und numerisch näherungsweise bestätigte maximale Stempelkraft in Abhängigkeit zum Wellenwerkstoff und zum Zielfugendruck

6.3.3 Analyse der umformgefügtten Verbindungen

Die Analyse der umformgefügtten WNV erfolgt in diesem Kapitel hinsichtlich der geometrischen Ausprägungen. Hierbei werden die Veränderung des Nabenaußendurchmessers aufgrund des erzeugten Fugendrucks, die Härteverteilung der Welle in Folge der Kaltumformung und schließlich die Formfüllung zur Bewertung des Werkstoffanlageverhaltens ermittelt.

6.3.3.1 Geometrische Veränderungen der WNV nach dem Umformfügen

Die homogene Fugendruckverteilung sowie der Nachweis der Anwendbarkeit der entwickelten Methodik zur Einstellung eines festgelegten Fugendruckniveaus erfordern die geometrische Analyse der umformgefügtten WNV bestehend aus einfachen Wellen und Naben. Da der Fugendruck kein direkt zu ermittelnder physischer Wert ist, wurde die radiale Nabenaufweitung nach dem Umformfügen ermittelt. Somit kann indirekt auf den Fugendruck und die -verteilung geschlossen werden, sofern die Aufweitung mit den numerischen Modellen übereinstimmt.

Vorab erfolgte die Ermittlung der Veränderung der Oberflächenrauheit R_z der Nabenaußenseite mit dem taktilen Rauheitsmessgerät (Kapitel 4.3.2). Die Nabenaußenseite erfuhr während des Fügevorgangs einen erheblichen Druck infolge der Vorspannung durch die Vorspannsegmente und des radialen Drucks auf der Innenseite während des Fügeprozesses, sodass Rauheitsspitzen einglättet wurden. Es wurde eine mittlere Einebnung von ca. $1,92 \mu\text{m}$ über alle Versuchsproben sowie eine Verringerung der Standardabweichung um ca. 32 % ermittelt. Die Veränderung der Oberflächenrauheit R_z in Abhängigkeit des Wellenwerkstoffs und des Zielfugendrucks bzw. der Nabenkantur ist im Anhang in Abbildung 10-25 zusammengefasst.

Die Bestimmung der Einebnung wurde erforderlich, um bei der nachfolgenden geometrischen Analyse der gefügten WNV die Veränderung des Nabenaußendurchmessers entsprechend der Einebnung zu korrigieren. Dazu wurden die Naben im gefügten Zustand, siehe Abbildung 6-21 a), an vier Stellen vermessen. Das Ergebnis der gemittelten radialen Nabenaufweitung ist in Abbildung 6-21 b) dargestellt. Für die geometrische Analyse der gefügten WNV standen für jede Versuchskombination mindestens sechs Versuchsproben zur Verfügung. Es zeigte sich, dass die Aufweitung mit zunehmendem Zielfugendruck, wie erwartet, anstieg. Die zylindrischen Nabenkanturen wiesen die höchsten Aufweitungen auf, was im Einklang mit den Stempelkräften steht, sodass hier die höchsten Fugendrucke erwartet wurden.

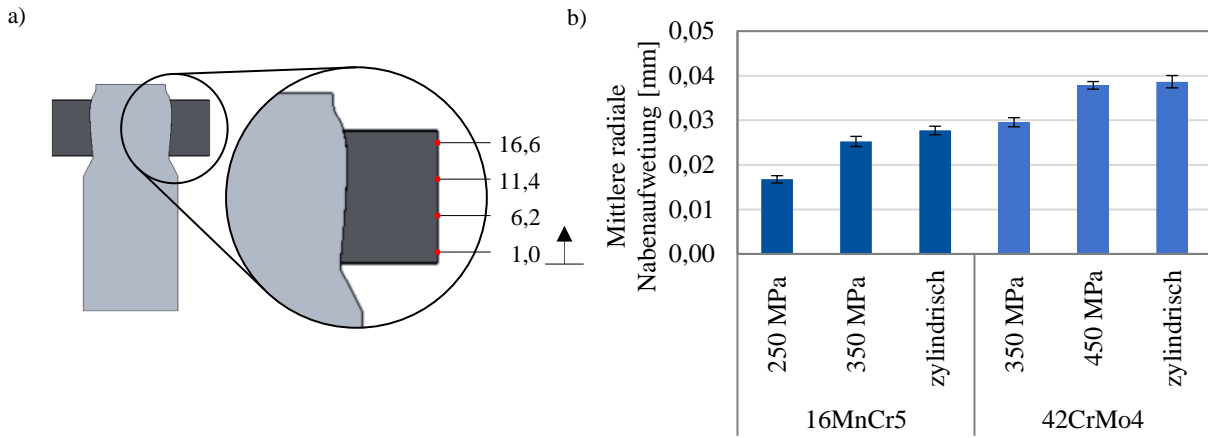


Abbildung 6-21: a) Messpositionen zur Bestimmung der radialen Nabenaufweitung b) mittlere radiale Nabenaufweitung nach dem Umformfügen einfacher WNV nach Wellenwerkstoff und Zielfugendruck

Die Ermittlung des experimentell erzielten Fugendrucks erfolgte durch Betrachtung der numerisch und experimentell gemessenen Aufweitungen der Nabenaußenseite, die um die Einebnung der Oberflächenrauheit korrigiert wurden. In Abbildung 6-22 ist die Aufweitung der Nabenaußenseite für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 mit den Zielfugendrücken 250 MPa und 350 MPa dargestellt. Für den Zielfugendruck von 250 MPa ist ersichtlich, dass die experimentell gefügte Nabe gegenüber der numerisch gefügten Nabe in die entgegengesetzte Richtung verkippt und die Nabunterkante ($y = 0,0 \text{ mm}$) deutlich über der Nabenoberkante ($y = 17,6 \text{ mm}$) hervorsteht.

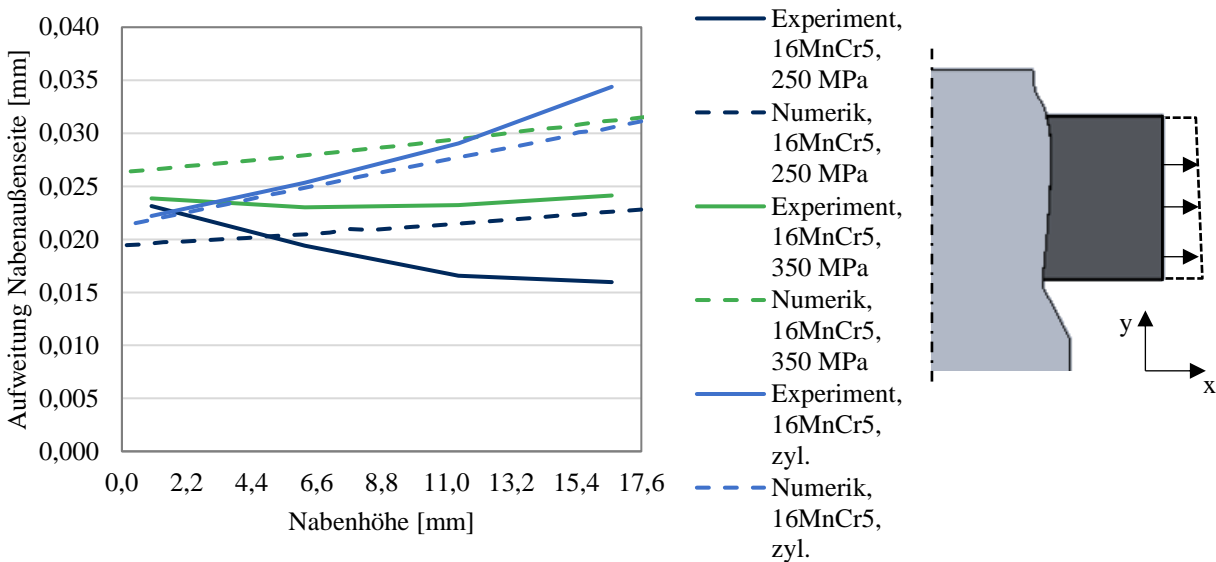


Abbildung 6-22: Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten radialen Aufweitung des Nabenaußendurchmessers nach dem Fügen für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 mit den Zielfugendrücken 250 MPa und 350 MPa

Ebenso ist davon auszugehen, dass der experimentell erzeugte Fugendruck über dem Fugendruckzielwert liegt, da eine höhere radiale Aufweitung erzielt wurde. Die Kontur aus dem Zielfugendruck 350 MPa wies die gleiche Tendenz mit einer geringeren Abweichung auf, wohingegen die

zylindrische Kontur ein vertretbares Ergebnis hinsichtlich der radialen Aufweitung der Nabenaußenseite zeigte. Dennoch wurde bei den zylindrischen Naben eine deutliche Verkipfung ersichtlich, infolgedessen war von einem stark inhomogenen Fugendruckverlauf auszugehen.

Die Übersicht der numerisch und experimentell ermittelten Aufweitungen der Nabenaußenseite für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 ist in Abbildung 6-23 dargestellt. Für den Zielfugendruck 350 MPa, der mit beiden Wellenwerkstoffen erzeugt wurde, zeigte sich, dass der festere Werkstoff zu einer höheren Nabenaufweitung führte. Für die fugendruckbasierten Konturen zeigte sich sowohl bzgl. der radialen Aufweitung als auch bezüglich der Orientierung eine höhere Übereinstimmung von numerischer und experimenteller Geometrieanalyse. Daraus kann geschlossen werden, dass die numerisch eingestellten Fugendrucke für beide Konturen (350 MPa und 450 MPa) für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 durchaus im Experiment erreicht wurden. Im Gegensatz dazu wies die zylindrische Kontur einen erheblichen Unterschied von ca. 0,01 mm auf, was einem Fugendruckunterschied von näherungsweise 100 MPa entspricht, sodass hierbei der experimentell erzeugte Fugendruck vom numerisch ermittelten Fugendruck deutlich abweicht.

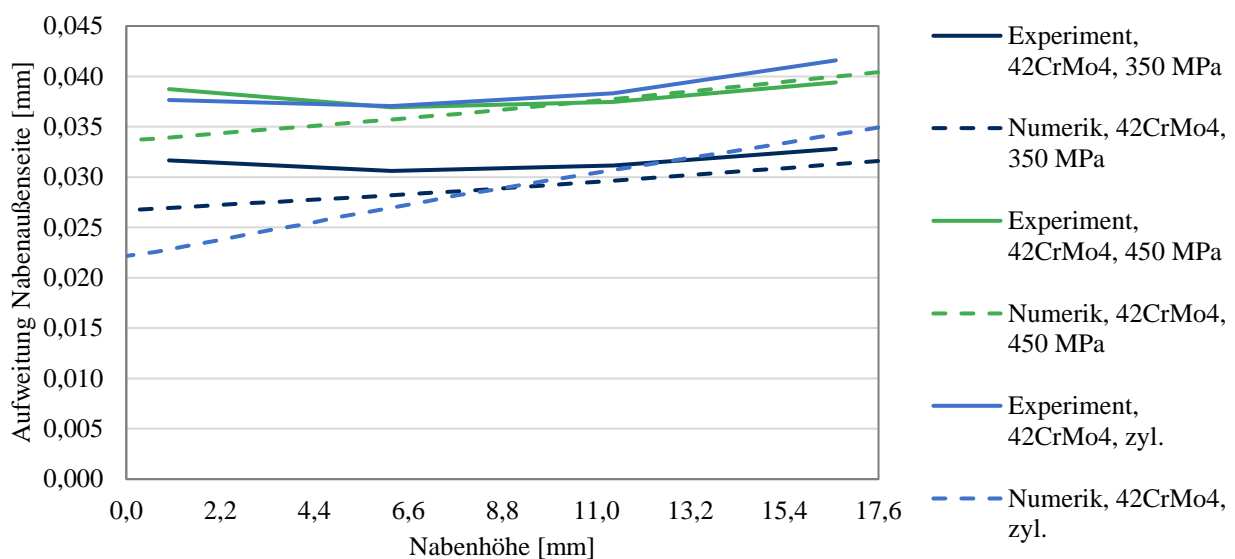


Abbildung 6-23: Vergleich der numerischen und experimentellen radialen Aufweitung des Nabenaußendurchmessers nach dem Fügen für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit den Zielfugendrucken 350 MPa und 450 MPa

6.3.3.2 Härteverteilung in der Welle nach dem Umformfügen

Die Wellen erfahren während des Umformfügens einen axialen Stauchvorgang sowie ein laterales Fließen in die Kavitäten der Naben. In Abbildung 6-24 a) ist eine nach dem Umformfügen aufgetrennte WNV im Einbettmaterial dargestellt. Die roten Linien markieren die fünf Messstellen, an denen der radiale Härteverlauf ermittelt wurde. Abbildung 6-24 b) zeigt beispielhaft den radialen Härteverlauf der Probe. Es ist ersichtlich, dass eine signifikante Kaltverfestigung gegenüber der Ausgangshärte von 174,5 HV erzielt wurde. Eine Differenzierung hinsichtlich einer axialen oder

radialen Verteilung ließ sich weder in diesem Beispiel noch bei den anderen Verbindungen (siehe Anhang 10.14) aus den Diagrammen ermitteln.

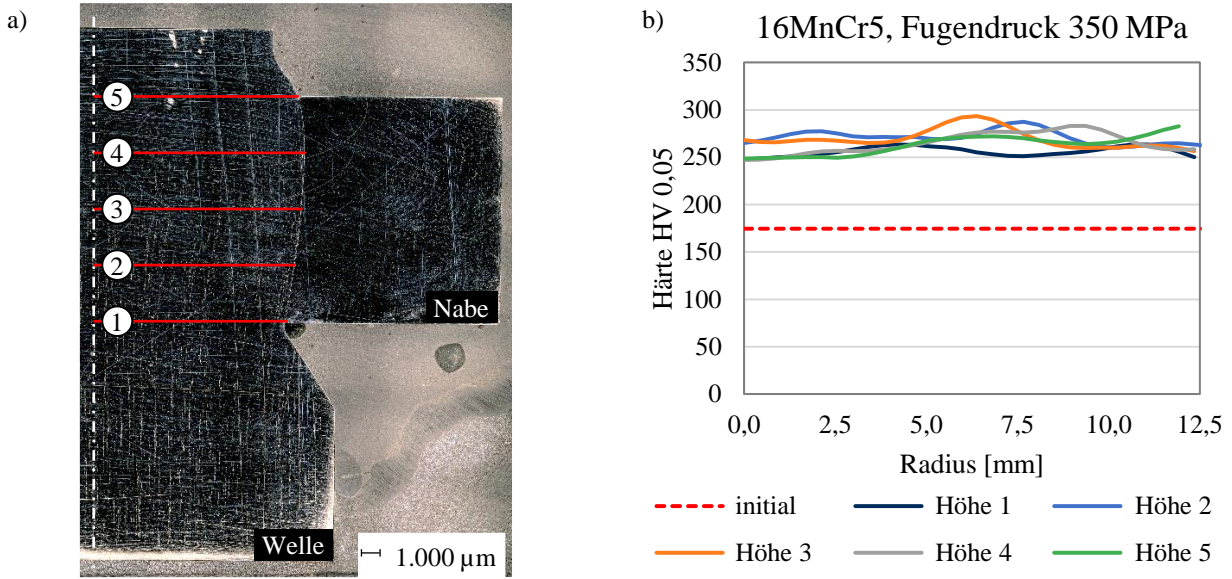


Abbildung 6-24: a) Darstellung einer eingebetteten umformgefügten WNV mit markierten Höhenlinien zur Härteermittlung b) Ermittelter radialer Härteverlauf für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 für den Fugendruck 350 MPa

Um den Einfluss der Nabenkonturen auf die sich einstellende Kaltverfestigung der Wellen zu ermitteln, wurde der Durchschnittswert je Höhenlinie berechnet. Der Vergleich der mittleren Härtewerte ist in Abbildung 6-25 für die Wellenwerkstoffe 16MnCr5 (a) und 42CrMo4 (b) mit den dazugehörigen Nabenkonturen dargestellt. Die rotgestrichelten Linien markieren das Niveau der Ausgangshärte der jeweiligen Wellenwerkstoffe. Je Wellenwerkstoff und Nabeninnenkontur wurde eine gefügte Probe zur Analyse eingesetzt.

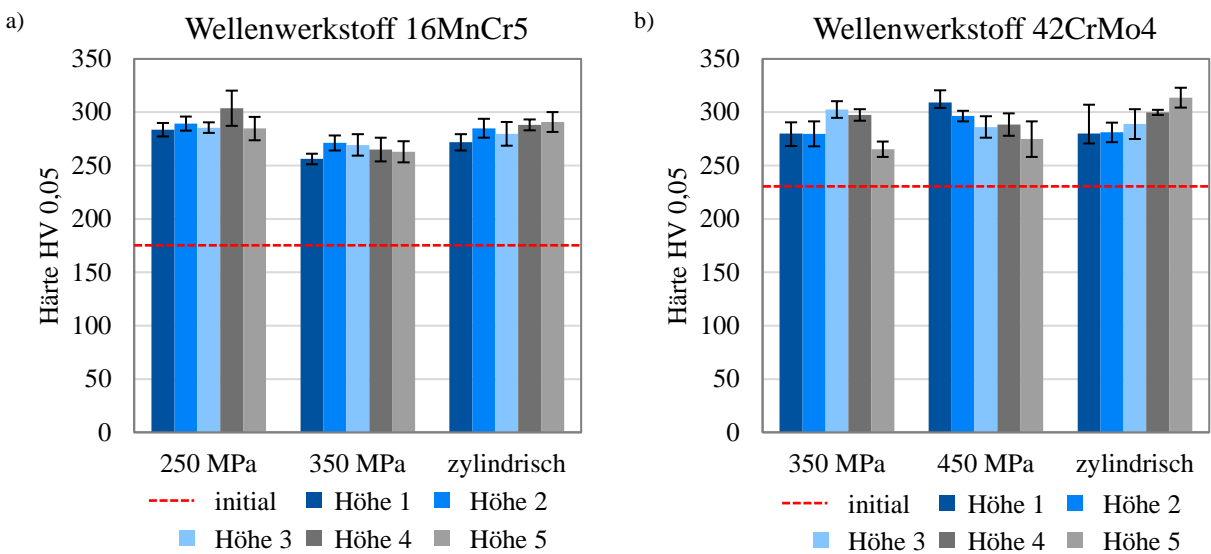


Abbildung 6-25: Vergleich der Härtesteigerung nach dem Umformfügen für die Wellenwerkstoff 16MnCr5 (a) und 42CrMo4 (b) und den untersuchten Nabenkonturen bzw. Fugendruckniveaus

Gegenüber den initialen Härtewerten wurde für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 eine Härtezunahme zwischen 52 % und 66 % und für den Wellenwerkstoff zwischen 23 % und 26% ermittelt. Aus dem Vergleich der einzelnen Höhenlinienwerte unter der Berücksichtigung der eingezeichneten Standardabweichung lässt sich rückschließen, dass die Umformung in dem untersuchten Bereich einerseits als relativ homogen bezeichnet werden kann und andererseits die ermittelten Unterschiede in Bezug zum Fugendruck innerhalb der Messwertschwankungen lagen.

6.3.3.3 Formfüllung der Naben nach dem Fügen

Die iterative fugendruckbasierte Gestaltung der Nabenkontur von mittels Querfließpressen hergestellten WNV verfolgte als weiteres Ziel die vollständige Formfüllung des Nabenkörpers. Zum experimentellen Nachweis wurden die Versuchsproben im gefügten Zustand entlang der Wellenachse aufgetrennt. Abbildung 6-26 a) stellt eine getrennte und geschliffene Probe mit konturierter Nabe zur Analyse der Formfüllung dar.

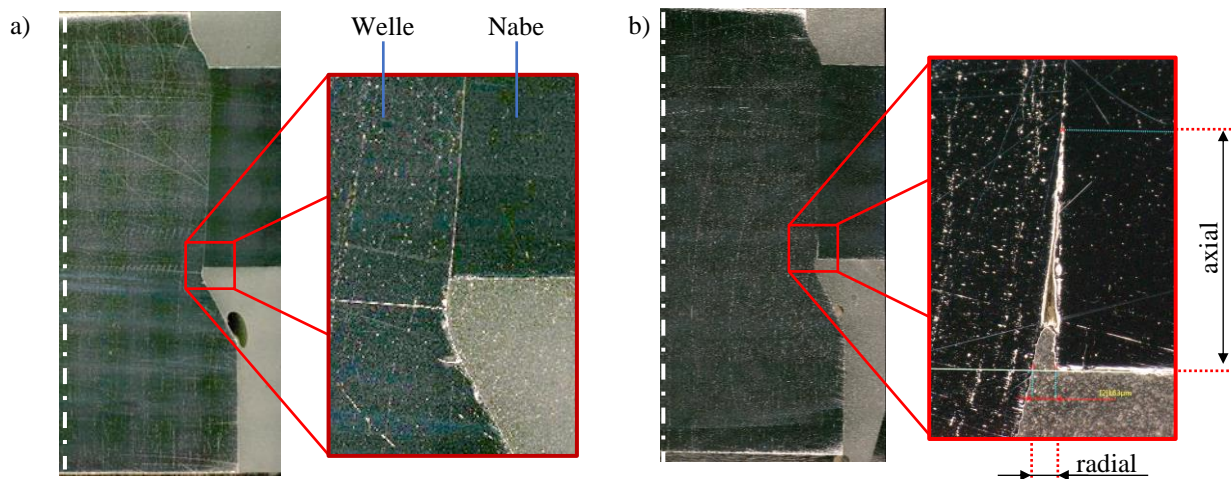


Abbildung 6-26: Axial aufgetrennte Versuchsproben zur Ermittlung des axialen kontaktlosen Abschnitts zwischen Welle und Nabe a) Formfüllung einer fugendruckbasierten Nabeninnenkontur b) Formfüllung einer zylindrischen Nabenkontur

Um ein Lösen der Nabe von der Welle zu verhindern, wurden die Versuchsproben vorab mit einem 2K-Kleber umhüllt, der bei 80 °C für 30 min im Ofen aushärtete. Zur Bestimmung der Formfüllung erfolgte die Messung des axial kontaktlosen Bereichs mithilfe des Mikroskops Keyence VHX5000. Bei der hier gezeigten Probe konnte an der Nabenunterkante eine vollständige Formfüllung erzielt werden. Die in Abbildung 6-26 b) gezeigte zylindrische Nabe weist hingegen im unteren Nabenbereich einen Spalt zur Welle auf. Dieser kontaktfreie Bereich wäre bei einer zylindrischen Nabe nur durch ein weiteres Pressen und somit durch eine weitere Erhöhung des Fugendrucks bzw. der Spannungen in der Nabe zu realisieren. Zur Bewertung der verschiedenen Formfüllungen der gefügten Proben in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und der Nabenkontur

erfolgte die axiale Vermessung der kontaktfreien Länge an der Nabenober- und unterkante. Abbildung 6-27 stellt die prozentuale Formfüllung der experimentellen Ergebnisse dar. Die höchste Formfüllung von 98,4 % wurde für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 mit dem Zielfugendruck 350 MPa erzielt, sodass nur 0,3 mm von insgesamt 17,6 mm der Nabenlänge nicht in Kontakt mit der Welle standen.

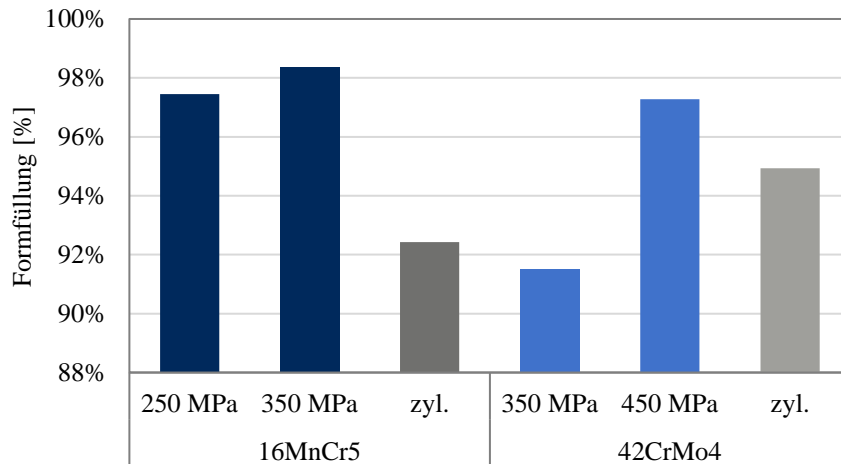


Abbildung 6-27: Prozentuale Formfüllung der umformgefügteten WNV mit fugendruckbasierten Nabenkonturen in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und Zielfugendruck

Gegenüber der zylindrischen Kontur wurde die Formfüllung demnach um 5,9 % erhöht. Die Kontur mit dem geringeren Zielfugendruck von 250 MPa wies immer noch eine um 5,0 % höhere Formfüllung gegenüber einer zylindrischen Kontur auf. Mit dem Wellenwerkstoff 42CrMo4 konnte für den Zielfugendruck von 450 MPa nur noch eine Steigerung der Formfüllung von 2,3 % gegenüber einer zylindrischen Kontur erzielt werden. Die Nabenkontur für den Zielfugendruck von 350 MPa erreichte eine deutlich geringere Formfüllung von nur 91,5 % im Vergleich zu den anderen Konturen, was auf Fertigungsungenauigkeiten der Wellendurchmesser im Fügebereich sowie der Innen- und Außendurchmesser dieser Nabenkörper zurückzuführen ist.

Die Untersuchungen der Härtesteigerung im gefügten Bereich der WNV brachten einerseits hervor, dass eine signifikante Werkstoffverfestigung der Welle stattfand, der Einfluss der Nabenkontur bzw. des Fugendrucks auf die Verfestigungshöhe jedoch diesbezüglich zu vernachlässigen ist. Die Ergebnisse der Formfüllung zeigten zudem, dass eine nahezu 100 %-ige Formfüllung erzielt werden kann, sofern die Fertigungsgenauigkeiten der Halbzeuge als auch des Fügeprozesses in einer Fertigungsqualität von mindestens IT5 vorliegen.

6.4 Experimentelle Festigkeitsuntersuchungen von fugendruckbasiert ausgelegten reibschlüssigen Nabenkonturen

In [1] wurde bereits der Einfluss der tribologischen Bedingungen in der Fügeverbindung in Abhängigkeit des eingesetzten Schmierstoffs und der gefertigten Oberflächenrauheit für den Umformfügeprozess und den Gebrauchseigenschaften der WNV gezeigt. Dabei wurden die höchsten Haft- und Gleitreibungskoeffizienten für eine gedrehte Wellen- und Nabenoberfläche ohne weiteren Schmierstoff im Kontaktbereich zwischen Welle und Nabe ermittelt. Die hierbei relativ hohen Reibungskoeffizienten werden als vorteilhaft für eine hohe Torsionsfestigkeit bewertet. Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurden ausschließlich mit gedrehten Probenkörpern und ohne Schmierstoffeinsatz durchgeführt. Nachfolgend werden die experimentell ermittelten Ergebnisse zur axialen Abziehkraft von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen sowie im zweiten Schritt deren statische Torsionsfestigkeit zusammengefasst. Im Fokus steht dabei insbesondere der Vergleich zu zylindrischen Nabenkonturen sowie der Vergleich zweier unterschiedlicher Werkstofffestigkeiten auf die statischen Festigkeitsergebnisse.

6.4.1 Ermittlung der axialen Abziehkraft

Ziel der Untersuchung in diesem Kapitel bildet die Ermittlung der axialen Tragfähigkeit von hinterschnittigen, axialsymmetrischen Nabenkonturen gegenüber zylindrischen Naben. Die Ermittlung der Abziehkraft erfolgte mittels des Versuchsaufbaus vom Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design in Abbildung 6-28.

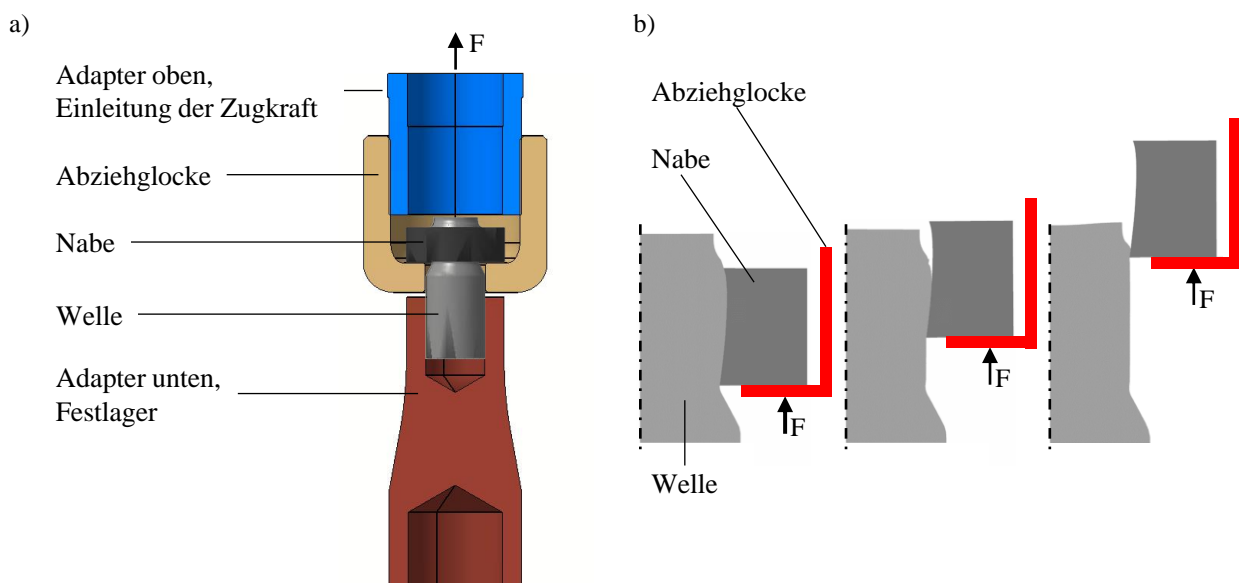


Abbildung 6-28: a) Prüfstands Aufbau zur experimentellen Ermittlung der axialen Abziehkraft
b) Plastische Deformation der Welle beim Abziehen einer konturierten Nabe im numerischen FE-Simulationsmodell

Zur Einleitung der axialen Zugkraft in die Nabe wurden die Wellen am nicht umgeformten Abschnitt zunächst mit einem Gewinde versehen, das in einen zylindrischen Adapter geschraubt wurde, welcher fest in der Prüfmaschine montiert wurde. Die zuvor übergesteckte Abziehglocke greift die Nabe an der Unterseite und zieht mittels eines weiteren Adapters die Nabe axial von der Welle ab. Dazu wurden die Wellenwerkstoffe sowie die Nabenkonturen aus den Untersuchungen aus Kapitel 6.3 übernommen.

Abbildung 6-29 a) stellt die Kraftverläufe über dem Abziehweg beim Abziehen einer konturierten Nabe von der Welle der experimentellen und numerischen Untersuchungen in *Deform2DTM* gegenüber. Die Nabenunterkante schiebt die zuvor umgeformte Welle partiell axial vor sich her, bis die Nabe frei ist.

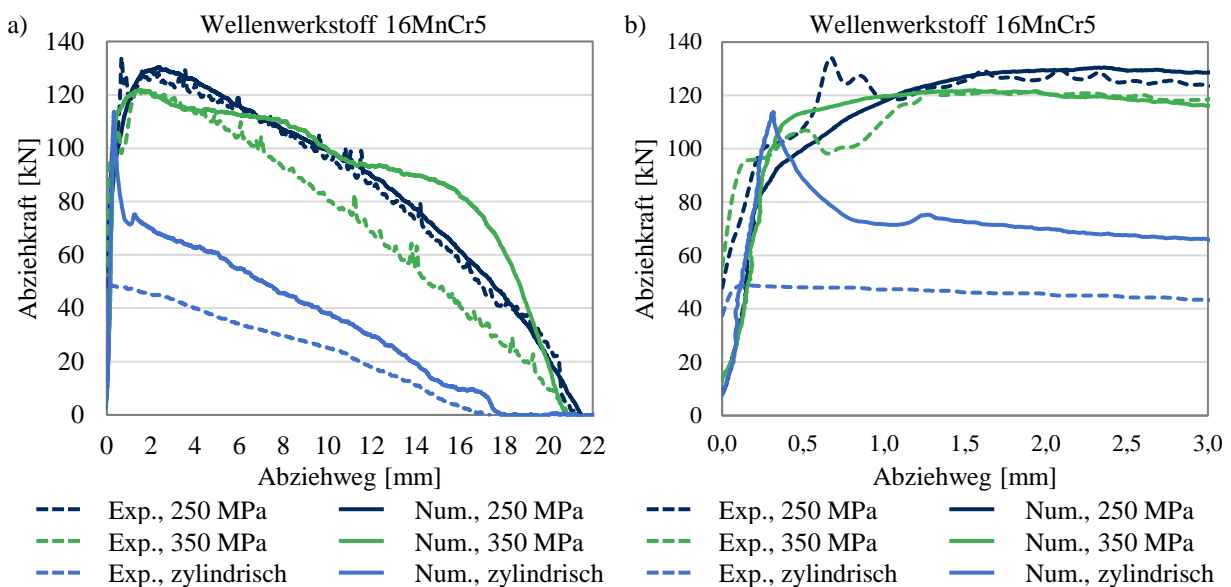


Abbildung 6-29: Experimentell und numerisch ermittelte axiale Abziehkraft über dem Abziehweg für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 für reibschlüssige fugendruckbasierte Nabenkonturen a) Gesamter Kraft-Weg-Verlauf (0-22 mm) b) Verkürzter Kraft-Weg-Verlauf (0-3 mm)

Der Abziehweg verlängert sich dabei über die ursprüngliche Fügelänge von 17,6 mm, sodass der Abziehweg für die konturierten Naben ca. 21 mm beträgt. Das Kraftniveau sowie der Kraftverlauf werden für die konturierten Naben von der FE-Simulation zufriedenstellend abgebildet. Bei der zylindrischen Kontur fand beim Abziehen der Nabe von der Welle keine plastische Deformation statt, sodass das Kraftniveau ausschließlich von Kontaktfläche, Fugendruck und den Oberflächeneigenschaften beider Fügepartner abhing. Aus Abbildung 6-29 b) wird ersichtlich, dass die anfängliche Kraftspitze die Überwindung der Haftreibung markiert. Anschließend verringerte sich die Kraft linear, da sich die Kontaktfläche bei gleichbleibenden Randbedingungen verringert.

Die numerische Abbildungsgenauigkeit der Abziehkraft kann anhand der gemessenen maximalen Abziehkraft in Abhängigkeit von Werkstoff und Nabenkontur aus Abbildung 6-30 entnommen

werden. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 wurde für die konturierten Naben eine Abweichung der numerischen Ergebnisse gegenüber den Experimenten von +1,3 % bzw. -15,6 % ermittelt.

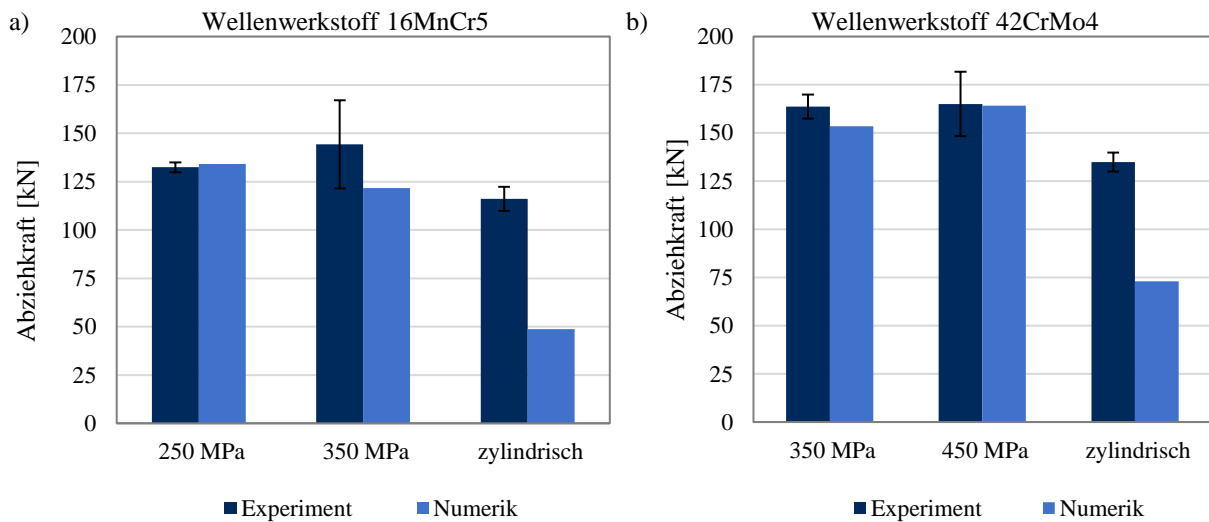


Abbildung 6-30: Maximale experimentell und numerisch ermittelte axiale Abziehungskraft in Abhängigkeit von Nabenkontur und Wellenwerkstoff a) 16MnCr5 b) 42CrMo4

Die Differenz der Abziehungskraft der zylindrischen Kontur betrug hingegen -58,0 %. Die Erhöhung des Fugendrucks von 250 MPa auf 350 MPa führte bei diesem Werkstoff zu einer um 8 % höheren Abziehungskraft. Gegenüber der zylindrischen Kontur wurde für die fugendruckbasierten Nabenkonturen eine Steigerung der Abziehungskraft von 14 % (250 MPa) bzw. 24 % (350 MPa) ermittelt. Da für die numerischen Abziehsimulationen die Reibeigenschaften aus der vorherigen numerischen Umformung eingesetzt wurden, ließe sich die Abziehungskraft bei den zylindrischen Nabenkonturen durch eine Anpassung der numerischen Reibeigenschaften bei Bedarf realitätsnäher abbilden. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurden ähnliche Ergebnisse wie beim Wellenwerkstoff 16MnCr5 ermittelt. Die Steigerung der Abziehungskraft gegenüber der zylindrischen Kontur betrug 21 % (350 MPa) bzw. 22 % (450 MPa). Der Unterschied zwischen der numerisch und experimentell ermittelten Abziehungskraft für die zylindrische Kontur betrug -45,8 % bzw. 61,7 kN. Jedoch betrug der Unterschied zwischen den beiden konturierten Naben lediglich 1 %, was insbesondere aufgrund der hohen Streubreite der experimentellen Ergebnisse zu vernachlässigen ist. Für den Fugendruck 350 MPa bestand ein Unterschied infolge des Wellenwerkstoffs von 13 % bzw. 19,4 kN. Die geringe Differenz begründete sich in der geometrisch ähnlichen Nabenkontur sowie in dem jeweils geringeren Anteil an plastischer Deformation während des Abziehvorgangs, sodass die höhere Wellenwerkstofffestigkeit nur einen minimalen Einfluss auf das Ergebnis nimmt.

6.4.2 Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasiert ausgelegten WNV

Für die Ermittlung der statischen Verbindungsfestigkeit von umformgefühten WNV kamen Flanschnaben nach Abbildung 4-5 b) zum Einsatz. Die in die Flanschnaben eingepressten Reinholzwellen wurden zur Aufnahme in den Torsionsprüfstand mit einer Zwei-Flach-Aufnahme nach

Abbildung 10-20 vorbereitet. Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasiert ausgelegten reibschlüssigen Nabenkonturen wurden auf dem kraftgeregelten, hydraulischen Torsionsprüfstand am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design der Universität Stuttgart (Kapitel 4.2.4) durchgeführt. Die Aufbringung des Torsionsmoments erfolgte durch eine kontinuierliche Verdrehung des hydraulischen Drehzylinders mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit von $0,05^\circ/\text{s}$. Der Versuch wurde bei einem Verdrehwinkel von 10° oder einem maximalen Torsionsmoment von 2.000 Nm beendet. Das Torsionsmoment und der Verdrehwinkel wurden während des Untersuchungsvorgangs zeitsynchron aufgenommen. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgte äquivalent zu den Untersuchungen in Kapitel 5.3.2., sodass folgende Schritte ausgeführt wurden:

- Bestimmung einer Ursprungsgeraden für den linearen Bereich
- Ermittlung des Übergangs von elastischer zu plastischer Formänderung mithilfe einer um $0,1^\circ$ parallel zur Ursprungsgeraden verschobenen Vergleichsgeraden
- Verschiebung der Torsionsmomentkurve in den Koordinatenursprung
- Ermittlung des Torsionsmoments und des Verdrehwinkels bei Einsetzen der plastischen Formänderung

In Abbildung 6-31 sind exemplarische Verläufe des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel für die Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den jeweiligen Nabenkonturen sowie die Referenzverbindung des thermisch gefügten Querpressverbands mit dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 aufgetragen. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 wurde die höchste ertragbare Last für die zylindrische Kontur ermittelt. Weiterhin zeigte sich, dass der höhere Fugendruck erwartungsgemäß auch zu einer höheren statischen Torsionsfestigkeit führt. Ebenso ist allen Versuchsproben gemein, dass nach einer ersten maximalen Torsionslast, die teilweise deutlich über der statischen Torsionsfestigkeit (Schnittpunkt der Vergleichsgeraden) liegen kann, ein deutliches Abfallen des Torsionsmoments eintritt. Dies markiert den Übergangsbereich zwischen Haft- und Gleitreibung, in dem die Welle in der Flanschnabe beginnt durchzurutschen, da bei dieser Kontur das Torsionsmoment lediglich durch die Reibungskraft übertragen wird. Das anschließende erneute Ansteigen des Torsionsmoments tritt eher bei höheren Fugendrücken auf, sodass hier lokale Kaltverschweißungen infolge der Bewegung unter hohem Druck und das Fehlen eines Trennmittels auftraten. Dieser Vorgang wird auch als Fressen bezeichnet [45]. Der Verlauf des Pressverbands ähnelt denen der zylindrischen Nabenkonturen unabhängig vom Wellenwerkstoff. Jedoch wurde ein signifikant geringeres Torsionsmoment erreicht, was auf den niedrigeren Fugendruck zurückzuführen ist. Die ermittelten statischen Torsionsfestigkeiten liegen nahe beieinander, obwohl die dargestellten Verläufe des Torsionsmoments auf große Unterschiede hindeuten.

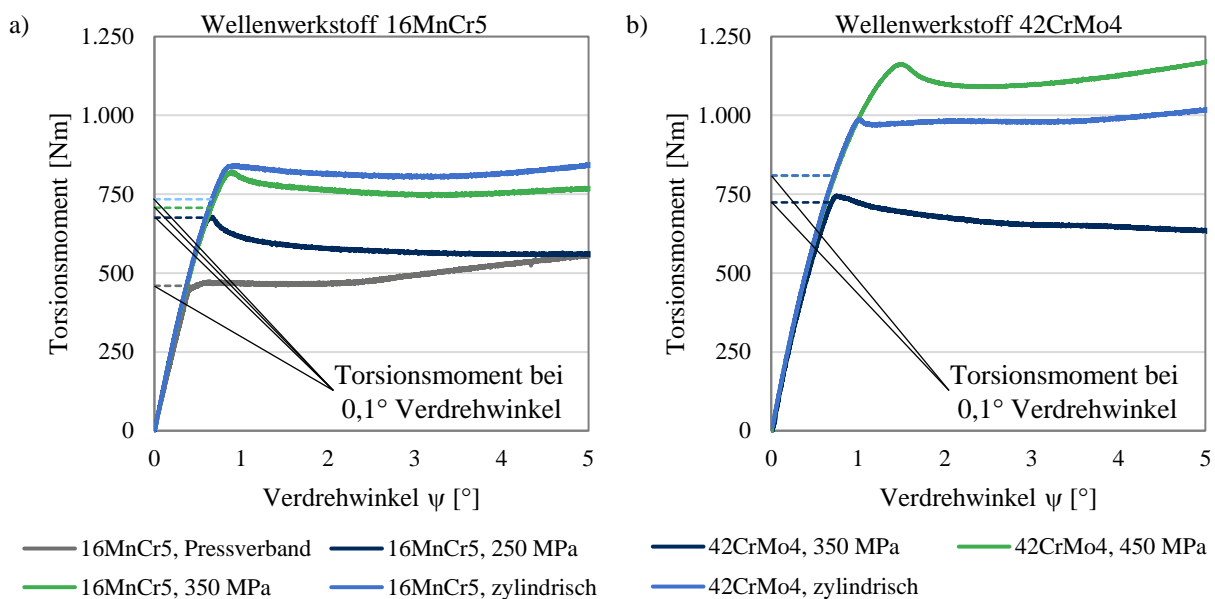


Abbildung 6-31: Verlauf des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel bei quasistatischer Belastung für verschiedene Zielfugendrucke bzw. Nabenkonturen a) Wellenwerkstoff 16MnCr5 b) Wellenwerkstoff 42CrMo4

In Abbildung 6-32 sind die experimentell ermittelten statischen Torsionsfestigkeiten in Abhängigkeit des Werkstoffs (16MnCr5 und 42CrMo4) und des Zielfugendrucks bzw. der Nabenkontur zusammengefasst. Gegenüber dem konventionellen thermisch gefügten Querpressverband konnte mit dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 eine Steigerung von 47 % für einen Zielfugendruck von 250 MPa bzw. 54 % für einen Zielfugendruck von 350 MPa erzielt werden.

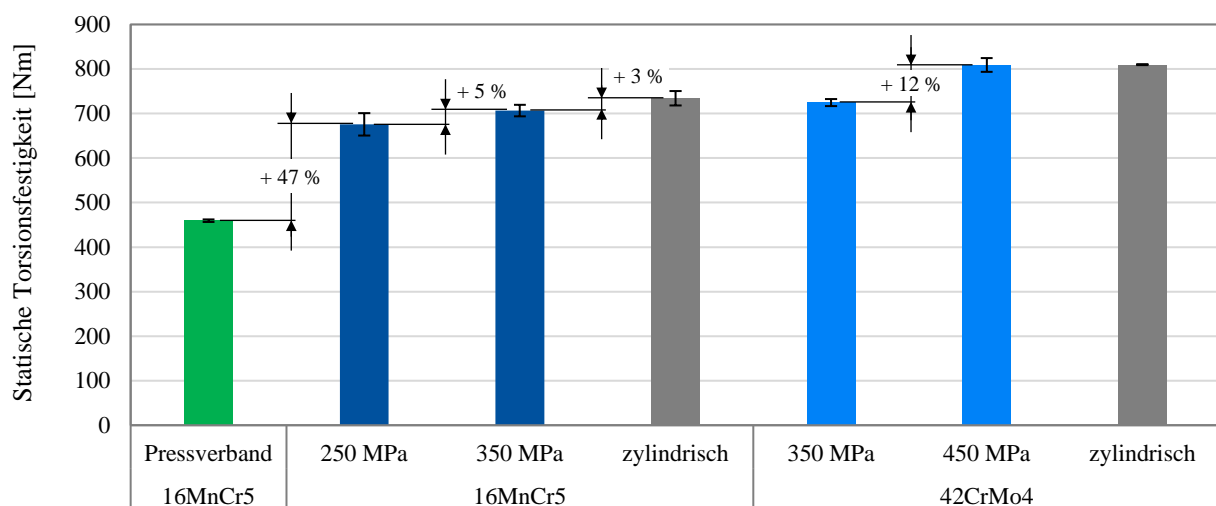


Abbildung 6-32: Vergleich der experimentell ermittelten Mittelwerte der statischen Torsionsfestigkeit nach Werkstoff und Zielfugendruck und Nabeninnenkontur

Der Unterschied infolge eines höheren Fugendrucks lag beim Wellenwerkstoff 16MnCr5 bei 5 % und beim Wellenwerkstoff 42CrMo4 bei 12 %. Für den Zielfugendruck 450 MPa in Kombination mit dem Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde die höchste statische Torsionsfestigkeit von 808,8 Nm

ermittelt. Die mit 809,5 Nm ermittelte Torsionsfestigkeit der zylindrischen Nabenkontur des gleichen Wellenwerkstoffs kann als gleichwertig betrachtet werden. Für beide Wellenwerkstoffe lässt sich zudem zusammenfassen, dass die zylindrischen Nabenkonturen die höchsten statischen Torsionsfestigkeiten aufwiesen, was auf einen hohen Fugendruck schließen lässt. Der Unterschied hinsichtlich des Wellenwerkstoffs beträgt ca. 3 % für den Zielfugendruck von 350 MPa (16MnCr5: 706,5 Nm; 42CrMo4: 724,3 Nm). Bei der Verwendung einer zylindrischen Nabenkontur konnte der Wellenwerkstoff 42CrMo4 eine über 10 % höhere statische Torsionsfestigkeit (16MnCr5: 734,1 Nm; 42CrMo4: 809,5 Nm) aufweisen.

6.5 Zwischenfazit

In Kapitel 6 erfolgte die Untersuchung von fugendruckbasiert ausgelegten reibschlüssigen WNV, die mittels Querfließpressen hergestellt wurden. Das Ziel bestand in der Erzeugung einer Nabeninnenkontur, die sowohl eine homogene Fugendruckverteilung als auch eine vollständige Formfüllung der Nabe im gefügten Zustand ermöglicht. Dazu wurde die von Ulrich in [92] vorgestellte Methode zur iterativen Gestaltung einer fugendruckbasierten Nabenkontur mit dem FE-Umformsimulationsprogramm *Deform2DTM* umgesetzt und Nabenkonturen für verschiedene Fugendruckniveaus und Wellenwerkstoffe entwickelt. Für die Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 wurden jeweils zwei Nabenkonturen mit unterschiedlichen Fugendruckniveaus entwickelt, gefertigt und experimentell gefügt. Als Vergleichskonturen kamen zylindrische Naben zum Einsatz, die ebenfalls mittels Querfließpressen gefügt wurden. Mit den experimentell gefügten Proben wurden die Stempelkräfte, die Formfüllung, die axiale Abziehkraft und insbesondere die Geometrie mit den numerischen Ergebnissen verglichen. Die experimentellen Untersuchungen von fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV zeigten insbesondere, dass eine Formfüllung von bis zu 98 % erreicht werden kann. Da die zerspanende Fertigung insbesondere an den Nabenkanten keine hochpräzisen Konturen gewährleistete, kann hierbei eine nahezu vollständige Formfüllung angenommen werden. Weiterhin stiegen aufgrund des Hinterschnitts der Nabenkontur die axialen Abziehkraften um 14 % bzw. um 22 % je nach Wellenwerkstoff und Fugendruck gegenüber zylindrischen Nabenkonturen an. Die Ermittlung des experimentell erzeugten Fugendrucks wiederum erfolgte durch den Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten elastischen Aufweitung der Nabenaußenseite. Hierbei zeigte sich jedoch, dass zwischen Numerik und Experiment ein signifikanter Unterschied sowohl beim Betrag der Außenkonturaufweitung als auch bzgl. der sich einstellenden Verkippung vorlag. Diese Diskrepanz spiegelte sich ebenso bei den Stempelkräften wider. Weiterhin wurde ein Einglätten der Nabenoberfläche beobachtet, was bisher nicht in die Analyse einbezogen wurde. Aus den genannten Punkten lässt sich einerseits schlussfolgern, dass das FE-Umformmodell und die iterative Gestaltungsmethode eine vollständige Formfüllung hervorrufen kann. Andererseits konnte kein Nachweis des homogenen Fugendrucks mit dem in dieser

Untersuchung eingesetzten FE-Modell erbracht werden. Da die tribologischen Randbedingungen für die Konturgestaltung bisher nur abgeschätzt wurden, liegt hier ein hohes Verbesserungspotential vor. Ebenso gilt es, die Fertigungstoleranzen der Halbzeuge und Werkzeuge in das FE-Modell zu integrieren. Insbesondere die erweiterte Modellierung elastischer Werkzeugkomponenten sowie die Abstimmung des FE-Modells bzgl. der Position der Halbzeuge beim Fügen werden die bisherige Diskrepanz zwischen Experiment und Numerik verringern, da die Position von Wellenkörper und Nabeninnenkontur erheblichen Einfluss auf das Fügeergebnis nehmen.

Die experimentellen Untersuchungen zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen brachten zum Vorschein, dass für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 ein Unterschied für den Zielfugendruck von 100 MPa lediglich zu einer Steigerung der Torsionsfestigkeit von 5 % führte. Gegenüber einem konventionellen thermisch gefügten Querpressverband für eine WNV mit gleicher Dimension konnte eine Steigerung der Torsionsfestigkeit um mindestens 47 % für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 erzielt werden. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde eine Steigerung der Torsionsfestigkeit von immerhin 12 % bei einer relativen Erhöhung des Fugendrucks um 28 % ermittelt. Hierbei muss jedoch beachtet werden, dass der Versagenseintritt (=Torsionsfestigkeit) durch eine parallel zum elastischen Bereich verlaufenden Vergleichsgerade ermittelt wurde. Der geringe Unterschied bzgl. der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasiert ausgelegten Nabenkonturen gegenüber zylindrischen Nabenkonturen begründet sich im aufgebrachten Fugendruck. Bei zylindrischen Nabenkonturen liegt in der Nabenmitte ein hoher Fugendruck vor, der die verringerte Formfüllung bzgl. der statischen Torsionsübertragung kompensieren kann. Jedoch kann dieser punktuell hohe Fugendruck im Anwendungsfall von weiteren Kräften, die z.B. aus einer Verzahnung resultieren, überlagert werden, was eine Überschreitung der Versagensgrenze des Nabenkörpers zur Folge haben kann. Weiterhin wiesen die Ergebnisse darauf hin, dass alle Proben mittels Durchrutschens versagten, da unmittelbar nach einem Torsionsmomentmaximum ein abrupter Abfall einsetzte, gefolgt von einem erneuten Ansteigen des Torsionsmoments. Das weitere Ansteigen resultiert daher aus einem Fressen im Welle-Nabe-Kontakt. Der Vergleich der Torsionsmomentverläufe verdeutlicht das Potential dieses Fertigungsverfahrens hinsichtlich Torsionsmomentübertragung gegenüber konventionell thermisch gefügten Querpressverbänden, deren Fügeflächen mit höherem Fertigungsaufwand vorbereitet werden müssen. Zusätzlich bieten die fugendruckbasiert ausgelegten Nabenkonturen den Vorteil, dass eine signifikant höhere Axialkraft gegenüber zylindrischen Nabenkonturen aufgenommen werden kann.

7 Validierung des FE-Modells für fugendruckbasierte reibschlüssige WNV

Die Fertigung von technischen, gegenständlichen Produkten jeglicher Art unterliegt stets geometrischen Schwankungen, die aus den eingesetzten Fertigungsverfahren resultieren. Entsprechend der Anforderungen aus einer Anwendung müssen daher Fertigungsverfahren gewählt bzw. festgelegt werden, um die geometrische Genauigkeit der zu fügenden Einzelkomponenten zu gewährleisten. Beispielsweise werden die Fügeflächen von konventionellen Querpressverbänden in der Regel feingedreht oder sogar geschliffen, um einerseits eine spezifische Oberflächenrauheit und andererseits das geometrische Übermaß innerhalb der Fertigungsgenauigkeit einzuhalten, welche den Fugendruck garantieren.

Bei mittels Querfließpressen gefügten WNV wurde bisher von einem nahezu „toleranzfreien Fügeverfahren“ [1] gesprochen, da die Welle beim Umformfügeprozess in die Nabe hineingeformt wird und ihre schlussendliche Form damit erst beim Fügevorgang erhält. Die Untersuchungen aus Kapitel 6 zeigten, dass für eine akzeptable Übereinstimmung von numerisch und experimentell ermittelten Ergebnissen sowohl die Genauigkeit des numerischen FE-Umformmodells als auch die Fertigungsgenauigkeit der Halbzeuge und Umformwerkzeuge in den Entwicklungsprozess der WNV einbezogen werden müssen. Insbesondere für die präzise numerische Abbildung einer homogenen Fugendruckverteilung mit axial konturierten Naben wird die präzise Berücksichtigung von fertigungs- und montagebedingten Toleranzen benötigt. In Kapitel 7 werden daher experimentelle und numerische Untersuchungen gegenübergestellt, die die Fertigungstoleranzen der Fügepartner (Welle und Nabe) und auch Prozessschwankungen thematisieren.

Folgende Schritte werden dazu nachfolgend durchgeführt:

- Einbindung der Fertigungstoleranzen der Halbzeuge in das FE-Modell,
- Erweiterung des FE-Modells um weitere elastische Werkzeugkomponenten,
- Ermittlung der Reibungsparameter von Halbzeug/Werkzeug und Werkzeug/Werkzeug,
- Ermittlung einer weiteren Nabeninnenkontur mit dem verbesserten FE-Modell,
- Experimentelle Fügeuntersuchungen und Festigkeitsuntersuchungen, um Verbesserungspotentiale zu ermitteln.

7.1 Vorgehensweise

Aus den Untersuchungen in Kapitel 6 kann geschlussfolgert werden, dass das initial eingesetzte numerische FE-Umformmodell (Abbildung 6-2) die experimentellen Ergebnisse und damit insbesondere die Fugendruckverteilung in den Verbindungen nur unzureichend darstellt. Dazu wird nun

im Folgenden ein „erweitertes FE-Umformmodell“ aufgebaut, welches die experimentellen Ergebnisse von allen gefügten Varianten genauer berücksichtigt. In diesem erweiterten FE-Umformmodell werden der Werkzeugaufbau, die Reibungsbedingungen, die Geometrien der gefügten Verbindungen und die Stempelkräfte während des Umformprozesses für jede Kontur und jeden Wellenwerkstoff detailliert betrachtet. Der Anspruch dieser Erweiterung des FE-Umformmodells liegt in der Verbesserung der numerischen Vorhersagegenauigkeit von mittels Querfließpressen gefügten WNV. Ziel dieser Erweiterung ist die numerische Vorhersage der geometrischen Ergebnisse innerhalb der Standardabweichung der experimentellen Untersuchungen.

Mit dem Schaubild in Abbildung 7-1 soll die vierstufige Vorgehensweise zur Verbesserung des FE-Modells erklärt werden. In einem ersten Schritt (I) werden die Aufweitung der Nabenaußendurchmesser für verschiedene Wellenwerkstoffe und Nabenkonturen betrachtet und die fertigungsbedingte Abweichung ermittelt.

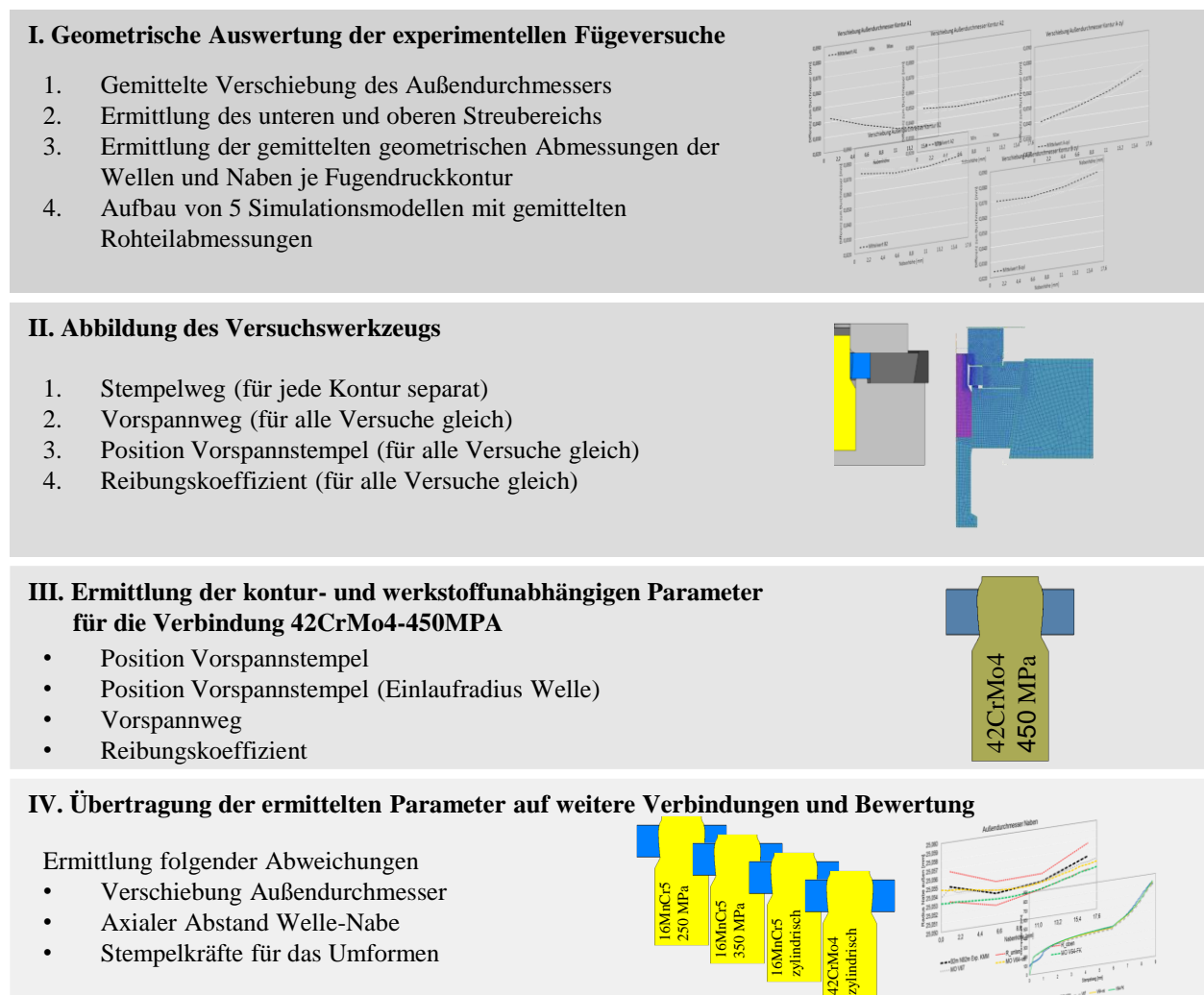


Abbildung 7-1: Schematische Vorgehensweise zum Aufbau des erweiterten numerischen FE-Modells zum umformtechnischen Fügen von WNV mit fugendruckhomogenisierten reibschlüssigen Nabeninnenkonturen

Die numerische Abbildung der experimentell ermittelten Außendurchmessermaße bildet das primäre Ziel für das erweiterte FE-Modell. Anschließend erfolgt die Erweiterung des ursprünglichen numerischen FE-Umformmodells um weitere Werkzeuge, die elastisch modelliert werden (II). Referenzkriterien der gefügten WNV sind die Länge der gefügten Welle, der Abstand der Wellenoberseite zur Oberseite der Nabe (siehe Abbildung 6-16 c) und die Position des Radius am oberen Wellenende. Die mehrfache Ermittlung von Werkzeuggeometrien, Werkzeugbewegungen und Reibungskoeffizienten mit dem Ziel, mehrere Kriterien zu erfüllen und das Bestehen von starken Wechselwirkungen der einzelnen Parameter abzubilden, führt zu einem unüberschaubar großen Versuchs- und Datenraum. Daher wurde das erweiterte FE-Modell zunächst für nur eine Nabenkontur erstellt (III) und anschließend wurden die ermittelten Einstellungen auf die weiteren Fügevarianten übertragen und die Ergebnisse bewertet (IV).

7.1.1 Einbindung geometrischer Toleranzen in das FE-Modell für das Fügen von WNV

Zur Erhöhung der numerischen Abbildungsgenauigkeit erfolgte zunächst die geometrische Auswertung der eingesetzten Wellen- und Nabenversuchskörper. Die in den Untersuchungen aus Kapitel 6.3.1 ermittelten geometrischen Maße der Wellen und Naben wurden je Untersuchung (Wellenwerkstoff und Nabenkontur/Zielfugendruck) zu einem gemittelten Geometriemaß für die numerische Untersuchung zusammengefasst. Dazu zählten für die Nabe die Innen- und Außendurchmesser und für die Welle die Durchmesser des Füge- und Einspannbereichs sowie die Länge, sodass die nachfolgenden numerischen Untersuchungen mit gemittelten Geometriemaßen durchgeführt wurden. Weiterhin wurde als geometrisches Zielmaß die gemittelte radiale Aufweitung der Nabenaußenseite definiert, die aus den experimentell gefügten Versuchsproben (V1-V8) bestimmt wurde, siehe Abbildung 7-2 b).

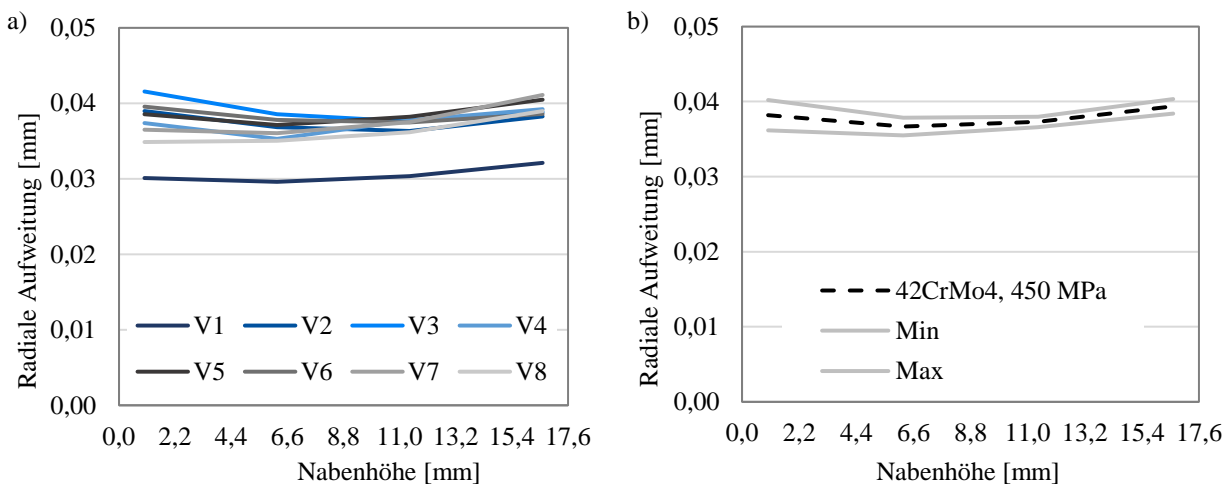


Abbildung 7-2: Experimentell ermittelte radiale Aufweitung des Nabenaußendurchmessers nach dem Fügen unter Berücksichtigung der Einglättung von Rauheitsspitzen; Wellenwerkstoff 42CrMo4, Zielfugendruck 450 MPa: a) Übersicht aller Proben b) Mittelwert mit dazugehöriger positiver und negativer Standardabweichung

In Abbildung 7-2 b) ist ein beispielhafter Zielkorridor der radialen Außenkonturaufweitung für die Versuchskombination aus dem Wellenwerkstoff 42CrMo4 und dem Zielfugendruck 450 MPa dargestellt. Der Korridor wird nach unten und oben durch die aus den Experimenten ermittelte Standardabweichung begrenzt. Die Streuung der experimentellen Ergebnisse beim Fügen von Q-WNV ist Abbildung 7-2 a) zu entnehmen.

7.1.2 Aufbau und Untersuchung des erweiterten numerischen FE-Umformmodells

Im Gegensatz zum ursprünglichen FE-Umformmodell wurden im erweiterten FE-Umformmodell in Abbildung 7-3 alle Werkzeuge (Gegenstempel, Vorspannstempel, Vorspannsegment Matrize Welle), die während des Vorspannens und der Umformung in Kontakt zur Welle oder zur Nabe stehen, elastisch deformierbar modelliert.

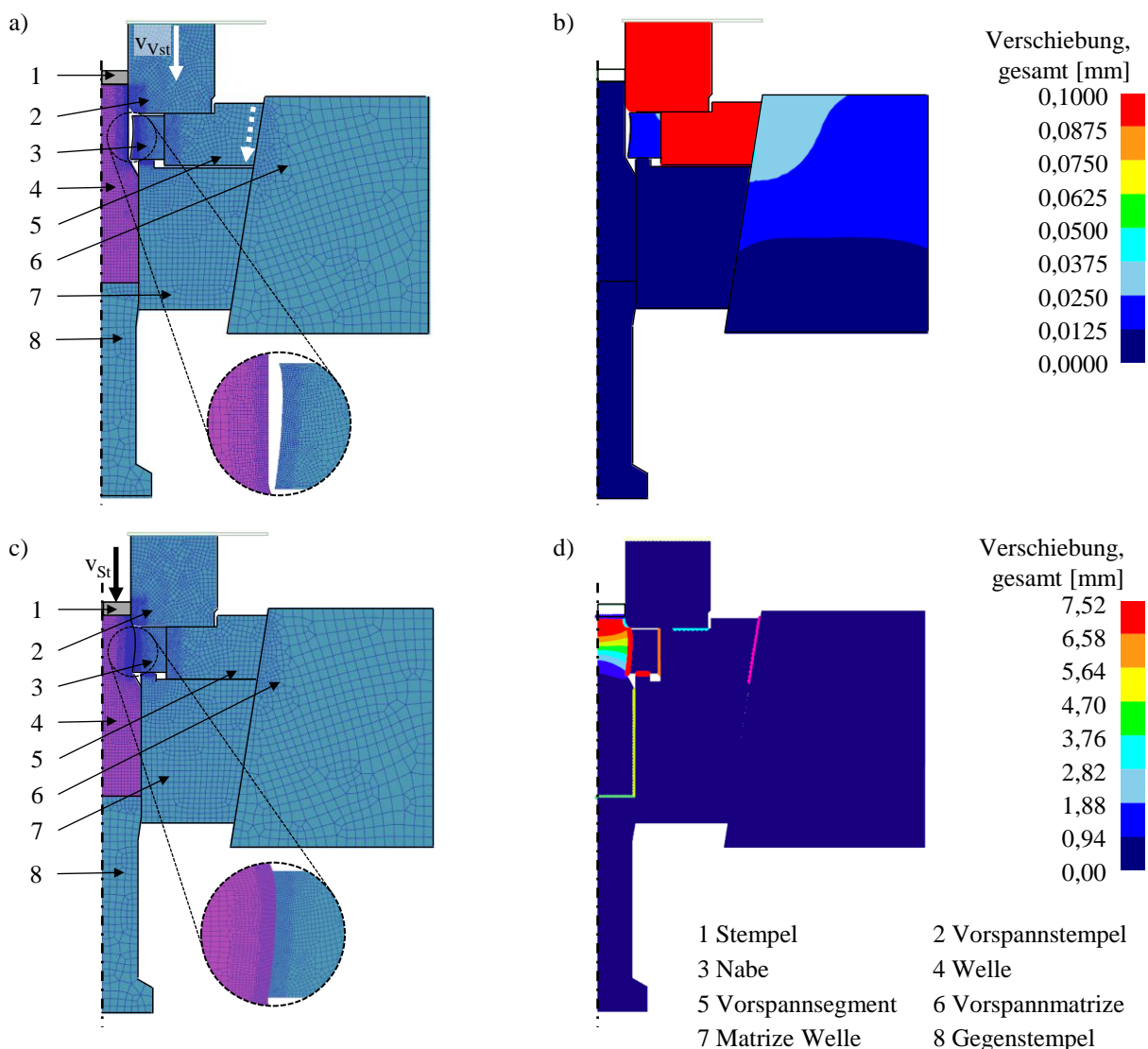


Abbildung 7-3: Aufbau des erweiterten numerischen Modells a) FE-Modell zu Beginn der Vorspannung der Nabe b) Darstellung der Verschiebung am Ende des Vorspannprozesses c) FE-Modell zu Beginn der Umformung d) Darstellung der Verschiebung am Ende der Umformung

Weiterhin galt es, die Reibungsbedingungen der Halbzeuge zueinander, die Kontakte zwischen den Halbzeugen und den Werkzeugen und auch die Werkzeug-Werkzeug-Kontakte verbessert bzw. genauer zu modellieren. Ebenso wurde die Vorspannmatrize (6) in Abbildung 7-3 a), die die Führung der Vorspannsegmente (5) übernimmt, als elastischer Körper modelliert, damit dieser während des Vorspannens und Fügens radiale Druckkräfte elastisch kompensieren kann. Der Umformstempel verblieb als Starrkörper, da die Wellenlänge nach dem Umformfügen als Zielparame-ter im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen genutzt wurde und daher der Stempelweg als Referenzkriterium entfällt. Aus Abbildung 7-3 b) wird ersichtlich, dass sich die Vorspannmatrize (6) bereits beim Vorspannen radial elastisch nach außen bewegt und somit eine geringere Vorspannung bzw. geringere Verschiebung auf der Nabeninnenseite gegenüber einer starren Werkzeugmodellierung auftritt. Das Vorspannsegment (5) wird durch die Axialbewegung des Vorspannstempels (2) und die konische Innenseite der Vorspannmatrize zur Vorspannung der Nabe (3) gezwungen. Im nachfolgenden Umformschritt (Abbildung 7-3 c und d) erfolgt das Fügen von Welle und Nabe durch die Ausübung einer hohen axialen Umformkraft auf das Wellenende. Die Prozessschritte III und IV sind in Abbildung 7-4 dargestellt. In Schritt III erfolgt das Lösen der Werkzeuge von den gefügten Komponenten. Dazu verschieben sich der Umformstempel (1) und der Vorspannstempel (2) von den gefügten Komponenten weg und nehmen dadurch den Druck von der Welle (4) und vom Vorspannsegment (5).

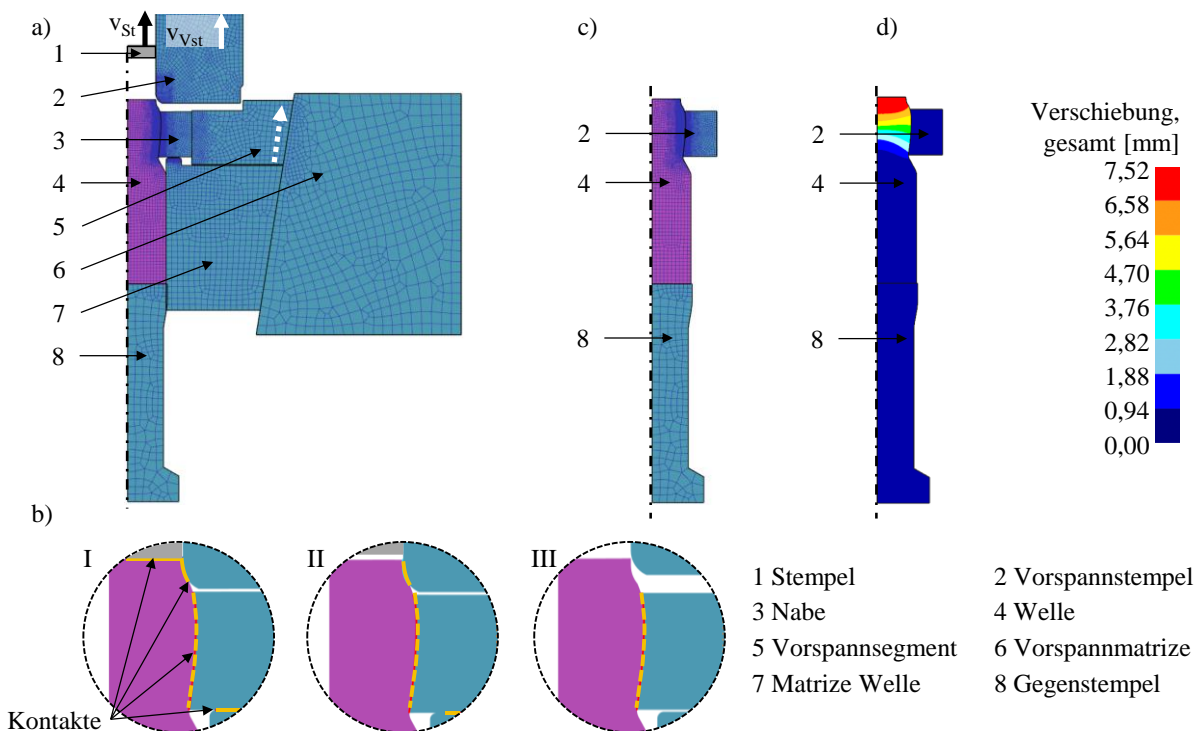


Abbildung 7-4: a) FE-Modell zu Beginn der Entlastung der gefügten WNV b) Darstellung des Ablösens des Vorspannstempels in drei Stufen c) FE-Modell zu Beginn der Kräftegleichgewichtsrechnung d) Darstellung der Verschiebungen am Ende des Gesamtprozesses

Infolgedessen schiebt sich das Vorspannsegment (5) durch den radialen Druck der Nabe (3) wieder zurück. Im vierten Schritt (Abbildung 7-4 c und d) erfolgte die Herstellung des Kräftegleichgewichts der gefügten Komponente im entlasteten Zustand, wobei lediglich der Gegenstempel (8) zur Lagerung im Raum verblieb.

7.1.3 Ermittlung von Reibungskoeffizienten an einer Fugendruckkontur

Mit dem erweiterten FE-Umformmodell erfolgte im weiteren Fortgang eine Parameterstudie zur Ermittlung geeigneter Reibungskoeffizienten. Diese nehmen entscheidenden Einfluss auf das wechselseitige Werkstofffließverhalten von Welle zu Nabe, Welle zu Werkzeug als auch das Verschieben der Nabe im Werkzeug beim Vorspannen. Hierbei wurden die in der Simulationssoftware *Deform 2DTM* implementierten Reibungsmodelle *Coulomb* und *Shear* eingesetzt. In Tabelle 7-1 sind die Kontaktstellen und die ermittelten Reibungskoeffizienten für das Reibmodell nach *Coulomb* und *Shear* aufgeführt, wobei die neun Reibungskontakte aus Abbildung 7-5 variiert wurden. Es wurde iterativ vorgegangen und stets nur ein Kontakt verändert, um die Randbedingungen Wellenlänge, Abstand der Oberkante der Nabe zu Oberkante Welle und Position Wellenradius einzuhalten und deren gegenseitige Wechselwirkungen zu beachten.

Tabelle 7-1: Numerisch ermittelte Reibungskoeffizienten mit dem Coulomb- und Shear-Reibungsmodell für das erweiterte FE-Umformmodell

Nr.	Master	Slave	Coulomb	Shear
1	Nabe	Welle	0,10	0,2
2	Nabe	Matrize	0,05	0,1
3	Vorspannsegment	Nabe	0,15	0,3
4	Vorspannstempel	Vorspannsegment	0,05	0,1
5	Stempel	Welle	0,05	0,1
6	Matrize	Welle	0,10	0,2
7	Vorspannstempel	Welle	0,10	0,1
8	Gegenstempel	Welle	0,05	0,1
9	Vorspannmatrize	Vorspannsegment	0,05	0,1

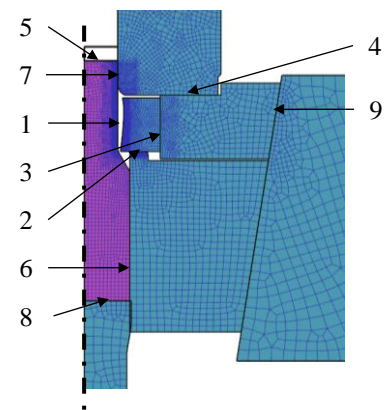


Abbildung 7-5: Zuordnung der ermittelten Reibungskoeffizienten am erweiterten FE-Umformmodell

Es zeigte sich zu Beginn, dass die Kontakte Stempel-Welle (5), Gegenstempel-Welle (8), Vorspannstempel-Vorspannsegment (9) und Vorspannmatrize-Vorspannsegment (10) keinen Einfluss auf die Ausformung der Nabe bzw. auf das geometrische Ergebnis der gefügten WNV nehmen.

Anschließend wurden die verbliebenen Kontakte variiert, bis eine Übereinstimmung der Aufweitung des Nabenaußendurchmessers des FE-Umformmodells mit dem experimentellen Ergebnis erzielt wurde. In Abbildung 7-6 ist für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Zielfugendruck 450 MPa der Vergleich der radialen Aufweitung der Nabenaußenseite für das erweiterte FE-Umformmodell (rot) gegenüber dem ursprünglichen FE-Umformmodell (blau) dargestellt.

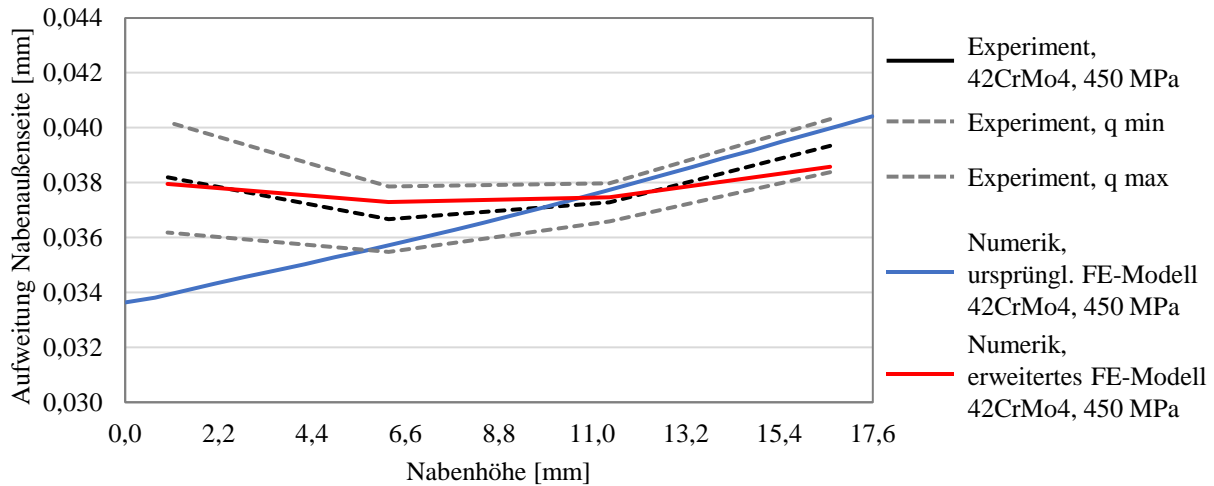


Abbildung 7-6: Gegenüberstellung der experimentell und numerisch ermittelten Aufweitung der Nabenaußenseite nach dem Fügen einer WNV mit dem Wellenwerkstoff 42CrMo4 für einen Zielfugendruck 450 MPa mit dem ursprünglichen (blau) und optimierten (rot) FE-Modell

Von den experimentellen Ergebnissen wurde in Abbildung 7-6 die gemittelte Aufweitung der Nabenaußenkontur (schwarz) sowie die untere und obere Grenze der Standardabweichung („Experiment, q min“ bzw. „Experiment, q max“) eingezeichnet. Mit dem erweiterten FE-Umformmodell sowie mit dem Reibungsmodell nach Coulomb und den ermittelten Reibungskoeffizienten konnte die maximale Abweichung von der Aufweitung der Nabenaußenseite auf 0,0008 mm verringert werden. Ebenso ist ersichtlich, dass die ursprünglich numerisch berechnete Verkipfung zu einer durchaus gleichmäßigen Aufweitung entsprechend der experimentellen Ergebnisse verändert werden konnte.

7.1.4 Übertragung des erweiterten FE-Umformmodells auf andere Nabenkonturen

Nachfolgend werden die Unterschiede zwischen dem Shear-Reibungsmodell und dem Reibungsmodell nach Coulomb sowie die Vorgehensweise zu deren Bewertung dargelegt. Dazu erfolgte der Übertrag der Reibungskoeffizienten, die für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Zielfugendruck 450 MPa ermittelt wurden, auf die in Kapitel 6.2.2 ermittelten Nabenkonturen sowie den Wellenwerkstoff 16MnCr5. Das Ergebnis in Form der Differenz zwischen numerischer und experimenteller Aufweitung der Nabenaußenseite ist in Abbildung 7-7 in Abhängigkeit der Wellen-

werkstoffe und Nabenkonturen für beide untersuchten Reibungsmodelle dargestellt. Für die Kombination Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Zielfugendruck 450 MPa wurde die geringste Differenz ermittelt, da diese Kombination zur Ermittlung der Reibkoeffizienten diente.

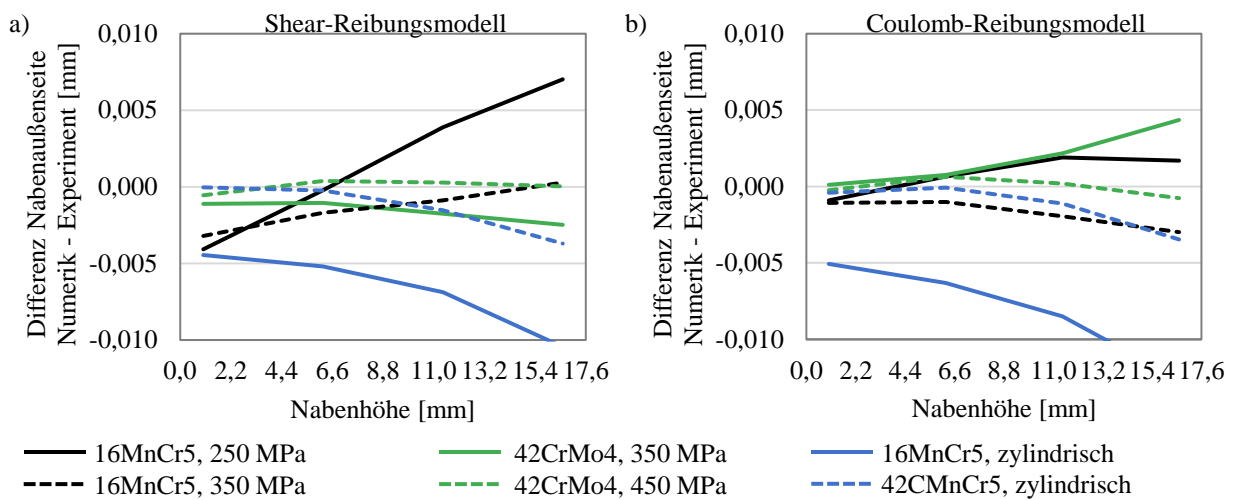


Abbildung 7-7: Vergleich der Reibungsmodelle Shear (a) und Coulomb (b) hinsichtlich der Differenz zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnissen bei der radialen Aufweitung der Nabenaußenseite in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und der Nabenkontur

Die zylindrischen Nabenkonturen wiesen die höchste Differenz auf, was an den unterschiedlichen tribologischen Bedingungen lag, da hierbei der Werkstoff deutlich stärker an der Nabeninnenseite entlangfließt und somit größere Relativbewegungen zwischen dem Wellen- und Nabenwerkstoff entstehen. Dem gegenüber erfolgt bei fugendruckbasierten Nabenkonturen ein Anlegen des Wellenwerkstoffs an der Nabeninnenseite kurz vor Ende des Umformprozesses, weshalb nahezu keine Relativbewegung stattfindet. Ebenso lässt sich den Ergebnissen entnehmen, dass die Reibungskoeffizienten sowohl vom angestrebten Druck als auch vom Wellenwerkstoff abhängig sind, sodass vereinzelt das Shear-Modell oder das Reibungsmodell nach Coulomb die experimentellen Ergebnisse in der FE-Umformsimulation genauer abbildet.

Als weiteres Kriterium zur Beurteilung der numerischen Abbildungsgenauigkeit wurde die maximale Stempelkraft betrachtet, die in Abbildung 7-8 in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und Zielfugendruck für die Reibungsmodelle Coulomb und Shear betrachtet wird. Während das Shear-Reibungsmodell vor allem für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 mit den konturierten Naben eine geringere Abweichung zu den experimentellen Ergebnissen aufwies, zeigte das Reibungsmodell nach Coulomb für alle weiteren Untersuchungsproben die geringsten Abweichungen zwischen numerisch und experimentell ermittelter maximaler Stempelkraft. Folglich wurde in den nachfolgenden Untersuchungen das Reibungsmodell nach Coulomb sowie die Reibungskoeffizienten aus Tabelle 7-1 verwendet.

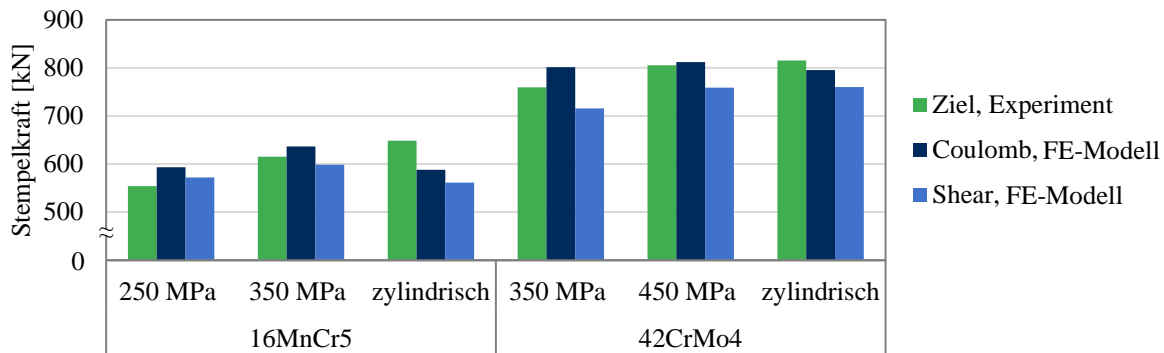


Abbildung 7-8: Vergleich der maximalen Stempelkräfte für die Reibungsmodelle Coulomb und Shear in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und Zielfugendruck

Die Untersuchung zu der Erweiterung des FE-Umformmodells um weitere elastisch-modellierte Werkzeugkomponenten, die tiefgreifende Analyse der tribologischen Bedingungen sowie insbesondere die Einbeziehung der gemittelten Halbzeugabmessungen zeigte eine deutliche Verbesserung der numerischen Abbildungsgenauigkeit der experimentell umgesetzten Fügeuntersuchungen. Mit dem ermittelten erweiterten FE-Umformmodell können daher die experimentellen Ergebnisse zum Fügen von WNV mit fugendruckbasiert ausgelegten Nabeninnenkonturen hinreichend genau abgebildet werden.

7.2 Numerische Konturermittlung mit dem erweiterten FE-Umformmodell

Zur Validierung des im vorherigen Kapitel aufgestellten erweiterten FE-Umformmodells wurde für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 erneut eine Nabenkontur für einen Zielfugendruck von 350 MPa mit der Methodik zur fugendruckbasierten Gestaltung von Nabenkonturen (Kapitel 6.2.1) ermittelt. Das Ziel in Kapitel 7.2 ist es, mit dem erweiterten FE-Umformmodell und den ermittelten Reibungskoeffizienten die experimentellen Ergebnisse vorausbestimmen zu können. Der Anspruch war dabei, dass die numerisch berechnete Aufweitung der Nabenaußenseite innerhalb der Standardabweichung der experimentellen Ergebnisse nachgewiesen werden konnte.

In Abbildung 7-9 a) sind die mit dem ursprünglichen und mit dem erweiterten FE-Umformmodell numerisch entwickelten Nabenkonturen für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Zielfugendruck 350 MPa dargestellt. Das erweiterte FE-Umformmodell brachte eine ersichtlich flachere Nabenkontur sowie eine scharf ausgeführte Nabenoberkante hervor, um im oberen Nabenbereich einen Fugendruck von 350 MPa erreichen zu können. In Abbildung 7-9 b) ist der geometrische Vergleich der Nabenkonturen zwischen der gefertigten Nabeninnenkontur und der mit dem erweiterten FE-Umformmodell ermittelten Sollgeometrie der Nabeninnenkontur dargestellt. Die mittels Drehbearbeitung gefertigten Nabenkörper wurden an vier Stellen vermessen und wiesen einen um bis zu 0,08 mm geringeren Nabeninnenradius gegenüber der Sollgeometrie auf. Damit lag der mittlere Nabeninnenradius der gefertigten Nabenkörper in der Toleranzklasse IT7 bis IT10.

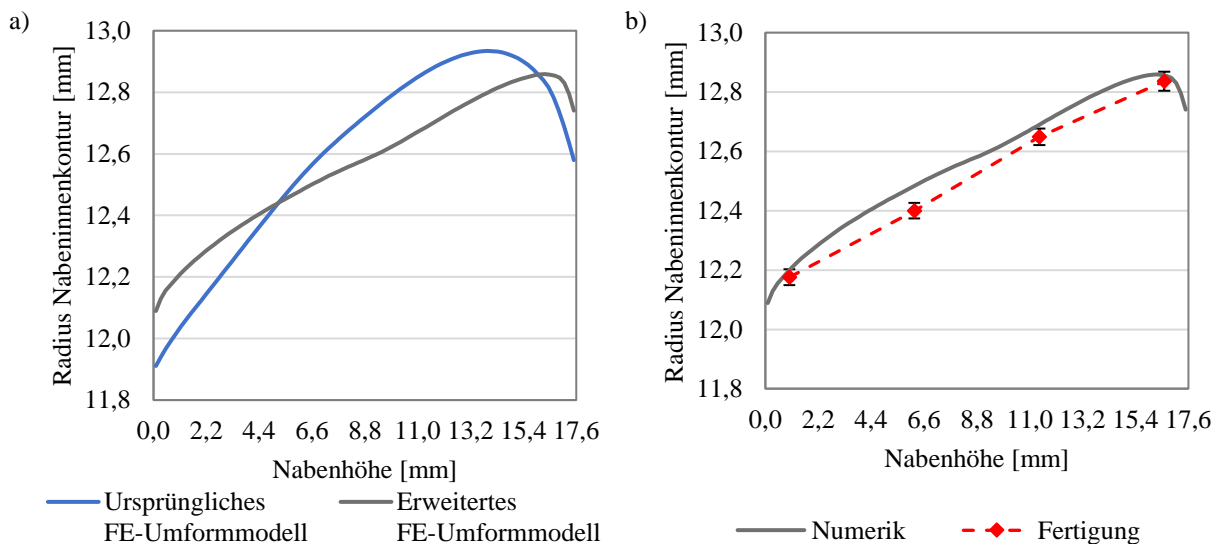


Abbildung 7-9: Vergleich der Nabenkonturen für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Zielfugendruck 350 MPa: a) Geometrischer Vergleich der mit dem ursprünglichen und erweiterten FE-Umformmodell numerisch entwickelten Konturen; b) gemessene Nabenkontur der gefertigten Naben im Vergleich zum numerischen Sollmaß

7.3 Experimentelle Ergebnisse zum Fügen von WNV mit Nabenkonturen aus dem erweiterten FE-Umformmodell

Die experimentellen Fügeuntersuchungen der mit dem erweiterten FE-Umformmodell erstellten Nabenkonturen (Kapitel 7.2) verfolgten das Ziel, die numerisch erzeugte verbesserte Geometriegenauigkeit nachzuweisen und die Anwendbarkeit der ermittelten Reibkoeffizienten zu zeigen. Dazu erfolgt in diesem Kapitel der Vergleich zwischen den Wellenwerkstoffen 16MnCr5 und 42CrMo4 für den Zielfugendruck 350 MPa bzgl. der Stempelkraft, der Geometrie und der Formfüllung sowie der axialen Abziehungskraft. Für Letztere werden nachfolgend zwei Nabenkonturen verglichen. Die mit „ursprüngliche Kontur“ bezeichneten Versuchsproben wurden mit dem ursprünglichen FE-Umformmodell (Kapitel 6.1.1) erstellt. Mit dem erweiterten FE-Umformmodell wurden die „validierten Nabenkonturen“ entwickelt. Die Härte wurde aufgrund der äußerst geringen dimensionellen Nabenkonturunterschiede nicht erneut untersucht.

Stempelkraft für das Umformfügen der Nabenkontur

Die hier bereits erläuterte verbesserte numerische Umformsimulation führte auch zu einer verbesserten Abschätzung der Stempelkraft für das Umformfügen. In Abbildung 7-10 a) ist der Vergleich der Stempelkraft-Stößelweg-Verläufe für die experimentellen und numerischen Untersuchungen zum ursprünglichen und erweiterten FE-Umformmodell dargestellt. Die Wegdaten des numerischen Stempelkraftverlaufs wurden an die experimentellen Daten angepasst. Der elastische Bereich zu Beginn der Umformung bleibt durch die Erweiterung des FE-Umformmodells ebenso unverändert wie der Bereich der freien Umformung (flacher Kraftanstieg). Im letzten Abschnitt

war ein geringerer Abstand zwischen numerischer und experimenteller Stempelkraftkurve für das erweiterte FE-Umformmodell auszumachen und wird durch den Vergleich der maximalen Stempelkräfte in Abbildung 7-10 b) bestätigt. Die ursprüngliche Differenz von -7 % konnte durch das erweiterte FE-Umformmodell auf -5 % verbessert werden. Der Unterschied der experimentellen Stempelkraft im Vergleich zur ursprünglichen Nabenkontur lag bei einem vernachlässigbaren Wert von 2 kN.

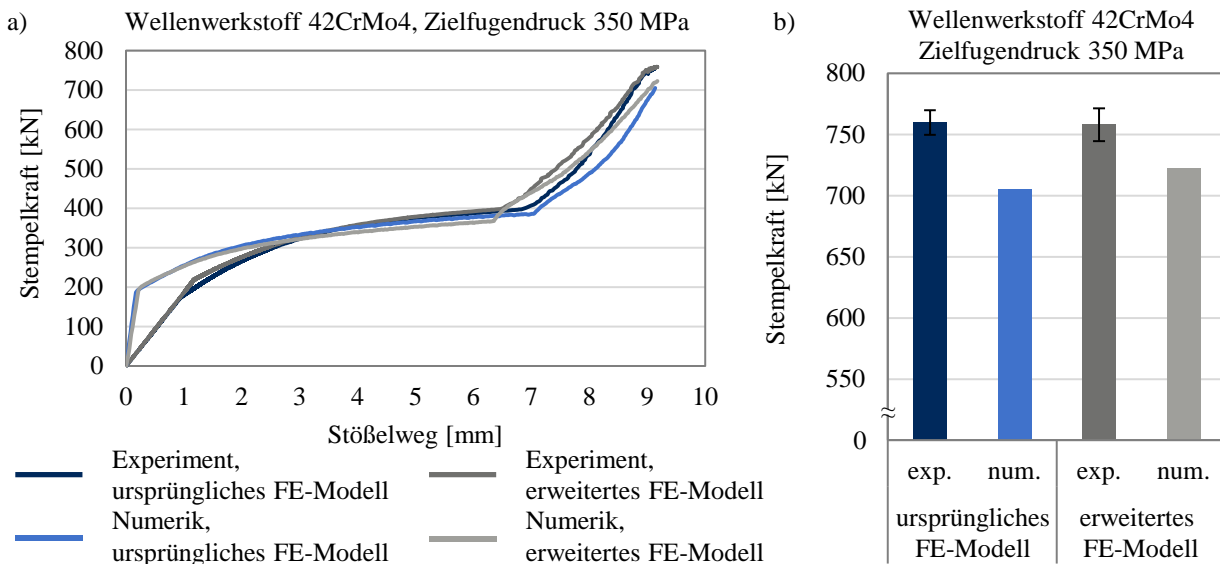


Abbildung 7-10: Vergleich der experimentellen und numerischen Stempelkraft vor und nach der Erweiterung des FE-Umformmodells für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 und den Zielfugendruck 350 MPa
a) Stempelkraft-Stößelweg-Verlauf b) maximale Stempelkräfte

Geometrische Analyse nach dem Umformfügen

In Abbildung 7-11 ist der Vergleich der radialen Aufweitung der Nabenaußenseite des ursprünglichen FE-Umformmodells (Abbildung 7-11 a) zum erweiterten FE-Umformmodell (Abbildung 7-11 b) dargestellt. Beide numerischen Lösungen sind im Vergleich zu den korrespondierenden experimentellen Ergebnissen in Form des Mittelwerts sowie der ermittelten Standardabweichung (Experiment, q min. bzw. Experiment, q max.) eingezeichnet. Für die numerische Berechnung wurden jeweils die mittleren geometrischen Abmessungen der im Experiment eingesetzten Wellen und Naben verwendet. Während beim ursprünglichen FE-Umformmodell die Aufweitung als zu gering berechnet wurde und an der Nabenunterkante (Nabenhöhe = 0 mm) deutlich zu tief liegt, berechnet das erweiterte FE-Umformmodell diesbezüglich signifikant genauer und bestätigt den Anspruch, experimentelle Ergebnisse innerhalb der Standardabweichung vorherzusagen. Weiterhin konnte mit dem erweiterten FE-Umformmodell ein experimentell erzeugter Zielfugendruck von 350 MPa

numerisch nachgewiesen werden. Dazu erfolgte mit dem erweiterten FE-Umformmodell die numerische Berechnung des Fugendrucks unter Anwendung der gemittelten Geometriemaße, die in den experimentellen Untersuchungen eingesetzt wurden.

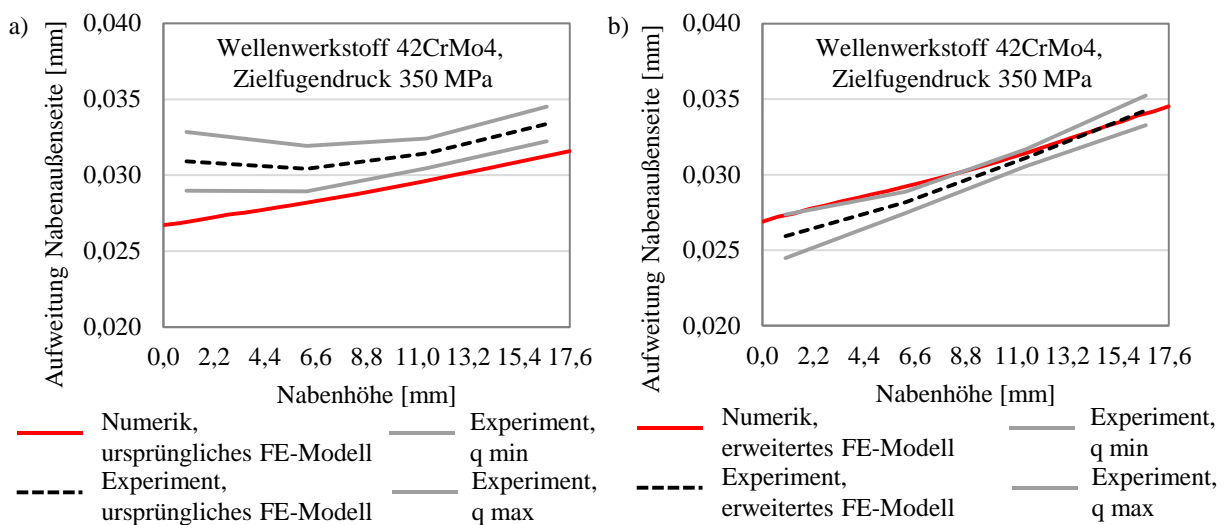


Abbildung 7-11: Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten radialen Aufweitung der Nabenaußenseite nach dem Fügen für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 und dem Zielfugendruck 350 MPa; a) ursprüngliches FE-Umformmodell b) erweitertes FE-Umformmodell

Das verbesserte Ergebnis in Form des Fugendrucks zwischen Welle und Nabe entlang der Nabenhöhe ist in Abbildung 7-12 dargestellt. Der Fugendruck für die ursprüngliche Nabenkantur wurde ebenfalls mithilfe des erweiterten FE-Umformmodells ermittelt.

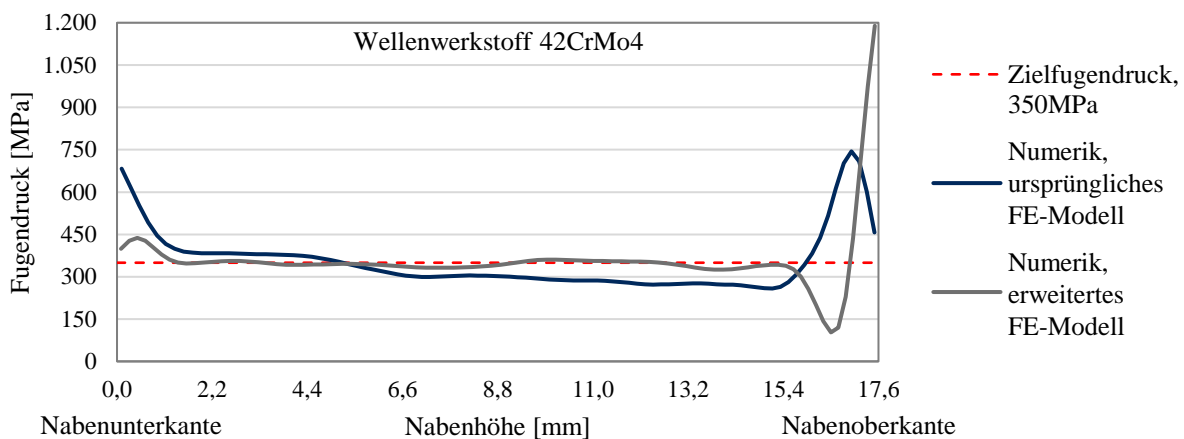


Abbildung 7-12: Vergleich des mit dem erweiterten FE-Umformmodell numerisch berechneten Fugendrucks für die ursprüngliche und die optimierte Nabenkantur unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen der Versuchskörper; Wellenwerkstoff 42CrMo4

Für beide Nabenkanturen lässt sich zusammenfassen, dass an der Nabenoberkante und -unterkante deutliche Schwankungen des Fugendrucks ermittelt wurden, was auf die hochsensitive numerische

Bestimmung des Fugendrucks im Randbereich der Geometrie mit wenigen Netzelementen zurückzuführen ist.

Formfüllung nach dem Umformfügen

Die Analyse der Formfüllung von gefügten Versuchsproben mit Nabenkonturen aus dem erweiterten FE-Umformmodell erfolgte identisch zu Kapitel 6.3.3.3. In Abbildung 7-13 a) ist die getrennte Versuchsprobe im gefügten Zustand dargestellt. Im unteren Nabenbereich ist ein deutlicher Spalt zwischen Welle und Naben zu erkennen. Die Analyse des axialen Spalts brachte eine Formfüllung von lediglich 86 % hervor, siehe Abbildung 7-13 b), weshalb das experimentelle Ergebnis gegenüber der ursprünglichen Nabenkontur nicht verbessert werden konnte. Dieses Ergebnis ist jedoch auf die Fertigungsabweichung der Nabenkontur, siehe Abbildung 7-9, zurückzuführen.

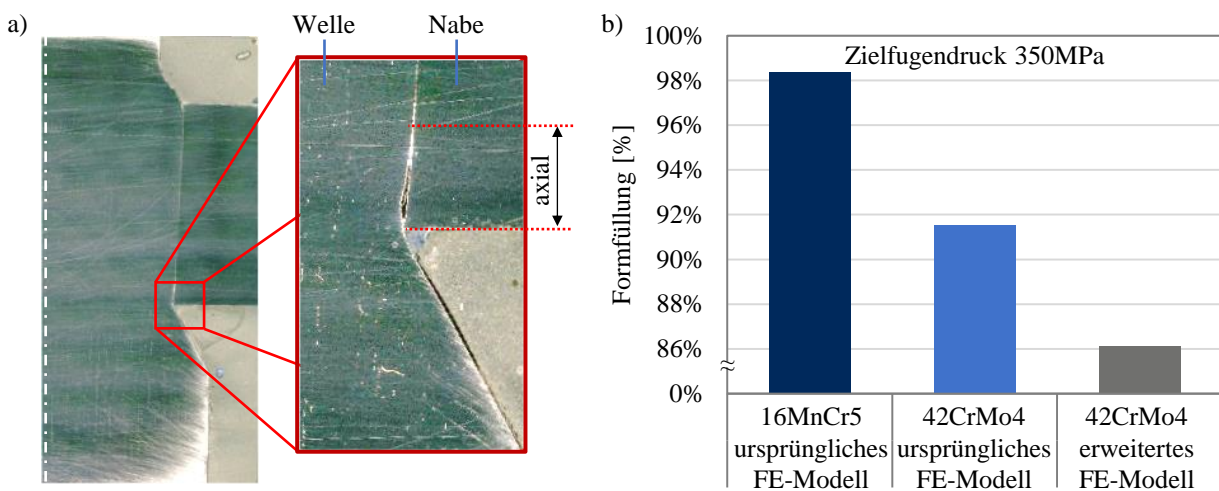


Abbildung 7-13: Formfüllung einer nach dem Fügen getrennten Q-WNV der Nabenkontur aus dem erweiterten FE-Umformmodell a) Formfüllung einer der optimierten Nabeninnenkontur b) Vergleich der Formfüllungen in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und dem Zielfugendruck 350 MPa

Bereits beim Vergleich der numerisch entwickelten Zielkontur (Abbildung 7-9 b) und der gefertigten Nabenkontur zeigte sich die Abweichung im Bereich der oberen Nabenkante, die hier in der Formfüllungsanalyse erneut in Erscheinung trat. Die Analyse offenbart zwei wesentliche Themen, die bei derartigen rotationssymmetrischen Naben zu beachten sind:

1. Fertigungsgenauigkeit der Nabenkörper: Fugendruckbasierte Nabenkonturen erfordern eine hohe Fertigungsgenauigkeit der Toleranzklasse IT6 für beide Fügepartner, um das numerisch ermittelte Ergebnis in der Realität umsetzen zu können. Insbesondere die Bereiche der Nabenkanten zeigten sich in allen numerischen Untersuchungen als hochsensibel in Bezug auf eine genaue Einstellung des Zielfugendrucks. Für einen geometrisch definierten Nabenkantenbereich sollten daher bereits bei der Nabenkonturgestaltung Radien oder Fasen an den

Nabekanten vorgesehen werden, um die Anzahl der Optimierungszyklen zwischen Numerik und Experiment zu verringern und die geforderte Qualität zu gewährleisten.

2. Einfluss der Formfüllung auf den Fugendruck: Im vorherigen Kapitel wurde gezeigt, dass die numerisch und experimentell ermittelten Aufweitungen der Nabenaußenseiten für die hier zugrundeliegenden Geometrieverhältnisse und Werkstoffe identisch sind, sodass daraus geschlossen werden kann, dass der geforderte Fugendruck vorliegt. Die Bereiche der Nabenunder- und -oberkante nehmen dabei nur unwesentlich Einfluss auf das vorherrschende Fugendruckniveau. Durch eine deutliche Erhöhung der axialen Kraft auf das Wellenende lässt sich einerseits die Formfüllung signifikant steigern, andererseits führt dies wiederum zu einem inhomogenen Fugendruck mit lokalen Spannungsüberhöhungen.

Ermittlung der axialen Abziehkraft

Ziel der Untersuchungen in diesem Abschnitt stellt die Ermittlung der axialen Tragfähigkeit für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Zielfugendruck 350 MPa der mit dem erweiterten FE-Umformmodell ermittelten Nabekontur gegenüber der mit dem ursprünglichen FE-Umformmodell ermittelten Nabekontur dar. Dazu wurden experimentelle und numerische Untersuchungen, entsprechend der Vorgehensweise in Kapitel 6.4.1, durchgeführt. Der Verlauf der Abziehkraft über dem Abziehweg in Abbildung 7-14 a) wies kaum Unterschiede zwischen beiden Nabekonturen auf, was auf die geringen geometrischen Unterschiede zurückzuführen ist.

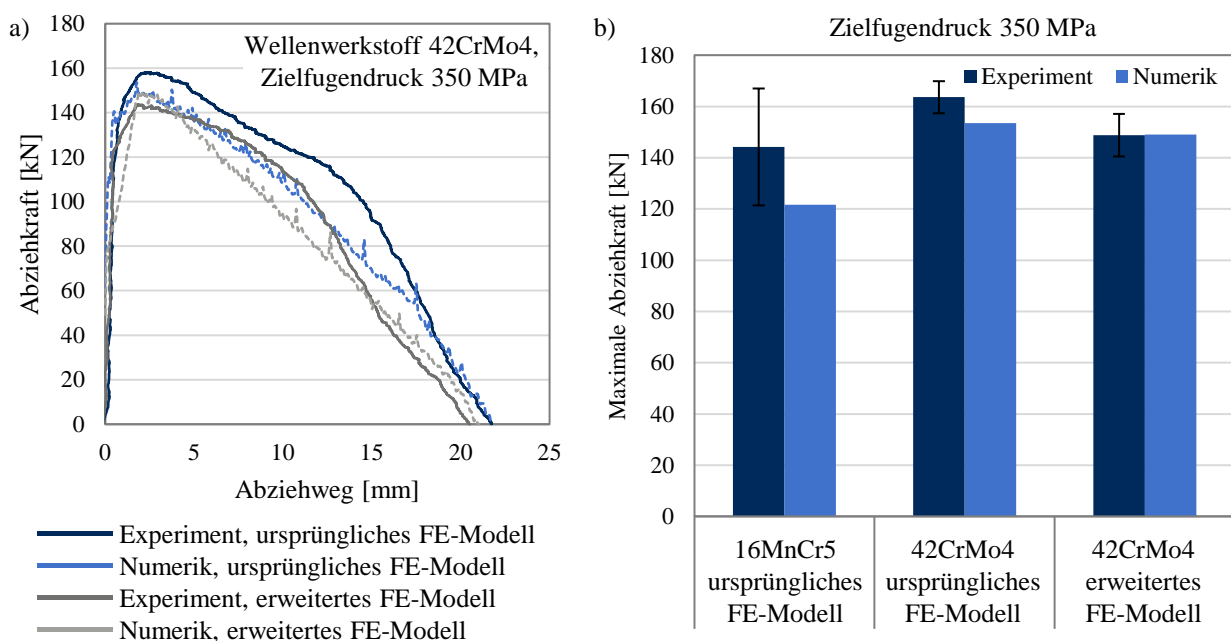


Abbildung 7-14: Experimentell und numerisch ermittelte axiale Abziehkraft für den Zielfugendruck 350 MPa a) Verlauf der Abziehkraft über dem Abziehweg von Nabekonturen aus dem ursprünglichen und dem erweiterten FE-Modell b) Vergleich der maximalen Abziehkraft in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und der Nabekontur

Aus dem Vergleich der maximalen Abziehkräfte in Abbildung 7-14 b) wird jedoch die verbesserte Genauigkeit des erweiterten FE-Modells ersichtlich. Die maximale Abziehkraft bei der mit dem erweiterten FE-Umformmodell gefügten WNV wich nur um 0,2 % vom experimentellen Ergebnis ab. Der relative Unterschied bei der ursprünglichen Nabenkontur mit dem Wellenwerkstoff 42CrMo4 lag noch bei 10,1 %. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 wurde eine Differenz von 22,5 % ermittelt. Die Verbesserung in der numerischen Abbildung der maximalen Abziehkraft ist auf die genauere Abbildung der Tribologie, der Formfüllung sowie auf die Position von Welle und Nabe nach dem Fügen zurückzuführen.

7.4 Statische Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten Nabenkonturen

Im Folgenden werden die experimentellen Untersuchungen zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reibschlüssigen Q-WNV zusammengefasst. Dafür wurden die Nabenkonturen aus Kapitel 6.2.2 und Kapitel 7.2 und die Probengeometrie „Reinholz“ (siehe Abbildung 4-5) verwendet, um die statische Torsionsfestigkeit der Verbindung zu prüfen, welche in dieser Arbeit als Kriterium für den Beginn der plastischen Deformation definiert wurde. Im zweiten Abschnitt erfolgt die numerische Betrachtung der statischen Torsionsfestigkeit. Dazu wurden alle in Kapitel 6.2.2 und Kapitel 7.2 entwickelten Nabenkonturen mit dem erweiterten FE-Umformmodell numerisch gefügt. Anschließend erfolgt der Datentransfer nach Kapitel 5.5 von der Umformsimulation (*Deform3DTM*) in die Strukturmechaniksimulation (*ANSYS Workbench*). Abschließend werden die numerisch berechnete und die experimentell ermittelte Torsionsfestigkeit verglichen.

7.4.1 Experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit mit der validierten Nabeninnenkontur

Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit der validierten Nabeninnenkontur, welche mit dem erweiterten numerischen FE-Umformmodell erzeugt wurden, erfolgten unter den gleichen Voraussetzungen wie die Untersuchungen in Kapitel 6.4.2. In Abbildung 7-15 sind die exemplarischen Verläufe des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel für die Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den jeweiligen Nabenkonturen mit dem Zielfugendruck 350 MPa aufgetragen. Die Variante „42CrMo4, erweitertes FE-Modell“ beinhaltet demnach jene Kontur, die mit dem erweiterten FE-Umformmodell zur Gestaltung der Nabenkontur erstellt wurde. Die Untersuchung zeigte, dass Nabenkonturen des erweiterten FE-Modells ein deutlich kleineres Torsionsmoment übertragen als die beiden anderen Nabenkonturen, die mit dem ursprünglichen FE-Modell erzeugt wurden, hierbei für den gleichen Zielfugendruck und dieselben Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4. Gegenüber dem gleichen Wellenwerkstoff wurde ein um 11 % (-82,6 Nm) geringeres statisches Torsionsmoment ermittelt. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 wurde ein um 9 % (+64,7 Nm) höheres statisches Torsionsmoment gemessen. Auffällig

ist die deutlich höhere Streuung der Standardabweichung mit 43,1 Nm gegenüber den Vergleichsproben (16MnCr5, 350 MPa: 12,7 Nm; 42CrMo4, 350 MPa: 7,9 Nm, siehe Kapitel 6.4.2), was auf Abweichungen der gefertigten Naben- und Wellenkörper zu den numerischen Modellen zurückgeführt werden kann. Dadurch lag ein geringerer Fugendruck bei den experimentell gefügten Proben vor, wodurch die geringeren statischen Torsionsmomente zu erklären sind. Andererseits lag der Fugendruck der nach dem ursprünglichen FE-Modell erzeugten Nabenkontur über 350 MPa, sodass sich der Vergleich auf die Konturgestaltung unter Berücksichtigung der Genauigkeit des FE-Modells sowie auf die Genauigkeit der Halbzeuge bezieht. Der Verlauf des Torsionsmoments mit steigendem Verdrehwinkel, und somit mit höherer Last, gleicht den anderen Varianten, sodass die physikalischen Wirkeffekte unverändert bleiben.

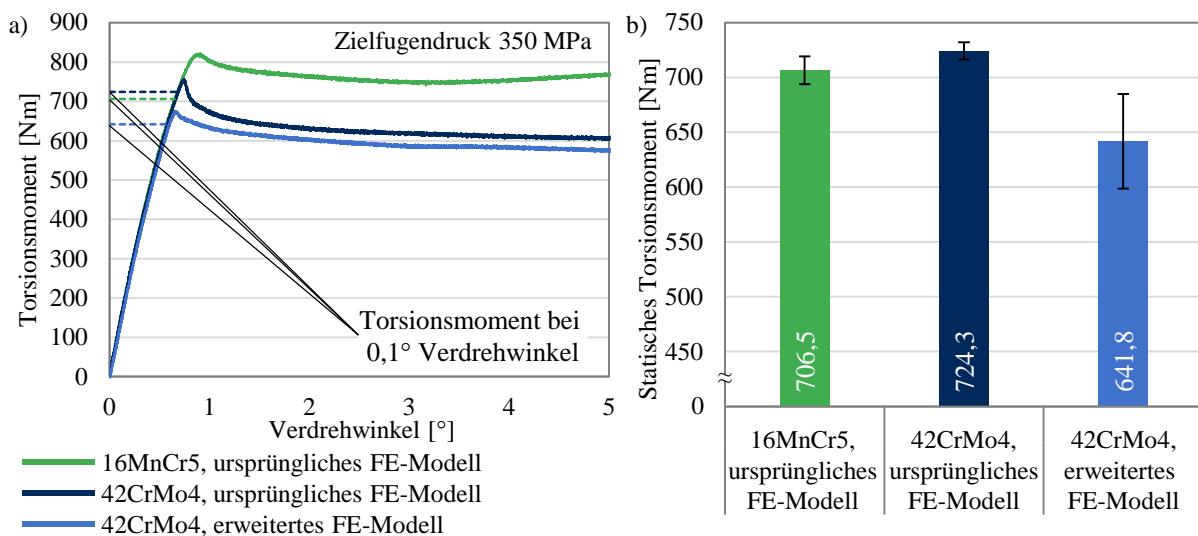


Abbildung 7-15: Vergleich des statischen Torsionsmoments mit dem Zielfugendruck 350 MPa in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff und der Nabenkontur a) Verlauf des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel bei statischer Belastung b) Statisches Torsionsmoment für beide Wellenwerkstoffe nebst Standardabweichung

7.4.2 Numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit mit der validierten Nabeninnenkontur

Dieses Kapitel verfolgt das Ziel, die numerische strukturmechanische Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit von umformgefügt, fugendruckbasierten, reibschlüssigen Q-WNV abzubilden. Insbesondere sollen die experimentell durchgeführten Untersuchungen zum statischen Torsionsmoment des vorherigen Kapitels abgebildet werden können, weshalb für die numerischen FE-Modelle Naben- und Wellenkörper mit den Fertigungsmaßen der Experimente eingesetzt wurden. Das Vorgehen bestand in der Durchführung der drei Schritte 1. numerische Umformsimulation, 2. Datentransfer und 3. numerische Ermittlung des übertragbaren Torsionsmoments. Die Umformsimulationen erfolgten mittels *Deform2DTM* mit dem erweiterten FE-Umformmodell. Für die Berechnung der Torsionsfestigkeit wurde die Probengeometrie „Reinholz“ eingesetzt und das FE-

Umformmodell entsprechend angepasst, siehe Abbildung 7-16 a). Für die Probengeometrien wurden die gemittelten Maße der experimentellen Versuchsproben eingesetzt.

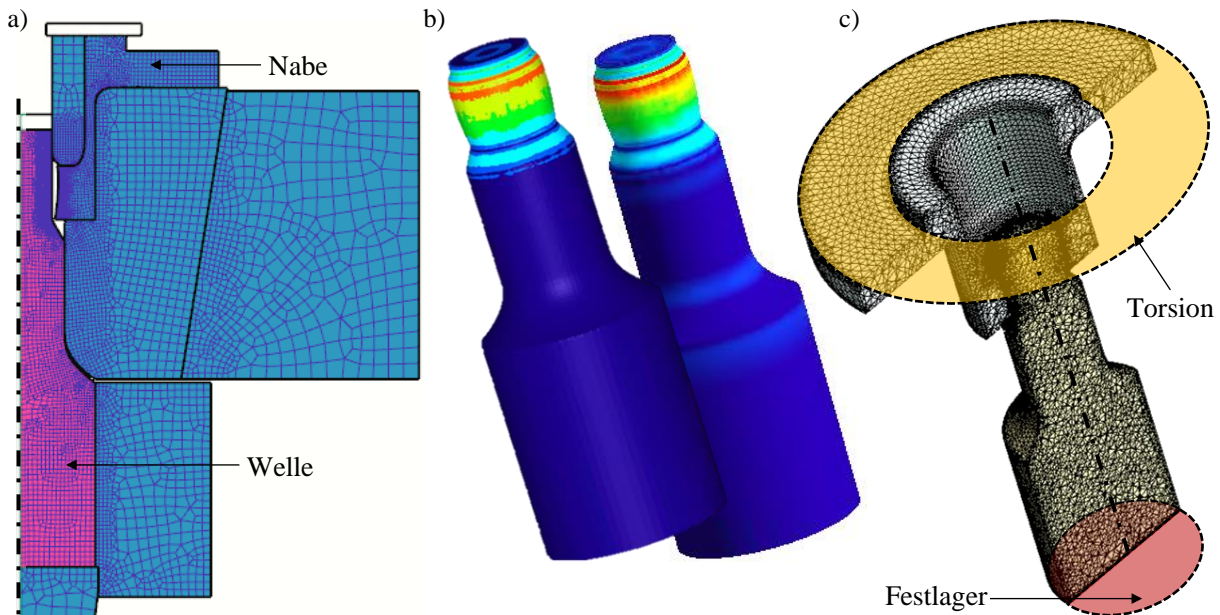


Abbildung 7-16: a) FE-Umformmodell für die Reinholz-Geometrie in *Deform3D™* zum b) Datentransfer der Geometrie und lokalen Bauteileigenschaften und c) numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit in *ANSYS Workbench*

Die Reibungszahlen wurden entsprechend der Ergebnisse aus Tabelle 7-1 mit dem Reibungsmodell nach Coulomb verwendet. Nach dem Fügen wurden Welle und Nabe im bereits entlasteten Zustand (Kräftegleichgewicht der gefügten Baugruppe) voneinander separiert und erneut das Kräftegleichgewicht von jeder Komponente herbeigeführt. Dadurch wurden ausschließlich aus der Umformung resultierende Eigenspannungen in der Welle numerisch erkennbar und die Nabe verblieb spannungsfrei. Vor dem nachfolgenden Datentransfer (**Kapitel 5.5**) wurden beide Komponenten in *Deform3D™* mittels Rotation in 3D-Modelle umgewandelt. Im dritten Schritt erfolgte das Importieren der Geometrie- und Werkstoffdaten in *ANSYS Workbench* für beide Komponenten sowie das modellhafte Aufbringen der Torsionslast.

Die Herausforderungen beim Übertrag der verbleibenden Spannungen in den beiden Komponenten von *Deform3D™* in das Programmsystem *ANSYS Workbench* lagen einerseits in der möglichst korrekten Abbildung der durch die Umformung hervorgerufenen Eigenspannungen und Dehnungen. Andererseits musste der Fugendruck aus der Umformsimulation nachgebildet werden, um eine Torsionsmomentübertragung zu ermöglichen und einen Vergleich zu den experimentellen Untersuchungen herstellen zu können. *ANSYS Workbench* bietet dazu verschiedene Möglichkeiten, den Kontakt zwischen zwei Körpern zu definieren. Abbildung 7-17 a) stellt zunächst den Aus-

gangszustand nach dem Einlesen der Wellen- und Nabengeometrie dar. Das geometrische Übermaß ist die Schlussfolgerung aus der separaten elastischen Rückfederung beider Körper. *ANSYS Workbench* bietet die Möglichkeit, die Nabeninnenseite auf die Wellenaußenseite unter Berücksichtigung der jeweiligen elastischen Werkstoffeigenschaften zu verschieben, um, ähnlich wie beim einem Querpressverband, einen Fugendruck zu erzeugen. Die Kontaktdefinition ist dabei signifikant abhängig von der eingestellten numerisch relevanten „Durchdringungstoleranz“. Diese Einstellung wird benötigt, um einzelnen Elementen bzw. Elementknoten einen Freiheitsgrad zur Ermittlung einer numerisch konvergenten Lösung zu gewähren. Hierbei zeigte sich jedoch, dass bei einer Durchdringungstoleranz von 0 mm das FE-Modell nicht konvergierte. Anschließend wurden verschiedene Durchdringungstoleranzen und deren Einfluss auf den Fugendruck sowie auf die statische Torsionsfestigkeit untersucht. Abbildung 7-17 b) stellt das Ergebnis in Form der Torsionsfestigkeit über dem Verdrehwinkel für verschiedene Reibungszahlen und die dazugehörige Durchdringungstoleranz für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und die Nabenkontur 250 MPa dar. Aus dem Schaubild wird ersichtlich, dass die Kontaktbedingung zwischen beiden Körpern einen erheblichen Einfluss auf das Ergebnis der Torsionsfestigkeit nimmt. Für Durchdringungstoleranzen kleiner als 0,05 mm wurde keine numerische Konvergenz erreicht und somit war es nicht möglich, die statische Torsionsfestigkeit in der Numerik hinreichend genau abzubilden.

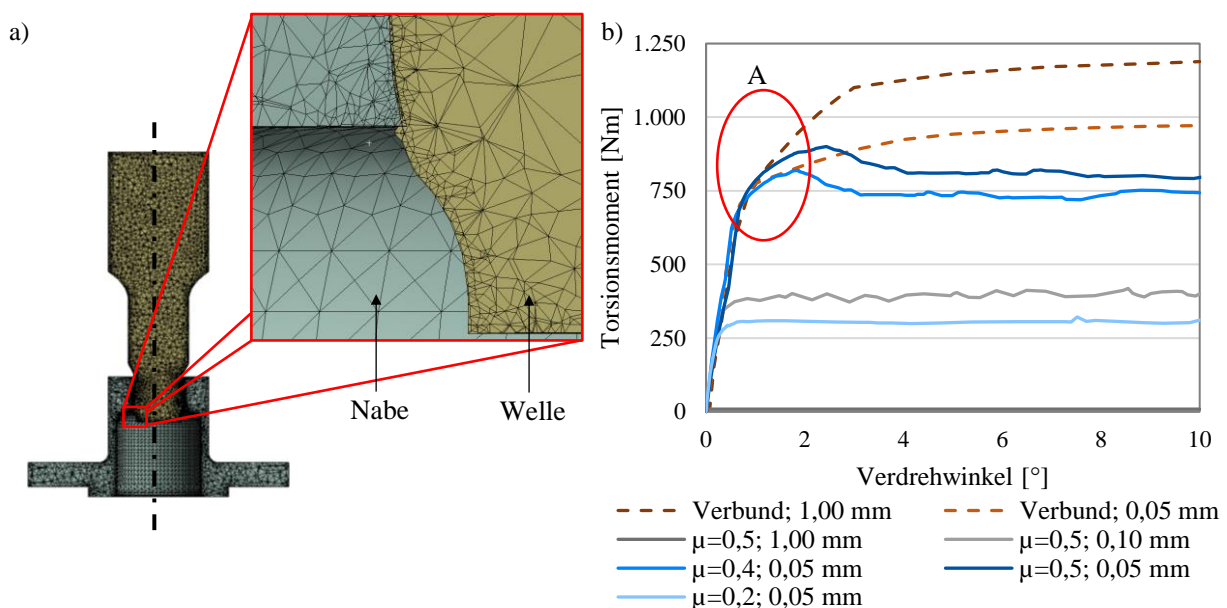


Abbildung 7-17: a) Darstellung des geometrischen Übermaßes nach dem Dateiimport
b) numerisch berechnete Torsionsmomente über dem Verdrehwinkel für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und die Nabenkontur 250 MPa in Abhängigkeit von der Reibung und der Durchdringungstoleranz

Für die minimale Durchdringungstoleranz von 0,05 mm wurde jedoch lokal nur ein maximaler Fugendruck von ca. 40 MPa ermittelt, obwohl ein Fugendruck von ca. 250 MPa vorliegen sollte. Für diese Durchdringungstoleranz erfolgte die Untersuchung verschiedener Reibungszahlen. Der

Einfluss der Reibung zeigte sich in den deutlich unterschiedlichen Torsionsmomentverläufen. Die für den numerischen Fügevorgang eingesetzte Reibungszahl von $\mu = 0,2$ führt zu einem maximalen Torsionsmoment von ca. 300 Nm. Die Verwendung eines Verbundkontaktes führte einerseits zu konvergenten Lösungen, andererseits nimmt auch hier die Durchdringungstoleranz einen signifikanten Einfluss auf das Torsionsmoment, da das Durchrutschen an der Stelle „A“ in Abbildung 7-17 b) nicht abgebildet werden konnte. Das führt zu der Schlussfolgerung, dass der Einfluss des Fugendrucks auf die Torsionsfestigkeit von reibschlüssig fugendruckbasierten WNV in dieser Arbeit numerisch nicht untersucht werden konnte, da die in dieser Arbeit entwickelte Methode zum Datentransfer die Kontaktbedingungen nach dem Import nur unzureichend abbildet.

Der Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomentverläufe ist in Abbildung 7-18 dargestellt. Die numerisch ermittelten Torsionsmomente wurden im elastischen Bereich an die experimentellen Ergebnisse aufgrund einer unterschiedlichen Steifigkeit (Steifigkeit des Versuchsaufbaus) angepasst. Da die Abbildung des Fugendrucks nicht realisiert werden konnte, wurden für jeden Wellenwerkstoff die Nabenkontur 350 MPa und die zylindrische Kontur betrachtet. Die Wellenkörper wurden sowohl mit, als auch ohne lokale Bauteileigenschaften simuliert.

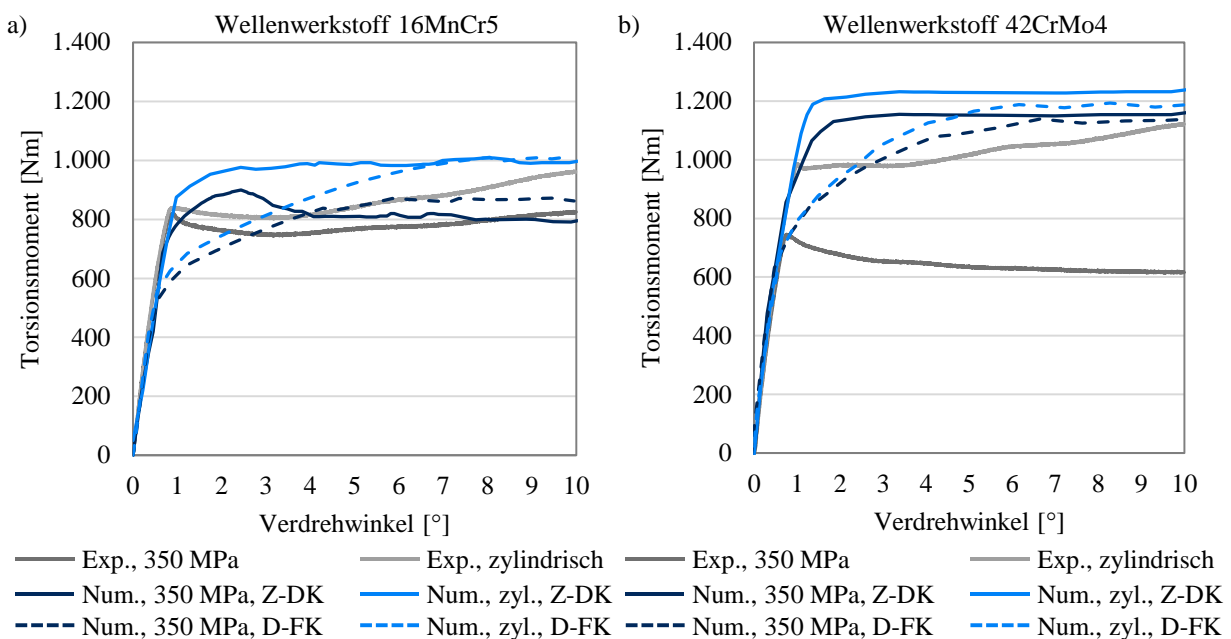


Abbildung 7-18: a) Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomente für reibschlüssig fugendruckbasierte WNV für a) Wellenwerkstoff 16MnCr5 b) Wellenwerkstoff 42CrMo4

Als Kontaktbedingung wurde eine Durchdringungstoleranz von 0,05 mm und eine Reibungszahl von $\mu = 0,49$ definiert. Für die Betrachtung der Welle ohne lokale Bauteileigenschaften (ausschließlich Geometrie) wurde das Materialmodell „Zugfließkurve, Z-FK“, siehe Kapitel 5.5.2 eingesetzt. Die Wellenkörper mit lokalen Bauteileigenschaften in Form von Eigenspannungen und

Dehnungen wurden mit dem Materialmodell „Druckfließkurve, D-FK“, siehe Kapitel 5.5.3 modelliert. Die Ergebnisse in beiden Diagrammen zeigen kaum Unterschiede zwischen verfestigten und nicht-verfestigten Wellenkörpern. Die Unterschiede der Torsionsmomentkurven bei höheren Verdrehwinkeln lassen sich auf die hier eingesetzten Kontaktbedingungen zurückführen. Während bei den experimentell ermittelten Torsionsmomentkurven ein Durchrutschen nach Überschreiten eines Torsionsmomentmaximums eintrat, war dies aufgrund der hohen Reibungszahl numerisch nicht abbildbar.

Für die in dieser Arbeit eingesetzten Wellengeometrien wurde festgestellt, dass der Einfluss der Kaltverfestigung für fugendruckbasierte reibschlüssige WNV von untergeordneter Bedeutung ist. Abbildung 7-19 stellt die Vergleichsspannung und plastische Vergleichsformänderung vor (links) und nach (rechts) dem Datenmapping dar. Während an der Außenfläche noch punktuell höhere Vergleichsspannungen verbleiben, zeigte sich im gesamten Bereich der Fuge nur eine geringe plastische Vergleichsformänderung. Insbesondere der Bereich am Übergang vom gefügten Bereich in den dickeren Wellenabsatz wurde der Werkstoff kaum umgeformt und somit kaum verfestigt.

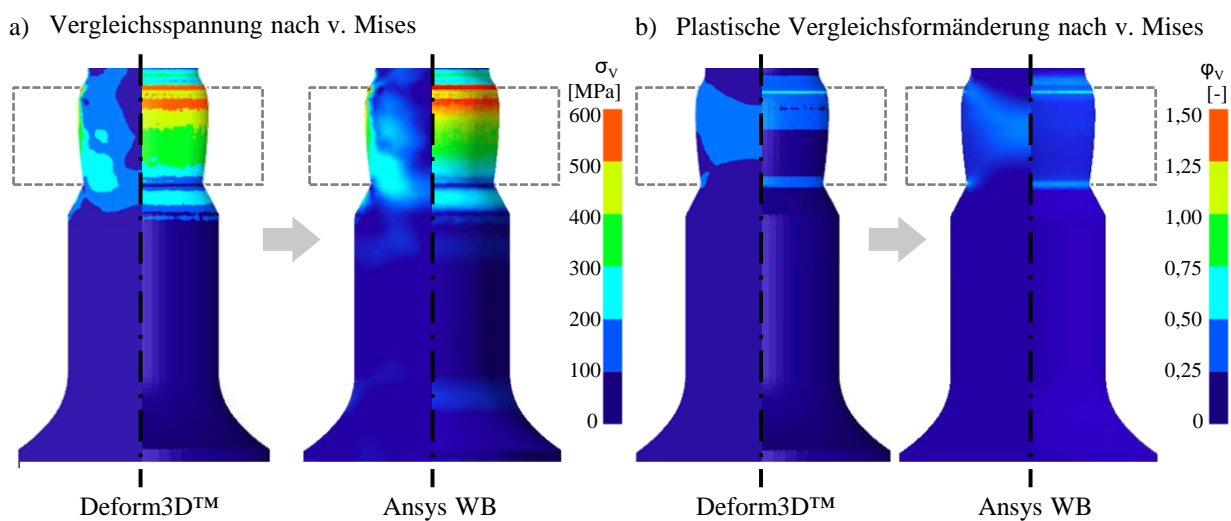


Abbildung 7-19: Vergleich der Ergebnisse des Datenmapping für den Werkstoff 16MnCr5 und der Nabenkontur 250 MPa in den FEA-Systemen *Deform3D™* und *ANSYS Workbench* a) Vergleichsspannungen nach v. Mises
b) Plastische Vergleichsformänderung nach v. Mises

Der Einfluss dieses Wellenbereichs an der unteren Nabenkante auf die statische Torsionsfestigkeit lässt sich aus Abbildung 7-20 entnehmen. Hier ist die Entwicklung der plastischen Vergleichsformänderung eines zuvor nicht verfestigten Wellenkörpers für unterschiedliche Verdrehwinkel dargestellt. Der Wellenbereich, der sich in Kontakt zur Nabe befindet, erfährt nahezu keine Verdrehung. Der Übergang ist aufgrund der Geometriegestaltung einerseits der Ort mit dem kleinsten Durchmesser der Welle und andererseits befindet sich an dieser Stelle eine scharfe Kerbe, die für

eine Torsionsmomentübertragung ungeeignet ist. Folglich erfährt der geometrisch schwächste Bereich die vollständige Torsionsbelastung, was sich in einer relativ hohen lokalen plastischen Vergleichsformänderung bei einem Verdrehwinkel von 9° zeigt.

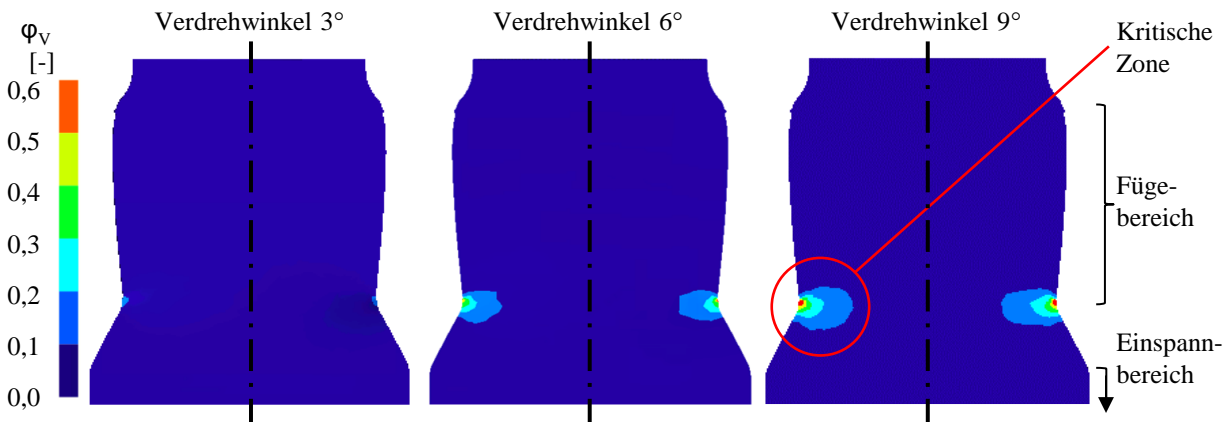


Abbildung 7-20: Entwicklung der plastischen Vergleichsformänderung mit zunehmendem Verdrehwinkel, Wellenwerkstoff 16MnCr5, Nabenkontur 350 MPa

7.5 Zwischenfazit und Diskussion

In Kapitel 7 erfolgte die Ermittlung eines erweiterten FE-Umformmodells zur Herstellung von fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV mittels Querfließpressen sowie die daran anschließende numerische und experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeiten derart gefügter Verbindungen. Im ersten Schritt wurde eine vierstufige Vorgehensweise zur Ermittlung und Validierung des erweiterten FE-Umformmodells erstellt. Hierbei wurden alle in Kapitel 6.3 gefügten WNV-Proben hinsichtlich ihrer geometrischen Fertigungstoleranz untersucht. Mit den gemittelten Geometriemaßen der Wellen- und Nabenkörper vor dem Fügen wurde ein erweitertes FE-Umformmodell erstellt, welches um elastische Werkzeugkörper ergänzt wurde und Zielmaße (Stempelweg, Vorspannweg, etc.), die aus den experimentellen Untersuchungen entnommen wurden, verwendet. Mit diesem erweiterten FE-Umformmodell erfolgte die Durchführung einer Parameterstudie zur Ermittlung der tribologischen Wechselwirkungen und Reibungszahlen der Fügeverbindung, des Werkstück-Werkzeug-Kontakts und des Werkzeug-Werkzeug-Kontakts. Die Studie brachte das Ergebnis hervor, dass die numerisch ermittelte Geometrie der gefügten Komponente für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 und für den Zielfugendruck von 350 MPa weniger als $0,1 \mu\text{m}$ vom experimentell ermittelten Ergebnis abweicht und somit der numerisch anvisierte Fugendruck auch in der Realität erreicht wird.

Zur Validierung des erweiterten FE-Umformmodells erfolgte die iterative Entwicklung einer weiteren Nabeninnenkontur, die anschließend experimentell untersucht wurde. Hierbei zeigte sich, dass die ermittelte Geometrie innerhalb praxisüblicher Fertigungstoleranzen liegt. Als Fazit dieser Untersuchungen kann zusammengefasst werden, dass die Kenntnis der genauen Geometriemaße

der Wellen- und Nabenkörper erforderlich ist, um eine fugendruckbasierte reibschlüssige Nabeninnenkontur zu entwickeln und in die Realität umzusetzen. Mittels einer nachträglichen Anpassung der geometrischen Maße der eingesetzten Fügekörper lässt sich auch der Fugendruck indirekt über die numerische Umformsimulation ermitteln, sofern die lokalen Reibungsbedingungen vorher bestimmt wurden.

Für die experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit in Kapitel 7.4.1 erfolgte die Verwendung von Flanschnaben und Reinholz-Wellen. Mit diesen experimentellen Untersuchungen wurde der geometrische Einfluss der mit dem erweiterten FE-Umformmodell entwickelten Nabeninnenkontur nachgewiesen. Es wurde für den gleichen Wellenwerkstoff 42CrMo4 gegenüber der initialen Nabeninnenkontur (ursprüngliches FE-Umformmodell, Kapitel 6.1.1) ein um 11 % geringeres statisches Torsionsmoment ermittelt. Die große Streuung der experimentellen Ergebnisse für diese Versuchsproben lässt jedoch schlussfolgern, dass der experimentell erzielte Fugendruck aufgrund der Fertigungstoleranzen deutlich größer schwankte. Die Vergleichskonturen wiederum wurden mit dem ursprünglichen FE-Modell generiert, welches eine hohe Abweichung zu den experimentellen Fügeergebnissen aufwies. Deren Analyse zeigte deutliche höhere Fugendrucke nach dem Fügen, weshalb höhere statische Torsionsmomente erzielt wurden.

Zum Abschluss des Kapitels 7 erfolgte die numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit und schließlich der Vergleich zu den experimentell ermittelten Torsionsfestigkeiten von fugendruckbasierten reibschlüssig gefügten WNV. Im ersten Schritt wurde die in Kapitel 5.5 entwickelte Methode zur Übertragung von geometrischen und lokalen, werkstofflichen Bauteileigenschaften von *Deform3DTM* nach *Ansys Workbench* auf die umformtechnisch gefügte WNV angewandt. Hierbei zeigte sich, dass die Übertragung der Einzelkörper sowohl bezüglich der Geometrie als auch der lokalen Bauteileigenschaften mit Erfolg durchgeführt werden konnte, jedoch der Fugendruck bzw. der Kontakt zwischen Welle und Nabe mit dem aus *Deform3DTM* exportierten FE-Netz nicht zufriedenstellend übertragen werden konnte und somit das derzeitige Limit der entwickelten Methode aufzeigte. Ebenso war eine hohe Reibungszahl von $\mu = 0,5$ erforderlich, um das Torsionsmomentniveau der experimentellen Ergebnisse zu erzielen. Abschließend erfolgte der Vergleich der numerischen Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung der lokalen Bauteileigenschaften. Hierbei konnte gezeigt werden, dass der Einfluss der Kaltverfestigung für die in dieser Arbeit eingesetzten Wellengeometrien eine untergeordnete Rolle spielt. Die Verdrehung des Wellenkörpers ohne lokale Bauteileigenschaften mit dem Materialmodell „Zugfließkurve“ überschätzt anfänglich das Torsionsmoment und fällt im plastischen Bereich auf das experimentell ermittelte Niveau wieder ab, wobei hier der Einfluss der Kontaktmodellierung enorm ist. Das Werkstoffmodell „Druckfließkurve“ zeigte für Wellenkörper mit lokalen Eigenschaften, dass das Verhalten eher einem nichtverfestigten Bauteil entspricht, wie es

bereits in Kapitel 5.5.2 für gedrehte Wellen auftrat. Der Grund dafür liegt in der sehr geringeren plastischen Formänderung an der geometrischen Schwachstelle des Wellenkörpers, sodass die Kaltverfestigung für die untersuchten umformtechnisch gefügten WNV keinen Einfluss nimmt. Für die numerische Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit ist somit die Betrachtung der aus der Umformung erzeugten lokalen Bauteileigenschaften nicht erforderlich, jedoch ist die Modellierung des Reibkontakts zwischen Welle und Nabe für fugendruckbasierte reibschlüssige WNV von hoher Bedeutung. Für die Ermittlung der tribologischen Eigenschaften sind experimentelle Untersuchungen zur statischen Torsionsmomentübertragung erforderlich.

8 Herstellung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen WNV

Dieses Kapitel befasst sich mit der numerischen und experimentellen Herstellung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen für mittels Querfließpressen gefügte WNV (Q-WNV). Das Ziel besteht in der numerischen Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit derartiger Verbindungen im Vergleich zu den korrespondierenden experimentellen Ergebnissen. Als Teilziel wird die numerische umformtechnische Modellierung bzw. Abbildungsgenauigkeit von Nabenprofilen in *Deform3DTM* untersucht, die mit der in Kapitel 6 vorgestellten Methodik im FE-Simulationsprogramm *Ansys Workbench* erzeugt wurden. Aufgrund ihrer kombinierten Form- und Reibungseigenschaften mit hohem Kontaktdruck nach dem Fügen sind derartige Verbindungen prädestiniert für den Einsatz in neuartigen Elektro- und Hybridantriebsanwendungen, bei denen Leichtbau sowie hohe Leistungsdichte und Drehzahlen gefordert sind. Daher gilt es, eventuelle Unterschiede bezüglich der statischen Torsionsfestigkeit gegenüber den reibschlüssigen fugendruckbasierten WNV aus Kapitel 7 zu ermitteln.

8.1 Vorgehensweise

Für die Untersuchung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen wurde auf die von D. Ulrich im Rahmen des DFG-Forschungsprojekts [9] entwickelten Profilgeometrien zurückgegriffen. Das Ziel für den Einsatz derartiger Profile bildet die Verbesserung der Reiber-müdung unter dynamischer Torsionslast, was nicht im Fokus dieser Arbeit steht. Daher wurden die mittels *ANSYS Workbench* numerisch gestalteten fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofile hier für die numerische und experimentelle Untersuchung der statischen Torsionsfestigkeit übernommen, um die Unterschiede zu den fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen zu ermitteln. In Kapitel 8.2 wird kurz die Gestaltungsmethode für reib- und formschlüssige Nabenprofile dargestellt und der Unterschied zwischen den drei in dieser Arbeit untersuchten Nabenprofilen spezifiziert. Hierfür ist zwischen den folgenden Nabengeometrien zu unterscheiden:

- fugendruckbasierte reibschlüssige Nabenkonturen (**Kapitel 6 und 7**)
- fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Profile (**Kapitel 8**)
- vollständig koaxiales form- und reibschlüssiges Profil (Vergleichsvariante in **Kapitel 8**)

Der Einfluss der Kaltverfestigung für fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Q-WNV wurde aufgrund der erzielten Ergebnisse in **Kapitel 7** nicht erneut untersucht. Die Grundform der Wellen wurde beibehalten, sodass weiterhin der Übergangsbereich zwischen Fügebereich und

Einspannbereich (vgl. Abbildung 7-20) als kritische Zone unter Torsionslast verbleibt. Die numerischen Untersuchungen in diesem Kapitel basieren auf dem erweiterten FE-Umformmodell aus Kapitel 7 und übernehmen die ermittelten Werkzeugbewegungen und tribologischen Eigenschaften. Die Feineinstellung des Modells erfolgte durch den Vergleich von Parametern wie Zustellung, Position Welle-Nabe und Vorspannung aus den experimentellen Untersuchungen. Die Bewertung der Genauigkeit dieses FE-Umformmodells erfolgt durch die Vergleiche der Stempelkräfte, der Geometrien nach dem Umformfügen, der Formfüllungen und der axialen Abziehkräfte aus den jeweils bestimmten experimentellen und numerischen Ergebnissen in **Kapitel 8.3**. Das **Kapitel 8.4** fasst die experimentellen Ergebnisse zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen zusammen. Den Abschluss von **Kapitel 8** bildet der Vergleich mit den numerischen Ergebnissen der statischen Torsionsfestigkeit derartiger Nabenprofile durch Anwendung der in Kapitel 5.5 entwickelten Vorgehensweise zur Übertragung von Geometrie- und Werkstoffdaten von den FE-Umformsimulation in die FE-Strukturmechaniksimulation.

8.2 Erzeugung fugendruckbasierter reib- und formschlüssiger Nabenprofile

Nachfolgend werden zunächst kurz die methodische Vorgehensweise zur konstruktiven Gestaltung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen nach Ulrich [129] und daran anschließend der Aufbau des FE-Umformmodells zur Simulation in *Deform3DTM* mit den entwickelten Nabenprofilen beschrieben.

8.2.1 Methodischer Ansatz zur Gestaltung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen

In vorangegangenen Arbeiten [1], [2] zur Herstellung von umformgefühten WNV mittels Querfließpressen haben sich komplexe Hypozykloide bei den nicht kreisförmigen Profilen in Bezug auf die Übertragung möglichst hoher Torsionsmomente als am besten geeignet erwiesen, um hochfeste Polygonverbindungen durch Kaltumformung herzustellen. Sowohl eine geringe Spannungskonzentration als auch gute Umformergebnisse aufgrund kerbspannungsoptimierter Übergänge in Umfangsrichtung sprechen für diese Profiltypen bei der Übertragung hoher Drehmomente. Die ungleichmäßige Verteilung der Kontaktspannungen und die unvollständige Füllung der Profillücken, die aus dem Umformprozess resultieren, machen die Verbindung jedoch anfällig für schädliche Gleit- und Reibermüdung, was ihre Übertragungsfähigkeit einschränkt [2]. Ulrich [129] entwickelte davon ausgehend einen Ansatz für eine FEA-basierte Konstruktionsmethode, um optimierte, nicht kreisförmige Nabenprofile für mittels Querfließpressen gefügte WNV zu gestalten. Das Ziel bestand darin, vordefinierte Fugendruckverteilungen zwischen den Kontaktflächen zu erzeugen, um hohe Spannungskonzentrationen und kontaktlose Bereiche bzw. Spalte zwischen

Welle und Nabe nach dem Fügen in der Verbindung zu vermeiden, die typischerweise nach dem Kaltumformprozess auftreten. In Abbildung 8-1 ist der Unterschied zwischen den verschiedenen Nabenprofilen grafisch dargestellt. Abbildung 8-1 a) beschreibt ein in axialer Richtung konstantes, jedoch in Folge des Fügens durch Umformen reib- und formschlüssiges Nabenprofil. Die tonnenartige Form in Abbildung 8-1 b) ist die dreidimensionale grafische Darstellung der in Kapitel 6.2.1 entwickelten fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkontur, die eine 100 % Formfüllung und Erzielung eines vorgegebenen Fugendruckniveaus ermöglicht. Die Kombination beider Konturen ist schließlich das fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Profil (3D-Profil) in Abbildung 8-1 c).

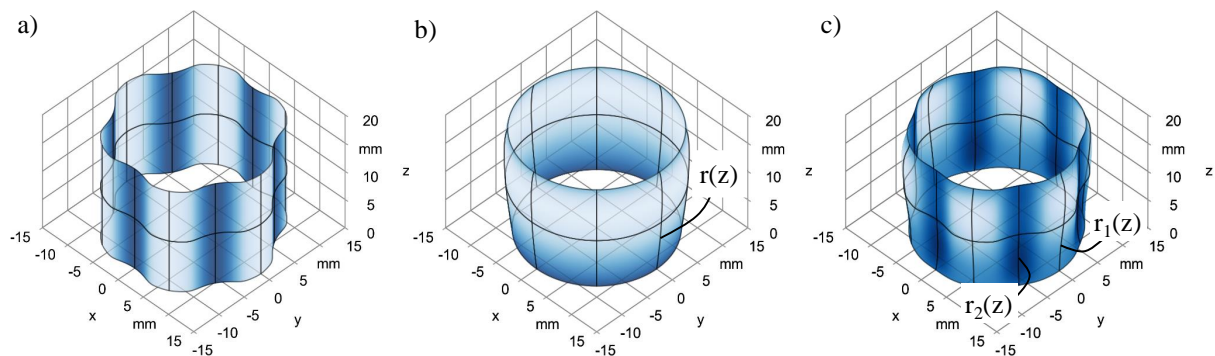


Abbildung 8-1: a) vollständig koaxiales reib- und formschlüssiges Profil b) fugendruckbasierte reibschlüssige Kontur c) fugendruckbasiertes reib- und formschlüssiges Profil [129]

Die in [129] erzeugten 3D-Profile führen zu einer gleichmäßigeren Spannungsverteilung im gesamten Nabenkörper gegenüber bisherigen reib- und formschlüssigen Nabenprofilen, die sich positiv auf die Güte der Verbindung auswirkt, da lokale Spannungsspitzen eliminiert werden. Das weiterführende Ziel dieser Konstruktionsmethode ist die Kontaktoptimierung im Hinblick auf die Ermüdungsfestigkeit, welche üblicherweise in zyklischen Torsionsversuchen ermittelt wird. Ein großer Vorteil dieser Nabenkonturen besteht darin, dass Q-WNV mit optimierter Reibermüdung auch aufgrund ihrer Fähigkeit zur spielfreien Drehmomentübertragung selbst bei sehr hohen Drehzahlen gegenüber Pressverbindungen und herkömmlichen formschlüssigen Verbindungen vorzuziehen sind, da diese eine reib- und zugleich formschlüssige Verbindung darstellen.

Als Ausgangsprofil zur verbesserten Gestaltung eines fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofils wurde ein Hypozykloid-Profil (Profil C) eingesetzt, welches in den nachfolgenden Untersuchungen als Vergleichsprofil fungierte. Anhand dieses Basisprofils wurden in Abhängigkeit von den Wellenwerkstoffen 16MnCr5 (Profil A) und 42CrMo4 (Profil B) mit der in [129] vorgestellten Konstruktionsmethode zwei fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Nabenprofile in dem Softwareprogramm *ANSYS Workbench* entwickelt. Der gewählte Ansatz zur Erweiterung der Gestaltungsmethode auf unrunde Profile besteht in der simultanen Variation des

mittleren Profilradius und der Profillextrizität entlang der Verbindungslänge. Dadurch stehen zwei Freiheitsgrade zur Verfügung, um den Fugendruckverlauf entlang der Verbindungslänge an zwei Stellen des Ausgangsprofils anzupassen. Dafür wurden der Kopfbereich (1) und Fußbereich (2) des Profils in Abbildung 8-2 b) genutzt, um einerseits den Bereich des höchsten auftretenden Fugendrucks zu beeinflussen und andererseits einen zumindest erforderlichen Fugendruck im Kopfbereich und somit eine vollständige Formfüllung sicherzustellen. In [129] wurden mittels einer Parameterstudie Zielfugendruckverläufe variiert und die Verbindungen hinsichtlich verschiedener Beanspruchungskriterien an Welle und Nabe bewertet, um geeignete 3D-Profile zu identifizieren. Eine vorteilhafte Fugendruckverteilung erwies sich bei einem konstanten Wert von $p_1(z) = 80$ MPa im Kopfbereich und einer zur hochbelasteten Nabenkante quadratisch abfallenden Kurve $p_2(z)$ mit einem Min/Max-Verhältnis des Fugendrucks von 0,75 im Fußbereich. Die absolute Höhe des Fugendrucks kann aufgrund der gewählten Randbedingungen ausschließlich an einer Stelle vorgegeben werden. In Abbildung 8-2 a) sind sowohl die Zielfugendruckverläufe als auch die simulierten Fugendruckergebnisse des 3D-Profils A dargestellt.

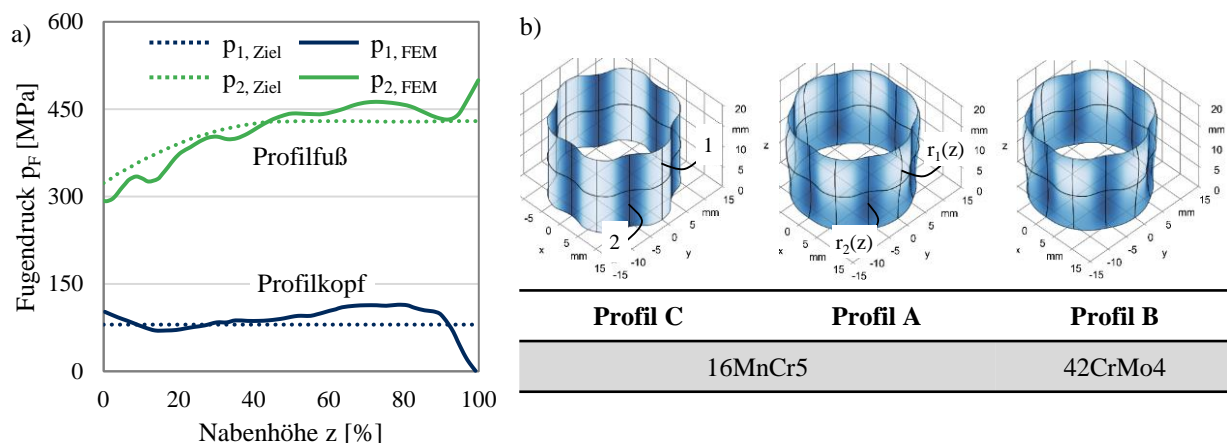


Abbildung 8-2: a) Fugendruckverläufe am Profilkopf und Profilfuß des 3D-Nabenprofils A und b) Profilformen mit zugeordneten Wellenwerkstoffen für statische Torsionsfestigkeitsuntersuchungen *in Anlehnung an* [9]

Für die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit von reib- und formschlüssigen Nabenprofilen wurden die in Abbildung 8-2 b) dargestellten drei Profile ausgewählt. Das axial extrudierte Ausgangsprofil C und das 3D-Profil A wurden für den weichen Wellenwerkstoff 16MnCr5 eingesetzt. Das Profil B wurde mit dem härtesten Wellenwerkstoff 42CrMo4 gefertigt, um den Werkstoffeinfluss auf die statische Torsionsfestigkeit im Vergleich zum Profil A zu ermitteln. Die Fertigung dieser Nabenkörper erfolgte mittels Innenunrunddrehens, weshalb bereits bei der Profilgestaltung ein maximal zulässiger Flankenwinkel kleiner oder gleich 28° zu beachten war, der die maximale Exzentrizität des Profils begrenzt.

8.2.2 Aufbau eines FE-Umformmodells zum Fügen von 3D-Nabenprofilen

Die numerischen Berechnungen von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen WNV mittels Querfließpressen konnten nur mit einem dreidimensionalen FE-Umformmodell *Deform3DTM* in Abgrenzung zu Kapitel 6 bzw. Kapitel 7 erfolgen. Das FE-Umformmodell für 3D-Nabenprofile in Abbildung 8-3 wurde entsprechend des erweiterten FE-Umformmodells aus Kapitel 7 für einen 60°-Ausschnitt aufgebaut, der den Bereich eines vollständigen Vorspannsegments abbildete.

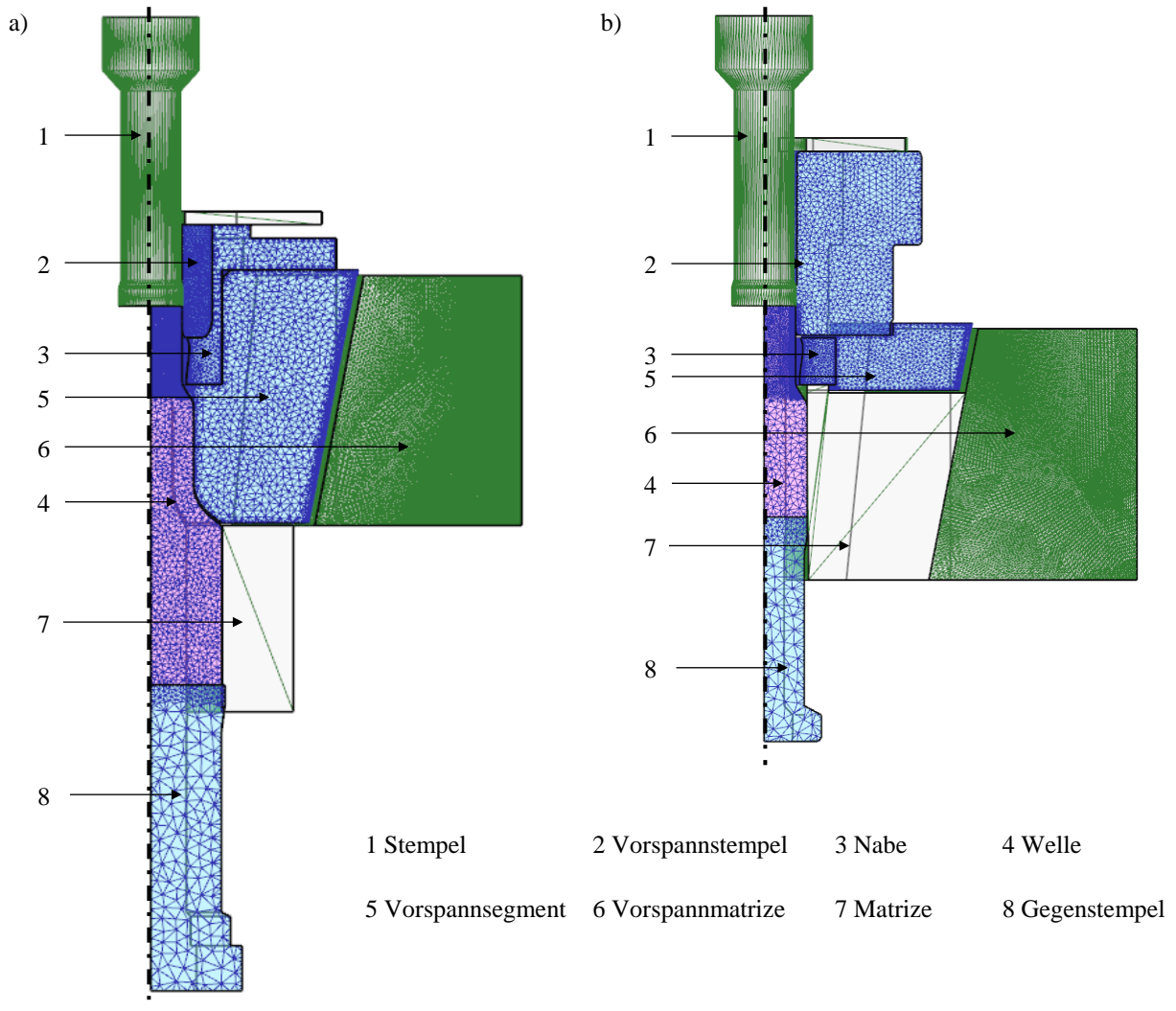


Abbildung 8-3: FE-Umformmodell zum numerischen Fügen von Q-WNV a) Modell für Reinholz-Wellen und Flanschnaben b) numerisches FE-Modell für einfache Proben

Die Matrize zur Aufnahme der Vorspannsegmente und der Umformstempel wurden nicht elastisch modelliert. Der Umformprozess wurde erneut als vierstufige Simulation mit den Schritten 1. Vorspannung der Nabe, 2. Umformen (Stauhen), 3. Entlasten und 4. Erzeugen des Kräftegleichgewichts der gefügten Komponente modelliert. Die Welle und Nabe wurden jeweils mit insgesamt 100.000 Elementen vernetzt, wobei der Fokus auf einer geringeren Kantenlänge in der Fügezone lag. Mithilfe von mesh-windows wurden Elementkantenlängen von 0,25 mm bis 0,45 mm erreicht. Aufgrund der Vielzahl an Netzelementen benötigte ein erfolgreicher Simulationsdurchlauf

zum Fügen eines 3D-Profilgeometrie eine durchschnittliche Rechenzeit von 1-2 Tagen, sodass dieses FE-Umformmodell ungeeignet für eine iterative Profilermittlung entsprechend der Vorgehensweise aus Abbildung 6-6 erschien.

Die wichtigsten Parametrisierungen des FE-Umformmodells für das Umformfügen von Q-WNV mit den 3D-Profilen A, B und C aus Abbildung 8-2 b) sind in Tabelle 8-1 zusammengefasst.

Tabelle 8-1: Parametrisierungen des FE-Umformmodells zur numerischen Simulation des Umformfügens von Q-WNV mit 3D-Profilen

Initiales Simulationsmodell	Wert
Stempelgeschwindigkeit	11 mm/s
Welle	elastisch-plastisch
Nabe und Werkzeuge	elastisch
Welle, 60° Ausschnitt	100.000 Elemente; Kantenlänge Fügezone: 0,45 mm
Nabe, 60° Ausschnitt	100.000 Elemente; Kantenlänge Fügezone: 0,25 mm

8.3 Numerische und experimentelle Ergebnisse zum Fügen von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen

Dieses Kapitel fasst die numerischen und experimentellen Ergebnisse zum umformtechnischen Fügen mittels Querfließpressen von WNV mit fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen (3D-Profile) zusammen. Für die numerischen Untersuchungen wurden die gemittelten Geometriedaten der Versuchsproben sowohl vor als auch nach dem Fügen entsprechend den Untersuchungen in Kapitel 7 eingesetzt. Die experimentellen Daten bilden jeweils die Mittelwerte aus mindestens fünf Versuchsproben ab. Zunächst werden die Stempelkräfte während des Umformfügens betrachtet. Anschließend erfolgt die Bewertung der äußeren Nabengeometrie nach dem Fügen, inwiefern das numerische FE-Umformmodell die Realität abbilden kann. Bei der Formfüllung steht ebenfalls der Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse im Vordergrund. Die numerischen Untersuchungen in [129] zeigten eindeutig, dass bei fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen 3D-Nabenprofilen primär die Verteilung der Kontaktdrücke für eine hohe Übertragungsfähigkeit gewährleistet sein muss und nachrangig eine vollständige Formfüllung. Den Abschluss dieses Kapitels bilden die numerische Betrachtung und der Vergleich der axialen Abziehkräfte.

8.3.1 Stempelkraft für das Umformfügen

Der Vergleich der experimentellen und numerischen Stempelkraft-Stempelweg-Verläufe ist in Abbildung 8-4 a) dargestellt. Für die numerische Ermittlung der maximalen Stempelkräfte erfolgte zunächst die Gestaltung von Naben- und Wellenkörper, die die experimentell ermittelten Fertigungsungenauigkeiten der Probenkörper beinhalten, sodass diese Profile mit Am, Bm und Cm bezeichnet sind. Zunächst ist ersichtlich, dass sich die experimentellen Stempelkraftverläufe

beim Einsatz von 3D-Profilen nicht mehr in drei Phasen, sondern nur noch in zwei Phasen einteilen lassen. Nach Überschreiten des elastischen Bereichs erfolgte eine stetige Zunahme der Stempelkraft bis zum Ende des Umformprozesses. Für den Vergleich der maximalen Stempelkräfte in Abbildung 8-4 b) wurden die Mittelwerte der experimentellen Stempelkraftmessungen verwendet. Die Begründung dieser Stempelkraftverläufe liegt in der Gestaltung der fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofile, die aufgrund ihrer formschlüssigen Geometrielemente lokal ein früheres, jedoch lokal stärkeres Ansteigen der Stempelkraft hervorrufen. Speziell das Profil C/Cm weist einen erkennbaren Wendepunkt beim Anstieg der Stempelkraft auf, der den Kontakt zwischen Welle und Nabe markiert. Ebenso lässt sich für alle Konturen zusammenfassen, dass die numerische Abbildungsgenauigkeit mit zunehmender Stempelkraft sinkt, was sich auch in den Differenzen der maximalen Stempelkräfte, siehe Abbildung 8-4 b) zeigt. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 (Profil B) wurde mit 827 kN die höchste experimentelle Stempelkraft ermittelt und liegt damit ca. 100 kN über den Nabenprofilen A und C für dem Wellenwerkstoff 16MnCr5. Hier wiederum wurde nur ein Unterschied der Maximalkraft von 2 % ermittelt, welche sich innerhalb der Standardabweichung der einzelnen Nabenkonturen bewegt. Die Unterschiede zu den numerischen Ergebnissen liegen bei +11 % bis +13 %, sodass das eingesetzte numerische FE-Umformmodell mit den Reibkoeffizienten aus Kapitel 7.1.3 bei diesen Nabenprofilen die Stempelkräfte unterschätzt, was sich aus den höheren Relativbewegungen des Wellenwerkstoffs beim Füllen des Nabenprofils begründet.

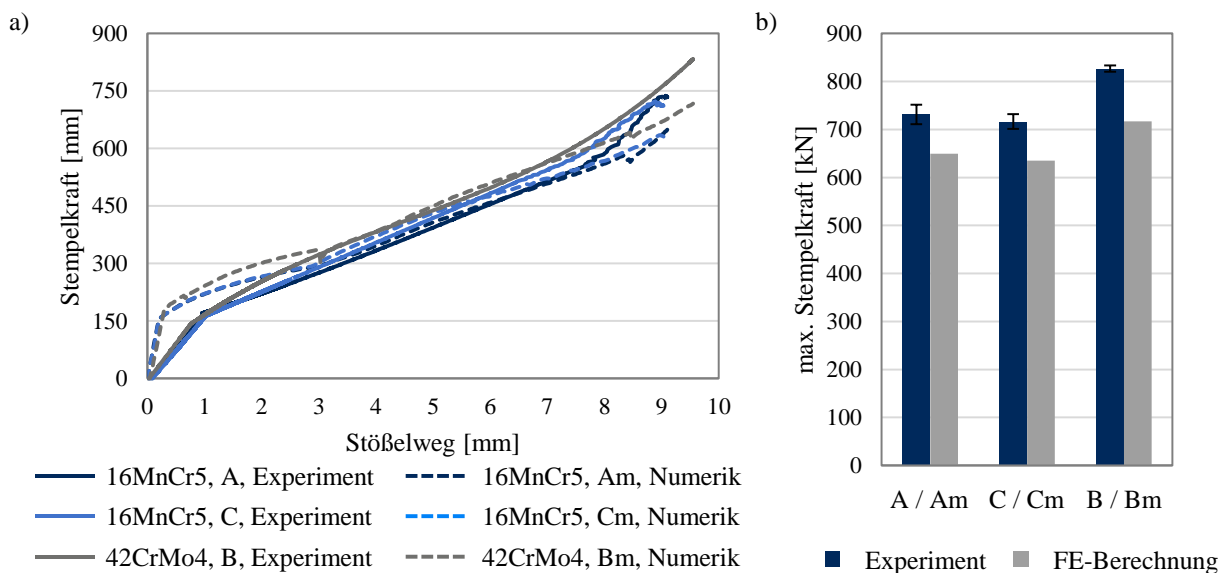


Abbildung 8-4: Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Stempelkräfte für die Profilgeometrien A, B und C bzw. Am, Bm und Cm und den Wellenwerkstoffen 16MnCr5 und 42CrMo4 a) numerischer und experimenteller Stempelkraft-Stempelweg-Verlauf b) maximale Stempelkräfte mit Standardabweichung

8.3.2 Nabengeometrie nach dem Umformfügen

Mit dem FE-Umformmodell zum Umformfügen von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen WNV wurde ebenso die radiale Aufweitung der Nabenaußenseite ermittelt und mit den experimentellen Ergebnissen verglichen. In Abbildung 8-5 ist in a) der Vergleich für die einfache Probengeometrie und in b) der Vergleich für die Geometrie nach Reinholz für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und das Nabenprofil A dargestellt. Für die numerische Berechnung wurden jeweils die gemittelten geometrischen Abmaße der im Experiment eingesetzten Wellen und Naben verwendet, weshalb das Nabenprofil mit „Am“ bezeichnet wird. Beide numerischen Lösungen sind im Vergleich zu den jeweiligen experimentellen Ergebnissen in Form des Mittelwerts sowie der ermittelten Standardabweichung (Experiment, q min. bzw. Experiment, q max.) eingezeichnet. Ziel der Untersuchung bildete die Ermittlung der geometrischen Abbildungsgenauigkeit für derartige Nabenprofile mit einem dreidimensionalen FE-Umformmodell, welches das Reibungsmodell und die Reibungskoeffizienten des zweidimensionalen FE-Umformmodells verwendet (Kapitel 7.1.3).

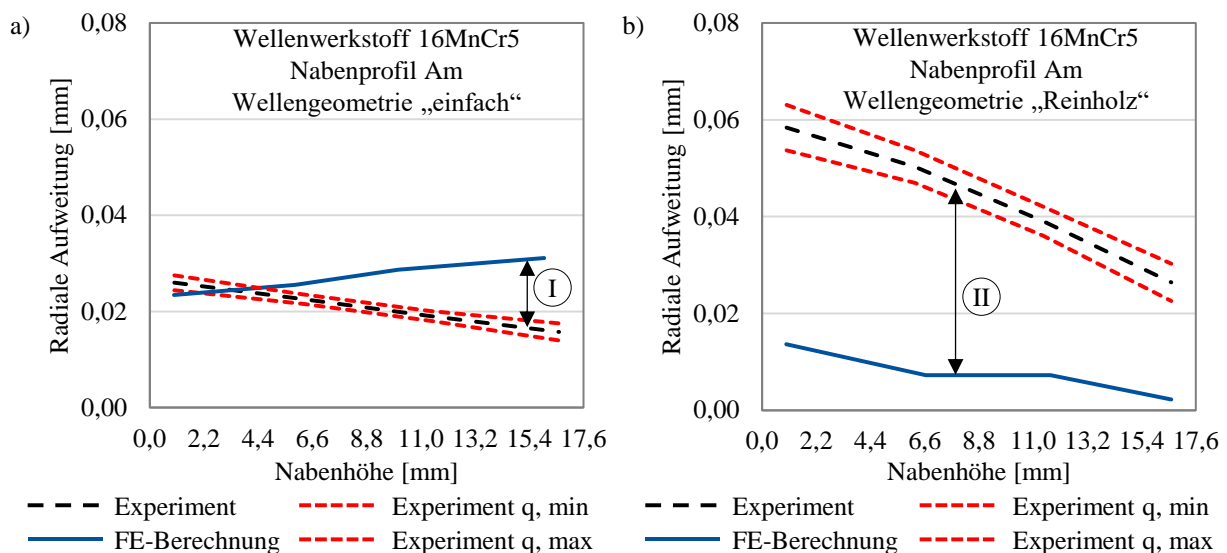


Abbildung 8-5: Numerisch und experimentell ermittelte radiale Aufweitung der Nabenaußenseite nach dem Fügen einer fugendruckbasierten, reib- und formschlüssigen Q-WNV; Wellenwerkstoff 16MnCr5: a) einfache Probengeometrie b) Geometrie nach Reinholz

Während für die einfache Probengeometrie das numerische FE-Umformmodell die Höhe der Aufweitung noch annähernd genau abbildete, verkippte die Nabe im numerischen Modell in die falsche Richtung, siehe Merkmal I. Dieses Verhalten des Verkippens zeigte sich auch bei den anderen Profilen Bm und Cm mit der einfachen Probengeometrie, die im Anhang 10.17 aufgeführt sind. Für die Probengeometrie nach Reinholz verläuft die numerisch berechnete radiale Aufweitung der Nabenaußenseite annähernd parallel zu den Werten des Experiments, jedoch ist hierbei ein signifikanter Abstand (Merkmal II) auszumachen. Das Verkippen kann mit den Erkenntnissen

aus Kapitel 7 auf die tribologischen Eigenschaften zurückgeführt werden. Der hohe radiale Abstand bei der Wellengeometrie „Reinholz“ resultiert unter anderem aus der ungenauen Modellierung des elastischen Werkzeugverhaltens und ist für alle Profile ähnlich stark ausgeprägt. In diesem 3D-FE-Modell mussten einerseits aufgrund der Rechenzeit deutlich größere Kantenlängen der Netzelemente eingesetzt werden und andererseits war das Umformwerkzeug geometrisch größer dimensioniert, was folglich aufgrund des elastischen Werkstoffverhalten zu dem großen Abstand in der radialen Aufweitung der Nabenaußenseite führte.

Die Unterschiede zwischen den numerischen Berechnungen und den Experimenten resultieren aus folgenden Zusammenhängen:

- Die reib- und formschlüssigen Nabensprofile wurden mit dem Softwareprogramm *ANSYS Workbench* entwickelt, um die Wechselwirkungen zwischen dem plastischen Umformverhalten, dem elastischen Werkzeugverhalten sowie den tribologischen Eigenschaften zu betrachten. Da der Fügevorgang unter Einbezug aller Wechselwirkungen stattfindet, gilt es insbesondere, die tribologischen Eigenschaften stets mit einer experimentellen Validierung zu untermauern. Die Nutzung tribologischer Eigenschaften des validierten FE-Modells aus Kapitel 7, welches sogar gleiche Werkstoffe und Oberflächenqualitäten einsetzte, wurde hier als zu ungenau ermittelt. Mit experimentell validierten tribologischen Eigenschaften kann dann die Verkippung (Merkmal I in Abbildung 8-5 a) realitätsgenauer abgebildet werden.
- Der Aufbau des erweiterten FE-Umformmodells wurde anhand einer 2D-Kontur entwickelt, sodass beim Übertrag zum 3D-Umformmodell weitere Anpassungen erforderlich sein können. U.a. gilt es für 3D-Profile die elastischen Wechselwirkungen der Halbzeuge und Werkzeuge zu ermitteln, um die radiale Nabenaufweitung (Merkmal II in Abbildung 8-5 b) genauer abzubilden. Ebenso konnten nur deutlich größere Kantenlängen der Elemente bei der Vernetzung der Körper eingesetzt werden. Daher gilt es, dass die Konturgestaltung und die Ermittlung der tribologischen Eigenschaften mit demselben FE-Modell erfolgen muss.
- Die fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabensprofile führen zu einem veränderten, wenn auch geringen plastischen Fließverhalten der Welle und somit zu einer Veränderung der tribologischen Verhältnisse gegenüber den fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenskonturen.

Hiermit wurde gezeigt, dass die Verwendung von tribologischen Eigenschaften aus bereits validierten FE-Modellen, in denen die gleichen Werkstoffe und Oberflächenqualitäten zu Grunde lagen, zu keiner hinreichenden Genauigkeit führte. Die in Kapitel 7.1.3 angewandte Methode zur Validierung zeigte jedoch, dass mithilfe zeitintensiver und umfangreicher Parameterstudien die

hinreichende Genauigkeit des numerischen FE-Umformmodells zum Fügen von Q-WNV für Ergebnisse innerhalb der Fertigungstoleranzen erzielt werden kann. Dieser Aufwand ist insbesondere für die Erzeugung des angestrebten Fugendruckniveaus erforderlich.

8.3.3 Formfüllung der gefügten WNV

Bei der Auslegung von fugendruckbasierten, reib- und formschlüssigen Nabenprofilen steht die Sicherstellung des Fugendrucks bzw. die vorgegebene Fugendruckverteilung im Vordergrund. Der nachfolgende Abschnitt dient daher der Analyse und dem Vergleich zwischen den Ergebnissen aus den numerischen und experimentellen Untersuchungen. Zur Bestimmung der Formfüllung wurde der maximale radiale Abstand zwischen Welle und Nabe am Profiltiefpunkt nach dem Fügen an der Oberseite und Unterseite ermittelt, siehe Abbildung 8-6 a). Aus den Ergebnissen in Abbildung 8-6 b) lässt sich zunächst zusammenfassen, dass die numerischen Ergebnisse deutlich geringere Abstände als die Messung an den Proben aufweisen. Die Oberseite markiert jene Seite, auf welcher die Umformkraft auf die Welle aufgebracht wurde. Zur Analyse wurden die Proben bis auf die Ober- und Unterseite der Nabe abgeschliffen und poliert. Die Messung der radialen Abstände erfolgte mithilfe des Mikroskops Keyence VHX5000. Insbesondere auf der Oberseite lagen die experimentell ermittelten radialen Abstände teilweise um 145 % (Nabenprofil A, Wellenwerkstoff 16MnCr5) und um 235 % (Nabenprofil B, Wellenwerkstoff 42CrMo4) über den numerischen Ergebnissen. Für das reib- und formschlüssige Nabenprofil C (Wellenwerkstoff 16MnCr5) wurden die geringsten Abweichungen mit 39 % an der Oberseite und 7 % an der Unterseite ermittelt. Für die Nabenprofile A und B waren die Abstände auf der Unterseite aufgrund der fugendruckbasierten Konturgestaltung geringer. Diese Profile wiesen im unteren Nabenbereich eine annähernd kreisförmige Gestaltung (geringere Exzentrizität) auf, sodass sich der Wellenwerkstoff leichter an die Nabe anlegen kann. Bereits die Untersuchung der Stempelpfaden-Verläufe in Kapitel 8.3.1 wies auf ein verändertes Umformverhalten gegenüber den fugendruckbasierten reibschlüssigen Verbindungen hin. Die Ergebnisse sind ein weiteres Indiz, dass die Profilgestaltung und die numerische Nachbildung der experimentellen Ergebnisse in dergleichen Software und eine gesonderte Bestimmung der tribologischen Eigenschaften erfolgen müssen. Das ausschließlich für fugendruckbasierte reibschlüssige Nabenkonturen validierte FE-Modell bildet die Formfüllung von 3D-Nabenprofilen unzureichend ab.

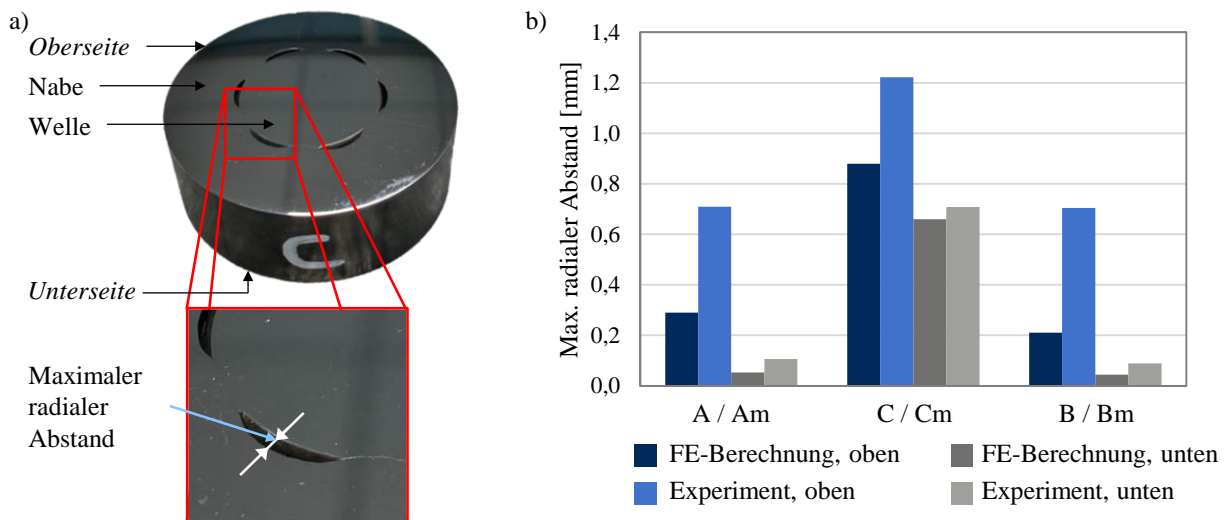


Abbildung 8-6: Vergleich der numerisch berechneten und experimentellen Formfüllung von fugendruckbasierten, reib- formschlüssigen Q-WNV in Abhängigkeit des Nabenprofils und des Wellenwerkstoffs: a) Messort zur Bestimmung des maximalen radialen Abstands; b) Gemittelter radialer Abstand auf der Ober- und Unterseite

Den Unterschied der Formfüllung zwischen dem fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofil A_m und einer in axialer Richtung nicht-konturierten reib- und formschlüssigen Verbindung C_m ist in Abbildung 8-7 für den gleichen Wellenwerkstoff 16MnCr5 dargestellt. Während das fugendruckbasierte Nabenprofil A_m im entlasteten Zustand eine numerisch ermittelte Formfüllung von 77 % erreichte, lag die Formfüllung für das Nabenprofil C_m bei 59 %. Dies zeigte sich auch bei der elastischen radialen Aufweitung der Nabe. Hierbei war auf der Nabenoberseite für das A_m -Profil die höchste Aufweitung auszumachen. Ebenso wurde die gesamte Nabe deutlich stärker radial elastisch aufgeweitet, was zu einem höheren Niveau der tangentialen Spannungen in der Nabe im gefügten Zustand führte. Einerseits wies das Profil A somit eine höhere Kontaktfläche zur Nabe auf, andererseits kann das lokale höhere Spannungsniveau infolge der höheren radialen Aufweitung zu einem vorzeitigen Versagen durch Nabenbruch führen. Die Versagensart unter statische Torsionsbelastung wird in Kapitel 8.4.1 ermittelt.

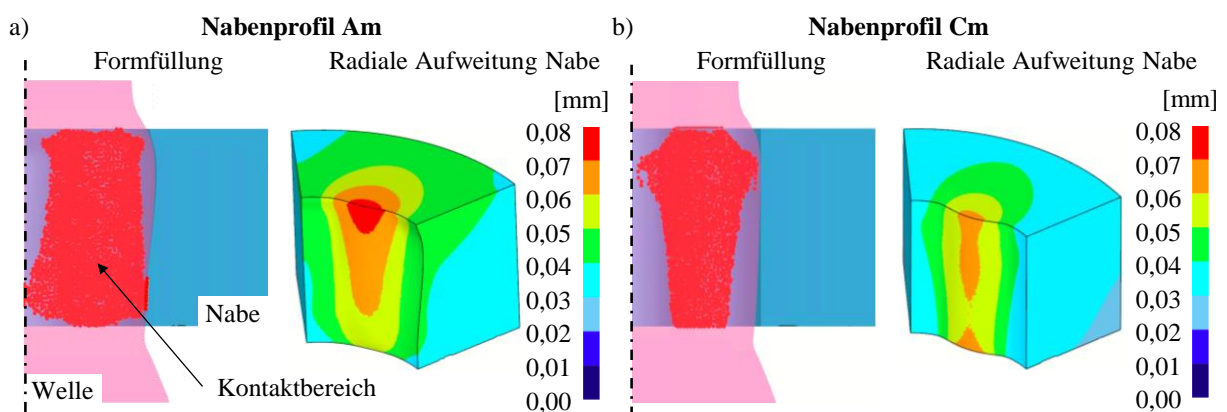


Abbildung 8-7: Numerisch berechnete Formfüllung und radiale Aufweitung nach Entlastung für den Wellenwerkstoff 16MnCr5: a) Nabenprofil A_m b) Nabenprofil C_m

8.3.4 Axiale Abziehungskraft der reib- und formschlüssigen Nabenprofile

Ziel dieser Untersuchung stellt die Ermittlung der axialen Tragfähigkeit der fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofile dar. Dazu wurden experimentelle und numerische Untersuchungen, entsprechend der Vorgehensweise aus Kapitel 6.4.1, durchgeführt. Für den Vergleich der maximalen Abziehungskräfte in Abbildung 8-8 a) wird ersichtlich, dass die numerische Vorhersage für nicht-hinterschnittige Nabenprofile (*C/Cm*) die größte Abweichung zum experimentellen Ergebnis, ähnlich zu den Untersuchungen in Kapitel 6.4.1, aufweist. Ebenso wurde mit dem Nabenprofil *C* die geringste maximale Abziehungskraft von 91,4 kN erreicht. Für den gleichen Wellenwerkstoff mit einem fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofil steigt die Abziehungskraft um 21,5 % auf 116,4 kN. Die höchste Abziehungskraft von 120,3 kN wurde für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit dem Nabenprofil *B* erzielt. Diese Steigerung resultierte aus dem festeren Wellenwerkstoff und einem dadurch veränderten Nabenprofil gegenüber dem Nabenprofil *A* mit dem Wellenwerkstoff 16MnCr5. Gegenüber den fugendruckbasierten reibschlüssigen Konturen aus Kapitel 6.4.1 wurden jedoch signifikant geringere Abziehungskräfte ermittelt. Dies lässt sich primär auf den geringeren Anteil des geometrischen Hinterschnitts in axialer Richtung und sekundär auf einen geringeren Flächenkontakt sowie auch den veränderten Fugendruck zurückführen. Der Verlauf der Abziehungskraft über dem Abziehweg in Abbildung 8-8 b) zeigt erneut die Problematik bei der numerischen Simulation der Abziehungskraft von nicht-hinterschnittigen Nabenprofilen.

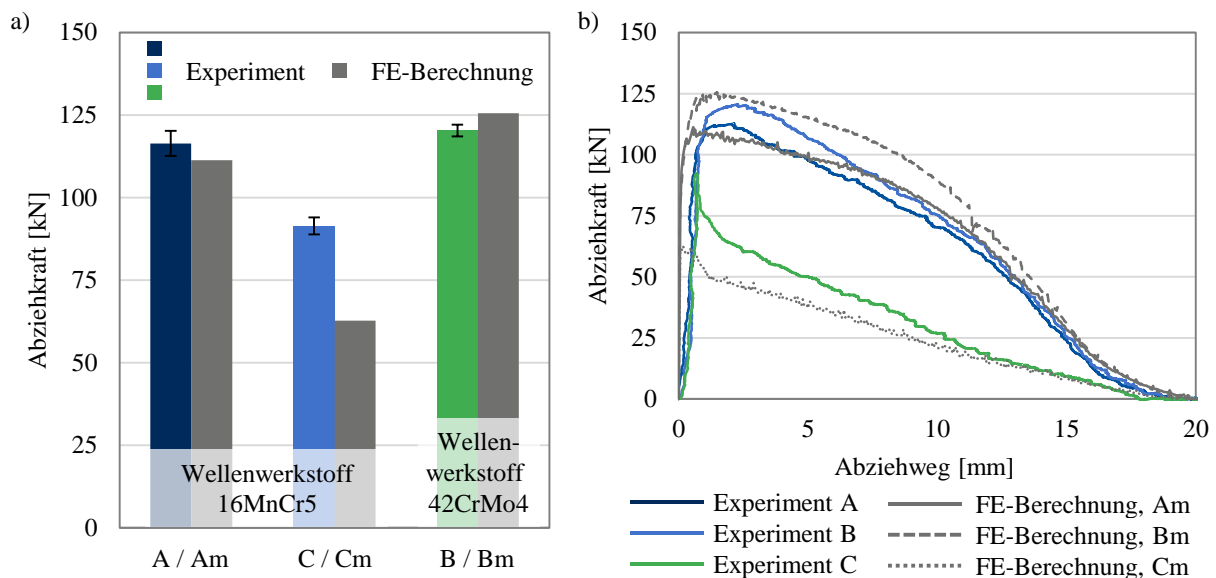


Abbildung 8-8: Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Abziehungskräfte unterschiedlicher Nabenprofile in Abhängigkeit des Wellenwerkstoffs a) maximale axiale Abziehungskraft b) numerischer und experimenteller Kraft-Weg-Verlauf

In den hier vorgestellten Ergebnissen der FE-Umformsimulationen wurden die Reibungskoeffizienten des Umformvorgangs eingesetzt. Für die reib- und formschlüssigen Nabenprofile A und

B wurde mit diesen Werten eine zufriedenstellende Genauigkeit erzielt. Äquivalent zu den Untersuchungen der zylindrischen Nabenkonturen in Kapitel 6.4.1 ließ sich ein verändertes tribologisches Verhalten für das Abziehen des Profils Cm erkennen, welches ein reib- und formschlüssiges Nabenprofil ohne Hinterschnitt darstellte.

8.4 Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für 3D-Nabenprofile

Dieses Kapitel bildet den Abschluss der numerischen und experimentellen Ergebnisse von mittels Querfließpressen umformgefügten WNV mit fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen. Zunächst erfolgt die Betrachtung der experimentell ermittelten statischen Torsionsfestigkeit. Im zweiten Abschnitt werden die numerisch gefügten WNV mittels des entwickelten Datentransfers in die Strukturmechaniksimulation übertragen und statisch virtuell in der Strukturmechaniksimulation tordiert. Der Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse beantwortet die zentrale Frage dieser Arbeit, welche maximalen Torsionsmomente sich durch die Einbringung einer Kaltverfestigung mit einer umformgefügten Verbindung erzielen lassen und mit welcher Genauigkeit die Torsionsfestigkeit mittels numerischer FE-Simulationen unter Verwendung eines vorhandenen Werkstoffmodells vorhergesagt werden kann.

8.4.1 Experimentelle Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit

Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit der fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen erfolgten unter den gleichen Voraussetzungen wie in den Untersuchungen in Kapitel 6.4.2. In Abbildung 8-9 sind exemplarische Verläufe des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel bis 10° für beide Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den jeweiligen Nabenprofilen (Kapitel 8.2) aufgetragen.

Zunächst lässt sich aus den Verläufen des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel (Abbildung 8-9 a) erkennen, dass das Torsionsmoment kontinuierlich ansteigt (Wellenwerkstoff 42CrMo4) bzw. für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 zumindest stetig zunimmt. Die Verläufe der umformgefügten WNV gleichen damit dem prinzipiellen Verhalten eines nichtverfestigten Werkstoffs, siehe Kapitel 5.3.2. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 trat bei beiden Nabenprofilen ein Abflachen des Torsionsmoments nach Überschreiten der Plastifizierungsgrenze auf, was sich auf die Eigenschaften des Wellenwerkstoffs 16MnCr5 zurückführen lässt. Gegenüber den rotationssymmetrischen Nabenkonturen zeigte sich während der Torsionsbelastung das deutlich erhöhte statisch übertragbare Torsionsmoment als auch der Vorteil des Formschlusses, weshalb bei diesen Experimenten kein Durchrutschen der Wellen bzw. kein Fressen im Welle-Nabe-Kontakt in Form eines signifikanten Abfalls des Torsionsmoments ersichtlich wurde. Die experimentell ermittelten statischen Torsionsfestigkeiten sind in Abbildung 8-9 b) zusammengestellt. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde diesbezüglich mit 965,4 Nm der höchste Wert ermittelt, wobei der Unterschied

lediglich 2 % gegenüber dem Nabensprofil C und 6 % gegenüber dem Nabensprofil A betrug und somit die Unterschiede innerhalb der experimentellen Messunsicherheiten lagen. Die Unterschiede zu den Untersuchungen von Funk [2] sind eher gering. Zwar wurden für epitrochoide Nabensprofile Torsionsmomente von bis zu 1.010 Nm und für hypotrochoide Nabensprofile von bis zu 960 Nm ermittelt, jedoch liegen die von Funk [2] ermittelten Messwerte innerhalb des Streubands von Profil C, welches ein vergleichbares Nabensprofil ohne fugendruckbasierte Gestaltung aufwies.

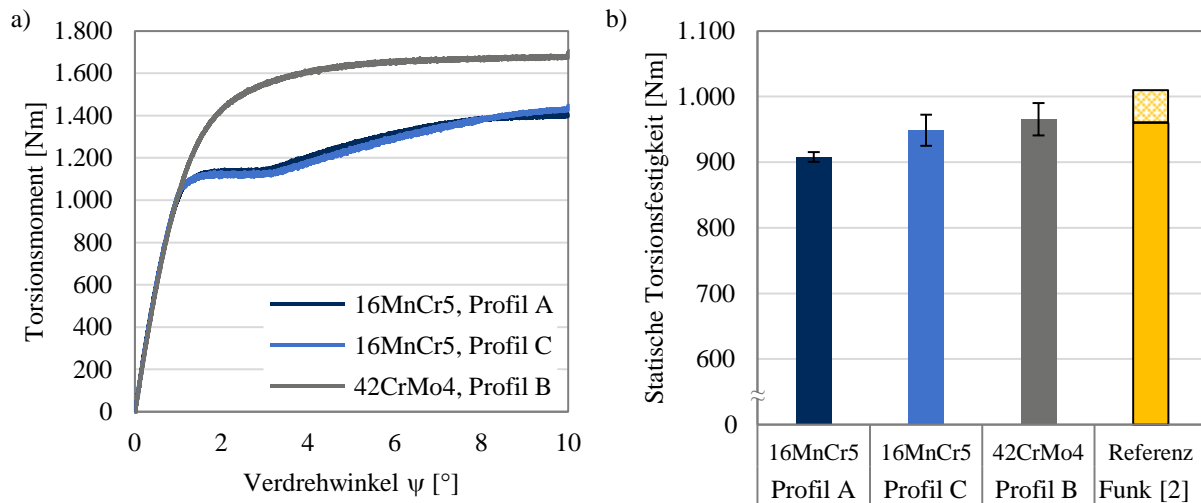


Abbildung 8-9: Statische Torsionsfestigkeit für reib- und formschlüssige Nabensprofile mit verschiedenen Wellenwerkstoffen a) Verlauf des Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel b) Experimentell ermittelte statische Torsionsfestigkeiten

Unter der Voraussetzung des gleichen Wellenwerkstoffs 16MnCr5 wurde für reib- und formschlüssigen WNV ein Unterschied von der statischen Torsionsfestigkeit zwischen einer fugendruckbasierten (Profil A) gegenüber einer nicht fugendruckbasierten Nabenskonturgestaltung (Profil C) für den vorliegenden Fall von 4 % (+40,8 Nm) zugunsten des nicht fugendruckbasierten Profils ermittelt. Einerseits lässt sich die Differenz auf den anteilig größeren Formschluss zurückzuführen, der für den statischen Fall einen positiven Einfluss nimmt, ohne dass sich der höhere Fugendruck negativ auswirkt. Andererseits wurde nur eine moderat geringere statische Torsionsfestigkeit des fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabensprofils erzielt, obwohl dieses primär hinsichtlich einer geringen Reibdauerbeanspruchung ausgelegt wurde [129]. Daher lässt sich schlussfolgern, dass die Veränderung derartiger reib- und formschlüssiger Nabensprofile hinsichtlich einer optimierten Reibdauerbeanspruchung keine nennenswerte Absenkung der statischen Torsionsfestigkeit zur Folge hatte. Darüber hinaus wurde in [9] gezeigt, dass die fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabensprofile eine Steigerung der dynamischen Torsionsfestigkeit von 26 % gegenüber dem reib- und formschlüssigen Profil C erzielen konnten.

Gegenüber den rotationssymmetrischen Nabenkonturen (Kapitel 6.4.2) wurde für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 (Zielfugendruck 350 MPa) eine Steigerung der statischen Torsionsfestigkeit von 28 % (+201,3 Nm) und für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 (Zielfugendruck 450 MPa) eine Steigerung von 19 % (+241,0 Nm) ermittelt.

8.4.2 Numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit

Dieses Kapitel verfolgt das Ziel, die numerische strukturmechanische Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit von umformgefühten fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Q-WNV abzubilden. Das Vorgehen erfolgte identisch zur Untersuchung in Kapitel 7.4.2 mit der Durchführung der Schritte 1. numerische Umformsimulation, 2. Datentransfer von *Deform3DTM* nach *ANSYS Workbench* und 3. numerische Torsionsbelastung. Für die Probengeometrien wurden die gemittelten Maße der experimentellen Versuchsproben eingesetzt. Die Reibungszahlen wurden entsprechend der Ergebnisse aus Tabelle 7-1 mit dem Reibungsmodell nach Coulomb verwendet. Abbildung 8-10 stellt den erfolgreich durchgeführten Datentransfer der Geometrie und der lokalen Bauteileigenschaften dar.

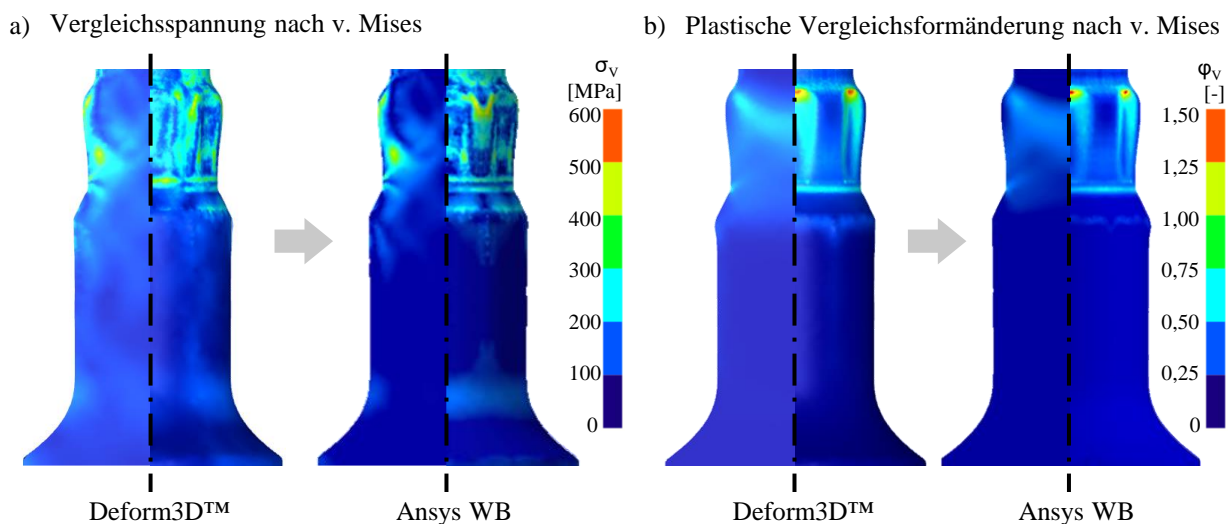


Abbildung 8-10: Vergleich der Ergebnisse des Datenmappings für den Werkstoff 16MnCr5 und das Nabenprofil Am in den FEA-Systemen *Deform3DTM* und *ANSYS Workbench* a) Vergleichsspannungen nach v. Mises b) Plastische Vergleichsformänderung nach v. Mises

Hierfür wurden die Vergleichsspannung nach v. Mises und die plastische Vergleichsformänderung nach v. Mises vom FE-Umformsimulationsprogramm *Deform3DTM* in das FE-Struktursimulationsprogramm *Ansys Workbench* übertragen. Am Beispiel der Q-WNV mit dem Nabenprofil Am lässt sich die Verteilung der plastischen Vergleichsformänderung im Wellenquerschnitt nach dem Fügeprozess erkennen. Während durch die Ausformung im Verzahnungsbereich des Profils eine hohe lokale plastische Formänderung erfolgte, erfuhr der untere Bereich am Übergang zum nicht umgeformten Wellenschaft nahezu keine plastische Formänderung und somit auch keine

signifikante Kaltverfestigung, wie es bereits in Kapitel 7.4.2 für fugendruckbasierte reibschlüssige WNV gezeigt wurde.

Die numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit erfolgte mit und ohne Berücksichtigung der lokalen Bauteileigenschaften. Für den Wellenkörper ohne Kaltverfestigung wurde das Materialmodell „Zugkurve“ und für den verfestigten Wellenkörper das Materialmodell „Fließkurve“ eingesetzt. Die Reibungszahl von $\mu = 0,5$ und die Durchdringungstoleranz von 0,05 mm wurde aus den Untersuchungen aus Kapitel 7.4.2 übernommen. Das Ergebnis der in *Ansys Workbench* ermittelten statischen Torsionsfestigkeit für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und die Nabenprofile *Am* und *Cm* ist in Abbildung 8-11 dargestellt. Die experimentell ermittelten Torsionsmomentverläufe über dem Verdrehwinkel verzeichneten ein deutliches Abflachen nach dem Eintreten der Plastifizierung, wobei kein Unterschied zwischen dem fugendruckbasierten Nabenprofil *A* und dem axial durchgängigen Nabenprofil *C* auszumachen ist.

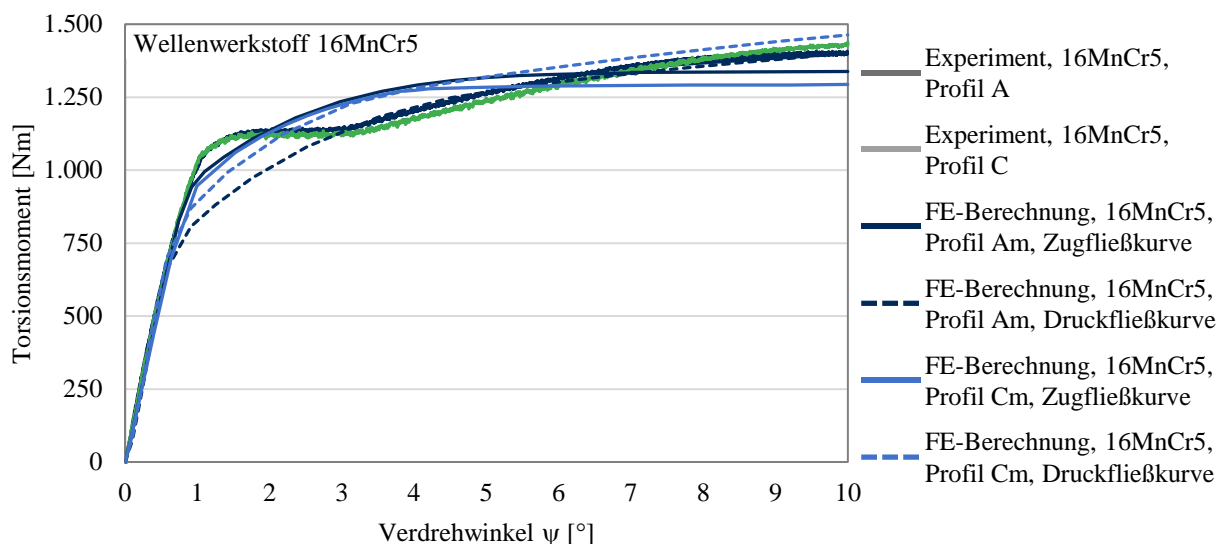


Abbildung 8-11: Vergleich des numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomentverlaufs über dem Verdrehwinkel für das fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Nabenprofil *A/Am* gegenüber dem reib- und formschlüssigen Nabenprofil *C/Cm*

Dieses Abflachen konnte numerisch weder für den Wellenkörper ohne noch für den Wellenkörper mit lokalen Bauteileigenschaften nachgebildet werden. Das Abflachen ist jedoch konsistent zu der Untersuchung in Kapitel 5.5.2 für den Wellenwerkstoff 16MnCr5, der für eine nicht kaltverfestigte Welle ebenso ein derartiges Verhalten aufwies und auf den Lüdersbereich zu Beginn der Werkstoffplastifizierung zurückgeführt werden kann. Folglich spricht dies dafür, dass der Wellenkörper in den gefügten Verbindungen nahezu ohne Kaltverfestigung im torsionsmomentübertragenden Bereich vorlag. Der Eintritt der Plastifizierung mit dem nicht verfestigten Wellenkörper wurde mit dem Materialmodell „Zugfließkurve“ genauer abgebildet. Dieses Materialmodell zeigte, wie in der Untersuchung in Kapitel 5.5, eine genauere numerische Abbildung des Torsionsmoments für nicht verfestigte Wellenkörper. Sobald eine größere plastische Formänderung ab

dem Verdrehwinkel von 3° erzielt wurde, bildete der Wellenkörper mit der Kaltverfestigung und dem Werkstoffmodell „Druckfließkurve“ den Verlauf des Torsionsmoment, insbesondere bei weiter zunehmendem Verdrehwinkel im Vergleich zum Experiment genauer ab.

In Abbildung 8-12 ist für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 der Vergleich des numerisch und des experimentell ermittelten statischen Torsionsmoments über dem Verdrehwinkel dargestellt. Die numerische Abbildung des statischen Torsionsmoments für einen nicht kaltverfestigten Wellenkörper mit dem Werkstoffmodell „Zugfließkurve“ folgt dem experimentell ermittelten Torsionsmomentverlauf sehr gut. Für den kaltverfestigten Wellenkörper mit dem Werkstoffmodell „Druckfließkurve“ wurde der Eintritt der Plastifizierung infolge der Torsion erneut unterschätzt, was auf den geringen Grad der vorliegenden plastischen Formänderung und der unzureichenden Abbildung des Plastifizierungseintritts unter Verwendung dieses Werkstoffmodells zurückzuführen ist. Mit zunehmender Verdrehung und somit plastischer Formänderung gleichen sich der nicht kaltverfestigte und der kaltverfestigte Wellenkörper dem experimentell ermittelten Torsionsmomentverlauf gleichermaßen an.

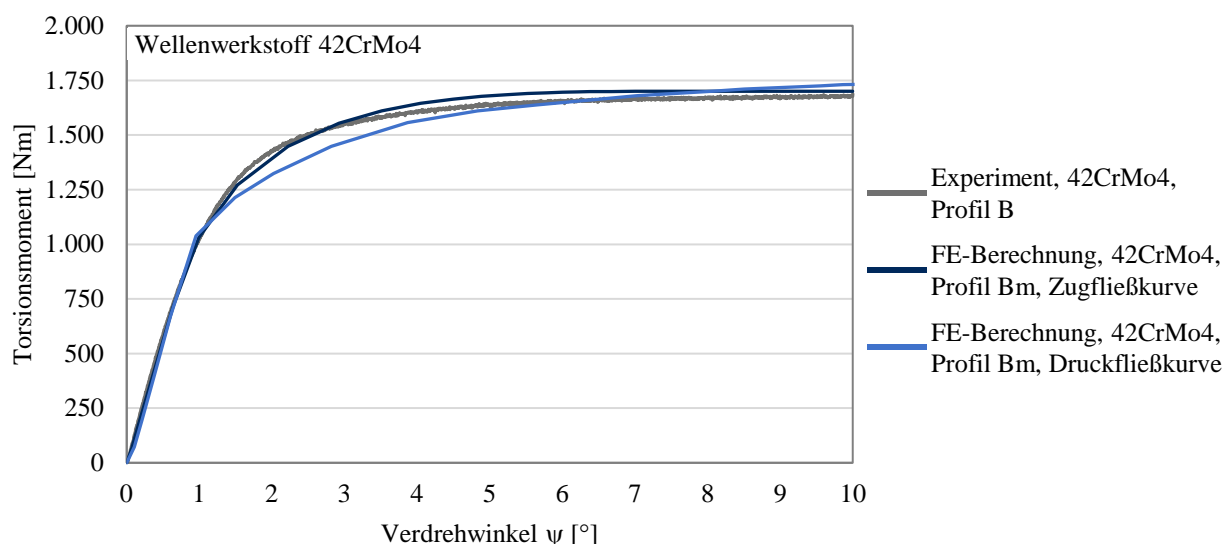


Abbildung 8-12: Vergleich des numerisch und experimentell ermittelten Torsionsmomentverlaufs über dem Verdrehwinkel für das reib- und formschlüssige Nabenprofil B/Bm

8.5 Abschließende Diskussion und Bewertung

Nachfolgend werden die Ergebnisse der statischen Torsionsfestigkeit aus den Kapiteln 7 und 8 in Einklang gebracht und auf die eingangs gestellten Fragen dieser Arbeit eingegangen sowie die mit den entwickelten Methoden ermittelten Ergebnisse bewertet.

- 1) Welche statischen Torsionsfestigkeiten lassen sich durch die Einbringung einer Kaltverfestigung bei einer umformgefügten Q-WNV erzielen und mit welcher Genauigkeit können die Grenzwerte mittels FE-Strukturmechaniksimulation unter Verwendung eines bekannten Werkstoffmodells vorhergesagt werden?

In dieser Arbeit wurden fugendruckbasierte reibschlüssige Nabenkonturen und fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Nabenprofile numerisch und experimentell hinsichtlich ihrer statischen Torsionsfestigkeit untersucht. Als Vergleichsgeometrien wurden ein thermisch gefügter Querpressverband und ein reib- und formschlüssiges Nabenprofil eingesetzt. Thermisch gefügte Querpressverbände sind aufgrund des Fertigungsprinzips in der Höhe des Fugendrucks begrenzt, da sich das Fügespiel und die Passung nach dem Fügen einander geometrisch bedingen. Das in dieser Arbeit untersuchte Verfahren zur Herstellung von WNV mittels Querfließpressen unter Einsatz von fugendruckbasierten Nabenkonturen erwies sich weiterhin als vorteilhaft gegenüber konventionellen Querpressverbänden. Der Vergleich der statischen Torsionsfestigkeiten beider Geometrien ist in Abbildung 8-13 dargestellt. Der Einsatz einer fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkontur führte unter Verwendung des gleichen Wellenwerkstoffs zu einer Steigerung der statischen Torsionsfestigkeit um 54 % im Vergleich zu einem thermisch gefügten Querpressverband. Unter Verwendung des härtesten Wellenwerkstoffs 42CrMo4 und eines hohen Ziel-fugendrucks von 450 MPa wurde sogar eine Steigerung um 76 % ermittelt. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 konnte ein maximaler Fugendruck von 350 MPa und für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 ein maximaler Fugendruck von 450 MPa erzeugt werden. Die Halbzeuge wurden mittels Drehen in den Toleranzklassen IT6 gefertigt und erfuhren keine Oberflächenbehandlung und konnten bei Raumtemperatur gefügt werden. Hinzu kam der Vorteil des axialen Formschlusses, der zu einer Steigerung der axialen Abziehkraft von 24 % (Wellenwerkstoff 16MnCr5, Fugendruck 350 MPa) bzw. 22 % (Wellenwerkstoff 42CrMo4, Fugendruck 450 MPa) führte.

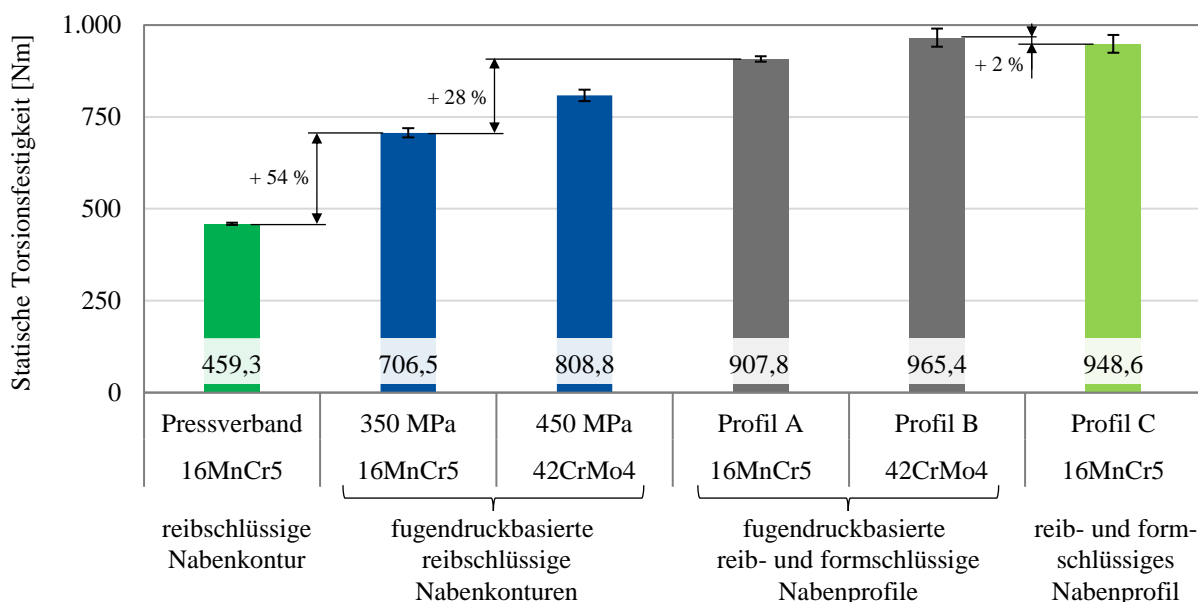


Abbildung 8-13: Vergleich der statischen Torsionsfestigkeit in Abhängigkeit vom Wellenwerkstoff sowie von der Nabenkontur bzw. -profil und der kraftübertragenden Verbindungsart

Die Untersuchung zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen brachte hervor, dass der verringerte Formschluss gegenüber bisherigen reib- und formschlüssigen Nabenprofilen eine vertretbar geringere statische Übertragungsfähigkeit unter der Berücksichtigung einer Festigkeitssteigerung von 26 % für den dynamischen Anwendungsfall [9] aufwies.

Erreichbare Genauigkeiten von numerischen Vorhersagen konnten für die fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen in Abhängigkeit verschiedener Fugendrucke nicht ermittelt werden, da die Versuchsproben aufgrund von Durchrutschen versagten und die Kontaktmodellierung mit der vorgestellten Methode zur Datenübertragung keine numerische Lösung zuließ. Die mittels einer hoher Reibungszahl numerisch ermittelten Ergebnisse der statischen Torsionsfestigkeit ohne Berücksichtigung des Fugendruckniveaus wiesen jedoch darauf hin, dass die Verwendung einer im Zugversuch ermittelten Fließkurve für die Abbildung der statischen Torsionsfestigkeit hinreichend genau den vorliegenden Betrachtungsfall der Welle abbilden kann, da die nur minimal vorliegende Kaltverfestigung im schwächsten Bereich der Welle von untergeordneter Bedeutung bei der Übertragung einer statischen Torsionskraft für die in dieser Arbeit eingesetzten Wellengeometrie war.

Die fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofile konnten eine weitere Steigerung der statischen Torsionsfestigkeit gegenüber den fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen aufgrund des zusätzlichen Formschlusses erzielen. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde ein statisches Torsionsmoment von 965,4 Nm und für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 von 907,5 Nm ermittelt. Die numerisch ermittelten Torsionsmomente spiegeln die Ergebnisse der fugendruckbasierten Nabenkonturen wider. Hierbei zeigte sich noch deutlicher, dass die Welle durch den Fügevorgang nahezu keine Kaltverfestigung im torsionsmomentbetreffenden Bereich der hier eingesetzten Wellengeometrie erfährt. Daher ist auch hier die Verwendung einer Fließkurve aus dem Zugversuch gegenüber Fließkurven aus dem Stauchversuch genauer. Die numerische Bestimmung der statischen Torsionsfestigkeit, die als Übergang von elastischer in plastische Formänderung definiert wurde, ist signifikant abhängig von der Werkstoffmodellgüte und einer hochgenauen Parametrisierung unter Berücksichtigung der experimentell ermittelten Daten. Insbesondere für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 lässt sich der Lüdersbereich, welcher im Übergangsbereich von elastischer zu plastischer Formänderung liegt, derzeit nicht numerisch abbilden, da Spannungswerte von Werkstoffmodellen stets mit zunehmender Dehnung gleich oder größer als der vorherige Spannungswert bei geringerer Dehnung sein müssen.

2) Welchen Einfluss nimmt die fugendruckbasierte Nabenkonturgestaltung auf die statische Torsionsfestigkeit für Q-WNV und wodurch wird das Fugendruckniveau begrenzt?

Die numerischen und experimentellen Untersuchungen zur fugendruckbasierten Nabenkonturgestaltung lassen erkennen, dass der Fugendruck einen signifikanten Einfluss auf die statische Torsionsfestigkeit nehmen kann. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 wurde ein maximaler Fugendruck von 350 MPa und für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 ein maximaler Fugendruck von 450 MPa umgesetzt. Insbesondere gegenüber thermisch gefügten Querpressverbänden, welche einen Fugendruck von ca. 180 MPa aufwiesen, konnte eine signifikante Steigerung erzielt werden. Das in dieser Arbeit umgesetzte Verfahren zum Fügen von fugendruckbasierten Nabenkonturen bietet den Vorteil, dass das maximale Fugendruckniveau ausschließlich von den Werkstofffestigkeiten abhängt. Bei thermisch gefügten Querpressverbänden ist der maximale Fugendruck aufgrund der maximalen Temperaturdifferenz sowie des fertigungstechnisch umsetzbaren geometrischen Übermaßes beschränkt. Diese Einschränkung wurde mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Verfahren zum Fügen von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen überwunden.

Das angestrebte homogene Fugendruckniveau in den Simulationsrechnungen ist dabei abhängig von der Festigkeit des Wellenwerkstoffs. Wird der vorgegebene Fugendruck zu hoch gewählt, kann die erzeugte radiale Nabenspannung eine weitere lokale Plastifizierung des Wellenkörpers nach dem Entlasten der umformtechnisch gefügten Verbindung hervorrufen. Diese Plastifizierung führt zu keiner konvergenten Lösung der in dieser Arbeit eingesetzten iterativen Methodik zur Gestaltung von fugendruckbasierten Nabenkonturen. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 konnte ein eindeutiger Zusammenhang zwischen statischer Torsionsfestigkeit und Fugendruck gezeigt werden. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 konnte dieser Zusammenhang nicht bestätigt werden, was jedoch auf die Fertigungstoleranzen zurückgeführt werden kann, da ein Fugendruckunterschied von 100 MPa einen geometrischen Unterschied der Nabenkontur von maximal 0,2 mm bedingt, jedoch weitere Einflussfaktoren wie die Toleranz des Wellenkörpers hinzukommen.

Darüber hinaus konnte insbesondere die hohe Sensitivität der Umformsimulation bezüglich vieler Randbedingungen wie die Genauigkeit der Abbildung von Werkzeugsteifigkeiten, der Reibungsverhältnisse und der Bauteiltoleranzen aufgezeigt werden. Ein in dieser Arbeit durchgeführter Modellabgleich mit experimentellen Umformergebnissen zeigte jedoch, dass sich die Einbindung der Fertigungstoleranzen der Fügepartner und Werkzeugkomponenten erfolgreich zur Verbesserung der numerischen Umformsimulation umsetzen lässt.

Um zukünftig geometrisch verschieden gestaltete WNV mit fugendruckbasierten reibschlüssigen oder reib- und formschlüssigen Nabenkonturen bzw. -profilen herzustellen, kann mit den in dieser Arbeit erzeugten Ergebnissen folgende Vorgehensweise empfohlen werden:

1. Aufbau eines einfachen FE-Modells, das die grundlegende geometrische Gestalt und den Werkzeugaufbau abbildet.
2. Aufbau der iterativen Nabenkonturgestaltung und Ermittlung einer beispielhaften Nabenkontur.
3. Experimentelle Durchführung von Fügeversuchen und Ermittlung der Fertigungsmaße der eingesetzten Halbzeuge sowie der Werkzeuggeometrie und Position im Umformwerkzeug.
4. Aufbau eines erweiterten FE-Modells unter Berücksichtigung der ermittelten Umformwerkzeugmaße sowie elastische Modellierung derjenigen Werkzeugkörper, die beim Fügen in Kontakt mit den Halbzeugen stehen.
5. Integration der Fertigungstoleranzen der Halbzeuge zur Ermittlung der tribologischen Bedingungen der Halbzeug-Werkzeug-Kontakte sowie der Werkzeug-Werkzeug-Kontakte.
6. Erneute iterative Ermittlung einer Nabenkontur oder eines Nabenprofils mit dem validierten Modell mit anschließender experimenteller Überprüfung und Ermittlung der Abbildungsgenauigkeit.
7. Festlegung von Fertigungstoleranzen der Halbzeuge bzw. fertigungstoleranzbasierte Paarung der zu fügenden Komponenten.

9 Zusammenfassung und Ausblick

9.1 Zusammenfassung der Arbeit und Erkenntnisgewinn

Der recherchierte Stand der Technik zeigte, dass die Umformverfahren Vollvorwärtsfließpressen und Querfließpressen technologisch und wirtschaftlich bewährte Verfahren für die Serienfertigung hochbeanspruchter Bauteile sind (**Kapitel 2.1**). Das Fügen mittels plastischer Deformation (**Kapitel 2.2**) verspricht die Kombination von Fertigungsverfahren und somit die Einsparung von Fertigungsschritten, wie es bei mittels Querfließpressen umformgefügten WNV erfolgt. WNV gehören zur Baugruppe derartiger hochbeanspruchter Bauteile, die insbesondere in Mobilitätsanwendungen hohen Ansprüchen an Zuverlässigkeit und Leistung bei hoher Wirtschaftlichkeit und möglichst geringem Gewicht gerecht werden müssen. Dörr [1] und Funk [2] entwickelten vor diesem Hintergrund ein neuartiges Umformfügeverfahren, mit dem mittels Querfließpressen einer Welle mit einer bereits gehärteten und innenkonturierten Nabe ein form- und reibschlüssiger Verbund erzeugt wird. Bei der statischen Torsionsbeanspruchung dieser WNV wurde eine erhebliche Steigerung des Grenztorsionsmoments (Versagen durch Scherung oder Bruch) gegenüber den bis dato hochperformanten Polygonverbindungen erzielt. Allerdings erfolgte bis jetzt keine numerische Betrachtung der statischen Torsionsfestigkeit derartiger Nabenprofile. Diese wird üblicherweise in einem FE-Simulationsprogramm für Strukturmechanik (**Kapitel 2.3**) durchgeführt, wohingegen für das Fügen durch Umformen eigene FE-Simulationsprogramme eingesetzt werden. Die Integration der während der Umformung eingebrachten Kaltverfestigung wurde bisher noch nicht systematisch in die strukturmechanische Berechnung von Kaltfließpressteilen einbezogen.

Daher bestand das wissenschaftliche Ziel dieser Arbeit in der Ermittlung des Einflusses der Kaltverfestigung beim Umformfügen von WNV mittels Querfließpressen auf die statische Torsionsfestigkeit. Darüber hinaus stellte sich die Frage, wie sich die durch die Umformung hervorgerufene Kaltverfestigung in die numerische strukturmechanische Belastungsrechnung integrieren lässt.

Zur Beantwortung der zentralen Frage nach **Kapitel 3** wurde die Baugruppe Q-WNV zunächst in ihre Einzelkomponenten unterteilt und mittels der systematischen Separierung von Welle und Nabe eine Methode zur Integration der Kaltverfestigung in die numerische Torsionsmomentberechnung für umformgefügte Q-WNV entwickelt. Für die numerischen und experimentellen Untersuchungen wurden die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 eingesetzt, von denen Fließkurven im Zug- und auch im Stauchversuch zwecks Materialmodellierung aufgenommen wurden.

In **Kapitel 5** wurde zunächst der Einfluss der Kaltverfestigung an einer einfach abgesetzten Welle untersucht. Die Wellen wurden mittels VVFP zur Erzeugung einer hohen Kaltverfestigung in den Randbereichen hergestellt (**Kapitel 5.2**). Für die experimentellen Untersuchungen wurden Wellen aus den Wellenwerkstoffen 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den Zapfendurchmessern $\varnothing 26$ mm und

Ø29 mm fließgepresst. Die Pressteile wurden nachfolgend hinsichtlich der Geometrie, Härte und Eigenspannungen analysiert. Mittels Härtemessungen wurde die Festigkeitszunahme infolge der Kaltverfestigung ersichtlich. Für den Werkstoff 42CrMo4 (Ø29 mm) wurde eine Härtesteigerung von mindestens 39 % im Kernbereich und von bis 74 % in den Randbereichen ermittelt. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5, aus dem Wellen mit den Zapfendurchmessern 26 mm und 29 mm hergestellt wurden, wurde eine Härtesteigerung von mindestens 57 % gemessen, wobei der kleinere Zapfendurchmesser im höherverfestigten Randbereich sogar eine Steigerung von 86 % aufwies.

Zur Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit wurde ein Prüfaufbau entwickelt, um den Einfluss der Kaltverfestigung der fließgepressten Wellen gegenüber zerspannten Wellen ohne Werkstoffverfestigung zu ermitteln (**Kapitel 5.3**). Mit der entwickelten Prüfgeometrie und den spezifizierten Prüfaufnahmen wurde eine einfache Wiederholbarkeit von Torsionsmomentuntersuchungen ermöglicht, sodass der Einfluss der Einspannung ausgeschlossen werden konnte. Die fließgepressten Wellen erhielten am gepressten Zapfende einen Achtkant und wurden teilweise aufgebohrt, um das maximal nötige Torsionsmoment zur Einleitung der Plastifizierung zu reduzieren und um dennoch die hohe Kaltverfestigung in den Randbereichen beizubehalten. Der experimentelle Vergleich zwischen gedrehten (nicht verfestigten) und fließgepressten (kaltverfestigten) Wellen zeigte eine deutliche Steigerung der statischen Torsionsfestigkeit von 50 % (42CrMo4) bzw. 56 % (16MnCr5) bei einem Zapfendurchmesser von 29 mm gegenüber zerspannten (nicht verfestigten) Wellen. Für den kleineren Zapfendurchmesser von 26 mm wurde mit dem Wellenwerkstoff 16MnCr5 sogar eine Steigerung von 90 % ermittelt.

Aufbauend auf den experimentellen Untersuchungen erfolgte die numerische Abbildung des Umformvorgangs zur Herstellung der Wellen im FE-Umformsimulationsprogramm *Deform3DTM*, was in **Kapitel 5.4** dargestellt wurde. Zur Anpassung der numerischen an die experimentellen Stempelpfaden-Stempelweg-Kurve beim Fließpressen wurden die Reibungszahlen für jede Wellenvariante in einer Parameterstudie ermittelt. Zur Erhöhung der geometrischen Abbildungsgenauigkeit des Fließpressvorgangs in der FE-Simulation erfolgte die Einbindung der elastischen Pressendehnung. In **Kapitel 5.5** wurde eine Methode zur Datenübertragung der numerisch umgeformten Wellen von der FE-Umformsimulation in die FE-Strukturmechaniksimulationssoftware *ANSYS Workbench* entwickelt, um die Geometrie- und zugleich die lokalen Spannungs- und Dehnungszustände des umgeformten Körpers zu übertragen. Mittels eines Python-Skripts wurden zunächst die Geometriedaten von den Werkstoffdaten separiert. Beim Import in *ANSYS Workbench* muss das Geometrienetz mit den Werkstoffeigenschaften gemappt werden. Für einen erfolgreichen Übertrag ist dabei auf die Verwendung von identischen Materialmodellen zu achten. Mit den in *ANSYS Workbench* vorhandenen kaltverfestigten Wellen wurde anschließend die statische Torsionsfestigkeit ermittelt und der Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen gezogen. Für den Bauteil- und

Werkstoffdatentransfer wurde eine sehr hohe Genauigkeit mit einer neuartigen Vorgehensweise erzielt. Für die numerische Abbildung der statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen unter dem Einfluss der Kaltverfestigung wurde teilweise eine signifikante Verringerung der Abweichung von 58 % (Drehteil) auf 2 % (Fließpressteil) für den Werkstoff 16MnCr5 bei einem Zapfendurchmesser von 26 mm gegenüber zerspannten Wellen im plastischen Bereich erzielt. Hiermit wurde gezeigt, dass mit der entwickelten Methode zur Datenübertragung unter der Verwendung von Druckfließkurven die statische Torsionsfestigkeit numerisch hinreichend genau abgebildet werden kann. Es verbleibt jedoch weiteres Untersuchungspotenzial, um den Eintritt der Werkstoffplastifizierung bei der Torsionsmomentübertragung realitätsnäher abzubilden. Einerseits gilt es, Werkstoffmodelle einzusetzen, die bei einer weiteren Umformung eines bereits plastifizierten metallischen Körpers, die eine andere Richtung aufweist, einen anderen Spannungszustand zur Einleitung bzw. Aufrechterhaltung des plastischen Fließens abbilden können. Eine richtungsabhängige Werkstoffmodellierung kann für bereits umgeformte Bauteile zielführend sein, bedarf jedoch einer aufwändigen Ermittlung der richtungsabhängigen Werkstoffkennwerte. Für nichtverfestigte Wellen zeigten die mittels Zugversuche aufgenommenen Fließkurven eine signifikant höhere Abbildungsgenauigkeit. Beim Einsatz von Stauchfließkurven wurde insbesondere der Übergang von elastischer zu plastischer Formänderung infolge der Torsion deutlich unterschätzt.

Die in den Untersuchungen der fließgepressten Wellen gewonnenen Erkenntnisse wurden anschließend bei der Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen (**Kapitel 6** und **Kapitel 7**) sowie bei der Untersuchung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen (**Kapitel 8**) von mittels Querfließpressen umformgefühten WNV eingesetzt.

In **Kapitel 6** erfolgte die Untersuchung von fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV, die mittels Querfließpressen hergestellt wurden, mit dem Ziel, eine Nabenkontur zu erzeugen, die eine vollständige Formfüllung der Nabe als auch eine homogene Fugendruckverteilung im gefügten Zustand ermöglicht. Um die Wechselwirkungen zwischen Welle und Nabe während und nach dem Fügen in der Fugendruckherstellung zu berücksichtigen, wurde die von Ulrich in [92] vorgestellte Methode zur iterativen Gestaltung einer fugendruckbasierten Nabenkontur mit FE-Umformsimulationsprogramm *Deform2DTM* umgesetzt und Nabenkonturen für verschiedene Fugendruckniveaus und Wellenwerkstoffe entwickelt. Für die Wellenwerkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 wurden jeweils zwei Nabenkonturen mit unterschiedlichen Fugendruckniveaus konzipiert, gefertigt und experimentell gefügt. Mit diesen gefügten Proben wurden die Stempelkräfte, die Formfüllung und die axiale Abziehkraft mit den korrespondierenden numerischen Ergebnissen verglichen. Die geometrischen Analysen der gefügten WNV führten zu der Erkenntnis, dass sich das ursprüngliche

FE-Umformmodell zur Gestaltung der fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen als unzureichend erwies. Daher wurde in **Kapitel 7** die Frage nach der erforderlichen Genauigkeit des numerischen FE-Umformmodells durch die Ermittlung der vorliegenden tribologischen Bedingungen sowohl im Werkstück-Werkzeug-Kontakt als im Werkzeug-Werkzeug-Kontakt ermittelt. Weiterhin erfolgte die Integration der Fertigungstoleranzen der Halbzeuge (Welle und Nabe) und Werkzeuge in das erweiterte numerische FE-Umformmodell (**Kapitel 7.1**). Mit dem entwickelten erweiterten FE-Umformmodell wurde eine weitere Nabenkontur entwickelt (**Kapitel 7.2**) und das FE-Modell durch experimentelle Fügeversuche erfolgreich validiert (**Kapitel 7.3**). Für die numerische und experimentelle Untersuchung von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen wurde auf die im DFG-Forschungsprojekt [9] mit der FE-Software *Ansys Workbench* entwickelten Nabenprofile zurückgegriffen (**Kapitel 8**). Die Anwendung des erweiterten FE-Umformmodells zeigte eine hohe Diskrepanz in der numerischen Abbildung der Geometrie der gefügten Versuchsproben. Hieraus konnte erneut geschlussfolgert werden, dass für die numerische Entwicklung derartiger Nabenprofile stets die Ermittlung der tribologischen Eigenschaften sowie die Integration der Fertigungstoleranzen unbedingt erforderlich sind, was eine notwendige Weiterentwicklung der in [129] vorgestellten Methodik darstellt.

Die experimentellen Untersuchungen von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen erfolgten für zwei unterschiedliche Fugendruckniveaus je Wellenwerkstoff (16MnCr5: 250 MPa und 350 MPa; 42CrMo4: 350 MPa und 450 MPa). Die experimentellen Untersuchungen der fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofile erfolgten an jeweils einem Profil je Wellenwerkstoff (16MnCr5: A und 42CrMo4: B). Als Referenz wurde ein vollständig koaxiales reib- und formschlüssiges Nabenprofil (C) mit dem Wellenstoff 16MnCr5 eingesetzt.

Für alle Nabenkonturen und -profile wurden zur experimentellen Untersuchung der Geometrie nach dem Fügen, der Formfüllung und der axialen Abziehung einfache Wellen eingesetzt. Die Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit erfolgte durch die Verwendung von Reinholz-Wellen und Flanschnaben. Die Analyse der Geometrie nach dem Umformfügen von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen brachte zunächst zum Vorschein, dass die Diskrepanz zu den numerisch ermittelten Ergebnissen signifikant zu hoch ist. Für die mit dem erweiterten FE-Umformmodell entwickelte Nabenkontur lag der geometrische Unterschied der numerischen und experimentellen innerhalb der Fertigungstoleranzen. Folglich ist auch davon auszugehen, dass der numerisch ermittelte Fugendruck dem experimentell erzeugten Fugendruck entsprach.

Ein weiteres Ziel bei der Gestaltung von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen stellte die Erzeugung einer vollständigen Formfüllung der Nabenkontur dar. Die höchste Formfüllung von 98,4 % wurde für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 mit dem Zielfugendruck 350 MPa erzielt. Gegenüber der zylindrischen Nabenkontur wurde die Formfüllung um 5,9 % erhöht. Für den

Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit einem Zielfugendruck 450 MPa konnte nur noch eine Steigerung der Formfüllung von 2,3 % gegenüber einer zylindrischen Kontur, die für diesen Werkstoff eine Formfüllung von 94,3 % aufwies, erzielt werden. Es zeigte sich für alle Nabenkonturen, dass die Erzielung einer vollständigen Formfüllung signifikant von der erzielbaren Fertigungsgenauigkeit der Nabenkonturen abhängt.

Aufgrund des geometrischen Hinterschnitts der fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkontur wurde eine Steigerung der axialen Abziehkräfte zwischen 14 % bis 22 % je nach Wellenwerkstoff und Fugendruck gegenüber zylindrischen Nabenkonturen festgestellt. Dies war primär auf den geringeren Anteil des geometrischen Hinterschnitts und sekundär sowohl auf einen geringeren Flächenkontakt als auch den veränderten Fugendruck zurückzuführen. Der Einfluss des Fugendrucks spiegelte sich im Ergebnis derart wider, dass ein höherer Fugendruck einen größeren Hinterschnitt der Nabenkontur und folglich eine höhere axiale Kraft zum Abziehen der Nabe von Welle verursachte.

Die experimentellen Untersuchungen zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen zeigten, dass eine deutliche Steigerung von mindestens 47 % gegenüber einem konventionellen thermisch gefügten Querpressverband unter Verwendung des gleichen Wellenwerkstoffs erzielt wurde. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde für einen Zielfugendruck von 450 MPa eine statische Torsionsfestigkeit von 808 Nm ermittelt, und damit eine um 76 % (+349 Nm) höhere statische Torsionsfestigkeit gegenüber dem thermisch gefügten Pressverband. Dabei wurden bei allen Versuchsproben Durchrutschen als Versagensfall herbeigeführt.

Für fugendruckbasierte reib- und formschlüssige Nabenprofile wurden deutlich erhöhte statische Torsionsfestigkeiten ermittelt, da der vorhandene Formschluss das Durchrutschen der Wellen verhinderte. Für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 wurde mit 965,4 Nm die höchste statische Torsionsfestigkeit ermittelt. Der Unterschied einer nicht fugendruckbasierten Nabenkonturgestaltung für reib- und formschlüssige WNV unter der Voraussetzung eines gleichen Wellenwerkstoffs lag für den vorliegenden Fall bei 4 % (+40,8 Nm), was auf den höheren Formschluss zurückzuführen ist. Es lässt sich positiv schlussfolgern, dass die Veränderung hinsichtlich der Reibdauerbeanspruchung für derartige reib- und formschlüssige Nabenprofile keine nennenswerte Absenkung der statischen Torsionsfestigkeit zur Folge hatte. Gegenüber den fugendruckbasierten reibschlüssigen Nabenkonturen wurde für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 (Zielfugendruck 350 MPa) eine Steigerung von 28 % (+201,3 Nm) und für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 (Zielfugendruck 450 MPa) eine Steigerung von 19 % (+241,0 Nm) ermittelt.

Für die numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV wurde die entwickelte Methode zur Übertragung von geometrischen und lokalen

werkstofflichen Bauteileigenschaften auf die umformtechnisch gefügte WNV angewandt. Hierbei zeigte sich, dass der Übertrag der Einzelkörper sowohl bezüglich der Geometrie als auch der lokalen Bauteileigenschaften korrekt war, jedoch der Fugendruck bzw. der Kontakt zwischen Welle und Nabe mit dem aus *Deform3DTM* exportierten FE-Netz nicht zufriedenstellend übertragen werden konnte und das derzeitige Limit der entwickelten Methode aufzeigte. Durch die Verwendung einer hohen Reibungszahl konnte das experimentell ermittelte Torsionsmomentniveau nachgebildet werden.

Der Vergleich der numerischen Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit sowohl mit als auch ohne Berücksichtigung der lokalen Bauteileigenschaften zeigte, dass der Einfluss der Kaltverfestigung für die eingesetzte Wellengeometrie von untergeordneter Bedeutung war. Bei der numerischen Abbildung der Verdrehung des gefügten Wellenkörpers ohne Berücksichtigung lokaler Bauteileigenschaften mit Werkstoffkennwerten aus dem Zugversuch wurde anfänglich das Torsionsmoment überschätzt, fällt jedoch im plastischen Bereich auf das experimentell ermittelte Niveau wieder ab. Bei der Verwendung von Stauchfließkurven als Werkstoffkennwerte wurde für Wellenkörper mit lokalen Bauteileigenschaften ein ähnlicher Verlauf des Torsionsmoments ermittelt, wie es bereits für zerspante Wellen beobachtet wurde und somit eher einem nichtverfestigten Bauteil entspricht. Der Grund dafür liegt in der deutlich geringeren plastischen Formänderung an der geometrischen Schwachstelle des Wellenkörpers, sodass die Kaltverfestigung für die untersuchten umformtechnisch gefügten fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV schließlich keinen signifikanten Einfluss zeigte.

In den numerischen Untersuchungen zur statischen Torsionsfestigkeit von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenprofilen wurde der ebenso geringere Einfluss der Kaltverfestigung mit den in dieser Arbeit eingesetzten Wellengeometrien ersichtlich. Für den Werkstoff 42CrMo4 wurde eine gute Abbildungsgenauigkeit der statischen Torsionsfestigkeit unter Verwendung von Werkstoffkennwerten aus dem Zugversuch ermittelt. Für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 zeigte sich erneut, dass der Eintritt der Plastifizierung mit den eingesetzten Werkstoffmodellen unterschätzt wird. Die numerische Ermittlung der statischen Torsionsfestigkeit für mittels Querfließpressen hergestellte fugendruckbasierte reib- und formschlüssige WNV ist signifikant abhängig von der Modellierung des Welle-Nabe-Kontakts und von der Werkstoffmodellierung. Insbesondere der Übergang von elastischer zu plastischer Formänderung wird für die präzise Abbildung der statischen Torsionsfestigkeit, die als Eintreten der Plastifizierung definiert ist, benötigt. Für die numerische Berechnung der statischen Torsionsfestigkeit von mittels Querfließpressen umformgefügt WNV (Q-WNV) ist somit die Betrachtung der aus der Umformung erzeugten lokalen Bauteileigenschaften nicht erforderlich.

9.2 Übertragbarkeit der ermittelten Ergebnisse auf weitere Anwendungsfälle

Die in Kapitel 5 vorgestellte Methode zur Integration der Kaltverfestigung in die strukturmechanische Betrachtung der statischen Torsionsfestigkeit deutet daraufhin, dass dieser Ansatz einen großen Mehrwert bei der Dimensionierung von fließgepressten Bauteilen bietet. Da das VVFP oftmals als Vor- oder Zwischenstufe eines mehrstufigen Kaltumformprozesses eingesetzt wird, besteht die Möglichkeit der Integration der vorgestellten Methode zur Berücksichtigung der Kaltverfestigung fließgepresster Teile in eine Vielzahl verschiedener Bauteilspektren, wie Schrauben, Wellen und Achsen jeglicher Art zur Übertragung von Torsions- und Biegekräften. Insbesondere die deutlich verbesserte numerische Simulation der statischen Torsionsfestigkeit ermöglicht zukünftig die gezielte Dimensionierung von hochbelasteten Komponenten. Dabei kann die erzeugte Kaltverfestigung zur Übertragung höherer Torsionsmomente oder zur dimensional Verkleinerung der Komponenten bei gleichen übertragbaren Torsionsmomenten genutzt werden.

9.3 Ausblick auf weitere Untersuchungen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Integration der Kaltverfestigung in die strukturmechanische Betrachtung der statischen Torsionsfestigkeit von fließgepressten Wellen und umformgefügte Q-WNV untersucht. Hierbei zeigte sich, dass die entwickelte Methodik zur Übertragung von Geometriedaten und Spannungs- und Dehnungszuständen aus dem FE-Umformsimulationsprogramm *Deform3DTM* in das FE-Programm für strukturmechanische Berechnungen *ANSYS Workbench* für einzelne Körper unter der Verwendung bereits vorhandener Materialmodelle gut anwendbar ist. Für gefügte Q-WNV besteht weiteres Entwicklungspotenzial, da der umformtechnisch erzeugte Fugendruck im FE-Programm *ANSYS Workbench* nicht ausreichend genau abgebildet werden konnte. Insbesondere die Kontaktberechnung und die Verwendung geeigneter Vernetzungen gelten hier als wesentliche Untersuchungspunkte.

Der in dieser Arbeit entwickelte Prüfaufbau und die entwickelte Prüfgeometrie zur Untersuchung des Einflusses der Kaltverfestigung von fließgepressten Wellen auf die statische Torsionsfestigkeit bildet eine sehr gute Grundlage, um weitere Untersuchungen hinsichtlich anderer Werkstoffe und detailliertere Materialmodellierungen zur weiteren Verbesserung der numerischen Vorhersagegenauigkeit von statisch torsionsbeanspruchten Wellenkörpern durchzuführen.

Der ermittelte geringfügige Einfluss der Kaltverfestigung auf die statische Torsionsfestigkeit von Q-WNV und die in dieser Arbeit gewonnene Erkenntnis zur Steigerung der Torsionsfestigkeit infolge der Kaltverfestigung am Beispiel von fließgepressten Wellen lassen die Schlussfolgerung zu, dass hier weiteres Festigkeitssteigerungspotential erschlossen werden kann. Beim Umformfügen von fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen WNV mittels Querfließpressen wurde nur eine geringe plastische Formänderung ermittelt. Der Einsatz einer vorverfestigten Voll- oder sogar

Hohlwelle sollte daher ein ausreichend hohes verbleibendes Restumformvermögen aufweisen können, um den Umformfügevorgang durchzuführen. Ein VVFP erscheint als Vorstufe erfolgversprechend, um eine hohe Kaltverfestigung in der Randzone der Welle zu erzielen, die maßgeblich zur statischen Torsionsfestigkeit beiträgt. Mit den dann erzeugten höheren Werkstofffestigkeiten im Randbereich der Welle ließe sich ein höherer Fugendruck erzeugen, um schließlich ein noch höheres Torsionsmoment zu übertragen.

10.2 Ermittelte Fließkurven und Spannungs-Dehnungs-Kurven

Druckfließkurven

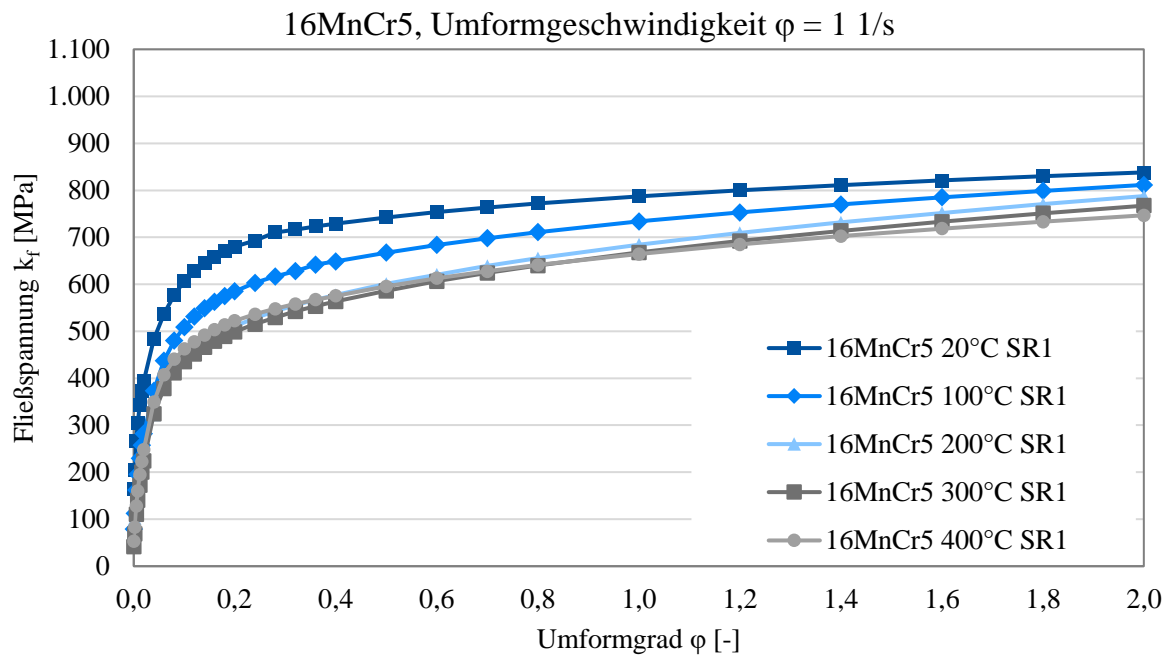


Abbildung 10-1: Fließkurven in Abhängigkeit von der Temperatur für den Werkstoff 16MnCr5 und eine Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = 1 \text{ 1/s}$

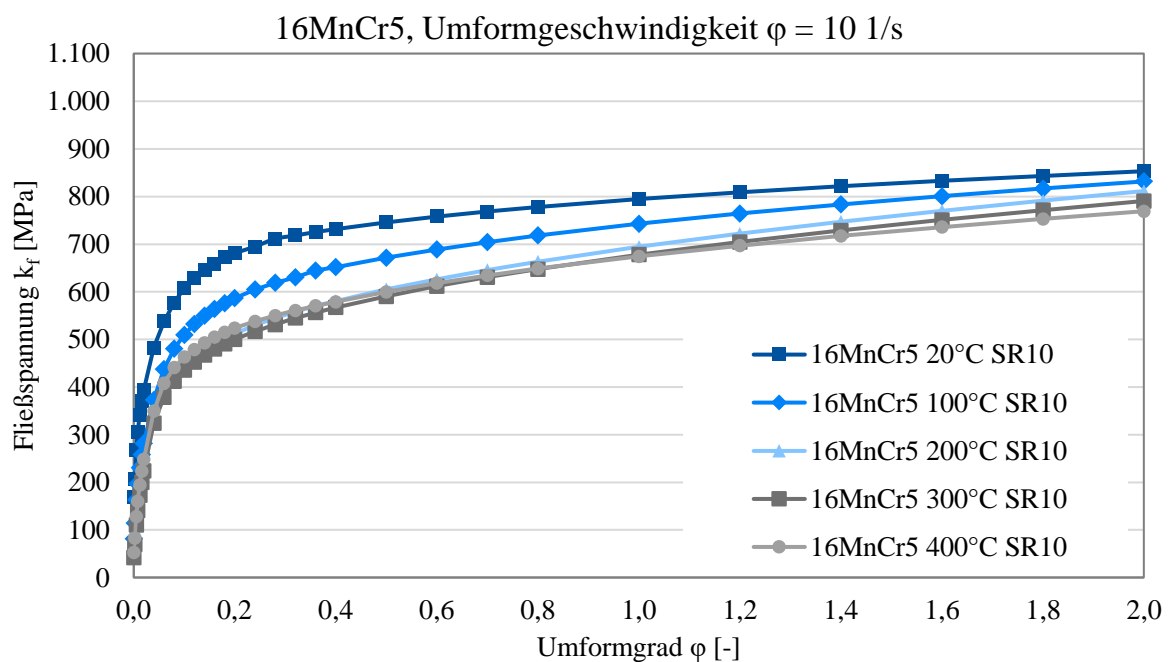


Abbildung 10-2: Fließkurven in Abhängigkeit von der Temperatur für den Werkstoff 16MnCr5 und eine Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = 10 \text{ 1/s}$

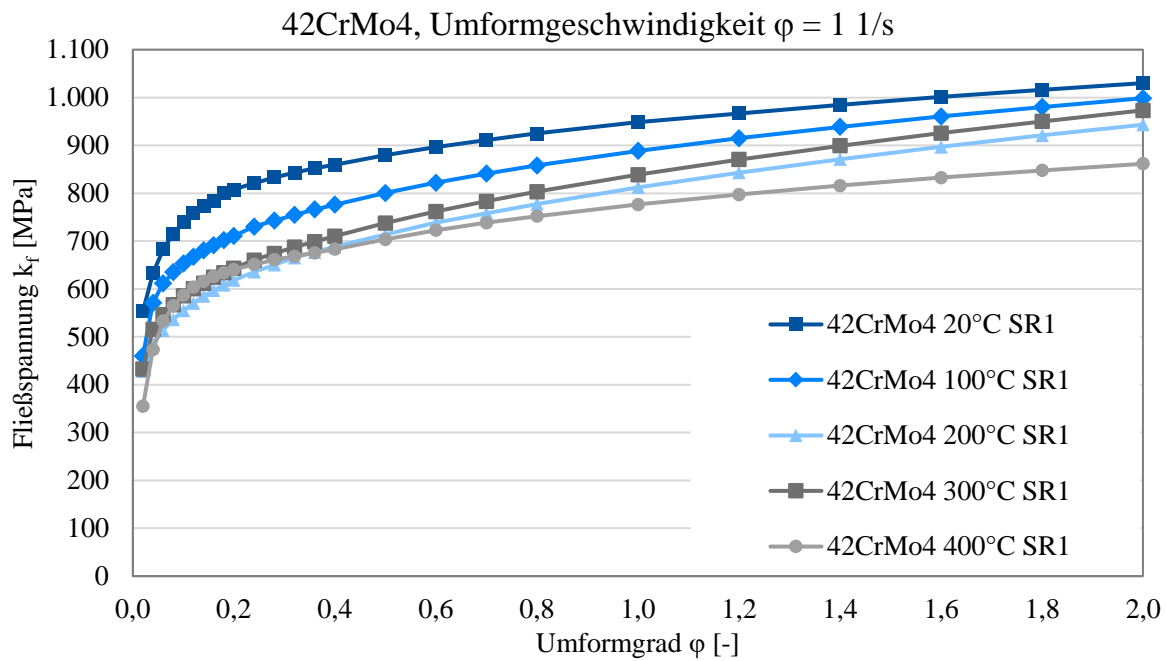


Abbildung 10-3: Fließkurven in Abhängigkeit von der Temperatur für den Werkstoff 42CrMo4 und eine Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = 1 \text{ 1/s}$

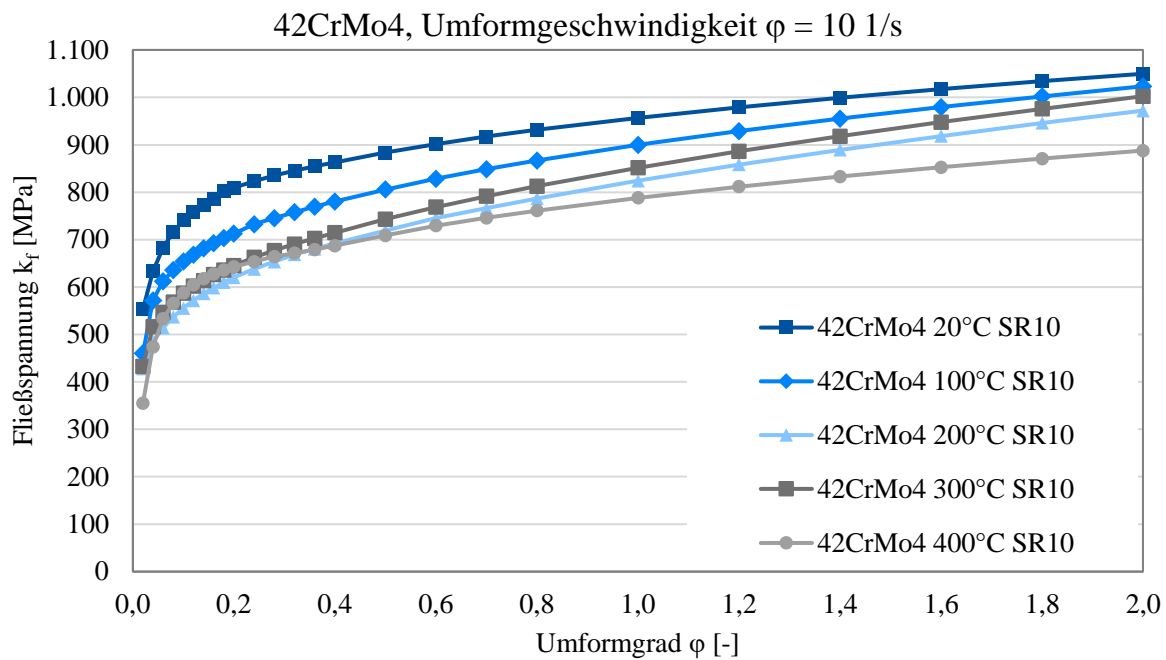


Abbildung 10-4: Fließkurven in Abhängigkeit von der Temperatur für den Werkstoff 16MnCr5 und eine Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = 10 \text{ 1/s}$

Zugversuche

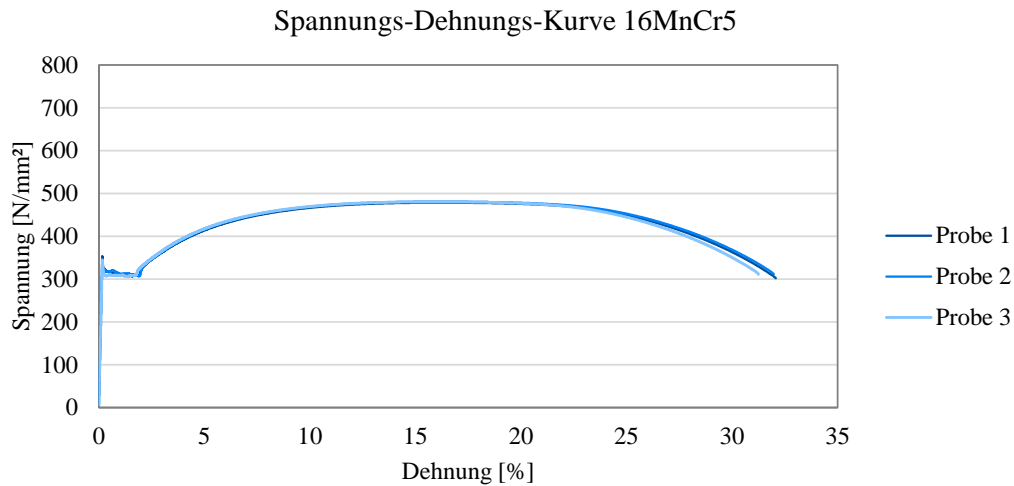


Abbildung 10-5: Fließkurve aus dem Zugversuch für den Werkstoff 16MnCr5

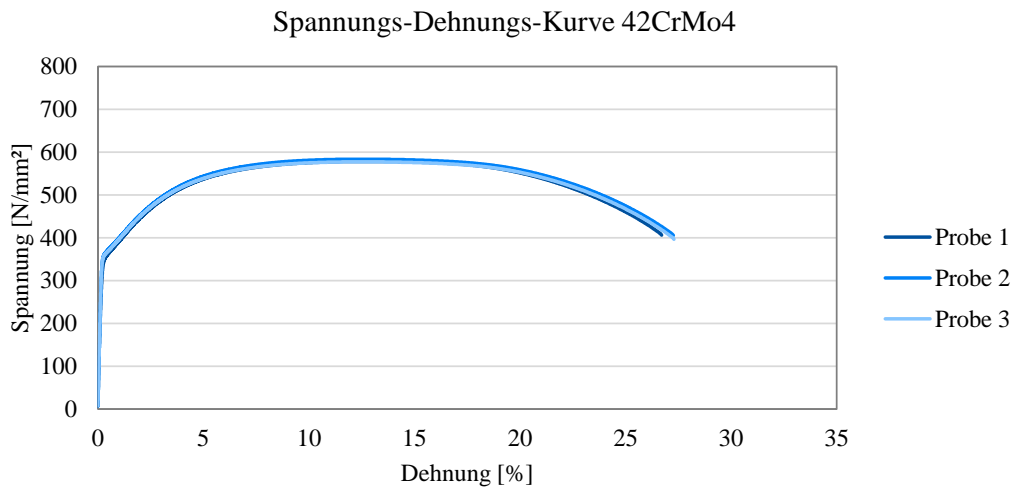


Abbildung 10-6: Fließkurve aus dem Zugversuch für den Werkstoff 42CrMo4

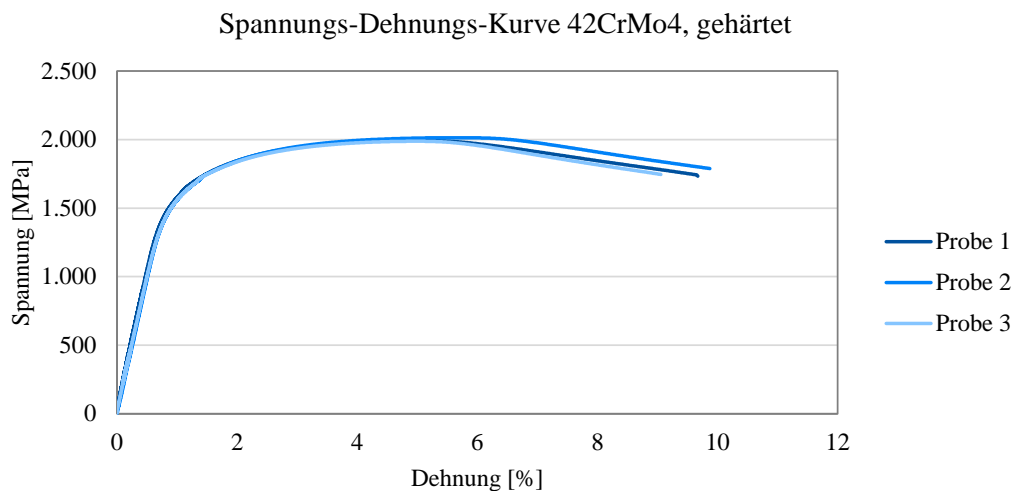


Abbildung 10-7: Fließkurve aus dem Zugversuch für den Werkstoff 42CrMo4 im gehärteten Zustand

10.3 Werkzeug für das Vollvorwärtsfließpressen

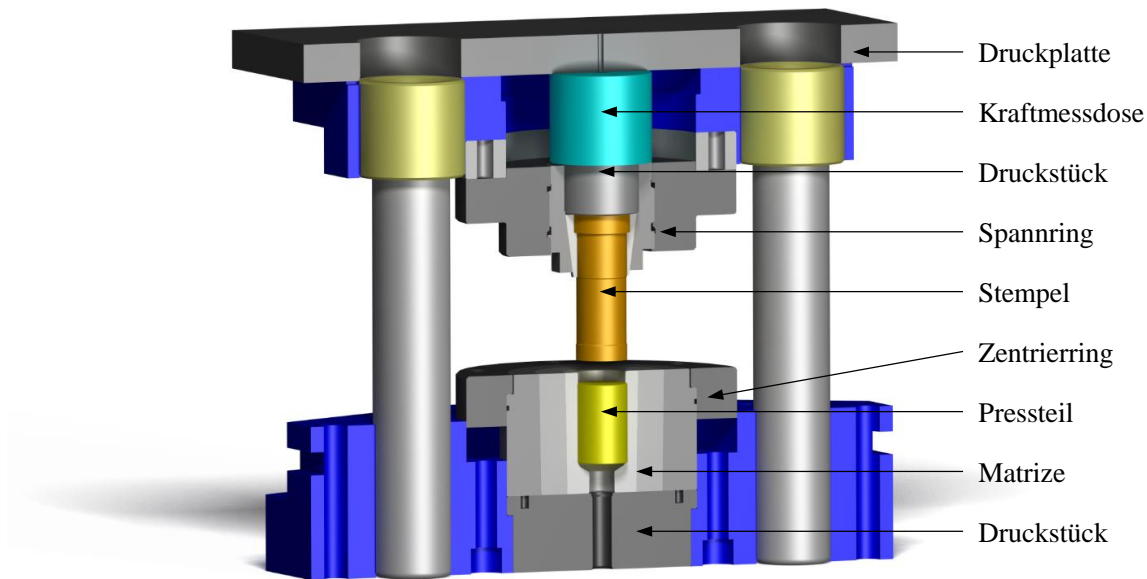


Abbildung 10-8: Verwendeter Werkzeugaufbau für das Vollvorwärtsfließpressen

10.4 Werkzeug für das Fügen von WVN mittels Querfließpressen

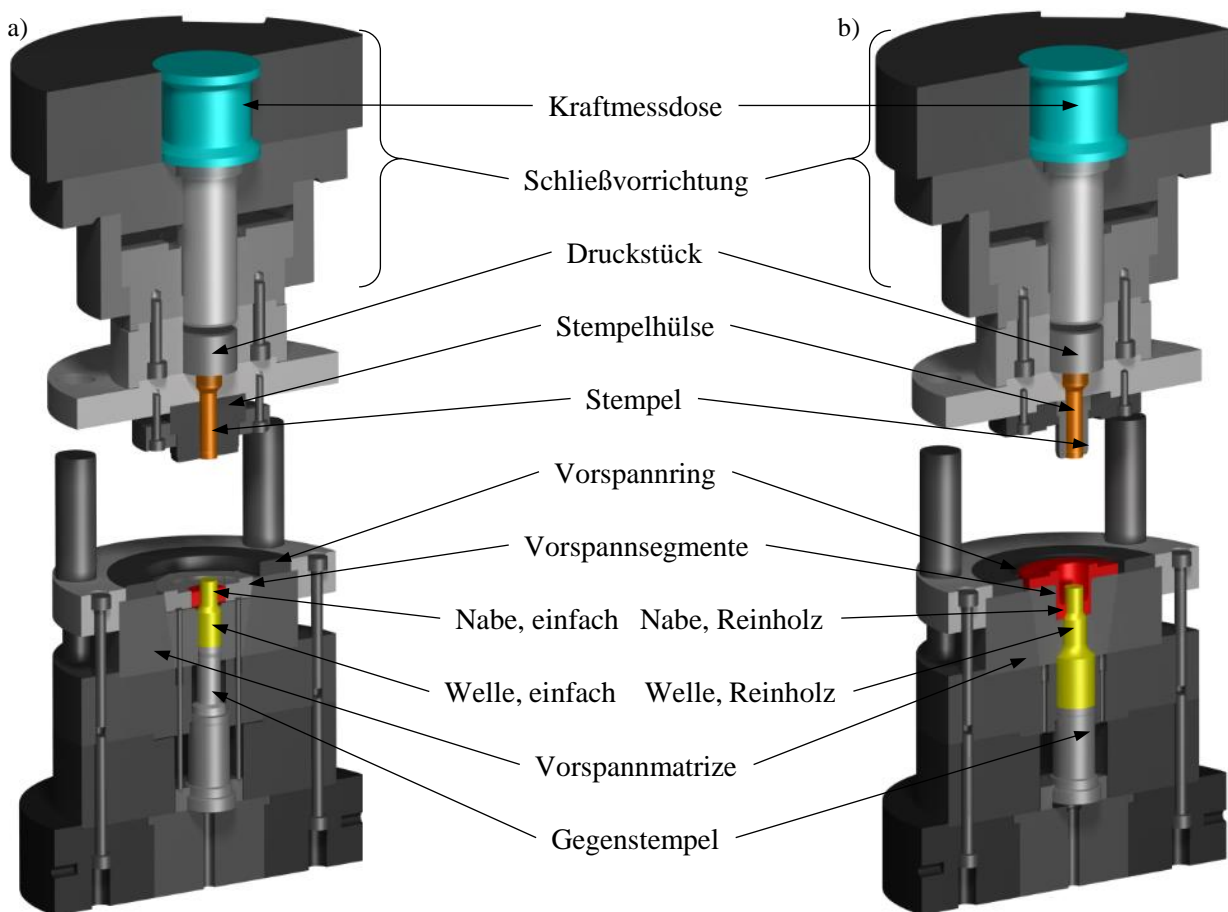


Abbildung 10-9: Versuchswerkzeug nach Dörr [1] zur Herstellung von umformgefügt WNV
 a) Aufbau zum Fügen von einfachen Naben b) Aufbau zum Fügen von Reinholz-Naben

10.5 Stößelweg und Stößelgeschwindigkeitsverlauf beim Vollvorwärtsfließpressen

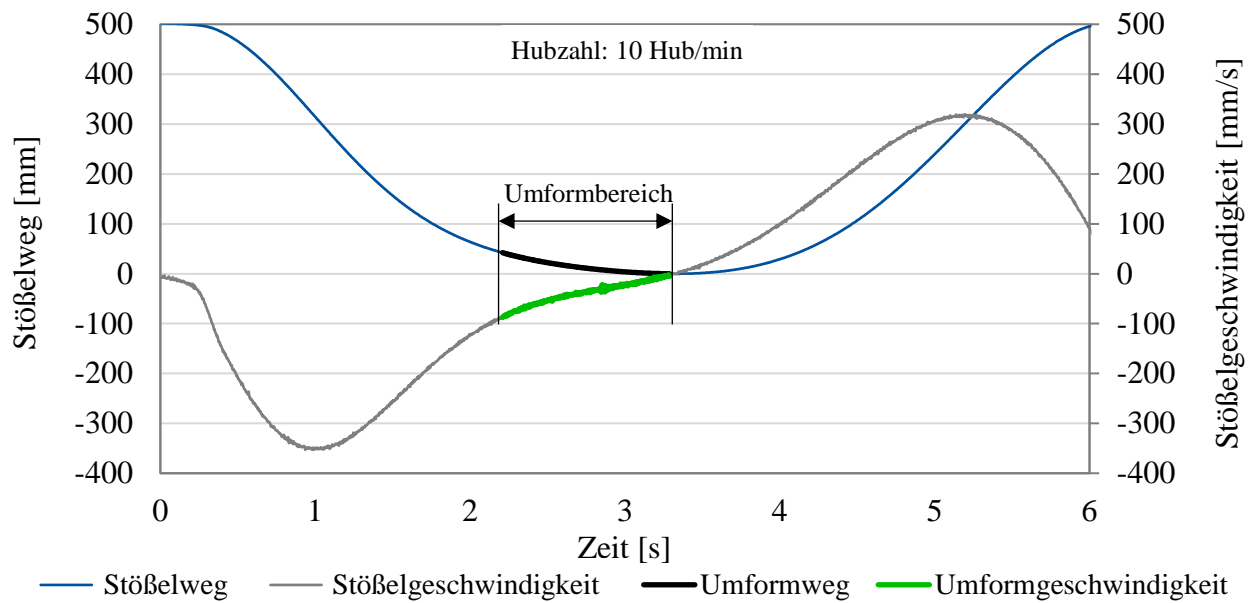


Abbildung 10-10: Stößelweg und Stößelgeschwindigkeitsverlauf des VVFP auf der servomechanischen Kaltfließpresse

10.6 Pressteillängen nach dem Vollvorwärtsfließpressen

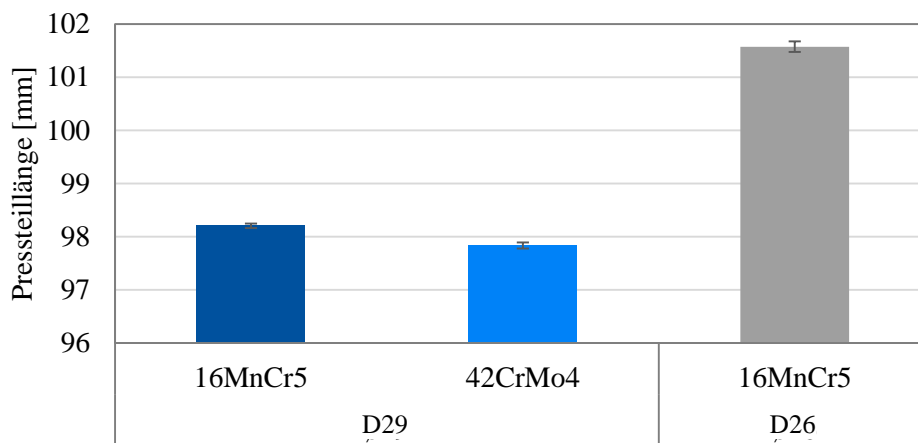


Abbildung 10-11: Pressteillängen nach dem VVFP für die Werkstoffe 16MnCr5 und 42CrMo4 mit den Zapfendurchmessern $\varnothing 29$ mm und $\varnothing 26$ mm

10.7 Vergleichsspannungen und maximale Hauptspannungen der Prüfaufnahmen

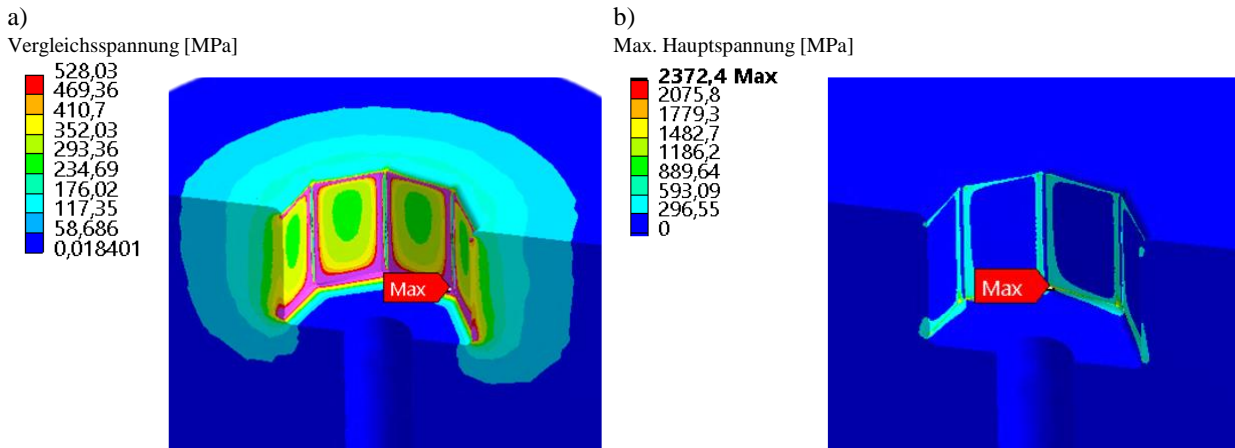


Abbildung 10-12: Beanspruchung der Prüfaufnahme bei der Torsion einer Vollwelle

a) Vergleichsspannung bei maximaler Torsionslast

b) maximale Hauptspannung bei maximaler Torsionslast

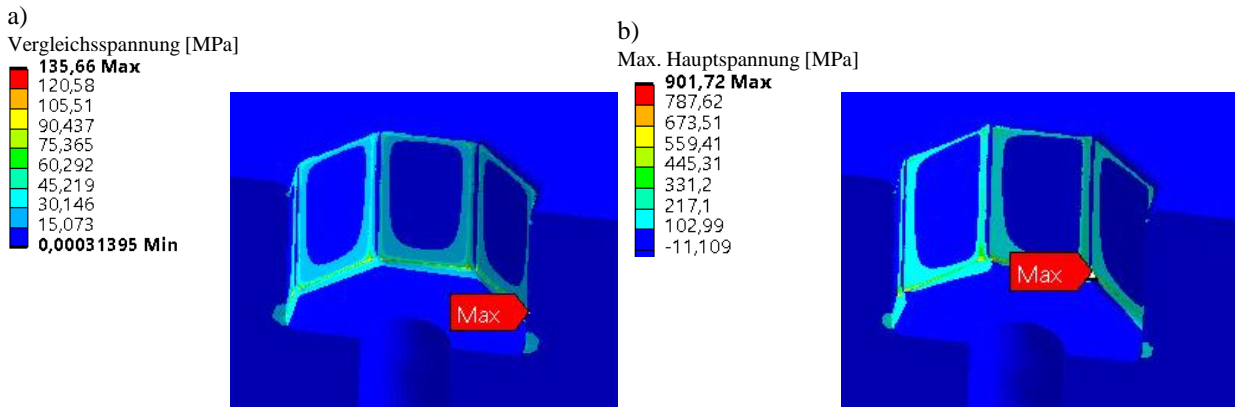


Abbildung 10-13: Beanspruchung der Prüfaufnahme bei der Torsion einer Hohlwelle

a) Vergleichsspannung bei maximaler Torsionslast

b) maximale Hauptspannung bei maximaler Torsionslast

10.8 Härtewerte der tordierten Proben

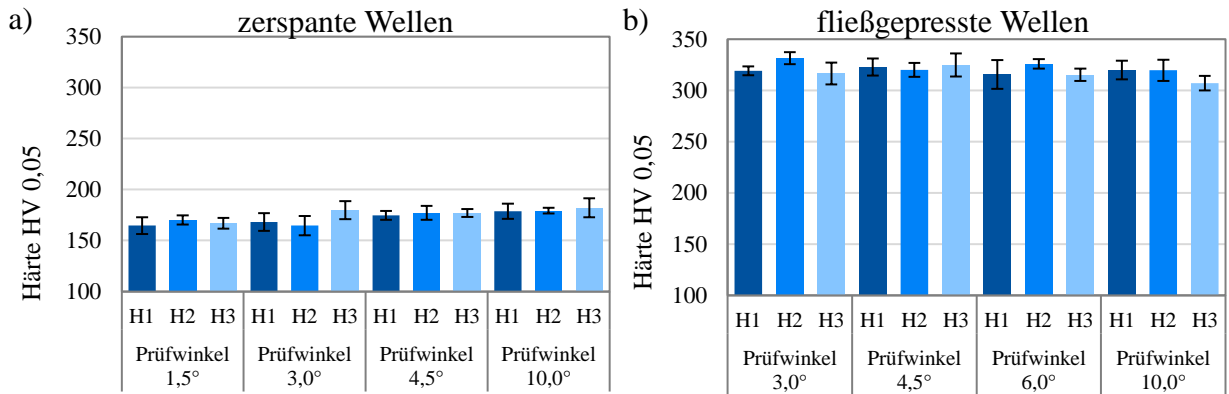


Abbildung 10-14: Vergleich der mittleren Härte nach der Torsionsprüfung bei verschiedenen Prüfwinkeln für den Werkstoff 16MnCr5 für den Zapfendurchmesser 26 mm
 a) zerspante Wellen b) vollvorwärtsfließgepresste Wellen

10.9 Zeichnungen der Versuchsproben

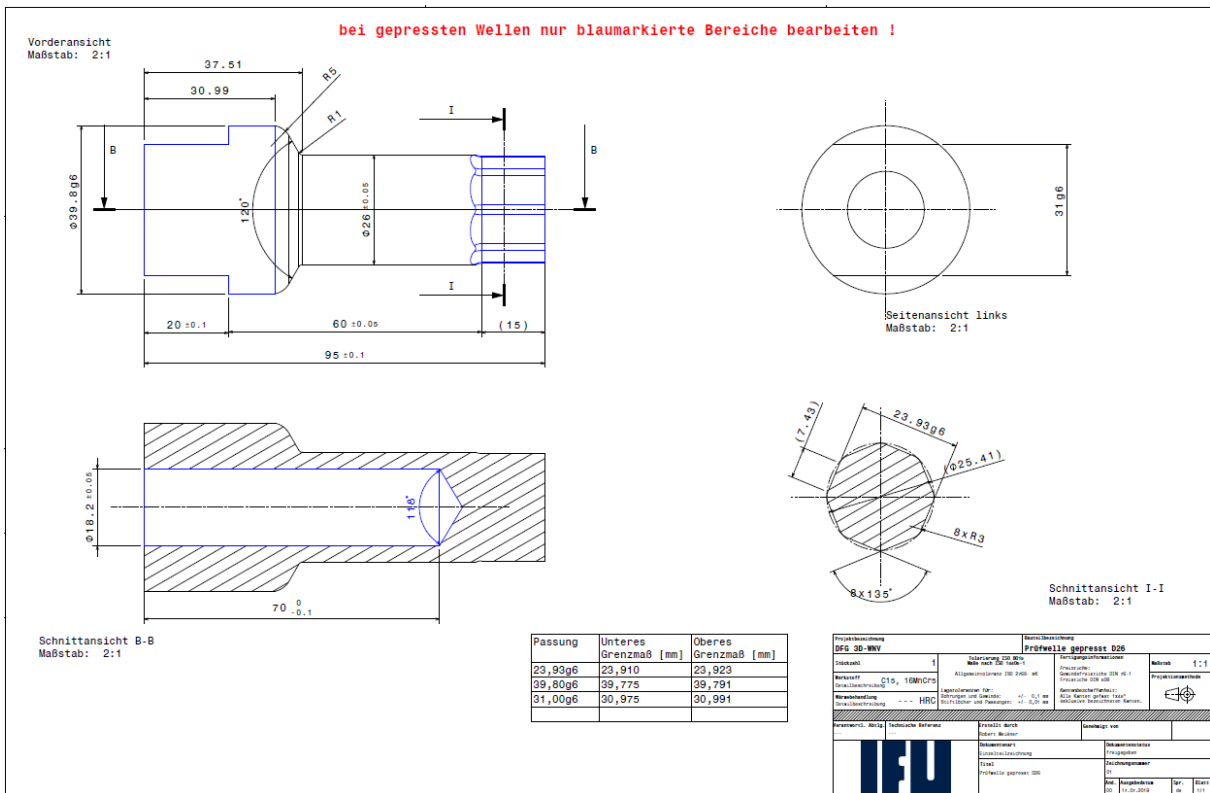


Abbildung 10-15: Fertigungszeichnung der hohlgebohrten Wellen für den Zapfendurchmesser 26 mm für die Ermittlung der Torsionsfestigkeit

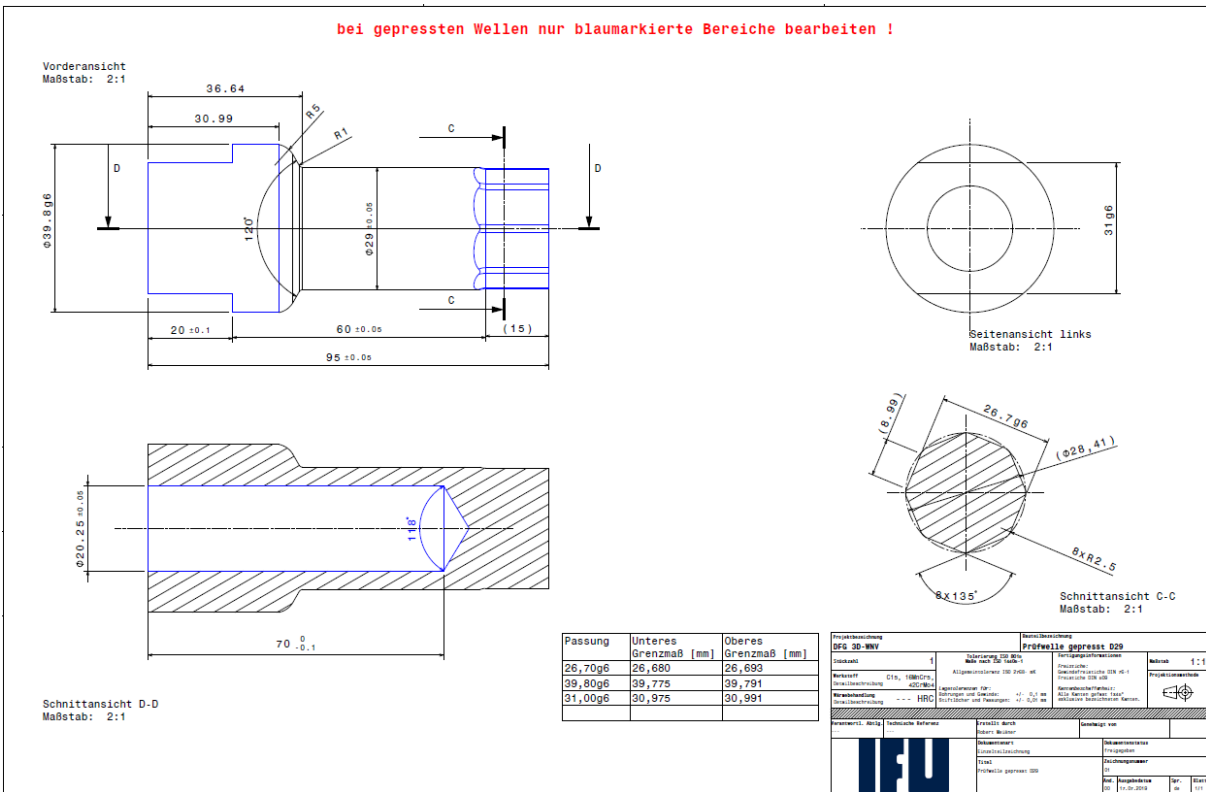


Abbildung 10-16: Fertigungszeichnung der hohlgebohrten Wellen für den Zapfendurchmesser 29 mm für die Ermittlung der Torsionsfestigkeit

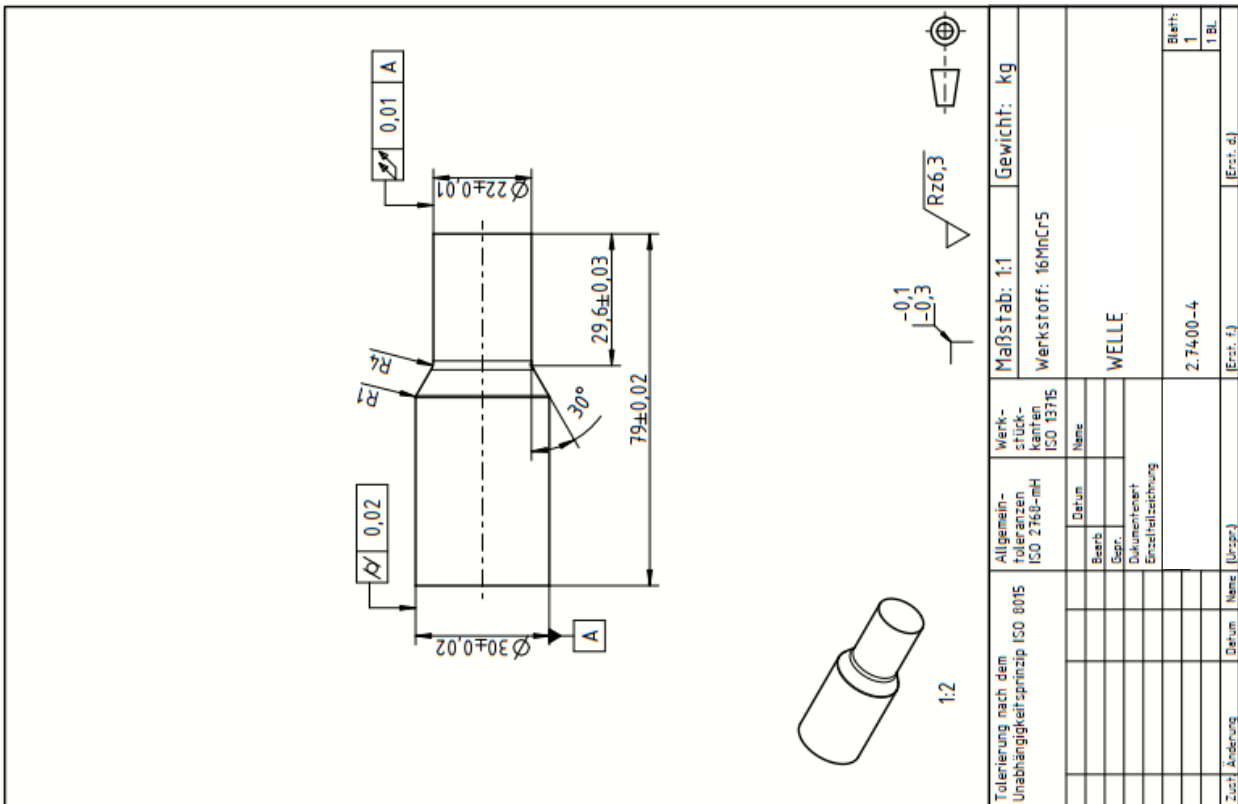


Abbildung 10-17: Fertigungszeichnung der einfach abgesetzten Welle zum Umformfügen

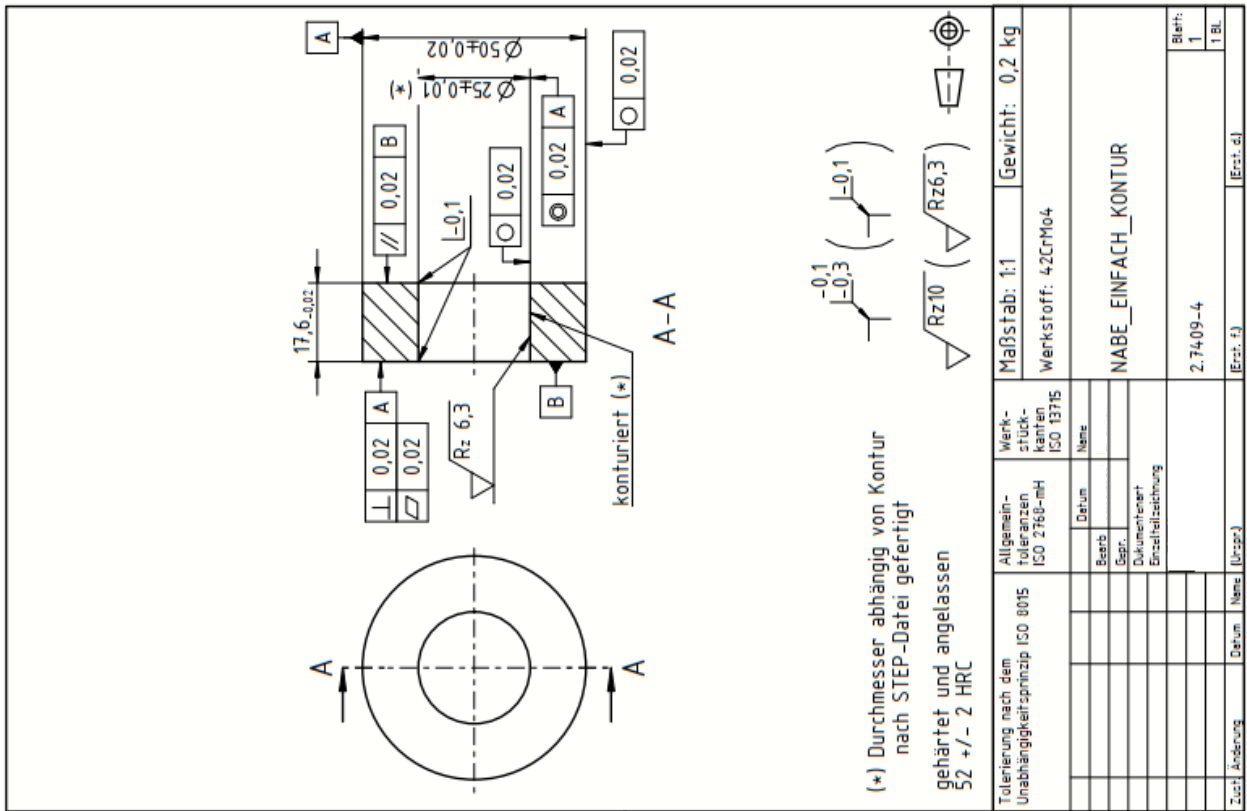


Abbildung 10-18: Einfache Nabe zum Umformfügen mit einer einfach abgesetzten Welle

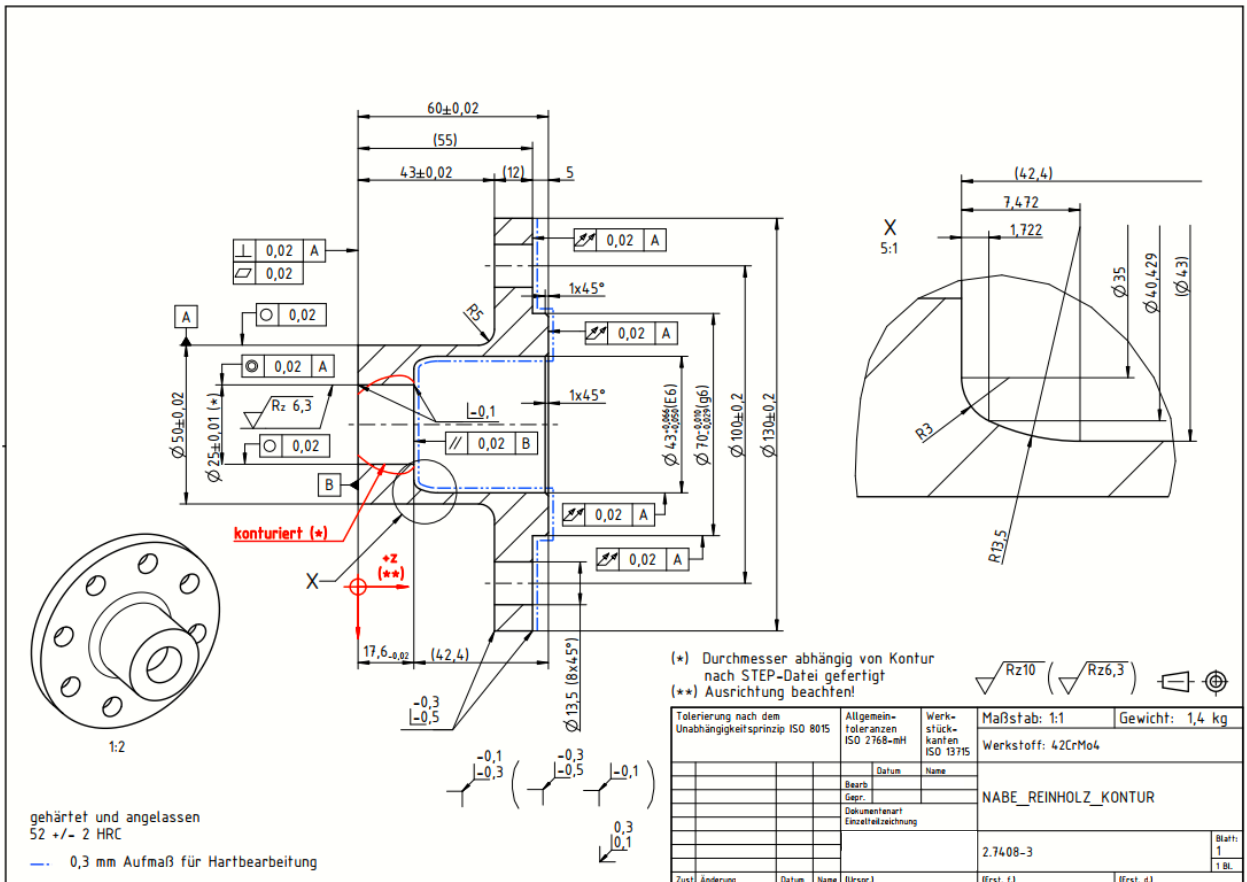


Abbildung 10-19: Flanschnabe zum Umformfügen mit einer Reinholz-Welle

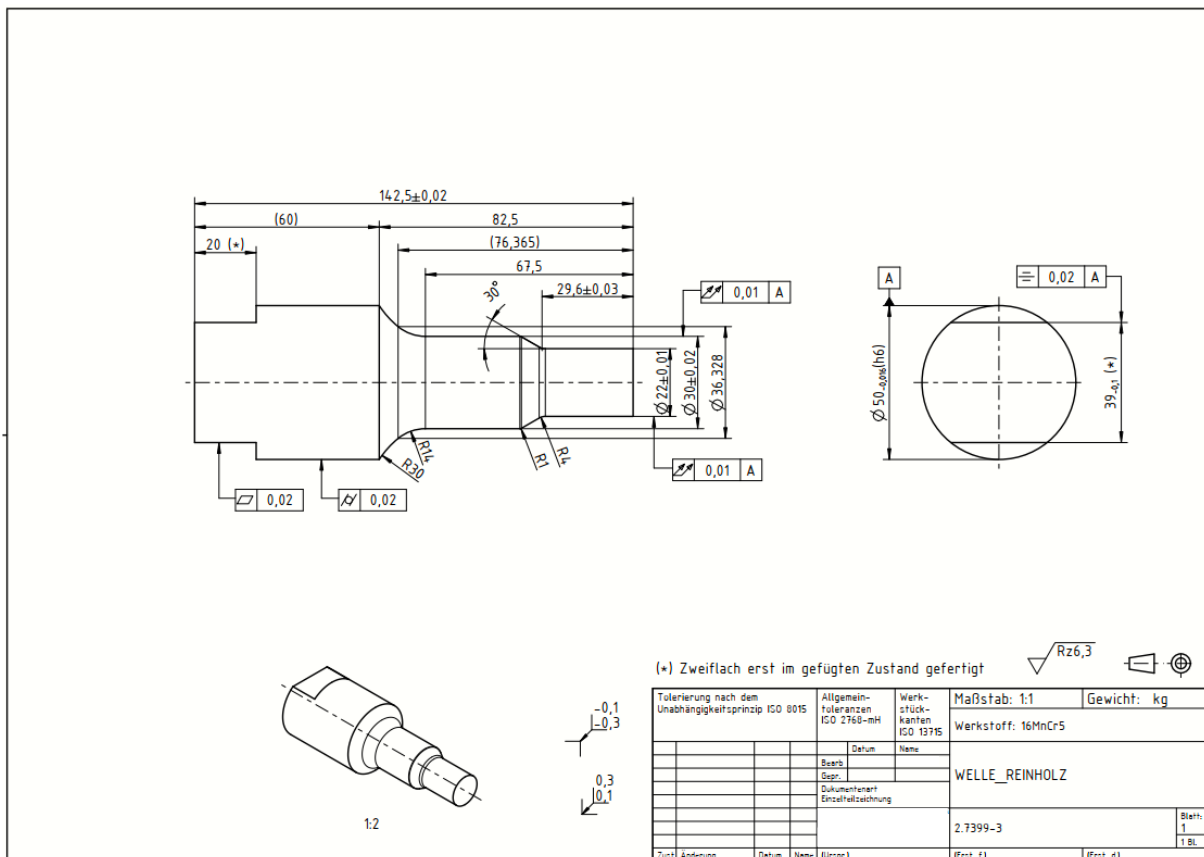


Abbildung 10-20: Welle nach Reinholz zum Umformfügen mit der Flanschnabe

10.10 Berechnung des Übermaßes des thermischen Querpressverbands

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Fügedurchmesser	D_F	20,0	mm
Außendurchmesser (Nabe)	D_{aA}	50,0	
Innendurchmesser (Welle, Vollmaterial)	D_{iI}	0,0	
Fügelänge	l_F	17,6	
Gemittelte Rautiefe Nabe	R_{zN}	6,3	μm
Gemittelte Rautiefe Welle	R_{zW}	6,3	μm
Querdehnzahl Nabe	μ_N	0,3	
Querdehnzahl Welle	μ_W	0,3	
Haftbeiwert (Rutschen, Längsrichtung)	ν_{rl}	0,21	
Haftbeiwert (Rutschen, Umfangsrichtung)	ν_{ru}	0,21	
Sicherheit gg. plast. Beanspruchung der Nabe	S_{PN}	1,2	
Sicherheit gg. plast. Beanspruchung der Welle	S_{PW}	1,2	
Streckgrenze Nabe, 42CrMo4, gehärtet	$R_{p0,2,N}$	1.535,6	MPa
Streckgrenze Welle, 16MnCr5	$R_{p0,2,W}$	314,4	MPa
Streckgrenze Welle, 42CrMo4	$R_{rp0,2,W}$	362,2	MPa

Rutschsicherheit	S_r	1,0	
E-Modul Nabe, 42CrMo4, gehärtet	E_N	203.000	MPa
E-Modul Welle, 16MnCr5	E_W	211.050	MPa
E-Modul Welle, 42CrMo4	E_W	203.458	MPa
Wärmeausdehnungskoeffizient Nabe, erwärmen	α_N	0,000012	1/K
Wärmeausdehnungskoeffizient Welle, abkühlen	α_W	0,000011	1/K
Raumtemperatur	T_{Raum}	293,15	K
Max. Nabentemperatur	$T_{N,max}$	573,15	K
Min. Wellentemperatur	$T_{W,min}$	293,15	K
Fügespiel (0,001 * D_F)	U_f	0,025	mm

Durchmesser Verhältnis

$$Q_N = \frac{D_F}{D_{aN}} = 0,5$$

$$Q_W = \frac{D_W}{D_F} = 0$$

Übermaßänderung aufgrund einer Temperaturdifferenz

$$\Delta T_W: T_{W,min} - T_{Raum} = 0 \text{ K}$$

$$\Delta T_N: T_{N,max} - T_{Raum} = 280 \text{ K}$$

$$\Delta U_W: \Delta T_W \cdot \alpha_W \cdot D_F = 0 \text{ mm}$$

$$\Delta U_N: \Delta T_N \cdot \alpha_N \cdot D_F = 59,0 \text{ } \mu\text{m}$$

Einbeziehung der Oberflächenglättung

Wirksames Übermaß U_W

$$U_W = \Delta U_N - 0,4 \cdot (Rz_N + Rz_W) = 53,96 \text{ } \mu\text{m}$$

Bezogenes wirksames Übermaß

$$\xi_W = \frac{U_W}{D_F} = 2,158 \text{ } \mu\text{m}$$

Fugendruck mit der Hilfsgröße K_{DIN}

$$K_{DIN} = \frac{E_N}{E_W} \cdot \left(\frac{1 + Q_W^2}{1 - Q_W^2} - \mu_W \right) + \frac{1 + Q_N^2}{1 - Q_N^2} + \mu_N = 2,665$$

$$p_F = \frac{\xi_W \cdot E_N}{K_{DIN}} = 164,41 \text{ MPa}$$

Prüfung gegen plastische Dehnung der Fügepartner

Nabe (Außenteil)

$$\xi_W \leq \xi_{W,max,N} = K_{DIN} \cdot \frac{1 - Q_N^2}{\sqrt{3} \cdot S_{PN}} \cdot \frac{R_{p0,2,N}}{E_N} = 0,007275 \text{ mm}$$

Welle (Innenteil)

$$\xi_W \leq \xi_{W,max,W} = K_{DIN} \cdot \frac{2}{\sqrt{3} \cdot S_{PW}} \cdot \frac{R_{p0,2,W}}{E_N} = 0,003963 \text{ mm}$$

Übertragbares Drehmoment

$$T_{max} = \frac{\pi}{2} \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \nu_{rl} \cdot \frac{p_F}{S_r} = 596,55 \text{ Nm}$$

10.11 Tangentiale Spannungen von umformgefühten Proben

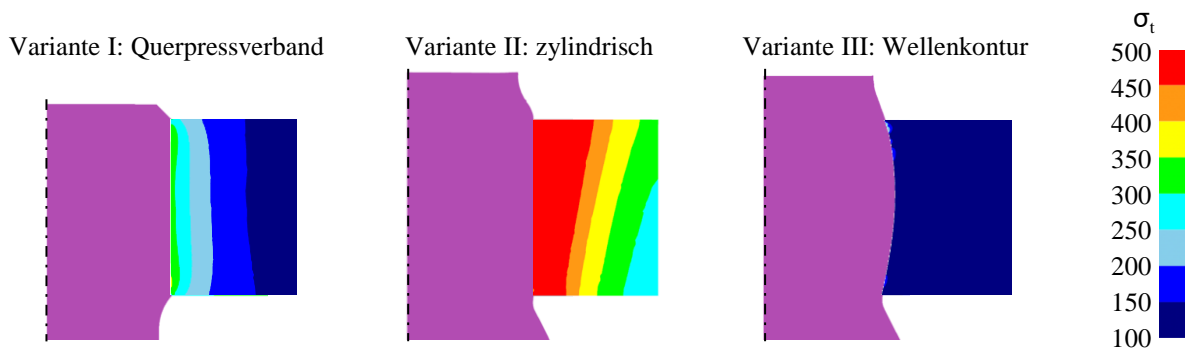


Abbildung 10-21: Vergleich zwischen dem thermischen Querpressverband, mittels Querfließpressen gefügte zylindrische Nabenkontur und einer Nabenkontur einer frei umgeformten Welle bzgl. der tangentialen Spannungen im Nabenkörper im gefügten und entlasteten Zustand

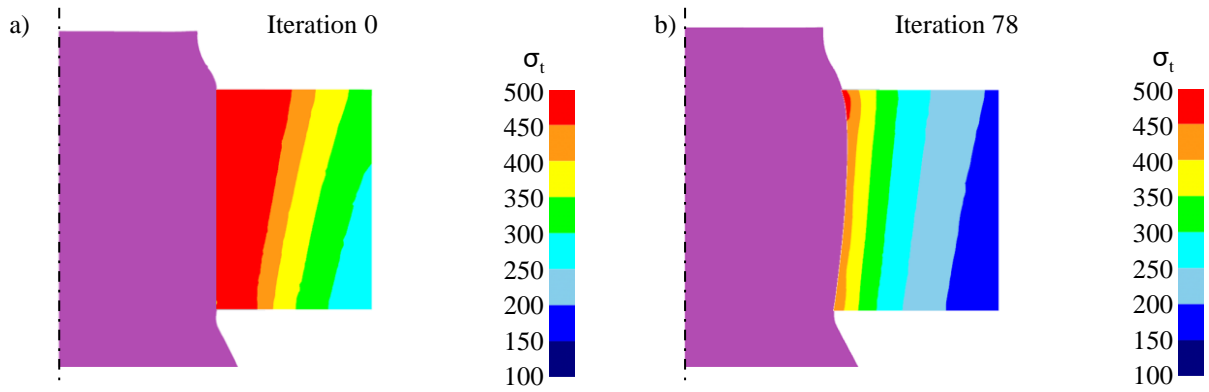


Abbildung 10-22: Tangentiale Spannungen im Nabenkörper im gefügten und entlasteten Zustand für den Wellenwerkstoff 16MnCr5 und für einen Zielfugendruck von 250 MPa
 a) Iteration 0, zylindrischer Ausgangszustand b) Iteration 78, Zielgeometrie

10.12 Geometrische Abmessungen der Rohteile vor dem Fügen

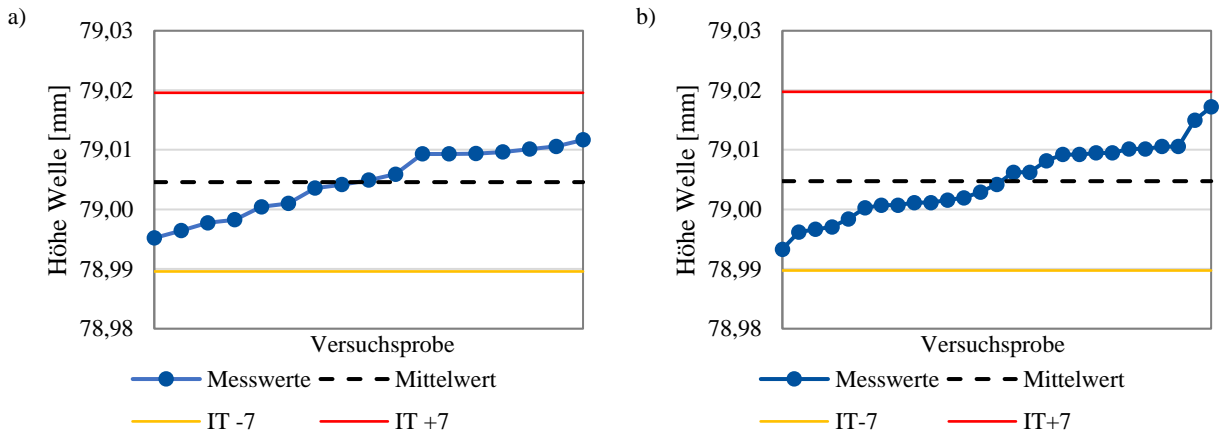


Abbildung 10-23: Gemessene Fertigungsmaße der Wellenhöhen für einfache Wellen
 a) Werkstoff 16MnCr5 b) Werkstoff 42CrMo4

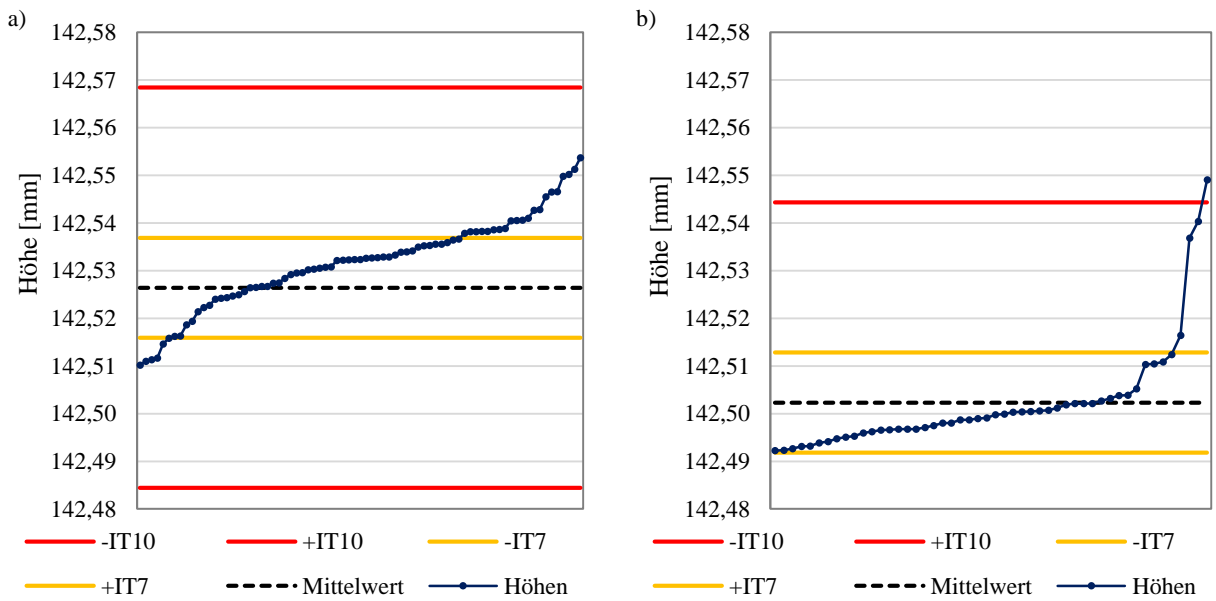


Abbildung 10-24: Fertigungsmaße der Wellenhöhen für Reinholz-Naben
 a) Werkstoff 16MnCr5 b) Werkstoff 42CrMo4

10.13 Einebnung nach dem Fügen von fugendruckbasierten reibschlüssigen WNV

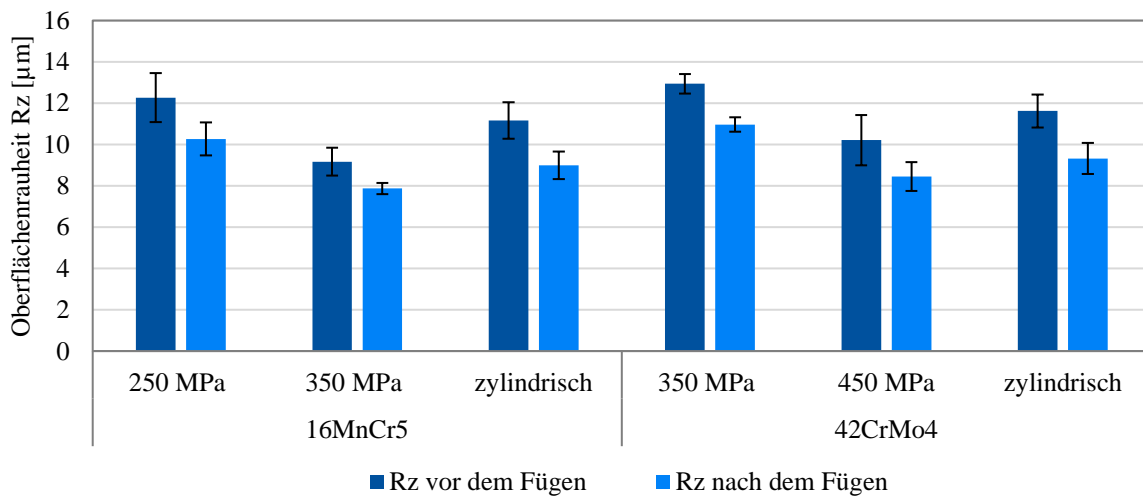


Abbildung 10-25: Veränderung der Oberflächenrauheit Rz an der Nabenaußen vor und nach dem Fügeprozess

10.14 Härteverlauf einer fugendruckbasierten reibschlüssigen Q-WNV

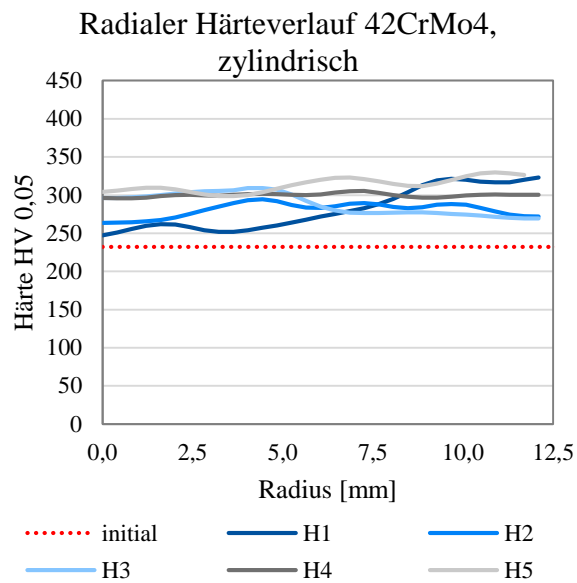


Abbildung 10-26: Radialer Härteverlauf für den Werkstoff 42CrMo4 mit einer zylindrischen Nabenninnenkontur

10.15 Numerische Untersuchungen zum Vollvorwärtsfließpressen in Kapitel 5

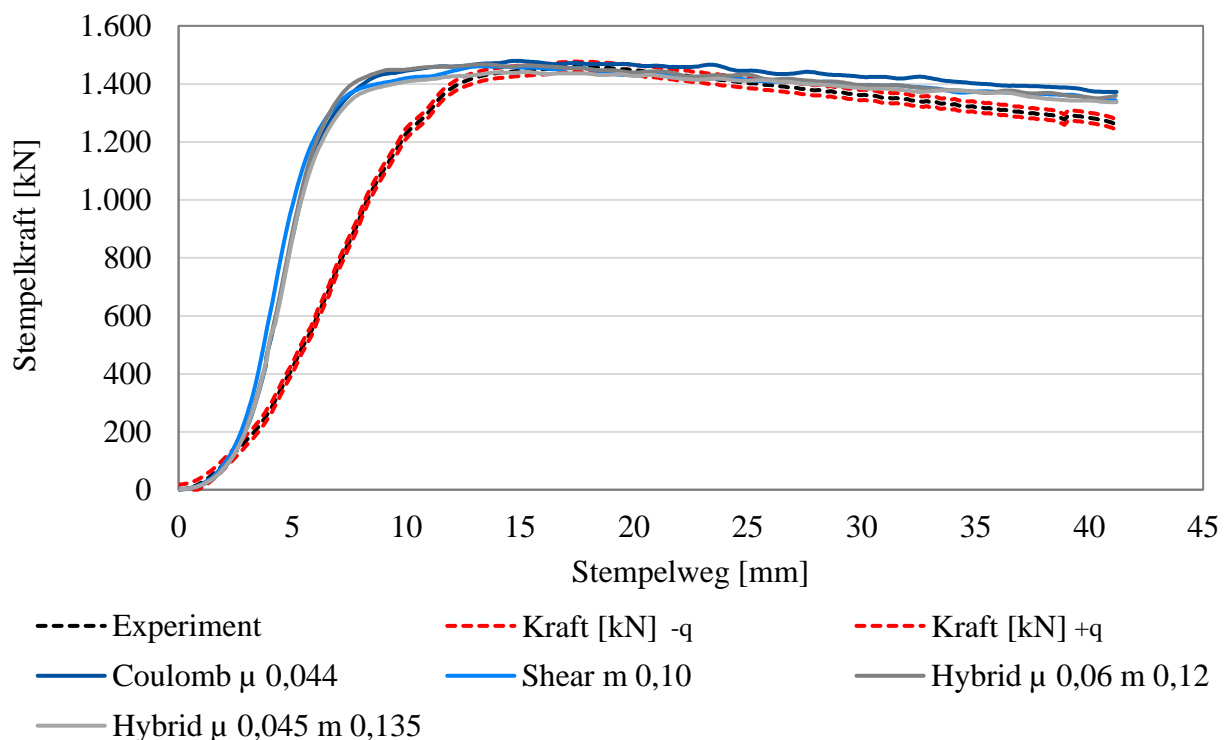


Abbildung 10-27: Numerisch ermittelte Stempelkraft in Abhängigkeit verschiedener Reibmodelle

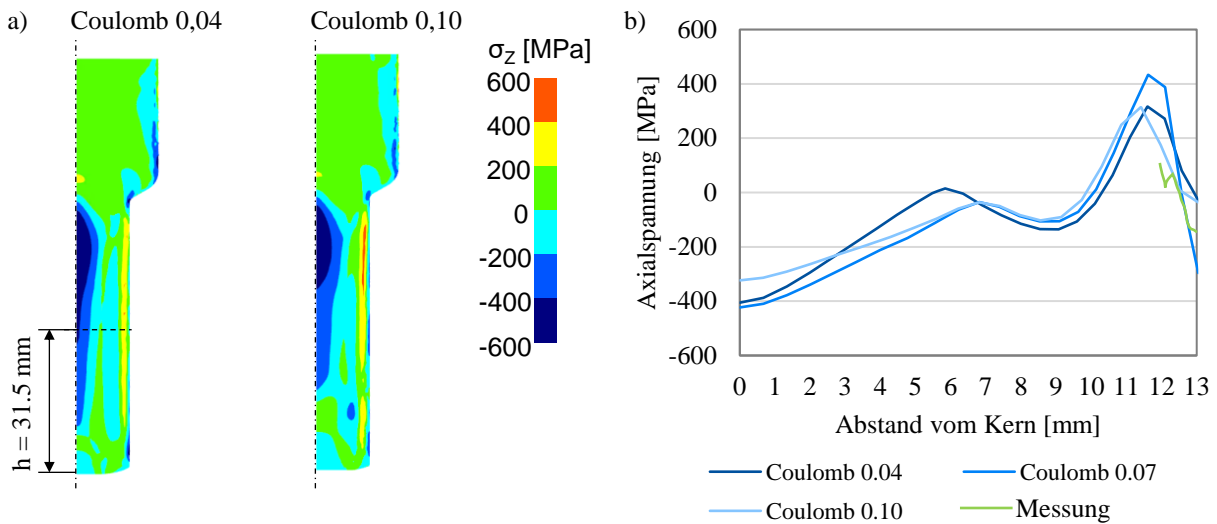


Abbildung 10-28: Numerisch ermittelte axiale Eigenspannungen nach dem Ausstoßen für den Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser 26 mm

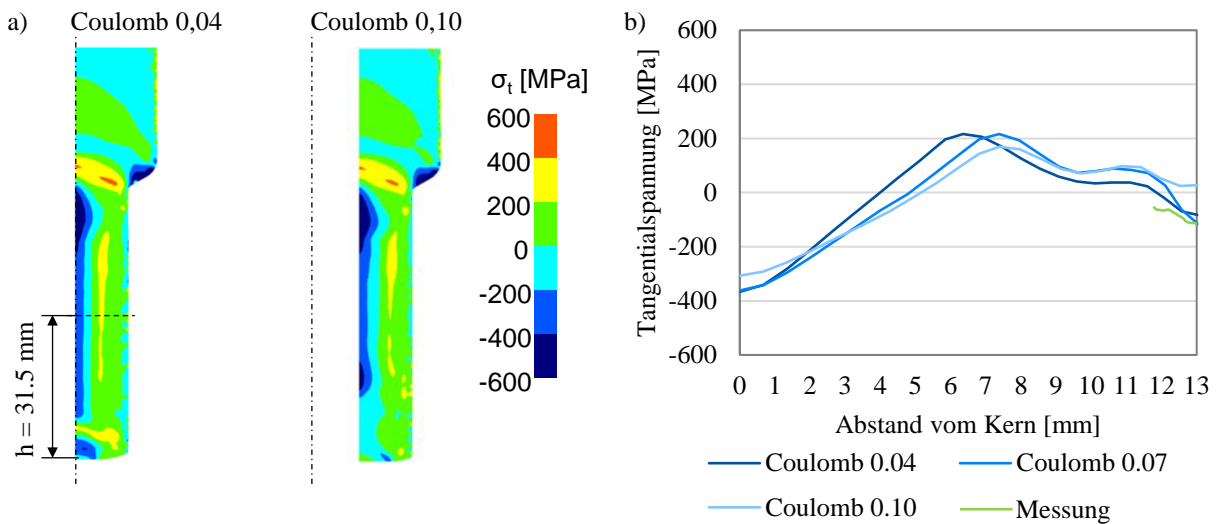


Abbildung 10-29: Numerisch ermittelte tangentielle Eigenspannungen nach dem Ausstoßen für den Werkstoff 16MnCr5 und einem Zapfendurchmesser 26 mm

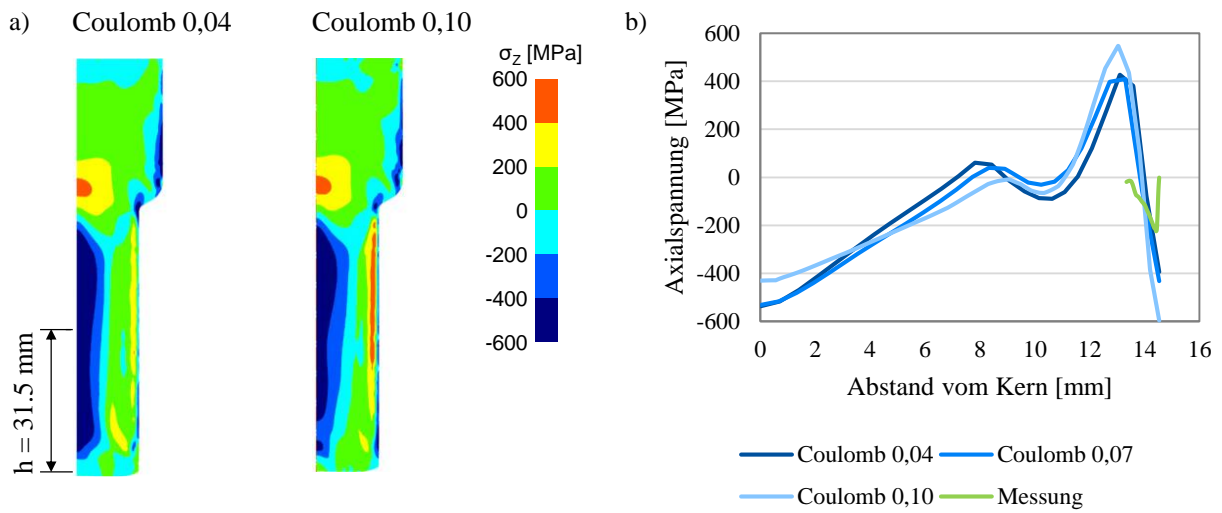


Abbildung 10-30: Numerisch ermittelte axiale Eigenspannungen nach dem Ausstoßen für den Werkstoff 42CrMo4 und einem Zapfendurchmesser 29 mm

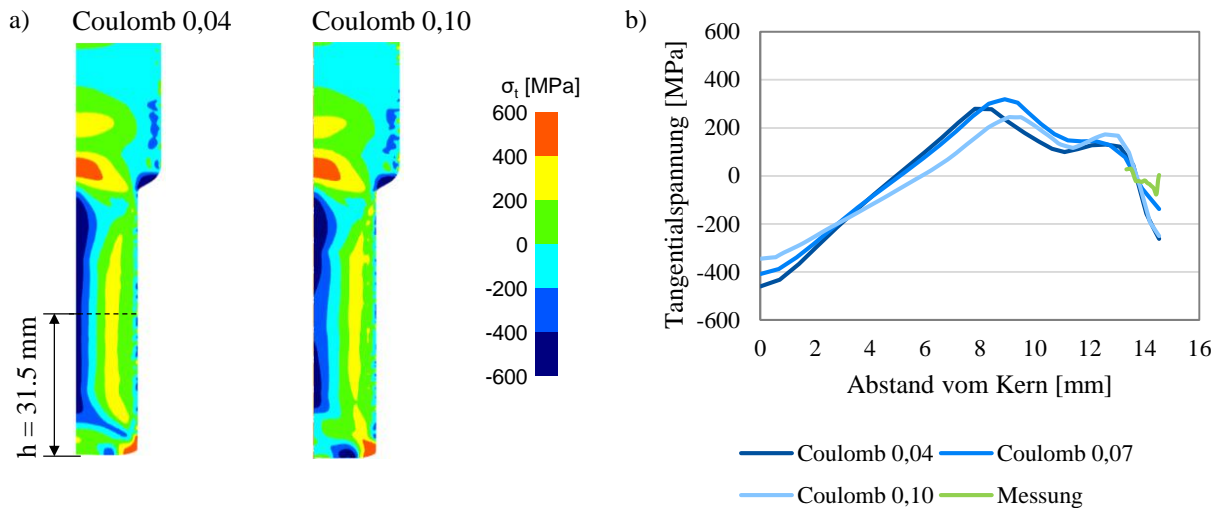


Abbildung 10-31: Numerisch ermittelte tangentielle Eigenspannungen nach dem Ausstoßen für den Werkstoff 42CrMo4 und einem Zapfendurchmesser 29 mm

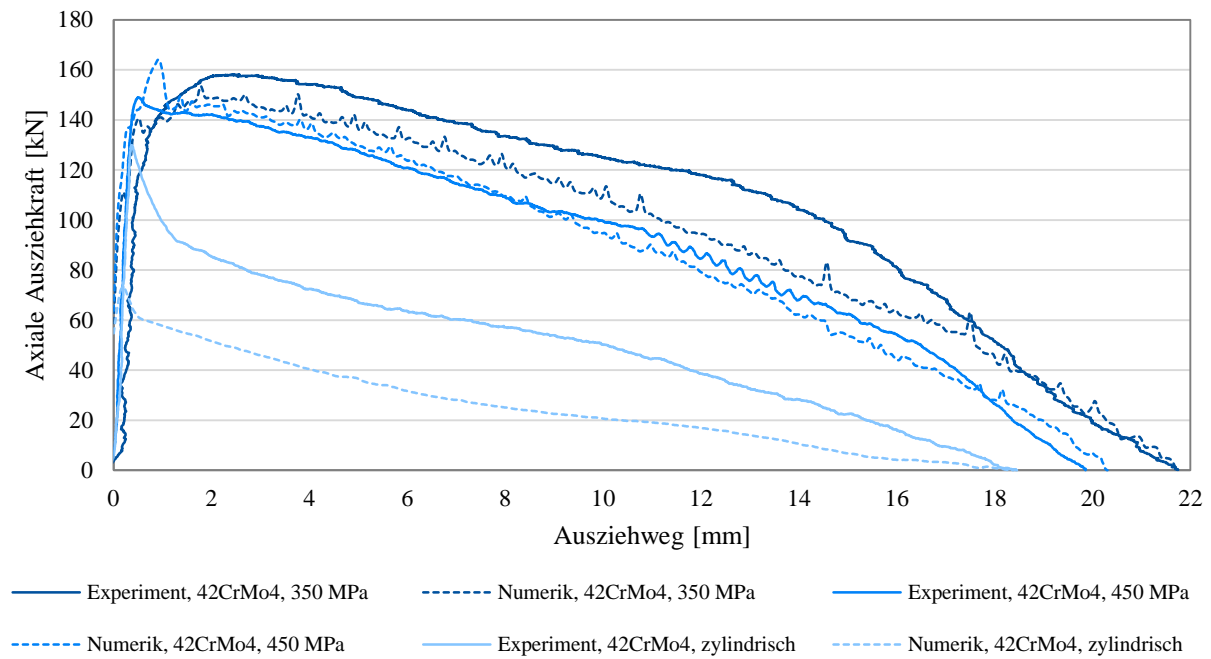


Abbildung 10-32: Experimentell und numerisch ermittelte axiale Abziehungskraft über dem Abziehungsweg für den Wellenwerkstoff 42CrMo4 mit rotationssymmetrischen, fugendruckbasierten Nabenkonturen

10.16 Geometrie der einfachen Naben nach dem Fügen

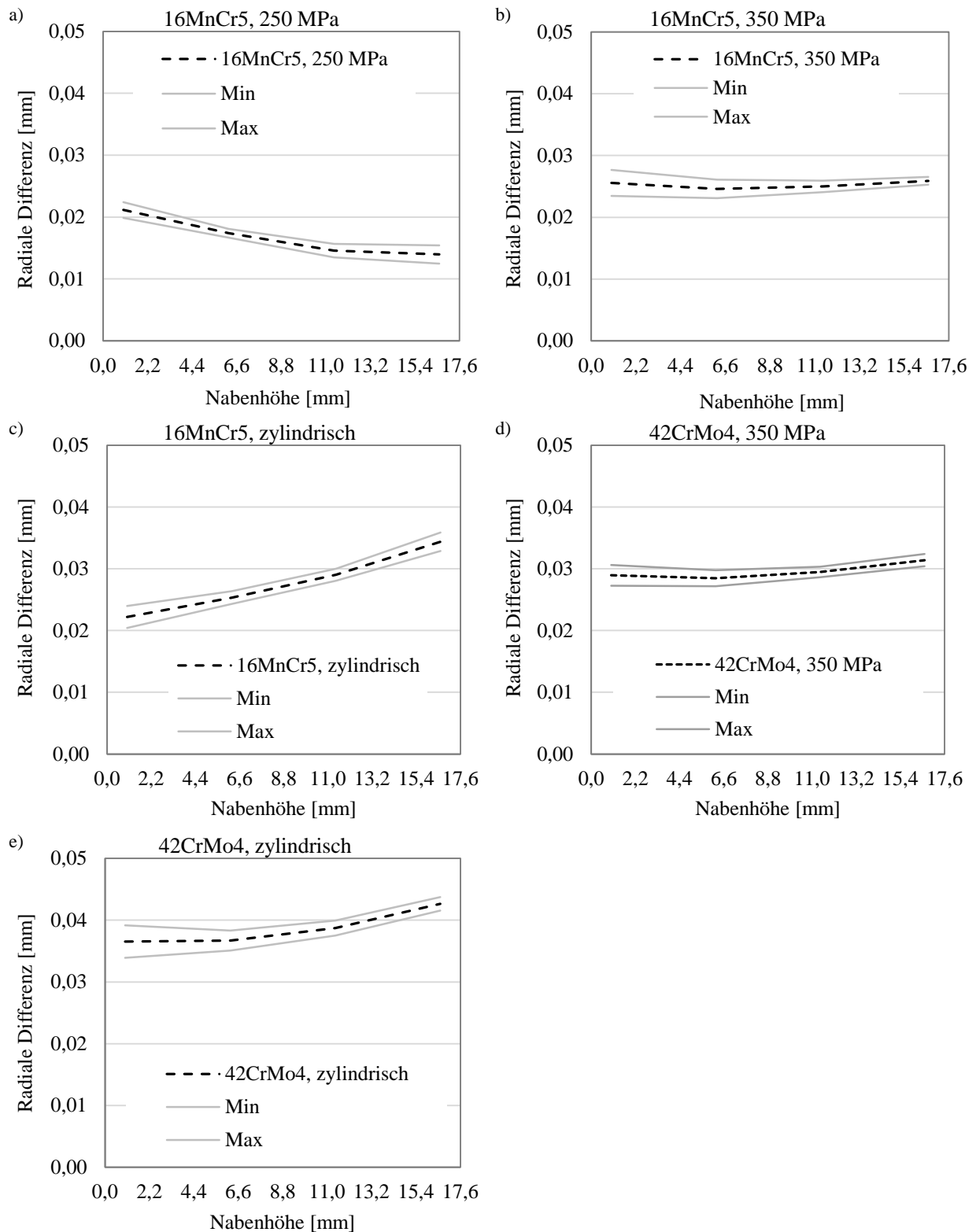


Abbildung 10-33: Mittelwert und dazugehöriger positiver und negativer Standardabweichung für experimentell ermittelten radialen Aufweitung des Nabenaußendurchmessers nach dem Fügen unter Berücksichtigung der Einglättung von Rauheitsspitzen

10.17 Radiale Aufweitung von reib- und formschlüssigen Nabenprofilen

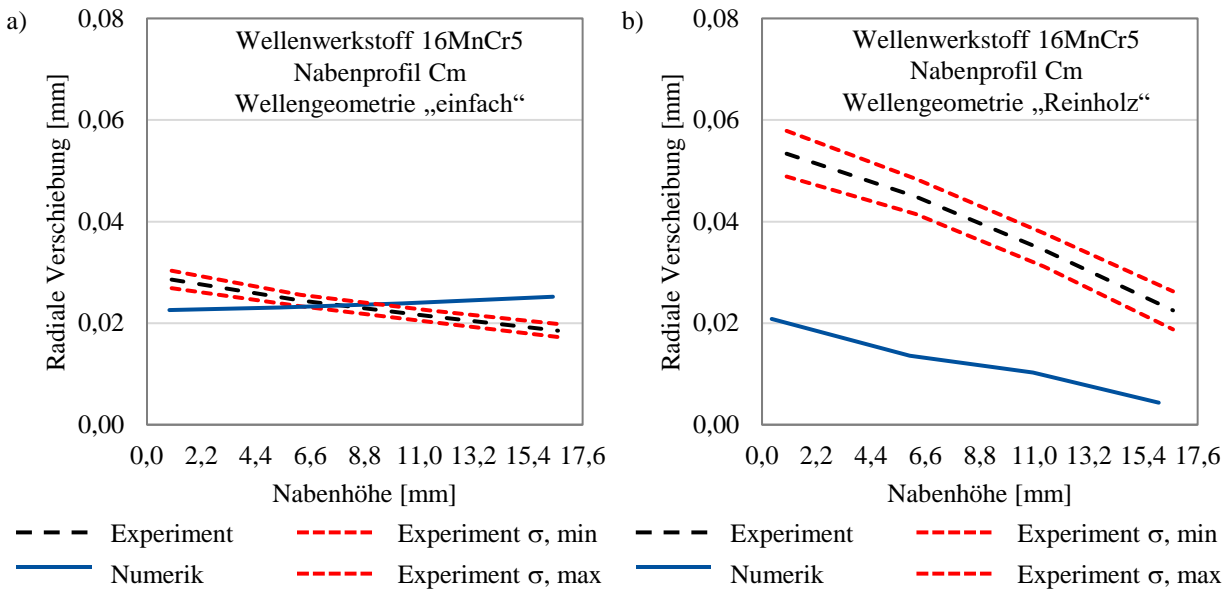


Abbildung 10-34: Numerisch und experimentell ermittelte radiale Aufweitung der Nabenaußenseite nach dem Fügen der reib- und formschlüssigen Nabenkontur Cm mit dem Wellenwerkstoff 16MnCr5: a) einfache Probengeometrie b) Geometrie nach Reinholz

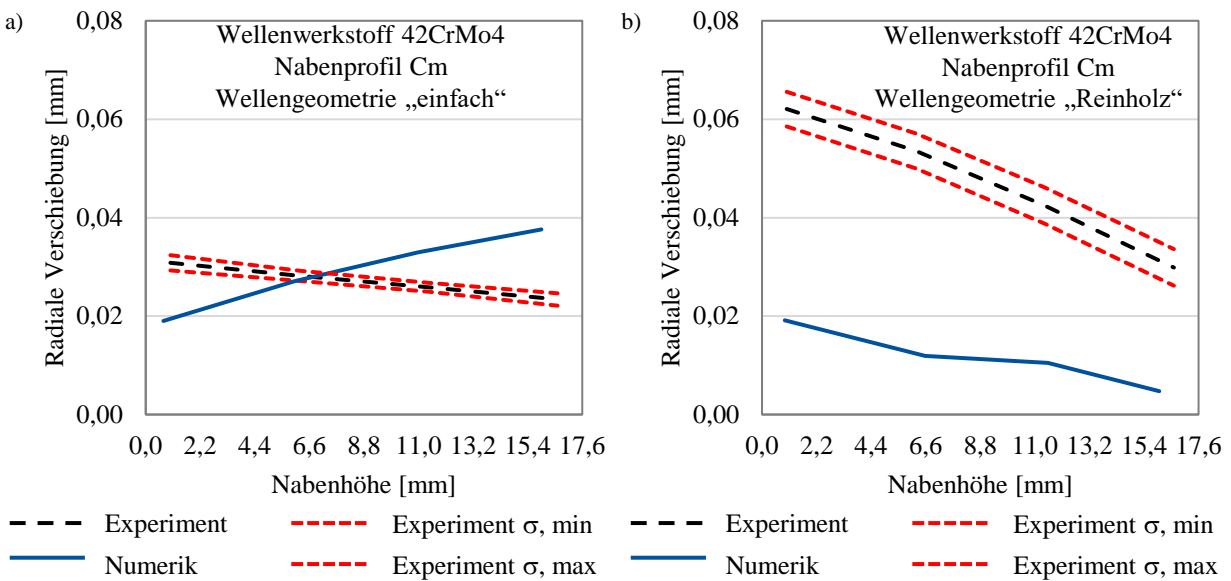


Abbildung 10-35: Numerisch und experimentell ermittelte radiale Aufweitung der Nabenaußenseite nach dem Fügen der fugendruckbasierten reib- und formschlüssigen Nabenkontur Bm mit dem Wellenwerkstoff 42CrMo4: a) einfache Probengeometrie b) Geometrie nach Reinholz

11 Literaturverzeichnis

- [1] F. Dörr, “Beitrag zum Umformfügeprozess einer Welle-Nabe-Verbindung durch Querfließpressen,” Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2016.
- [2] M. Funk, “Tragfähigkeit von mittels Quer-Fließpressen hergestellten Welle-Nabe-Verbindungen bei Torsionsbeanspruchung,” Dissertation, Universität Stuttgart, 2017.
- [3] H.-W. Raedt, F. Wilke, and C.-S. Ernst, “Initiative Massiver Leichtbau - Gestaltungsmöglichkeiten des automobilen Leichtbaus mithilfe des Schmiedens,” in *Neuere Entwicklungen in der Massivumformung*, 2015, pp. 45–57.
- [4] K. Lange, *Umformtechnik - Handbuch für Industrie und Wissenschaft Band 2: Massivumformung*. Stuttgart, 1988.
- [5] M. Liewald, A. Felde, R. Völkl, G. Messner, M. Meidert, and H. Gensert, “Stand der Forschung und Entwicklung im Bereich der Verfahren der Kaltmassivumformung in Europa,” p. 32.
- [6] P. Groche, S. Wohletz, M. Brenneis, C. Pabst, and F. Resch, “Joining by forming - A review on joint mechanisms, applications and future trends,” *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 214, no. 10, pp. 1972–1994, 2014, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2013.12.022.
- [7] K.-J. Matthes and F. Riedel, *Fügetechnik: Überblick – Löten – Kleben – Fügen durch Umformen*, 1. Auflage. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2003.
- [8] R. Meissner, M. Liewald, C. Leonhardt, M. Otto, and K. Stahl, “Torsionsfestigkeit von umformgefühten Zahnrädern,” *wt Werkstattstech. online*, vol. 109, no. 10, pp. 701–708, 2019.
- [9] M. Liewald and H. Binz, “DFG-Abschlussbericht: Entwicklung von 3D-Fügeflächengeometrien für mittels Quer-Fließpressen hergestellte Welle-Nabe-Verbindungen,” Stuttgart, 2021.
- [10] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 8580: Fertigungsverfahren*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003.
- [11] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 8582: Fertigungsverfahren Umformen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003.
- [12] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 8583-6: Fertigungsverfahren Druckumformen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003.
- [13] F. Klocke, *Fertigungsverfahren 4 - Umformen*, 6. Springer Vieweg, 2017. doi: 10.1007/978-3-662-54714-4.
- [14] VDI, *Richtlinie 3138 Blatt 1 und 2 : Kaltfließpressen von Stählen und NE-Metallen, Grundlagen*. Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 1998.
- [15] R. Völkl, U. Engel, A. Reiss, R. Neher, and N. Werner, “Beanspruchungsangepasste Bauteileigenschaften durch effiziente , optimierte Kaltumformprozesse,” in *Neuere Entwicklungen in der Massivumformung*, 2013, pp. 165–180.
- [16] S. Weidel and H.-W. Raedt, “Beitrag der Massivumformung zu den Leichtbaubestrebungen in der Automobilindustrie,” in *Neu*, 2013, pp. 283–290.
- [17] K. Lange, M. Kammerer, K. Pöhlandt, and J. Schöck, *Fließpressen - Wirtschaftliche Fertigung metallischer Präzisionswerkstücke*. Stuttgart: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [18] A. E. Tekkaya, “Ermittlung von Eigenspannungen in der Kaltmassivumformung,” Dissertation, Universität Stuttgart, 1986.
- [19] F. Kolpak, M. Schwane, C. Dahnke, and A. E. Tekkaya, “Improved property prediction of cold forged components by means of enhanced material models,” 2017.
- [20] N. Missal, “Kaltmassivumformen von Hohlbauteilen mit komplexen helixförmigen Innengeometrien,” Dissertation, Universität Stuttgart, 2019.

- [21] A. Jobst and M. Merklein, "Applicability of solid lubricant coatings in cold rod extrusion of stainless steels," *Defect Diffus. Forum*, vol. 404 DDF, pp. 95–100, 2020, doi: 10.4028/www.scientific.net/DDF.404.95.
- [22] R. Neugebauer, "Umform- und Zerteiltechnik: Manuskript eines Kompendiums zur Unterstützung der Ausbildung an den umformtechnischen Lehrstühlen der Hochschulen Mitteldeutschlands." Fraunhofer-Inst. für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Chemnitz, p. 632, 2005.
- [23] W. Bleck and E. Moeller, *Handbuch Stahl*. München: Hanser Verlag, 2017.
- [24] W. Schätzle, "Querfließpressen eines Flansches oder Bundes an zylindrischen Vollkörpern aus Stahl," Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 1987.
- [25] T. Kretz, "Schließwerkzeuge für das Querfließpressen," Dissertation, Universität Stuttgart, 2003.
- [26] R. Balendra and Y. Qin, "Identification and classification of flow-dependent defects in the injection forging of solid billets," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 106, pp. 199–203, 2000.
- [27] E. Doege and B.-A. Behrens, *Handbuch Umformtechnik - Grundlagen, Technologien, Maschinen*, 2. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. doi: 10.1007/978-3-642-04249-2.
- [28] E. Roos and K. Maile, *Werkstoffkunde für Ingenieure - Grundlagen, Anwendung, Prüfung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015. doi: 10.1007.
- [29] J. Rösler, H. Harders, and M. Bäker, *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. Springer Vieweg, 2016. doi: 10.1039/c6ra03178a.
- [30] S. Hänisch, "Verzugsanalyse kaltmassivumgeformter und wärmebehandelter Bauteile," Dissertation, Technische Universität Dortmund, Dortmund, 2015.
- [31] F. Kolpak, A. E. Tekkaya, and C. Dahnke, "Ausschöpfung des Kaltverfestigungspotenzials bei der Herstellung von Wellen mittels Fließpressen," *Massivumformung*, no. September, pp. 26–29, 2019.
- [32] E. Brinksmeier, "Residual Stresses - Measurement and Causes in Machining Processes," in *Annals of the CIRP 31/2*, 1982, pp. 491–510.
- [33] G. E. Dieter, *Mechanical Metallurgy*. Tokio, 1976.
- [34] E. Macherauch, "Bewertung von Eigenspannungen," in *Eigenspannungen: Entstehung - Berechnung - Messung - Bewertung*, Oberursel: Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e. V., 1980, pp. 41–67.
- [35] V. Hauk, "Eigenspannungen. Ihre Bedeutung für Wissenschaft und Technik," in *Eigenspannungen. Entstehung - Messung - Bewertung*, Bd. 1., Oberursel: Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e. V., 1983, pp. 9–48.
- [36] J. Schijve, *Fatigue of structures and materials*. Kluwer Academic, 2001.
- [37] D. Nelson, "Effects of residual stress on fatigue crack propagation," *Residual Stress Eff. Fatigue*, no. STP 776, 1982, doi: 10.1520/stp776-eb.
- [38] A. Jobst, D. Floros, P. Steinmann, and M. Merklein, "Component residual stress control in forward rod extrusion by material flow and tribology — experiments and modeling," *Forsch. im Ingenieurwes.*, 2021, doi: 10.1007/s10010-021-00509-3.
- [39] P. Landkammer, A. Jobst, C. Kiener, P. Steinmann, and M. Merklein, "Investigations on residual stress generation in full-forward-extrusion," *Prod. Eng.*, vol. 13, no. 2, pp. 169–180, 2019, doi: 10.1007/s11740-019-00892-5.
- [40] H. Hoche, A. Balsler, M. Oechsner, A. Franceschi, and P. Groche, "Verbesserung des Eigenspannungszustands beim Kaltfließpressen durch den aktiven Einsatz eines gesteuerten Gegenstempels," *Materwiss. Werksttech.*, vol. 50, no. 6, pp. 669–681, 2019, doi: 10.1002/mawe.201900050.

- [41] J. Bauschinger, "Changes of the elastic limit and the modulus of elasticity on various metals," *Zivilingenieur*, pp. 289–348, 1881.
- [42] D. Floros, A. Jobst, A. Kergaßner, M. Merklein, and P. Steinmann, "Towards an holistic account on residual stresses in full-forward extruded rods: Experiment, modeling and simulation of forming and operation phases," *Arch. Appl. Mech.*, vol. 91, no. 8, pp. 3649–3664, 2021, doi: 10.1007/s00419-021-01917-1.
- [43] F. G. Kollmann, *Welle-Nabe-Verbindungen - Gestaltung, Auslegung, Auswahl*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1984.
- [44] B. Sauer, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1 - Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2016. doi: 10.1007/978-3-642-39501-7.
- [45] H. Haberhauer, *Maschinenelemente - Gestaltung, Berechnung, Anwendung*, 18., vol. 136, no. 1. Esslingen: Springer Berlin Heidelberg, 2017. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-53048-1>.
- [46] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 7190-1: Pressverbände Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2017.
- [47] W. Steinhilper and B. Sauer, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*, 8th ed. Springer Vieweg, 2012.
- [48] K. Tibari, "Grundlagen des fluidbasierten Fügens hohlförmiger Rahmenstrukturen bei simultaner Formgebung," TU Darmstadt, 2007.
- [49] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 32711-1: Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P3G*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2009.
- [50] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 32712-1: Welle-Nabe-Verbindung - Polygonprofil P4C*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2009.
- [51] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 8589-5: Fertigungsverfahren Spanen Teil 5: Räumen*, no. 0008. Beuth Verlag GmbH, 2003.
- [52] S. Vetter, E. Leidich, M. Ziaei, M. Herrmann, and A. Hasse, "Durability of hypotrochoidal shaft-hub connections under rotating bending with static torsion," *Procedia Struct. Integr.*, vol. 17, pp. 90–97, 2019, doi: 10.1016/j.prostr.2019.08.013.
- [53] M. Ziaei, "Anpassungsfähige kontinuierliche Innen- und Außenkonturen für form- und reibschlüssige Verbindungen auf Basis der komplexen Zykloiden Flexible Continuous Interior and Outer Contours for Form- and Force-Closed Connections on the Basis of Complex Cyclo," *VDI. Ber.*, no. 2004, pp. 277–294, 2007.
- [54] I. Bronstein, K. Semendjajew, G. Musiol, and H. Mühlig, *Taschenbuch der Mathematik*. Haan-Gruiten, 2016.
- [55] M. Ziaei, R. Schreiter, and A. Unger, "Formschlussprofile für Welle-Nabe-Verbindungen - Die Vergleichsuntersuchungen belegen die Vorteile der Profile," *Antriebstechnik*, vol. 7, pp. 42–44, 2012.
- [56] M. Ziaei, "Neue zyklische Profilkonturen - die optimale Alternative für die genormten Zahnprofilverbindungen," *Konstruktion*, vol. 10, pp. 92–98, 2012.
- [57] R. Schreiter, M. Ziaei, M. Herrmann, and S. Vetter, "Tragfähigere Welle-Nabe-Verbindungen durch H-Profile - Teil 2," *Antriebstechnik*, vol. 12, pp. 40–43, 2020.
- [58] A. Daryusi, "Beitrag zur Ermittlung der Kerbwirkung an Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf," Technische Universität Dresden, 2009.
- [59] R. Schreiter, M. Ziaei, M. Herrmann, and S. Vetter, "Tragfähigere Welle-Nabe-Verbindungen durch H-Profile - Teil 1," *Antriebstechnik*, vol. 59, pp. 70–75, 2020, doi: 10.4324/9781315243351-3.

- [60] M. Liewald, E. Hajyheydari, R. Henry, M. Kannewurf, C. Mletzko, and T. Schiemann, "Ermittlung neuartiger Prozessrouten für die Kaltmassivumformung," in *Neuere Entwicklungen in der Massivumformung*, 2013, pp. 1–36.
- [61] L. M. Alves, R. M. Afonso, and P. A. F. Martins, "Joining sheets to rods by boss forming," *CIRP Ann.*, vol. 68, no. 1, pp. 265–268, 2019, doi: 10.1016/j.cirp.2019.03.002.
- [62] R. M. Afonso, L. M. Alves, and P. A. F. Martins, "Joining by boss forming of rods and tubes to sheets," *J. Adv. Join. Process.*, vol. 1, no. November 2019, p. 100001, 2020, doi: 10.1016/j.jajp.2019.100001.
- [63] F. Dörr, M. Kannewurf, and M. Liewald, "Untersuchungen zum Umformfügen mittels Querfließpressen," in *Neuere Entwicklungen in der Massivumformung*, 2014, pp. 355–374.
- [64] S. Wohletz, "Erzeugung stoffschlüssiger Verbunde durch Kaltfließpressschweißen," Technische Universität Darmstadt, 2017.
- [65] K. Kitamura, K. Hirota, Y. Ukai, K.-I. Matsunaga, and K. Osakada, "Cold joining of rotor shaft with flange by using plastic deformation," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 61, no. 1, pp. 275–278, 2012, doi: 10.1016/j.cirp.2012.03.099.
- [66] M. Liewald, F. Dörr, and M. Kannewurf, "Formschlüssiges Fügen durch Fließpressen," *wt Werkstattstech. online*, vol. 104, pp. 620–624, 2014.
- [67] K. Hirota, K. Kitamura, Y. Ukai, and K.-I. Matsunaga, "Mechanical joining of shaft and holed disc in rotational and axial directions," *Procedia Eng.*, vol. 207, pp. 980–985, 2017, doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.862.
- [68] S. Kleditzsch, B. Awiszus, M. Lätzer, and E. Leidich, "Steel-aluminum knurled interference fits: Joining process and load characteristics," *Procedia Eng.*, vol. 81, no. October, pp. 1982–1987, 2014, doi: 10.1016/j.proeng.2014.10.268.
- [69] Mänz, "Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle," Chemnitz, 2017.
- [70] L. Suchý, E. Leidich, A. Hasse, T. Gerstmann, and B. Awiszus, "Fatigue strength of inner knurled interference fit joined by forming and cutting methods," *Frat. ed Integrita Strutt.*, vol. 13, no. 49, pp. 429–434, 2019, doi: 10.3221/IGF-ESIS.49.41.
- [71] M. Bader, "Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung," Technische Universität Graz, 2009.
- [72] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 8593-0: Fertigungsverfahren Fügen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2003.
- [73] K. Lange, *Umformtechnik - Handbuch für Industrie und Wissenschaft Band 4: Sonderverfahren, Prozesssimulation, Werkzeugtechnik, Produktion*, 2. Berlin: Springer Vieweg, 1993.
- [74] M. Marré, "Grundlagen der Prozessgestaltung für das Fügen durch Weiten mit Innenhochdruck," Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2009. doi: 10.1006/fmic.1999.0323.
- [75] J. Wojciechowski, A. Klaus, and M. Hagedorn, "Flexibles Fügen leichter Tragwerkstrukturen durch Einwalzen," *UTF Sci.*, vol. 1, 2004.
- [76] M. Hagedorn and K. Weinert, "Manufacturing of composite workpieces with rolling tools," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 153–154, no. 1–3, pp. 323–329, 2004, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2004.04.317.
- [77] K. Weinert and M. Hagedorn, "Herstellung nichtzylindrischer Verbundwerkstücke," *wt Werkstattstech.*, vol. 6, pp. 362–366, 2001.
- [78] J. L. Hilgermann and A. Lohrengel, "Innenhochdruckfügen in der industriellen Anwendung," vol. 34, no. 34. IMW, Clausthal, pp. 33–40, 2009.
- [79] V. P. Dietz, "Innenhochdruck-Fügeverfahren für Welle-Nabe-Verbindungen," no. 14, pp.

- 52–54, 2004.
- [80] T. Grünendick, “Experimentelle Untersuchungen an innenhochdruckgefühten Pressverbindungen,” vol. 28, no. 28. IMW, pp. 1–8, 2003.
- [81] M. Marré, A. Brosius, and A. E. Tekkaya, “New aspects of joining by compression and expansion of tubular workpieces,” *Int. J. Mater. Form.*, vol. 1, no. SUPPL. 1, pp. 1295–1298, 2008, doi: 10.1007/s12289-008-0140-y.
- [82] J. Vidner, “Methode zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von reibdauerbeanspruchten Systemen,” Technische Universität Chemnitz, 2016. doi: 10.1007/978-3-658-15965-8.
- [83] R. Meissner and M. Liewald, “Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von gebauten Zahnrädern im Mehrkomponentenverfahren mittels Quer-Fließpressen,” in 7. *VDI Welle-Nabe-Tagung*, 2016, pp. 189–202.
- [84] R. Meissner and M. Liewald, *Influence of lubrication on manufacturing of multicomponent gear wheels by lateral extrusion*. 2018. doi: 10.4028/www.scientific.net/KEM.767.456.
- [85] R. Meissner, M. Liewald, C. Leonhardt, M. Otto, and K. Stahl, “Torsionsfestigkeit von gebauten Zahnrädern im Mehrkomponentenverfahren mittels Querfließpressen,” in 8. *VDI Welle-Nabe-Tagung*, 2018, pp. 17–27.
- [86] R. Meissner, T. Benkert, M. Hiller, M. Liewald, and W. Volk, “Manufacturing processes of multi-component gearwheels,” *Forsch. im Ingenieurwesen/Engineering Res.*, vol. 81, no. 2–3, pp. 265–269, 2017, doi: 10.1007/s10010-017-0249-6.
- [87] J. F. Heydt, “Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von topologisch optimierten Pressverbänden bei Umlaufbiegung,” Dissertation, Universität Stuttgart, 2012.
- [88] C. Glögger, “Untersuchungen an spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbindungen unter Torsionsbelastung,” Universität Stuttgart, 2003.
- [89] M. Blacha, “Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung von Querpressverbänden mit Naben aus monolithischer Keramik,” Dissertation, Universität Stuttgart, 2009.
- [90] T. Schwämmle, “Betriebsverhalten von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Pressverbänden unter Biegelast,” Dissertation, Universität Stuttgart, 2010.
- [91] M. Podhorsky and H. Krips, “Hydraulisches Aufweiten – Ein neues Verfahren zur Befestigung von Rohren,” *VGB Kraftwerkstechnik*, vol. 7, no. 56, pp. 456–464, 1976.
- [92] D. Ulrich, H. Binz, R. Meissner, and M. Liewald, “Iterative design method for plastically stressed shaft - hub connections with optimized contact stress,” in *NAFEMS World Congress*, 2019, pp. 322–339.
- [93] M. Podhorsky and H. Krips, “Hydraulisches Aufweiten von Rohren,” *VGB Kraftwerkstechnik*, vol. 1, no. 59, pp. 81–87, 1979.
- [94] M. Allam and A. Bazergui, “Axial strength of tube-to-tubesheet joints: Finite element and experimental evaluations,” *J. Press. Vessel Technol. Trans. ASME*, vol. 124, no. 1, pp. 22–31, 2002, doi: 10.1115/1.1398555.
- [95] B. Klein, *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Vieweg+Teubner Verlag, 2021.
- [96] C. Obermaier, “Untersuchungen zum Werkstofffluss der Aluminiumlegierung EN AW 1050A beim kombinierten Fließpressen,” Dissertation, Universität Stuttgart, 2017.
- [97] H.-S. Park and X.-P. Dang, “Structural optimization based on CAD–CAE integration and metamodeling techniques,” *Comput. Des.*, vol. 82, no. 10, pp. 889–902, 2010.
- [98] B. Klein, *FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [99] P. Steinke, *Finite-Elemente-Methode: Rechnergestützte Einführung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015.
- [100] A. E. Tekkaya, “Simulation in der Massivumformung: Grundlagen – Anwendungen –

- Validierung,” 2008.
- [101] M. Wagner, *Lineare und nichtlineare FEM*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019. doi: 10.1007/978-3-658-25052-2.
- [102] K. Lange, *Umformtechnik - Handbuch für Industrie und Wissenschaft Band 1: Grundlagen*, vol. 1. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1984.
- [103] B. Mülders, “Modellierung der Verfestigung technischer Aluminiumlegierungen,” Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2001.
- [104] M. Liewald, T. Schiemann, and C. Beiermeister, “Experimentelle Untersuchung und numerische Abbildung der Faltenbildung 2. Art beim Anstauchen von Bundsen an hohlen Fließpressteilen,” Hagen, 2014.
- [105] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 50125: Prüfung metallischer Werkstoffe – Zugproben*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2016.
- [106] Industrieverband Massivumformung e.V. (Hg.), “Merkblatt: Richtlinie zur Aufnahme von Fließkurven: Stand 09 / 2008.” Industrieverband Massivumformung e.V., 2008.
- [107] K. Pöhlandt, “Vergleichende Betrachtung der Verfahren zur Prüfung der plastischen Eigenschaften metallischer Werkstoffe,” Universität Stuttgart, 1984.
- [108] M. V. Rastegaev, “Neue Methode der homogenen Stauchung von Proben zur Bestimmung der Fließspannung und des Koeffizienten der inneren Reibung (russ.); (1940),” *Zav. Lab.*, p. S. 354, 1940.
- [109] K. Pöhlandt, *Werkstoffprüfung für die Umformtechnik: Grundlagen, Prüfmethoden, Anwendungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1986.
- [110] N. Becker, “Weiterentwicklung von Verfahren zur Aufnahme von Fließkurven im Bereich hoher Umformgrade,” Universität Stuttgart, 1994.
- [111] E. Siebel and A. Pomp, “Die Ermittlung der Formänderungsfestigkeit von Metallen aus dem Stauchversuch,” *Mitteilungen des Kaiser-Wilhelm-Institut für Eisenforsch.* 9, 1927.
- [112] K. Pöhlandt and A. E. Tekkaya, “Aufnahme der Fließkurven dünner Bleche im ebenen Torsionsversuch,” *wt-online*, vol. 74, no. July, p. 6, 1984.
- [113] K. Pöhlandt, “Beitrag zur Optimierung der Probengestalt und zur Auswertung des Torsionsversuches,” TU Braunschweig, 1977.
- [114] J. D. Bressan and R. K. Unfer, “Construction and validation tests of a torsion test machine,” *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 179, no. 1–3, pp. 23–29, 2006, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2006.03.099.
- [115] K. Lange, *Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft: Band 1: Grundlagen*. Springer-Verlag, 2002.
- [116] D. Horwatitsch, “Entwicklung eines Reibmodells für hohe Temperaturen und hohe Umformgrade,” Universität Kassel, 2012.
- [117] W. R. D. Wilson, “Modelling Tribology,” in *Proceeding of 2nd International Conference on Tribology in Manufacturing Processes*, 2004, pp. 15–28.
- [118] C. Gebhardt, *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench*. Hanser Verlag, 2014.
- [119] S. Kobayashi, S.-I. Oh, and T. Altan, “Metal Forming and the Finite Element Method,” *Oxford Univ. Press*, 1989.
- [120] A. Dietrich, M. Schuiki, C. Haberer, and W. Eichseder, “Einfluss der Umformung und der Wärmebehandlung auf die Lebensdauer rundgekneteter Getriebewellen,” 2011.
- [121] A. E. Tekkaya, “An Improved Relationship between Vickers Hardness and Yield Stress for Cold Formed Materials and its Experimental Verification,” *Ann. CIRP*, vol. 49, no. 1, pp. 205–208, 2000.
- [122] F. Kolpak, “Prediction of Product Properties in Cold Forging Considering the Bauschinger Effekt,” 2018.

- [123] W. B. Morrison, "Influence of testing direction on the mechanical properties of wrought steel," *Met. Technol.*, no. 01, pp. 33–41, 1975.
- [124] T. Kloppenborg, M. Schwane, N. Ben Khalifa, A. E. Tekkaya, and A. Brosius, "Experimental and numerical analysis of material flow in porthole die extrusion," *Key Eng. Mater.*, vol. 491, pp. 97–104, 2012.
- [125] A. Schuster, "Charakterisierung des Faserverlaufs in umgeformten Stählen und dessen Auswirkungen auf mechanische Eigenschaften," TU Dortmund, 2012.
- [126] P. Unseld, L. Kertesz, and G. Messmer, "Geometrischer und stofflicher Leichtbau durch im Kaltumformverfahren hergestellte mechanische Verbindungselemente," in *Neuere Entwicklungen in der Massivumformung*, 2013, p. 18.
- [127] R. Meissner and M. Liewald, "Numerical investigations of multicomponent process lightweight design for joining gearwheels by lateral extrusion," *MATEC Web Conf.*, vol. 80, p. 8, 2016, doi: 10.1051/mateconf/20168013005.
- [128] R. Meissner, M. Liewald, C. Leonhardt, M. Otto, and K. Stahl, "Torsional strength of multi-component gears - Static and dynamic torsional strength of gears manufactured by lateral extrusion," *WT Werkstattstech.*, vol. 109, no. 10, 2019.
- [129] D. Ulrich and H. Binz, "An enhanced design method for 3D contact surfaces on shaft – hub connections joined through lateral extrusion," *Appl. Eng. Sci.*, vol. 6, no. April, p. 100047, 2021, doi: 10.1016/j.apples.2021.100047.
- [130] R. Reinholz, "Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen bei Dauerschwingbeanspruchung," Technische Universität Berlin, 1994.
- [131] F. Dörr, M. Funk, M. Liewald, and H.-G. Binz, "Numerical investigations on stress distribution and deformation of shaft-hub-connections manufactured by lateral extrusion," *AIP Conf. Proc.*, 2013, doi: 10.1063/1.4806843.
- [132] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 14577-1: Metallische Werkstoffe - Instrumentierte Eindringprüfung zur Bestimmung der Härte und anderer Werkstoffparameter*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2015.
- [133] Deutsches Institut für Normung e. V., *DIN EN ISO 6892-1 Metallische Werkstoffe - Zugversuch - Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2020.
- [134] D. Hemyari, "Methode zur Ermittlung von Konstitutivmodellen für Reibvorgänge in der Massivumformung bei erhöhten Temperaturen," Universität Darmstadt, 1999.
- [135] N. Bay, "The state of the art in cold forging lubrication," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 46, pp. 19–40, 1994.
- [136] A. Franceschi, M. Kaffenberger, B. Schork, H. Hoche, M. Oechsner, and P. Groche, "Observations on the stability of the residual stresses after cold forming and unidirectional loading," *Prod. Eng.*, vol. 13, no. 2, pp. 157–167, 2019, doi: 10.1007/s11740-018-00871-2.
- [137] G. Niemann, H. Winter, B.-R. Höhn, and K. Stahl, *Maschinenelemente 1*. Berlin: Springer Vieweg, 2019. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-55482-1>.
- [138] E. Leidich, F. Reiß, and R. Schreiter, "Untersuchungen an hypotrochoidischen Welle-Nabe-Verbindungen," *Materwiss. Werksttech.*, vol. 48, no. 8, pp. 760–766, 2017, doi: 10.1002/mawe.201700013.
- [139] M. Liewald, A. E. Tekkaya, and D. Biermann, "Schlussbericht - Leichtbau durch gezielte Einstellung lokaler Bauteileigenschaften mit optimierten Umform- und Zerspanprozessen," *IGF - Ind. Gemeinschaftsforsch.*, no. IGF-Vorhaben Nr.: 18225N, 2018.
- [140] D. Ulrich, H.-G. Binz, R. Meissner, M. Liewald, and A. Dietrich, "Improved structural mechanics simulation by considering residual stress and strain properties from metal forming simulation," in *7th International Conference on Structural Engineering, Mechanics and Computation*, 2019, p. 6.

- [141] SFTC, *Deform3DTM v11.2 System Documentation*. Columbus: Scientific Forming Technologies Corporation, 2017.
- [142] Ansys Inc., *Ansys Release 17.2 System Documentation*. Canonsburg, 2016.
- [143] K.-H. Decker, *Maschinenelemente - Funktion, Gestaltung, Berechnung*, 19th ed. München: Hanser Verlag, 2014.
- [144] R. Meissner, M. Liewald, D. Ulrich, and H. Binz, “Numerical study on the applicability to manufacturing of contact-stress-optimised shaft-hub connections joined by lateral extrusion,” *Manuf. Rev.*, vol. 21, 2020.
- [145] Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 286-1: Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 1: Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2019.

Curriculum Vitae

PERSÖNLICHE DATEN

Name	Robert Jean-Phillipp Meißner
Geburtsdatum	14.01.1988
Geburtsort	Ludwigsfelde

UNIVERSITÄRE AUSBILDUNG

2008 - 2015	Studium Maschinenbau an der Universität Stuttgart 1. Hauptfach: Umformtechnik 2. Hauptfach: Rationelle Energienutzung
2015	Masterarbeit bei der Audi AG, Neckarsulm „Entwicklung und Validierung eines objektiven Kennwerts zur Beschreibung der Oberflächenqualität an gebogenen Kanten von Bauteilen aus Aluminiumblechwerkstoffen“
2015 - 2021	Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung Massivumformung

PRAKTIKA

2009 - 2011	Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart, wissenschaftliche Hilfskraft
2011 - 2012	Behr GmbH & Co. KG, Stuttgart, Praktikant & Werkstudent, Vorentwicklung Klimageräte
2013	Forming Technologies Incorporated, Burlington, Kanada, Praktikant, Blechumformsimulation

BERUFLICHER WERDEGANG

seit 2021	fischerwerke GmbH & Co. KG, Waldachtal Senior Experte Fertigungstechnologien
------------------	--