



8. VDI-Fachtagung

Welle-Nabe-Verbindungen 2018

Dimensionierung – Fertigung – Anwendungen

Stuttgart, 26. und 27. November 2018

Bildquelle: © SEW-EURODRIVE GmbH & Co. KG

VDI-BERICHTE
Herausgeber:
VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuscriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092337-6

Inhalt

Vorwort	1
-------------------	---

► Keynote

Elektrische Fahrzeugantriebe – Neue Herausforderungen für Welle-Nabe-Verbindungen	3
A. Braun, Volkswagen AG, Baunatal	

► Innovative Fügeverfahren

Gefügte Rotorwellen für die Elektromobilität – Fertigungskonzepte und Auslegung der Fügeverbindung	7
H. Wagner, D. Beihofner, T. Peter, Felss Systems GmbH, Königsbach-Stein	

Torsionsfestigkeit von gebauten Zahnradern im Mehrkomponentenverfahren mittels Querfließpressen	17
R. Meißner, M. Liewald, Institut für Umformtechnik (IFU), Universität Stuttgart; C. Leonhardt, M. Otto, K. Stahl, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), Technische Universität München	

HIP Verbundwerkstoffe für den Getriebebau insbesondere der Nabe – Kraftübertragung durch Aufstecken von Verbundschneckeelementen auf einer Welle	29
A. Altay, A. Schütz, Saar Pulvermetall GmbH, Saarwellingen; B. Hofer, Hoferwmb, Derendingen, Schweiz	

► Festigkeit und Lebensdauer

Überlebenswahrscheinlichkeit von freien Oberflächen und Welle-Nabe-Verbindungen	43
S. Vetter, A. Hasse, E. Leidich, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz; K. Neikes, B. Schlecht, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, Technische Universität Dresden	

Mittelspannungseinfluss bei Wellen und Achsen – Im Nennspannungskonzept und unter Berücksichtigung plastischer Verformungen	53
B. Schlecht, K. Neikes, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, Technische Universität Dresden E. Leidich, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz	

Langzeitfestigkeit von Querpressverbindungen bei mehrachsigen dynamischen Belastungen 63

L. Suchý, E. Leidich, A. Hasse, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz

Plastisch konditionierte Pressverbindungen 73

M. Schierz, Ingenieur-Service Schierz, Löbau;
E. Leidich, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz;
M. Ziae, Inhaber der Professur Maschinenelemente, Westsächsische Hochschule Zwickau

► Selbstschneidende und -formende Verbindungen

Auslegung von Rändelpressverbindungen 85

T. Mänz, SEEPEX GmbH, Bottrop;
G. Schäfer, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal

Innenverzahnter Rändelpressverband als Weiterentwicklung des konventionellen Rändelpressverbands 95

L. Suchý; E. Leidich, A. Hasse, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz;
T. Gerstmann, B. Awiszus, Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse, Professur Virtuelle Fertigungstechnik, Technische Universität Chemnitz

Kombinierte Verbindungen als maßgeschneiderte Applikationen für Sonderanwendungen – Einfluss alternativer Automotive-Antriebskonzepte auf Welle-Nabe-Verbindungen 109

M. Bader, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Österreich

► Formschlüssige Verbindungen

Grenzbelastungen von torsionsbeanspruchten Passfederverbindungen 123

F. Kresinsky, E. Leidich, A. Hasse, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz

Reduzierung der Beanspruchungen von Zahnwellenverbindungen durch eine optimierte Zahnflankentopografie 133

C. Spura, Professur Maschinenelemente und Technische Mechanik, Hochschule Hamm-Lippstadt, Hamm

Werkstoffmechanische Einflussfaktoren auf die Tragfähigkeit von Passverzahnungen auf Hohlwellen.	145
J. F. Springorum, Muhr und Bender KG, Weitefeld;	
R. Brandt, Lehrstuhl für Werkstoffsysteme für den Fahrzeugleichtbau, Universität Siegen	
Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form	155
J. Wild, A. Lohrengel, G. Schäfer, Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen,	
Technische Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld	

► Kombinierte sowie Form- und Kraftschlüssige Verbindungen

Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsverfahren	165
F. Mörz, G. Schäfer, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal;	
M. Selzer, M. Ziae, Professur Maschinenelemente, Westsächsische Hochschule Zwickau	
Analytische Ansätze zur Ermittlung der Torsionsbeanspruchung und der Kerbwirkungszahl in Wellen mit kontinuierlichen unrunden Konturen – Was wirklich geschah!	177
M. Ziae, M. Selzer, Professur Maschinenelemente, Westsächsische Hochschule Zwickau	
Unrund-Drehen formschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen	189
R. Jörg, J. G. WEISSER SÖHNE GmbH & Co., St. Georgen	

► Hybride Fertigungsverfahren

Spannungsoptimierung von Pressverbänden mit additiv gefertigten Naben – Numerische und experimentelle Untersuchungen	199
J. Kröger, H. Binz, M. Wagner, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD), Universität Stuttgart	
Funktionsbezogene Gestaltung und schädigungsbezogene Auslegung hybrider Faserverbund-Metall-Antriebswellen – Zur effizienten Vorentwicklung von Antriebswellen mit Pinverbindung	211
S. Spitzer, A. Langkamp, M. Gude, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Technische Universität Dresden;	
F. Lenz, Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH, Dresden	
Erhöhung der dauerfesten Übertragungsfähigkeit und Wellendauerfestigkeit einer Pressverbindung – Press-Presslöt-Verbindung mit alternativen Beschichtungen	221
S. Karsch, K. Andrusch, U. Füssel, Institut für Fertigungstechnik, Professur Fügetechnik und Montage, Technische Universität Dresden	

► Posterausstellung

Druckverteilung in Klemmverbindungen mit geteilter Nabe	233
H. Freund, T. Freund, Darmstadt	
Beitrag zur Verbesserung der Anwendung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle	239
F. Mörz, A. Lohrengel, G. Schäfer, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal	
Auslastungsgrenzen elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbindungen am Beispiel von Hohlwellen	245
C. Günther, E. Leidich, A. Hasse, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT), Technische Universität Chemnitz	
Reibdauerbeanspruchte Fügeverbindungen – Partielle Tragbildausbildung und deren Festigkeitsbewertung	249
S. Hauschild, E. Leidich, A. Hasse, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz	
Effiziente Gestaltung und Vordimensionierung hybrider Antriebswellen in Faserverbund- Metall-Mischbauweise	257
F. Lenz, U. Martin, Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH, Dresden; S. Spitzer, N. Modler, Technische Universität Dresden	
Einsatz von 3D-Drucktechnik bei der Herstellung hydraulischer Spannbuchsen – Eine kostengünstige und flexible Alternative zu konventionellen hydraulischen Spannbuchsen	263
N. Koldrack, Universität Rostock	
Prüfmöglichkeiten für Welle-Nabe-Verbindungen	267
F. Forbrig, M. Ziae, Fakultät Kraftfahrzeugtechnik, Fakultät Automobil- und Maschinenbau Westsächsische Hochschule Zwickau	
Neuentwickelte Welle-Nabe Verbindung mit maximaler Drehmomentübertragung, Selbstzentrierung, Spielbehaftet, geeignet für Robotermontage / -demontage	273
K.-H. Schoppe, mimatic GmbH, Betzigau	
Übertragbarkeit modellbasierte Haftriebwerte auf Realbauteilverbindungen	275
F. Reiß, E. Leidich, A. Hasse, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz	

Elastisch-plastische Auslegung: Untersuchung von Pressverbindungen mit hohen Übermaßen – Experimentelle und numerische Absicherung der elastisch-plastischen Auslegung	279
D. Ulrich, H. Binz, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Universität Stuttgart	
Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung	283
J. Wild, A. Lohrengel, G. Schäfer, Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld	
Leichtbau und Tragfähigkeitssteigerung bei Zahnwellenverbindungen – Methodisches Vorgehen zur Auslegung umformend hergestellter und auf Torsion belasteter dünnwandiger Leichtbau-Profilwellen	291
M. Jakob, Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal	
Günstiger als ein Sicherungsring, haltbarer als eine Wellenmutter: Der Umformring – Analyse einer kraft- und formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung und Entwicklung von Gestaltungsempfehlungen	297
C. Teichmann, B. Künne, Fachgebiet Maschinenelemente, Technische Universität Dortmund	

Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

der durch die Globalisierung zunehmende Wettbewerb zwingt die Unternehmen zu teils radikalen wertanalytischen Maßnahmen – meist verbunden mit einer zunehmenden Ausnutzung aller Festigkeitsreserven der im Kraftfluss liegenden Bauteile. Besonders betroffen davon sind die an den Schnittstellen platzierten Welle-Nabe-Verbindungen (WNV). Der sich damit ergebende Zielkonflikt, Reduzierung der Sicherheitsreserven bei Beibehaltung oder gar Steigerung der Zuverlässigkeit, ist nur zu lösen, wenn für die Bauteile fundierte theoretische Grundlagen und statistisch abgesicherte Versuchswerte zur Verfügung stehen. Für die Bestimmung der Übertragungseigenschaften und zu den Schadensmechanismen, die die Lebensdauer der WNV begrenzen, existieren hochwertige Berechnungsmodelle und für neue oder individuelle Aufgabenstellungen hochentwickelte Prüfstände und Messeinrichtungen.

Die VDI-Tagung „Welle-Nabe-Verbindungen“ bietet den passenden Rahmen, die erzielten Fortschritte in der Auslegung, die auch den zweckmäßigen Einsatz von Simulationswerkzeugen einschließt, und im Verständnis der Schadensmechanismen umfassend und praxisnah darzustellen. Ein weiteres Mittel, um im globalen Wettbewerb erfolgreich zu agieren, ist die Nutzung unkonventioneller Kraftübertragungsprinzipien, die sich hinsichtlich der Kosten, des Leichtbaus und der Energieeffizienz deutlich von den herkömmlichen unterscheiden.

Während des Expertentreffs haben Sie reichlich Gelegenheit, theoretisch wissenschaftliche Fragestellungen, aber auch konkrete Anwendungsprobleme mit Fachleuten aus der Forschung sowie Fachleuten von Herstellern und Anwendern von Welle-Nabe-Verbindungen zu erörtern.

Der Tagungsleiter und die Mitglieder des Programmausschusses danken allen, die beim Gelingen der Veranstaltung mitgewirkt haben. Wir freuen uns, Sie auf der 8. VDI-Fachtagung „Welle-Nabe-Verbindungen“ vom 26. - 27. November 2018 in Stuttgart begrüßen zu dürfen.

Im Namen des Programmausschusses

Univ.-Prof. i. R. Dr.-Ing. Erhard Leidich
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik
Fakultät für Maschinenbau
Technische Universität Chemnitz

Fachlicher Träger**VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung****Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente**

Der VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente behandelt aktuelle Fragestellungen der Übertragung und Wandlung von Bewegungen und Energien durch Getriebe, die diese intelligent steuern und regeln. Dazu ist das Zusammenspiel verschiedener Maschinenelemente erforderlich. Handlungsempfehlungen in Form von VDI-Richtlinien, Erfahrungsaustausch und Veranstaltungen sind Ergebnisse der Aktivitäten.

www.vdi.de/gpp

Elektrische Fahrzeugantriebe

Neue Herausforderungen für Welle-Nabe-Verbindungen

Dipl.-Ing. **Andreas Braun**, Volkswagen AG, Baunatal

Kurzfassung

Neben gesellschaftlichen Veränderungen zwingen Ressourcenknappheit, Luftverschmutzung und damit einhergehende Gesetzgebungen, wie lokale Fahrverbote, die Autoindustrie zur Weiterentwicklung der Fahrzeugkonzepte hin zur E-Mobilität.

Während sich die Verbrennertechnologie über die Jahrzehnte schrittweise weiterentwickelte, stellt das Adaptieren der E-Maschine, z. B. aus dem Schienenfahrzeugbau oder den stationären Anwendungen hin in den Fahrzeugbau, den Ingenieur innerhalb der, in der Automobilindustrie geforderten kurzen Entwicklungszeiten von wenigen Jahren, vor große Herausforderungen. Bauraum- und Gewichtsvorgaben erschweren die Umsetzung, große Leistungsdichten erzwingen hohe Drehzahlen, klassische Lösungsansätze, speziell im Bereich der Welle-Nabe-Verbindung, sind nicht ohne Einschränkung übertragbar.

1. Einleitung

Während vor 15 Jahren elektrisch betriebene Fahrzeuge noch Exoten im Straßenverkehr waren, gehören E-Fahrzeuge heute wie selbstverständlich in das Straßenbild, da sie maßgeblich an Alltagstauglichkeit gewonnen haben und so für viele Käuferschichten attraktiver werden.

Gründe hierfür sind u. a. ein Umdenken der Automobilindustrie, d. h. aktuelle und zukünftige E-Fahrzeuge basieren nicht auf der Verbrennerarchitektur, und werden durch einen Austausch von Otto- oder Dieselmotor zu elektrisch betriebenen Fahrzeugen umgewandelt, vielmehr handelt es sich um speziell für diesen Antrieb entwickelte Fahrzeugkonzepte.

Schritt für Schritt entwickeln sich die Rahmenbedingungen für elektrisch betriebene Kraftfahrzeuge weiter. Restriktionen wie Reichweite werden durch den technischen Fortschritt und ein immer größer werdendes Netz an Ladesäulen aufgelöst und machen auf diese Weise E-Fahrzeuge für eine breitere Käuferschicht attraktiv. Durch ein positives Image und Kaufprämien sind noch weiter steigende Zulassungen zu erwarten, die Herstellkosten werden in Folge der

Massenproduktion weiter sinken und voraussichtlich den klassischen Verbrenner in den nächsten Jahrzehnten Stück für Stück ablösen.

Hinzu kommen gesellschaftliche Veränderungen in der Kommunikation und dem Statusdenken, der Wunsch zur digitalen Vernetzung sowie dem autonomen Fahren. Überlastete Straßen, Parkraumangel sowie Schadstoffbelastungen der Luft zwingen die Verantwortlichen von Städten und Ballungsräumen zum Handeln und Autofahrer zum Umdenken.



Quelle: <https://www.google.de/search?q=Gründe+für+die+E-Mobilität> (abgerufen am 16.01.2020, 08:34:19). © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderter Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts in Zusammenhang mit, für oder in AI-Systemen, AI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 1: die Gründe für die E-Mobilität sind vielfältig

Durch die neue Fahrzeug- und Antriebstechnik ergeben sich aber auch technische Herausforderungen, denen sich der Ingenieur in der Entwicklung stellen muss.

Während Fahrzeugkomponenten wie Bremse, Lenkung oder diverse Karosserieteile wenig modifiziert aus der alten und bekannten Verbrennerwelt übernommen werden können, bedarf der Antriebsstrang einer grundlegenden Veränderung. Aufgrund der Charakteristik einer E-Maschine sind so beispielweise weniger Getriebegänge notwendig, mitunter wird das Schalten sogar gänzlich überflüssig, so dass viele heute verwendete Bauteile entfallen bzw. nur noch in reduzierter Zahl zur Anwendung kommen.

Andererseits steigt aufgrund der Bauraum- und Gewichtsanforderung die Leistungsdichte. Häufig fällt die Wahl in der Entwicklung auf ein Hochdrehzahlkonzept. Die bisher bekannten Drehzahlobergrenzen und die hieraus bekannten Problemstellungen und Lösungen sind nicht mehr anwendbar, neue Ansätze müssen gefunden werden.

2. neue Herausforderungen für Welle-Nabe-Verbindungen

Im Gegensatz zum klassischen Verbrenner mit seinen Ansaug- und Abgasgeräuschen, die meist vom Nutzer als angenehm empfunden werden, da sie das Gefühl von Leistungsentfaltung akustisch untermauern, wird sich der Anspruch bei den elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ändern.

Die eher tiefen Töne des Verbrenners weichen den hochfrequenten Anteilen der E-Maschine, die generell vom Fahrer und den Insassen eher als unangenehm empfunden werden. Da die maskierenden Ansaug-, Verbrennungs- und Abgasgeräusche fehlen, treten auch die Verzahnungsgeräusche der Getriebeübersetzungsstufen vermehrt in den Vordergrund. Diese waren beim Verbrenner bisher nur in den unteren Geschwindigkeitsbereichen signifikant. Weiter verstärkt wird dieser Effekt durch den Entfall diverser Zusatzaggregate, wie z. B. Turbolader, die ebenfalls ihren Beitrag am akustischen Gesamtbild hatten und fortan keine Verwendung mehr finden. Durch die hohen Drehzahlen steigen die Ansprüche an die Koaxialität der rotatorischen Achsen der Bauteile zueinander, klassische Passverzahnungen genügen diesen Ansprüchen nicht mehr durchgängig, zumal die Anforderungen an die Lebensdauer, z. B. durch Rekuperation mit vollem Motormoment, weiter steigen.

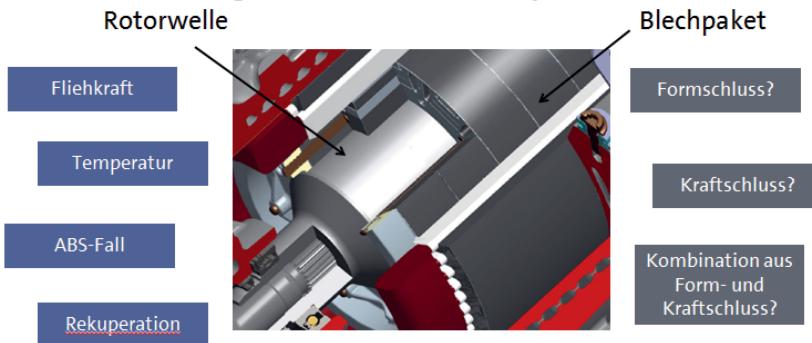


Bild 2: Herausforderung Welle-Nabe-Verbindung Rotorwelle-Elektroblechpaket

Eine weitere Herausforderung stellt die Welle-Nabe-Verbindung Rotorwelle-Elektroblechpaket dar. Hier werden mitunter mehr als 500 Einzelbleche mit einer Stärke von 0,3mm und geringer auf eine Rotorwelle kraftschlüssig gefügt. Diese müssen unter diversen Betriebsbedingungen,

wie hohen Temperaturschwankungen, wechselnden Zug- und Schubbetrieben bei vollem Motormoment und einer hohen Drehzahl und daraus resultierenden Fliehkräften, das Moment sicher übertragen. Dabei dürfen sie nicht durchrutschen bzw. ihre Lage radial verändern. Mit aktuellen Berechnungsansätzen ist es aber bei vertretbarem Zeitaufwand nur schwer möglich, diese Einzelbleche und deren radiale Lage, die sich aufgrund fertigungsbedingter Abweichungen zwangsläufig ergibt, genügend genau zu erfassen, um eine gezielte Parameterstudie durchführen zu können.

3. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde die Veränderung im Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs aufgrund gesellschaftlicher Veränderungen und umweltpolitischer Einflüsse hin zum elektrisch angetriebenen Fahrzeug aufgezeigt. Um dem Autofahrer bzw. Nutzer somit auch in Zukunft ein Fahrzeug zur Verfügung zu stellen, das seinem Anspruch an Alltagstauglichkeit und Wirtschaftlichkeit genügt, werden zumeist hochdrehende E-Maschinen als Antrieb eingesetzt. Hieraus ergeben sich Problemstellungen, bekannte Lösungsansätze können nicht uneingeschränkt weiter angewendet werden. Beispiele hierfür sind die Verbindung der Rotorwelle der E-Maschine mit der Getriebeeingangswelle oder die Verbindung der Rotorwelle mit den Elektroblechen. Diese Welle-Nabe-Verbindungen können aktuell nur mit erhöhtem und damit unwirtschaftlichem Aufwand gefertigt werden, um akustische Auffälligkeiten zu vermeiden und die geforderte Lebensdauer zu erreichen. Ziel muss es also sein, die Welle-Nabe-Verbindungen gezielt weiter zu entwickeln, um zukünftig den Anforderungen hochdrehender E-Maschinen gerecht zu werden.

Gefügte Rotorwellen für die Elektromobilität

Fertigungskonzepte und Auslegung der Fügeverbindung

Dr.-Ing. **Henning Wagner**, B.Eng. **Dennis Beihofer**,
Dipl.-Wirt.-Ing. **Thomas Peter**,
Felss Systems GmbH, Königsbach-Stein

Kurzfassung

Die Forderungen aus Politik und Wirtschaft nach mehr Ressourceneffizienz und höheren Energieeinsparungen führen zu neuen Antriebskonzepten mit Schwerpunkt auf elektrischen Motoren. Die vorliegenden Fahrzeugtypen sowie die zugrunde liegenden Kundenanforderungen haben eine Vielzahl von unterschiedlichen Elektromotoren zur Folge. Durch ein neuartiges Herstellungskonzept für gebaute Wellen (Rotorwellen für Elektromotoren) lässt sich trotz Variantenvielfalt eine Verbesserung des Ressourceneinsatzes und der Wirtschaftlichkeit realisieren. Hergestellt in einem mehrstufigen Verfahren wird durch einheitliche, längenvariable Mittelwellen und individualisierte Endwellen eine hohe Standardisierung bei gleichzeitig großer Variantenanzahl erreicht. Gefügt werden diese separat hergestellten Wellenelemente mittels kraft- und formschlüssiger Verbindung, genauer durch eine Kombination aus Fügeverband und Verzahnung. Die Innenverzahnung ist in diesem Fall geradeverzahnt und die Außenverzahnung leicht schrägverzahnt. Die Grundlagen für die gebauten Wellen wurden durch Simulation und mehrere Versuchsreihen gelegt. Für die spätere Auslegung der Wellen wurde auf Basis einer simulationsbasierten DOE (Design of Experiments) ein Auslegungsmodell der Fügeverbindung ermittelt. Der beschriebene Ansatz der gebauten Welle stellt die Basis für einen möglichen Baukasten für Elektromotoren dar.

1. Herleitung

Im Mittelpunkt vieler Entwicklungen im Automobilbau stehen die Steigerung der Energieeffizienz und die Verringerung der eingesetzten Ressourcen. Dies ist auf die gesellschaftlichen und politischen Forderungen hinsichtlich des Umweltschutzes und der Reduktion von CO₂-Emissionen zurückzuführen. Parallel liegen im Automobilbau gesteigerte Kundenwünsche zur Verbesserung der dynamischen Eigenschaften, zur Steigerung des Komforts sowie zur Abbildung höherer Individualisierungswünsche (Fahrzeugvarianten, Ausstattung usw.) im Fokus [1]. Sowohl der Umweltschutz als auch die gesteigerten Kundenwünsche führen zu

einer Neuausrichtung der Fahrzeugtechnik und der hierfür zugrunde liegenden Antriebstechnik.

Vielversprechende Ansätze im Spannungsfeld Energieeffizienz sind voll- bzw. teilelektrische Fahrzeuge. Mit Blick auf die verwendeten Elektromotoren werden aktuell viele Parameter wie die Wellen-, Wickel- und Lamellenstapelgeometrie optimiert und in neue Motordesigns transferiert. Daneben verändern sich im Allgemeinen die Produktarchitekturen der Fahrzeuge durch Einsatz von modularen Baukästen, wie beispielsweise der MQB (modulare Querbaukästen) von VW [2]. In Zukunft werden diese Baukästen auch Anwendung bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen finden.

Die für Baukästen notwendigen Leistungsklassen wirken sich insbesondere auch auf die Motoren bzw. Elektromotoren aus und müssen dahingehend bei den jeweiligen Komponenten berücksichtigt werden. Um die beschriebenen Trends abbilden zu können, befasst sich die Firma Felss mit dem Ansatz der gebauten Welle in Hohlwellenstruktur sowie der konzeptionellen Abbildung eines Wellen-Baukastens. Beim Ansatz von Felss wird durch Kombination unterschiedlicher Wellenelemente eine hohe Flexibilität in Bezug auf mögliche Varianten und Einsatzszenarien erreicht [3]. Gleichzeitig wird angestrebt, möglichst gleiche geometrische Konturen, Designs und dahingehende Fertigungsabläufe zu verwenden, um möglichst große Stückzahlen bei hoher Wirtschaftlichkeit abbilden zu können (siehe Abbildung 1). Um das Leichtbaupotenzial und somit die Einsparung von Ressourcen zu heben, kommen bei der gebauten Welle vorzugsweise Hohlwellen zum Einsatz. Bei einem direkten Vergleich zwischen Voll- und Hohlwelle (unabhängig, ob monolithisch oder gebaut) kann im Schnitt 50% Gewichtsreduktion erreicht werden [3]. Komplexe Hohlwellen-Geometrien stellen dabei jedoch nach wie vor eine große Herausforderung für die Fertigungstechnik dar. Eine wirtschaftliche Herstellung ist in den meisten Fällen lediglich mit Umformprozessen wie beispielsweise Rundkneten oder Axialformen erreichbar [4][5].

Die in der vorliegenden Veröffentlichung fokussierte Welle besteht aus zwei oder drei Segmenten. Es muss hierbei unterschieden werden zwischen den längeren Mittelwellen (siehe Abbildung 1 – M1 bis M3) und den kürzeren Endstücken (siehe Abbildung 1 – E1 bis E3). Die Mittelwelle liegt im Zentralbereich des Blechpaketes und kann auf einer felss-typischen Prozesskette hinsichtlich Länge flexibel variiert werden. Das Endstück ist für die Anbindung an die Verbraucher sowie in Abhängigkeit vom Aufbau der Gesamtwelle für die Lagerung der Welle erforderlich. Dieser Aufbau von Rotorwellen ist beispielsweise bereits in [3][6] beschrieben. Die Wellenelemente werden durch eine Verzahnung mit Presssitz von Welle (Endwelle) und Nabe (Mittelwelle) verbunden. Zusätzlich werden die Außenverzahnungen an

der Endwelle mit einem geringen Schräglängswinkel gefertigt. Beides führt zu einer Vorspannung der Fügepartner. Der Schräglängswinkel lässt sich durch axiale Kaltumformung (Fels Axialformen) sehr präzise herstellen. Somit kann der Einfluss der resultierenden Toleranzen gegenüber den Eigenschaften der Welle wie Axialkraft, Biegebeanspruchung oder thermischen Bedingungen reduziert werden.

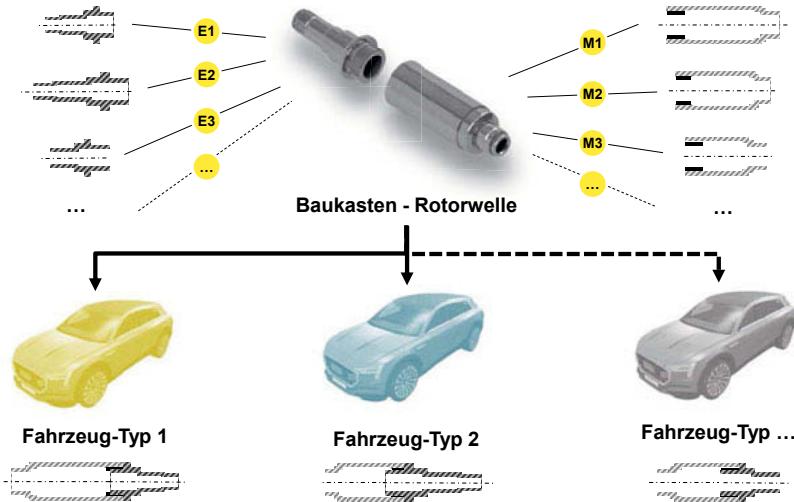


Abbildung 1: Baukasten Rotorwelle

Die vorliegende Veröffentlichung geht auf die Zusammenhänge zur eigentlichen Herstellung der gebauten Welle bzw. der zugrunde liegenden Wellenelemente sowie auf die Auslegung hinsichtlich statischer, dynamischer und thermischer Eigenschaften ein. Aufbauend wurde ein Auslegungsmodell abgeleitet, um bei zukünftigen Anwendungen ohne umfassende Simulationen oder Versuche in möglichst überschaubarer Zeit die Machbarkeit des Bauteils zu ermitteln.

2. Fertigung der gebauten Welle

Die Fertigung der gebauten Welle wird über einen mehrstufigen Ablauf realisiert. Dabei werden zunächst die Teilwellen hergestellt und abschließend in einem Fügevorgang kombiniert. In Abbildung 2 ist der Gesamtablauf für die gebaute Welle schematisch dargestellt. Ausgangszustand für die Mittelwelle (längeres Wellenelement) ist ein dünnwandiges, lasergeschweißtes Rohr.

Im ersten Prozessschritt wird das Rohr am Wellenende mit dem von Felss entwickelten und patentierten TUBE+ Prozess aufgedickt [8]. Der aufgedickte Rohr-Rohling dient als Vorstufe für Folgeprozesse und ermöglicht die Einsparung von Prozessschritten sowie die Reduktion der Gesamttaktzeit. Die mit dem TUBE+ Prozess erreichbaren Taktzeiten sind sehr gering und liegen in Abhängigkeit von der Aufdicklänge im Bereich von 3s (für den Prozess ohne Verkettung). Die mittels des TUBE+ Prozess durchgeführte Aufdickung erfolgt am Wellenende nach außen. Das zugrunde liegende Rohr wird durch die Aufdickung kürzer, bleibt jedoch in seiner Masse bzw. Volumen konstant. Im Fall der gebauten Welle wird die Aufdickung zur Abbildung des höher belasteten Bereichs um die Fügezone benötigt.

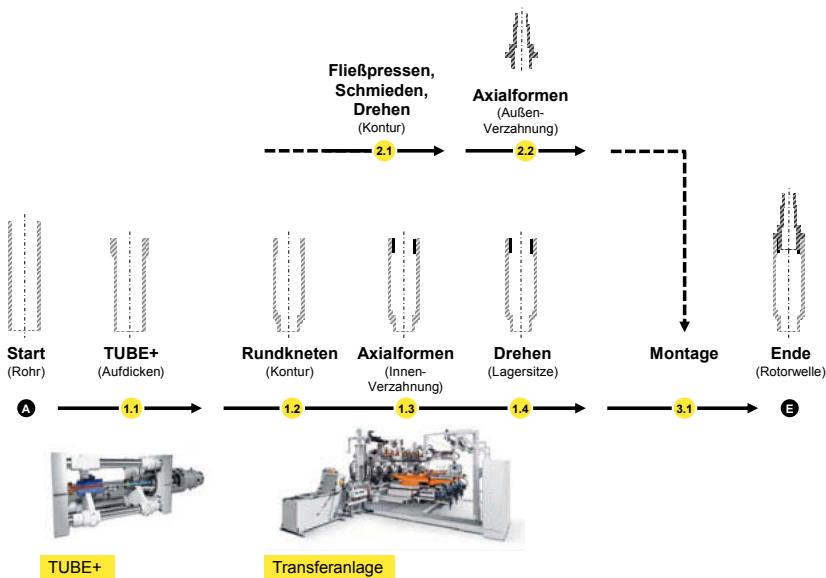


Abbildung 2: Fertigungsablauf der gebauten Welle

Nach der Aufdickung mittels TUBE+ wird das Rohr beispielsweise in einer felss-typischen Transferanlage weiterverarbeitet. Hier kommen Rundknet-, Axialform-, Dreh- sowie Wendestationen zum Einsatz. Innerhalb der Transferanlage wird zunächst mit dem Rundkneten die eigentliche Bauteilkontur erzeugt. Dabei wird mit Hilfe von konturgebenden Formbacken und einer inkrementellen Zustellbewegung die Formgebung entlang der Bauteilachse erreicht [7]. In Abhängigkeit von der Komplexität (der benötigten Umformung) der Bauteilkontur können eine oder mehrere Rundknetstationen zum Einsatz kommen. Im vorliegenden Fall werden der Lagersitz sowie die Verjüngung im hinteren Wellenbereich mit einer Rund-

knetstation gefertigt. Die mit Hilfe des TUBE+ Verfahrens erzeugte Aufdickung am Wellenende wird dabei mittels des Rundknetens nach innen gestellt. Alternativ kann dies auch über Einziehen beim Axialformen erreicht werden. Der letzte Umformschritt vor der Nachbearbeitung ist das Axialformen der Verzahnung. Durch eine frequenzüberlagerte axiale Prozessbewegung können die Axialkräfte gegenüber herkömmlichen axialen Umformprozessen deutlich reduziert werden. Das Ergebnis dieser Überlagerung ist ein schneller inkrementeller Umformprozess. So lassen sich dünnwandige Teile wesentlich leichter umformen, ohne die Form der Welle zu beschädigen [9]. Die Mittelwellen werden für die spätere Fügeoperation verzahnt. Der letzte Prozessschritt für die Mittelwelle ist die Nachbearbeitung bzw. die Drehoperation. Hier werden steile Flanken (90°) sowie die benötigten Lagersitze gefertigt. Alle Schritte ausgehend vom TUBE+ Prozess sowie den Prozessen auf der Transferanlage können in der jeweiligen Länge des Bauteils variiert werden. Das bedeutet, dass in Abhängigkeit vom Anwendungsfall oder der Elemente eines möglichen Wellen-Baukastens unterschiedliche Längen erzeugt und entsprechend der benötigten Motor-Leistungsklassen bereitgestellt werden können.

Die Endwellen können ebenfalls oder ergänzend mittels Axialformen, Rundkneten oder dem TUBE+ Prozess abgebildet werden. In Abhängigkeit vom Anwendungsfall und der Stückzahl sind hier jedoch auch fließgespresse, geschmiedete oder gedrehte Wellenelemente denkbar. Die Verzahnung wird dabei mittels Axialformen, aufgrund der benötigten geringfügigen Schrägstellung der Zähne, optimal gefertigt.

Nach der Fertigung der Endwellen und der Mittelwellen werden diese zueinander ausgerichtet und miteinander verpresst. Dabei kann über einen kraftüberwachten Pressvorgang die Güte der Verpressung und somit die axiale Belastbarkeit ermittelt werden. Bedarfsweise muss in Abhängigkeit von den benötigten Toleranzen der Welle eine geringfügige Schleifoperation durchgeführt werden.

3. Auslegung der Fügeverbindung

Die Auslegung der Fügeverbindung und somit die ausreichende Dimensionierung der Wellen stellt eine wesentliche Herausforderung für zukünftige Anwendungen dar. Die Schwerpunkte der Untersuchungen liegen aktuell bei der Übertragung von Abzugskräften (axiale Belastung) sowie der Biegsungs- und Torsionslast. Dabei wurde der Fokus auf die Anwendungsmöglichkeit der genannten Umformprozesse und die daraus resultierende Fügegeometrie auf Rotorwellen gelegt. Die hierfür notwendigen Betrachtungen wurden in der FEM-

Umgebung ANSYS® durchgeführt. Es wurde ein komplettes Wellenmodell mit den genannten Verzahnungsparametern mittels eines elasto-plastischen Materialmodells aufgebaut.

Die Axiallast kommt beispielsweise aus den Lagern, den Zahnrädern auf der Antriebsseite der Welle oder thermischen Belastungen. Für reale Anwendungen ist es unerlässlich, dass ein Abziehen der Endwellen aus der Mittelwelle nicht möglich ist. Bei der Simulation wurden dementsprechend externe Verformungen am Wellenende mit den Reaktionskräften in der Fügezone verglichen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass bei einer Vorspannung mit Schrägverzahnung eine Losbrechkraft von 8 kN erreicht werden kann. Durch Kombination der Schrägverzahnung mit einer Überlappung von 3 µm an jeder Zahnflanke ist eine Steigerung die Losbrechkraft auf 12 kN möglich.

Die Biegung ist die Folge von Querkräften aufgrund einer möglichen Unwucht des Rotors oder von Tangentialkräften aus einem Verbraucher am Wellenantrieb. Hierfür muss eine ausreichende Biegesteifigkeit bereitgestellt werden. Der simulierte Lastfall besteht aus zwei Rotationslagern und einer im Bereich der Lamellen aufgebrachten seitlichen Wechselkraft. Mit der Simulation wurde die Steifigkeit der Welle gegen Biegelast bewertet (siehe Abbildung 3). Bei einer Biegekraft von -5 bis 5 kN erreicht die maximale lokale Aufweitung in der Fügezone 5 µm. Dabei führt der Lastfall nicht zu einer bleibenden Verformung oder zu einer Reduktion der Abzugskräfte. Der Einfluss der Biegebeanspruchung auf die Mises-Spannungen in der Verzahnung ist marginal.

Torsion ist aufgrund des Funktionsprinzips die Hauptlast auf der gebauten Welle bzw. der Rotorwelle. Hinsichtlich der Beschleunigung und Verzögerung (mögliche Drehrichtungsumkehr) muss das Drehmoment in beide Richtungen geprüft werden. Der simulierte Lastfall bestand aus zwei Drehlagern, einem Wechselmoment von -320 Nm bis 320 Nm im Bereich der Lamellen und einer Abstützung auf der Wellenantriebsseite. Das Simulationsergebnis zeigt, dass das Drehmoment und seine Richtung einen signifikanten Einfluss auf die Mises-Spannung in der Verzahnungszone haben. Dennoch ändert sich der Anpressdruck an den Zahnflanken nach den Belastungszyklen nur geringfügig, wobei die Vorspannung konstant bleibt.

Das thermische Verhalten spielt ebenfalls eine entscheidende Rolle. Dabei kann von der Annahme ausgegangen werden, dass sich die Wellenelemente aufgrund von Verbraucher und Einbindung in den Gesamtmotor unterschiedlich erwärmen und dementsprechend ausdehnen (siehe Abbildung 3 rechts). Zur Prüfung der Zusammenhänge wurden entsprechende Anwendungsszenarien definiert. Diese unterscheiden sich über den Ort und die Höhe der Temperatur sowie die abfließende Wärmeleistung. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass

es lediglich bei statischen Temperaturgradienten von über 130K zum Versagen der Welle kommen kann. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, dass dieser Fall in der Realität nicht abbildbar ist. Durch den Wärmeinfluss bildet sich ein kontinuierliches Temperaturgefälle aus, welches den beschriebenen Temperatursprung nicht realisieren kann. Die beiden anderen Szenarien können als praxisnah beschrieben werden. Diese führen jedoch nur zu geringen Änderungen bei den Axialkräften.

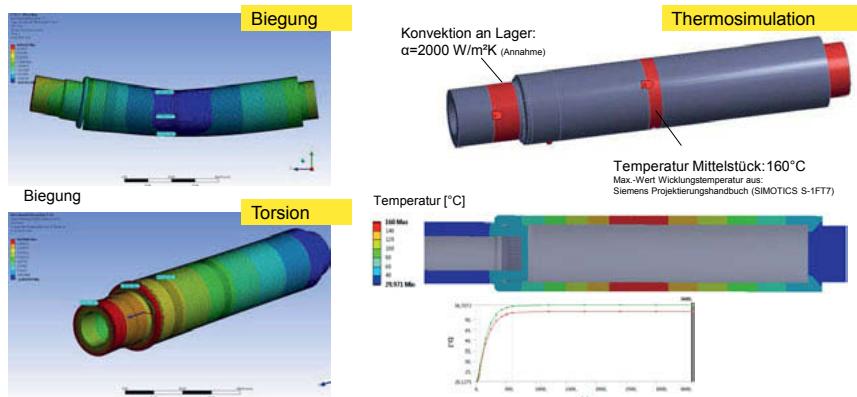


Abbildung 3: Simulationsergebnisse – Gebaute Welle

Die Simulationsergebnisse bestätigen die Anwendungsmöglichkeit des genannten Umformprozesses und die daraus resultierende Fügegeometrie auf den Rotorwellen. Die resultierenden Toleranzen des Umformprozesses am Durchmesser wurden mittels Simulationen mit und ohne Überlappung der Zahnflanken berücksichtigt. Dabei hat sich gezeigt, dass die Toleranzen keinen entscheidenden Einfluss auf die Fügezone haben.

4. Validierung

Zur Validierung der Simulationen wurden für statische Experimente Prüfkörper mit normalverteilten Geometrietoleranzen im Bereich von 40 μm hergestellt. Zum Einsatz kam hierbei eine Felss-Aximus V02 (siehe Abbildung 4). Die Bauteilkontur wurde vereinfacht und für die Versuche lediglich drehend erzeugt.

Um die drei Hauptaußenlasten (Abzug, Biegung und Torsion) abzudecken, wurden jeweils zehn 3-Punkt-Biegeversuche, Zugversuche und Drehmomentversuche durchgeführt. Wie die experimentellen Ergebnisse zeigen, liegen die Losbrechkräfte im Bereich von 10 kN bis 12,5 kN, was die Simulationsergebnisse bestätigt und wesentlich höher ist als in dieser Anwen-

dung erforderlich. Die Ergebnisse der 3-Punkt-Biegeversuche zeigen Biegeverformungen von 35 μm bei 5 kN Seitenlast, die geringfügig höher sind als die durch die Vereinfachung der Probengeometrie simulierten. Die Verbindung hat sich bei Querkräften von 6 kN bis 10 kN gelöst. Dieser weite Bereich deutet auf einen hohen Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die Wellenfügezone hin, der in den Ergebnissen der Simulation nicht sichtbar war. Die Torsionsversuche wurden bis zu 320 Nm durchgeführt. Der Test hat ein lineares Verhalten der montierten Welle bei verschiedenen Belastungsstufen sowie bei unterschiedlichen Belastungsrichtungen gezeigt.



Abbildung 4: Validierung – Probenherstellung mittels Aximus V02 (links) und Probe (rechts)

Durch die Fokussierung der Versuchsergebnisse konnten die Simulationsergebnisse validiert und verifiziert werden, außerdem wird die Anwendung des Umformprozesses aus den Versuchsergebnissen bestätigt. Nur die 3-Punkt-Biegeversuche zeigen eine hohe Abhängigkeit von der Fertigungsgenauigkeit der Probe, die weiter untersucht werden muss.

5. Auslegungsmodell

Um im späteren Anwendungsfall die notwendigen Parameter für eine Wellengeometrie zu ermitteln und dahingehend die Leistungsklassen der Motoren abbilden zu können, ist die genaue Kenntnis der Abhängigkeiten der mechanischen Wellencharakteristik von der Wellengeometrie erforderlich. Im vorliegenden Fall wurde der Fokus auf die Biege- und Torsionssteifigkeit sowie die eigentliche Wellenmasse gelegt. Dabei wurde für die Abbildung des Auslegungsmodells die nachfolgende Entwurfsmethodik angewendet. Zunächst wurden reduzierte Modelle für die Verzahnung, die Endwellen und die Mittelwellen erstellt. Anschließend wurden die äußeren Randbedingungen für die Welle definiert und geeignete Gültigkeitsbereiche für das Auslegungsmodell beschrieben (in Abhängigkeit von den Einbaumaßen sowie Fertigungsmöglichkeiten). Aufbauend wurden passende Verzahnungsparameter für die Gültigkeitsbereiche ausgewählt und in Abhängigkeit von den Belastungsbedingungen

festgelegt. Zuletzt wurde eine Reihe von Simulationen für ausgewählte Referenzgeometrien durchgeführt und das Modell entsprechend trainiert.

Basierend auf dem DOE-Ansatz (Design of Experiments) waren rund 30 Simulationen für die Anpassung und Verifikation notwendig. Anhand der Simulationsergebnisse konnte ein passendes Regressionsmodell abgeleitet werden. So zeigt das Modell den Einfluss der einzelnen Eingangsparameter auf die Ausgangsparameter. In Abbildung 5 ist ersichtlich, dass die Wandstärke über der Verzahnung einen signifikanten Einfluss sowohl auf Biegung, Torsion und Masse besitzt. Auf die Torsionssteifigkeit hat zusätzlich der Wellendurchmesser erhebliche Auswirkungen. Der Effekt von Modul, Stegbreite und Verzahnungslänge ist jedoch sowohl auf Torsions- als auch auf Biegesteifigkeit nur marginal.

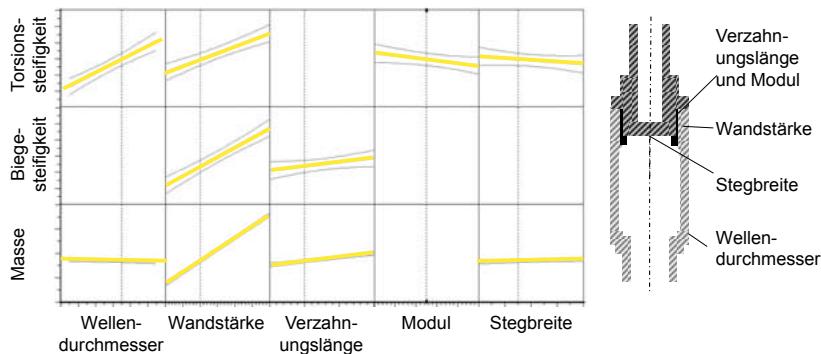


Abbildung 5: Auslegungsmodell - Effekte

6. Fazit und Ausblick

In vorliegenden Beitrag konnte gezeigt werden, dass mit dem Axialform- und dem TUBE+ Prozess eine Fügeverbindung für gebaute Wellen hergestellt werden kann. Die spezielle Kombination aus Verzahnung und Schrägungswinkel führt zu einer hohen Verspannung in der Fügezone, was vorteilhaft ist, um ein Herausziehen oder Lösen der Verbindung durch Torsions-, Biege- oder Zugkräfte zu verhindern. Dieser Schrägungswinkel reduziert dabei auch den Einfluss von geometrischen Toleranzen, die sich aus dem Umformprozess und dem Rohling ergeben. Die Simulationen wurden durch experimentelle Untersuchungen verifiziert und validiert. Basierend auf den Ergebnissen konnte ein Auslegungsmodell entwickelt werden. Damit lassen sich die für den Umformprozess notwendigen Auslegungsparameter und Randbedingungen aus den Lastbedingungen berechnen oder umgekehrt. Durch die

Fokussierung der Untersuchungsergebnisse kann das Anwendungspotenzial für die genannten Umformprozesse durch die Herstellung von segmentierten Leichtbauhohlwellen von Elektromotoren erweitert werden. Die weitere Untersuchung konzentriert sich auf das Materialverhalten vor und nach dem Umformprozess, um die verfestigenden Effekte der Kaltumformung zu berücksichtigen. Zusätzlich sollen weitere Versuche durchgeführt werden, um die Dauerfestigkeit der Fugengeometrie nachzuweisen.

7. Danksagung

Die Ergebnisse der vorgestellten Veröffentlichung wurden in enger Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU (Chemnitz) erreicht. Dank gilt dabei den beiden Kollegen, Herrn Robin Kurth und Herrn Robert Tehel, für ihre Anstrengungen und ihren Ideenreichtum bei der Umsetzung des Themas „Gebaute Welle“.

8. Quellen

- [1] S.-F. Koch, M. Peter, J. Fleischer, Lightweight design and manufacturing of composites for high-performance electric motors, *Procedia CIRP*, 66 (2017) 283-288.
- [2] T. Strutz, A. Roll, Innovativ und sicher dank modularem Querbaukasten, *ATZextra*, 6 (2012), 34-37
- [3] H. Wagner, M. Marré, E4 Smart-Shaft Technologieträger gebaute Rotorwelle für Elektromotoren, 33. In: Annual cold forging industry summit, Düsseldorf, (2018)
- [4] D. Landgrebe et al., Modified Cross Wedge Rolling for Creating Hollow Shafts, 15th global conference in sustainable manufacturing. In: *manufacturing*, 21 (2018), 53-59.
- [5] R. Neugebauer, M. Kolbe, R. Glass, New warm forming processes to produce hollow shafts, In: *Journal of Materials Processing Technology*, 119 (2001), 277-282.
- [6] M. Müller, C. Karl, Rotorwelle und Elektromotor, Offenlegungsschrift DE 102011012429A1, (2012).
- [7] D. Croccolo, M. De Agostinis, N. Vincenzi, Design and optimization of shaft-hub hybrid joints for lightweight structures: Analytical definition of normalizing parameters, In: *International Journal of Mechanical Sciences*, 56 (2012), 77-85.
- [8] W. Michi et al., Verfahren und Vorrichtung zum insbesondere abschnittsweise Verdicken einer plastisch verformbaren Hohlkörperwand eines Hohlkörpers sowie Fertigungsverfahren und Maschine zum Fertigen eines Hohlkörpers, European Patent, EP3345694A1, (2017)
- [9] P. Grupp, W. Richter, Frequenzmoduliertes Axialformen –flexible Fertigung von Innen- und Außenverzahnungen Umformtechnisches Kolloquium, Darmstadt, (2006)

Torsionsfestigkeit von gebauten Zahnräder im Mehrkomponentenverfahren mittels Querfließpressen

R. Meißner, M.Sc., Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **M. Liewald**,

Institut für Umformtechnik (IFU), Universität Stuttgart;

C. Leonhardt, M.Sc., Dr.-Ing. **M. Otto**, Prof. Dr.-Ing. **K. Stahl**,

Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG),

Technische Universität München

Kurzfassung

Im Rahmen des Verbundprojekts „massiverLEICHTBAU“ (AiF-KZ47M4712) wird als Beitrag zur Gewichtsreduktion von Antriebsstrangkomponenten am Institut für Umformtechnik (IFU) in Stuttgart und an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) in München das Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von „gebauten“ Zahnrädern mittels Querfließpressen in Mehrkomponentenbauweise entwickelt und dessen Leichtbaupotenzial untersucht. Dieses Verfahren erlaubt das form- und/oder reibschlüssige Fügen von Zahnkranz, Radkörper und Welle und ermöglicht so eine kompakte, gewichtsoptimierte Bauweise solcher Zahnräder. Aufbauend auf numerischen Untersuchungen beim Umformfügen von gebauten Zahnrädern sollen in dieser Veröffentlichung die Einflüsse des Werkstoffs, des Schmierstoffs und der Zahnkranzinnengeometrie auf das übertragbare Drehmoment gezeigt werden. Das Ziel der experimentellen Untersuchungen lag einerseits in der Ermittlung der Versagensart unter Torsionslast und schließlich in der Bestimmung einer optimalen Kombination aus Werkstoff, Schmierstoff und Zahnkranzinnenprofil zur Übertragung hoher Drehmomente.

Abstract

In order to reduce the weight of powertrain components, the manufacturing process concept for joining by forming of "built" gears using lateral extrusion in multi-component design is being developed and the lightweight potential is being investigated. This paper deals with the manufacturing of an assembled gearwheel using cold forging and simultaneously joining the gearwheel body with a gear ring. The aim of this publication is to demonstrate the influence of the material, the lubricant and the geometry of the inner gear ring on the transferable torsional load based on built gears manufactured by joining by forming. The aim of the experimental investigations was on the one hand to determine the type of failure under torsional load and finally to determine an optimal configuration of material, lubricant and internal gear ring profile for the transmission of high torques.

1. Einleitung

Der stetige Zuwachs an Subsystemen zur Reduktion von Abgasemissionen bei gleichzeitiger Forderung nach Verbesserungen von Fahreigenschaften und des Fahrkomforts im automobilien Anwendungsfeld führen zu der Notwendigkeit, neue Leichtbaustrategien zu entwickeln, um diese gegensätzlichen Anforderungen für Antriebssysteme und -komponenten gleichermaßen zu erfüllen. Eine vielversprechende Baugruppe stellen gebaute Zahnräder dar, die eine hohe Leistungsdichte bei geringerem Bauteilgewicht erreichen. Besonderes Potenzial bieten dabei die ganzheitliche Betrachtung des Bauteils, des Werkstoffs, der Wärmebehandlung sowie der eingesetzten Fertigungs- und Fügeverfahren. Im vorliegenden Verfahrenskonzept wird hierzu ein Zahnkranz aus hochfestem Stahl für eine hohe Belastung im Zahnkontakt mit einem Radkörper in Leichtbauweise mittels neuartiger Fügetechnologien kombiniert, sodass eine gezielte und beanspruchungsgerechte Auslegung von Einzelkomponenten erfolgen kann.

In dem durch die AiF und das BMWi geförderten Verbund-Forschungsvorhaben „massiver LEICHTBAU“ wurden verschiedene Ansätze zur Integration von Leichtbaukonzepten untersucht. Im Teilprojekt „Intelligenter Leichtbau durch Mehrkomponentenverfahren“ (IGF-Vorhaben: 18189N/4) unter der Leitung der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München (TUM) werden in Zusammenarbeit mit der Stiftung Institut für Werkstofftechnik (IWT), dem Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiweisen (utg) der TUM und dem Institut für Umformtechnik (IFU) der Universität Stuttgart verschiedene Konzepte zur Substitution des Zahnrädkörpers untersucht.

Beim Fügen durch Umformen nach DIN 8593-5 [1] werden entweder die Füge- oder Hilfsfügeteile lokal oder auch vollständig umgeformt. Ein wesentlicher Vorteil dieser Verfahrenskombination ist die Vermeidung metallurgischer Kerben, da keine thermische Energie für den Fügevorgang eingebracht wird [2]. Untersuchungen von Funk und Dörr [3, 4] zeigten, dass umformtechnisch gefügte Welle-Nabe-Verbindungen, im Vergleich zu thermisch gefügten Pressverbänden, deutlich größere statische Drehmomente übertragen können. Aufgrund der umformtechnischen Herstellung einer der beiden Komponenten bzw. des formschlüssigen Fügens durch Umformen beider Bauteile tritt nur ein geringes Fügespiel auf, wodurch die Bildung von Passungsrost in der Verbindung stark reduziert werden kann. Bisherige Untersuchungen zum Umformfügen von Zahnrädern mit höherkomplexen Zahnkranzinnengeometrien zeigten darüber hinaus, dass durch die Anwendung einer gezielten Zahnkranzvorspannung die Rundheitsgenauigkeit signifikant gesteigert werden kann [5].

Die gebauten Zahnräder müssen aufgrund des zusätzlichen Fügeverfahrens andere technologische Vorteile gegenüber monolithischen Bauweisen hervorbringen, um konkurrenzfähig

zu sein. Neben der Möglichkeit der verbesserten Wirtschaftlichkeit in Folge der beanspruchungsgerechten Werkstoffauswahl beider Komponenten, ist die Fügeverbindung ein wichtiges Merkmal zur Quantifizierung der Leistungsfähigkeit. Vorteilhaft ist bei diesem Verfahren die Kombination aus einer form- und reibschlüssigen Fügeverbindung. Daraus wiederum ergeben sich weitere Möglichkeiten, einerseits die formschlüssigen Eigenschaften der Fügeverbindung durch Anpassung der Kontur und andererseits den Reibschluss durch Einstellung des Fugendrucks oder Einbringung eines verbindungsstärkenden Mittels zu beeinflussen.

2. Verfahrenskonzept zum Fügen von Zahnrädern mittels Querfließpressen

In dem hier vorgestellten Fertigungsverfahren wird ein vor dem Fügevorgang gehärteter und verzahnter Zahnkranz mit anderen Komponenten mittels Kaltumformung gefügt und gegebenenfalls final geschliffen. Dazu wird ein scheibenartiger Rohling in einen bereits gehärteten Zahnkranz platziert und mittels zweier Fließpressstempel in den Zahnkranz durch einen einstufigen Kaltfließpressvorgang, siehe Bild 1, hineingeformt. Aus der Schnittansicht in Bild 1 wird ersichtlich, dass der Werkstoff beim Umformen in den Spalt zwischen dem Zahnkranz und dem Fließpresstempel bzw. zwischen dem Fließpresstempel und dem Dorn hineinfließt. Durch eine Segmentierung der Fließpresstempel entstehen Rippen im umgeformten Zahnrädkörper, die zur Struktursteifigkeit des Bauteils beitragen sollen.

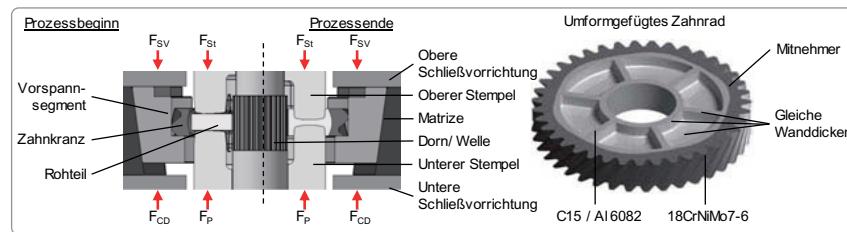


Bild 1: Herstellung eines umformgefügten Zahnrades mittels Quer-Fließpressen

In den numerischen Untersuchungen zur Profilgeometrie wurden verschiedene Kombinationen der Profilexzentrizität e (Formschluss in tangentialer Richtung) und Profilkavität k (Formschluss in axialer Richtung) untersucht. Die Exzentrizität e beschreibt den Abstand der inneren und äußeren Hüllkurve eines epitrochoiden Profils, siehe Bild 2. Die Kavität k bemisst die maximale Tiefe in radialer Richtung eines balligen Profilhinterschnitts, vgl. Bild 2. Die Untersuchungen [5] zeigten, dass bei einer Exzentrizität von $e = 0,7$ mm und einer Kavität von $k = 0,7$ mm die geringste radiale Abweichung der Zahnkranzursprungsgeometrie nach dem Umformfügeprozess vorliegt, womit das benötigte Aufmaß für die nachfolgende Hart-Fein-

Bearbeitung der Zahnflanken reduziert wird. Die größte Kontaktfläche und die höchste übertragbare Umfangskraft wurden bei einer Exzentrizität $e = 2,0 \text{ mm}$ und einer Kavität $k = 2,0 \text{ mm}$ erzielt. Die Kombination aus einer Exzentrizität $e = 2,0 \text{ mm}$ und einer Kavität $k = 0,7 \text{ mm}$ brachte eine hohe Übertragungsfähigkeit bei einem, gegenüber der anderen Variante, homogeneren Fugendruckverlauf hervor. Weiterhin ist in Bild 2 eine Übersicht der geometrischen Ausgestaltung der umformgefügten Zahnräder für die Torsionsfestigkeitsuntersuchungen dargestellt.

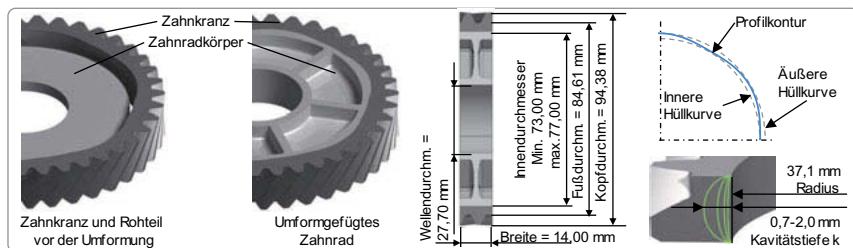


Bild 2: Darstellung der geometrischen Abmessungen umformgefügter Zahnräder zur Ermittlung der Drehmomentübertragungsfähigkeit

In weiteren strukturmechanischen Untersuchungen wurden die zu erwartende Umfangskraft, die Werkzeugbelastung, herstellbare Zahnkranzprofile und das übertragbare statische Drehmoment ermittelt. Dabei stellte sich heraus, dass das kritische Torsionsmoment für den Zahnrädkörperwerkstoff Stahl C15 unabhängig vom Zahnkranzprofil den im Forschungsprojekt angestrebten Wert von 400 Nm ohne Versagen erreicht. Für den Zahnrädkörperwerkstoff EN-AW 6082 wurde ein Werkstoffversagen bei ca. 335 Nm ermittelt [6].

3. Experimentelle Untersuchungen zum Umformfügen von Zahnrädern

Das Ziel der in dieser Veröffentlichung vorgestellten Untersuchung war die experimentelle Ermittlung der Torsionsfestigkeit von mittels Quer-Fließpressen hergestellten Zahnrädern in Abhängigkeit des Zahnkranzinnenprofils, des Zahnrädkörperwerkstoffs und des Schmierstoffs. Dazu wurde am Institut für Umformtechnik ein Umformwerkzeug konzipiert und aufgebaut, siehe Bild 3. Für die Umformversuche stand eine einstufige hydraulische Presse der Fa. SMG zur Verfügung. Zur Ermöglichung eines axial symmetrischen Querfließpressens wurde eine hydraulische Schließvorrichtung mit Stickstoffblasenspeicher verwendet. Der Zahnkranz wurde zunächst in die Vorspannsegmente eingelegt, die zur Vermeidung von kritischen tangentialen Zugspannungen den Zahnkranz vor dem Umformvorgang radial unter Druckspannung setzten [7].

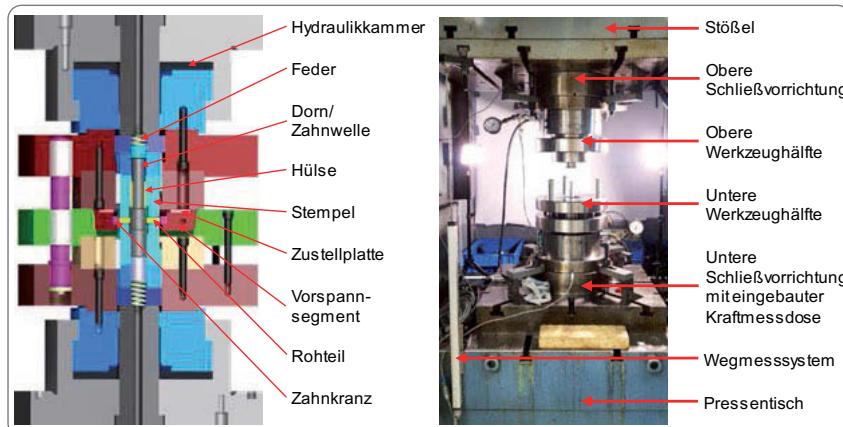


Bild 3: Versuchswerkzeug und Versuchsaufbau mit eingebauter Messtechnik

In Tabelle 1 sind die untersuchten Versuchsparameter aufgelistet. Es kamen der Kaltfließpressstahl C15 und die Aluminiumlegierung EN-AW 6082 im T4-Zustand als Zahnradkörperwerkstoffe zum Einsatz. Für die experimentellen Untersuchungen wurden drei Zahnkranzinnenprofile verwendet. Als Schmierstoffe wurden Beruforge 120D und Glubricant O159 von der Fa. Carl Bechem GmbH verwendet. Der Schmierstoff Beruforge 120D wurde als Emulsion auf erwärmte Rohteile aufgebracht, sodass das Wasser verdampfen konnte. Der Schmierstoff Glubricant O159 wurde auf die Rohteile händisch mit einem Pinsel aufgetragen und nach der Umformung im Ofen ausgehärtet. Zum Vergleich der Schmierstoffe hinsichtlich der Reibungsverhältnisse wurden Spike-Tests durchgeführt. Hierbei wurde jedoch lediglich ein Unterschied bei der Applikation des Schmierstoffs Beruforge 120D auf den Werkstoff Aluminium in Form eines 14 % längeren Zapfens festgestellt. Bei den anschließenden Umformfügeversuchen traten nur geringfügige Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Schmierstoffen in Bezug auf die Stempelkraft auf. Hierbei wurden Stempelkraftunterschiede von 2-5 % ermittelt [8].

Tabelle 1: Untersuchungsparameter der experimentellen Umformfügeversuche

Werkstoff	Zahnkranzinnenprofile	Schmierstoffe	
C15	Exzentrizität e	Kavität k	Beruforge 120D
EN-AW 6082 T4	0,7 mm	0,7 mm	Glubricant O159
	2,0 mm	0,7 mm	
	2,0 mm	2,0 mm	

4. Ermittlung der Torsionsfestigkeit

Das Bauteilkonzept eines gebauten Zahnrades führt zu einer zusätzlichen Schnittstelle zwischen Zahnkranz und Radkörper. Diese Fügestelle kann eine Schwachstelle des gebauten Zahnrades darstellen und das übertragbare Drehmoment begrenzen. Das erzielbare Leichtbaupotenzial wird maßgeblich durch die Gewichtsreduktion und die Leistungsfähigkeit des Zahnrades bestimmt, sodass eine Bestimmung der Torsionsfestigkeit erforderlich ist. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde ein statischer Überlastversuch zur Analyse der statischen Torsionsfestigkeit des Zahnrades herangezogen. Untersuchungen in statischen und dynamischen Testverfahren an Polygonprofilen haben bereits gezeigt, dass im Vergleich zu herkömmlichen Welle-Nabe-Verbindungen hohe statische Momente übertragen werden können [9]. Die hier durchgeföhrten Versuche lieferten zusätzlich Erkenntnisse über die auftretenden Schadensarten bei statischer Überlast am gebauten Zahnrad. An der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebekonstruktionen (FZG) wurde ein Prüfstand für die statische Prüfung gebauter Räder konstruiert und aufgebaut (vgl. Bild 4). Das gebaute Zahnrad (Ritzel) ist in einem Getriebekasten mit einem Achsabstand von 91,5 mm verbaut und kämmt mit einem massiven Gegenrad.

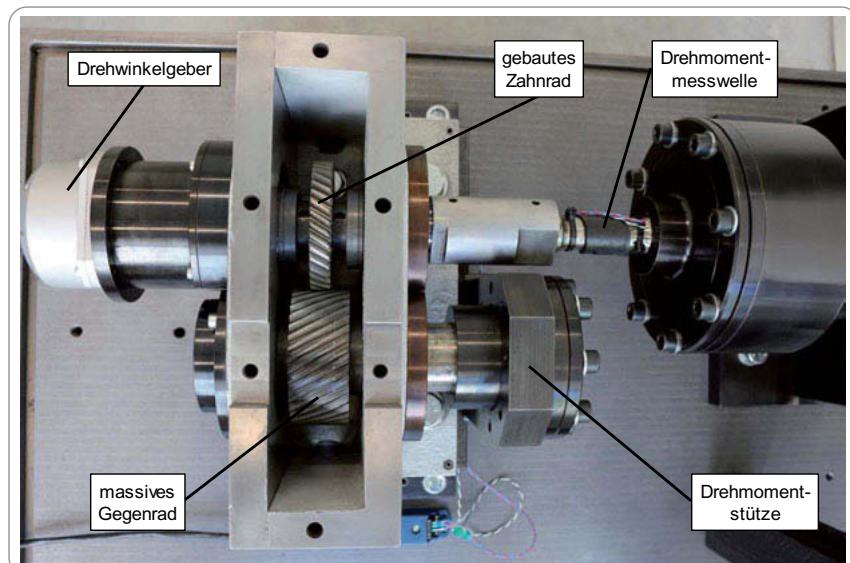


Bild 4: Prüfstand zur Untersuchung der statischen Torsionsfestigkeit gefügter Zahnräder

Über eine DMS-applizierte Drehmomentmesswelle wurde das zu untersuchende Zahnrad mit einem Drehmoment belastet. Das an der Prüfwelle eingeleitete Drehmoment wurde mit einer

Messunsicherheit kleiner 1,25 %, bezogen auf das Nennmoment (Welle 1: 600 Nm, Welle 2: 1.000 Nm), für ein Vertrauensniveau von 95,45 % ermittelt. Der Drehwinkel wurde auf der gegenüberliegenden Seite mittels eines Drehwinkelgebers (18.000 Inkremente pro Umdrehung) erfasst. Das eingeleitete Drehmoment wurde mit einer am Prüfstand verschraubten Drehmomentstütze aufgenommen.

Der typische Versuchsablauf einer statischen Prüfung ist in Bild 5 dargestellt. Vor der eigentlichen Belastung des Zahnrades wurde zunächst der Nullpunkt der Drehmomentmesswelle (lastfreier Zustand) bestimmt und vorhandenes Spiel (Eingriff, Welle-Nabe-Verbindungen) durch eine geringe Vorspannung der Anordnung beseitigt. Während des eigentlichen Prüflaufs (nach schwarzem Stern) wurde das Drehmoment (blaue Kurve) langsam gesteigert, sodass eine quasistatische Beanspruchung des Versuchsrades vorlag.

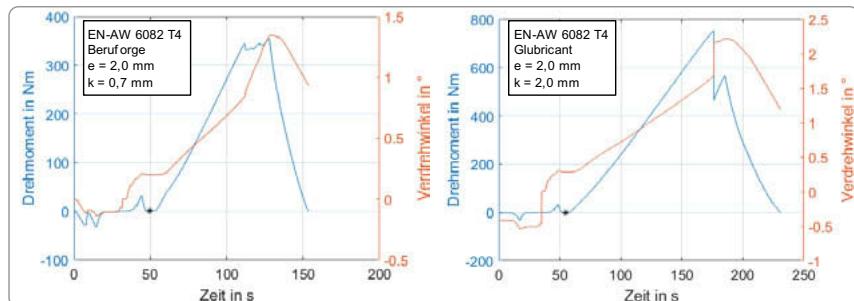


Bild 5: Exemplarische Prüfabläufe eines statischen Drehmomenttests gebauter Zahnräder

links: kontinuierliches Durchrutschen des Zahnkranzes

rechts: ruckartiges Durchrutschen des Zahnkranzes

Durch die Torsionsverformung des Zahnrades konnte ein Verdrehwinkel (orange) aufgezeichnet werden. Die Messsignale Drehmoment und Verdrehwinkel wiesen neben der maximal ertragbaren Last auch den Eintritt eines Schadens am Versuchsrad aus. Dieser konnte sich sowohl durch ein kontinuierliches (Bild 5 links) als auch durch ein stoßartiges (Bild 5 rechts) Einbrechen des Drehmoments mit einhergehender entsprechender Zunahme des Verdrehwinkels äußern. Bei allen hier untersuchten Rädern mit einem Schaden nach dem Versuch trat ein Durchrutschen des Zahnkranzes auf dem Radkörper auf. Die überproportionale Zunahme des Drehwinkelsignals gegenüber dem Drehmomentsignal (Änderung der Torsionssteifigkeit) wurde ebenfalls als Schaden gewertet, da von einer plastischen Verformung im Werkstoff des Zahnrades auszugehen ist.

Im Rahmen der hier durchgeföhrten Untersuchungen wurden der Radkörperwerkstoff, der Schmierstoff beim Fügen sowie die Zahnkranzinnengeometrie (Exzentrizität und Kavität) variiert (vgl. Bild 6). Für jede Variante wurde jeweils ein Versuchsteil getestet. Bei einer Last

von 1.200 Nm wurde der Versuch aufgrund der Prüfstandsbelastbarkeit abgebrochen. Das Auslegungsziel für das statische Drehmoment von 400 Nm wurde von der Mehrheit der untersuchten Exemplare übertroffen.

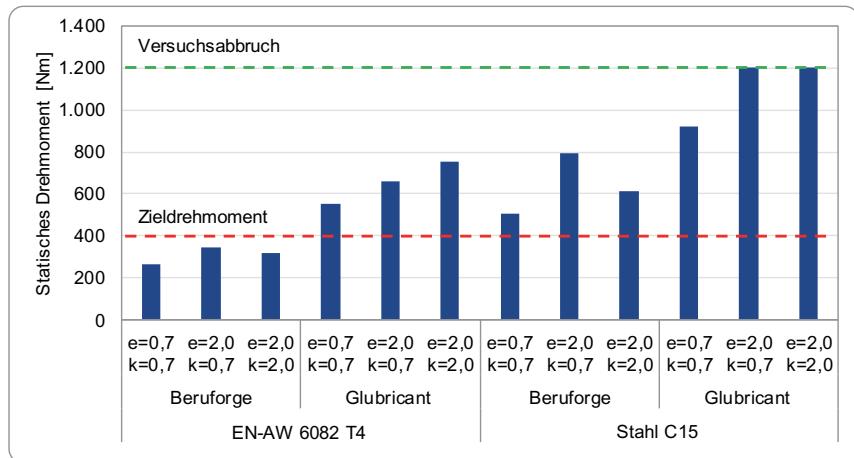


Bild 6: Maximal übertragbares Drehmoment der Prüfräder bei Variation von Radkörperwerkstoff, Schmierstoff und Zahnkranzinnengeometrie (Exzentrizität & Kavität)

Der Mittelwert des statisch übertragbaren Drehmoments über alle Versuchsexemplare beträgt ca. 670 Nm. Die untersuchten Faktoren führen zu Abweichungen vom Mittelwert und sind im Folgenden dargestellt.

Die statistische Auswertung der Versuche zeigt, dass der Schmierstoff beim Umformprozess als Faktor mit ca. 430 Nm den größten Effekt hat. Der Schmierstoff Glubricant führte im Versuch gegenüber dem Schmierstoff Beruforge zu deutlich höheren Werten. Aufgrund der unterschiedlichen Materialfestigkeiten hat auch der Faktor Werkstoff einen großen Effekt von ca. 340 Nm, wobei der Stahlradkörper höheren statischen Torsionsmomenten standhält. Einen mittleren Effekt von ca. 190 Nm weist der Faktor Exzentrizität des Polygonprofils im Zahnkranz auf. Eine größere Exzentrizität führte hier aufgrund des größeren Formschlussanteils im Rahmen dieser Messungen zu höheren gemessenen statisch ertragbaren Drehmomenten, die Kavität hat einen statistisch nicht signifikanten Effekt.

Als größte Zwei-Faktor-Wechselwirkung zeigt sich der Zusammenhang zwischen Exzentrizität und Werkstoff. Dies kann damit erklärt werden, dass der Werkstoff mit niedrigerer Festigkeit (EN-AW 6082) plastisch deformiert und die Formschlusswirkung des Polygonprofils damit reduziert wurde. Alle hier genannten Einflüsse sind hoch signifikant (Vertrauensniveau größer 99,9 %), das adjustierte Bestimmtheitsmaß des Regressionsmodells beträgt 0,9979.

Im Gegensatz zum Radkörperwerkstoff wirkt sich der Schmierstoff durch eine Steigerung des maximal statisch ertragbaren Drehmoments ohne Beeinflussung des Bauteilgewichts direkt auf das Leichtbaupotenzial des gebauten Zahnrades aus. Bei der Wahl des Radkörperwerkstoffes muss abgewogen werden, ob der Nutzen aus der gesteigerten Leistungsfähigkeit das Zusatzgewicht durch die höhere Dichte des Zahnradkörpermaterials überkompenziert.

Wird die jeweils tragfähigste Variante jedes Werkstoffes mit dem spezifischen statisch maximal übertragbaren Drehmoment, bezogen auf das Bauteilgewicht, als Kennzahl für das Leichtbaupotenzial ausgewertet, so liegt das Versuchsrads aus Stahl C15 mit 2,82 Nm/g geringfügig über dem Wert von 2,78 Nm/g des Versuchsrads aus EN-AW 6082. Wird davon ausgegangen, dass das Versuchsrads aus Stahl C15 im Versuch aufgrund des Versuchsabbruchs höhere Werte erzielt hätte, zeigt sich, dass die Verwendung von Werkstoffen geringerer Dichte nicht zwangsläufig zu einem höheren Leichtbaupotenzial führt. Der Unterschied des Drehmoments bzgl. der Zahnradkörperwerkstoffe für den Schmierstoff Beruforge 120D erklärt sich durch den unterschiedlichen E-Modul der Werkstoffe. Die identische Ausführung des Umformprozesses führt zu geometrisch identischen Bauteilen, jedoch ist die elastische Rückfederung für den Werkstoff EN-AW 6082 gegenüber dem Stahlwerkstoff C15 wesentlich höher. Folglich ist der verbleibende Fugendruck zwischen dem Zahnkranz und dem Zahnradkörper aus Aluminium geringer.

5. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird die statische Torsionsfestigkeit von mittels Querfließpressen hergestellter gebauter Zahnräder dargestellt. Dieses umformtechnische Fügeverfahren erlaubt gleichzeitig das form- und/oder reibschlüssige Fügen von Zahnkranz, Radkörper und Welle ohne zusätzliche Erwärmung. Für experimentelle Fügeversuche wurde am Institut für Umformtechnik (IFU) ein Umformwerkzeug aufgebaut, um den Einfluss des Zahnradkörperwerkstoffes (Stahl C15 und Aluminium EN-AW 6082), des Schmierstoffs (Beruforge 120D und Glubricant O159) und drei verschiedener Zahnkranzinnenprofile auf das übertragbare Drehmoment zu ermitteln. Die gefügten Zahnräder wurden nachfolgend an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) auf deren statische Torsionsfestigkeit an einem neu konzipierten Prüfstand untersucht. Ziel dieser Untersuchung war einerseits der Nachweis zur Herstellung von umformgefügten Zahnräder und die Ermittlung des übertragbaren statischen Drehmoments in Abhängigkeit des Zahnradkörperwerkstoffes, des Schmierstoffs und der Zahnkranzinnenprofilgeometrie. Es zeigte sich über alle Versuchskombinationen, dass der Zahnradkörperwerkstoff und der Schmierstoff den höchsten Einfluss auf die Torsionsfestigkeit nehmen, wohingegen die Zahnkranzprofilkontur keinen signifikanten und eindeutigen

Einfluss zeigte. Die Zahnräder mit dem Zahnradkörperwerkstoff Stahl C15 konnten ein hohes Drehmoment mit jeder Schmierstoff- und Zahnkranzinnenprofilkombination erreichen. Das maximale Drehmoment von 1.200 Nm wurde mit dem Zahnradkörperwerkstoff Stahl C15 und dem Schmierstoff Glubricant O159 ohne Bauteilversagen erreicht.

Aus den bisherigen Ergebnissen leiten sich die zukünftigen Forschungen zur Ermittlung der dynamischen Torsionsfestigkeit derartiger Zahnräder her. Weiterhin gilt es, das Zahnkranzinnenprofil für derartige Anwendungen zu optimieren, insbesondere die Prozessführung für Materialkombinationen mit unterschiedlichem E-Modul zur Sicherstellung eines ausreichenden Fugendrucks zwischen dem Zahnkranz und dem Zahnradkörper.

6. Danksagung

Das Forschungsprojekt "Intelligenter Leichtbau im Mehrkomponentenverfahren" (IGF-Nr. 18189 N) der Forschungsvereinigung Stahlanwendung (FOSTA), Arbeitsgemeinschaft Wärmebehandlung- und Werkstofftechnik (AWT), Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) und Forschungsgesellschaft Stahlumformung (FSV) wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) auf der Grundlage eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.



Die Autoren danken ihren Projektpartnern Dawid Nadolski, Holger Surm und Hans-Werner Zoch (Stiftung Institut für Werkstoffwissenschaften, Bremen) und Tim Benkert und Wolfram Volk (Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen der Technischen Universität München) für die Zusammenarbeit.

- [1] DIN 8593 Teil 5, September 2003: Fertigungsverfahren Fügen - Teil 5: Fügen durch Umformen (Einordnung, Unterteilung, Begriffe). Normenausschuss Technische Grundlagen (NATG); Geometrische Produktspezifikation und –prüfung in DIN Deutsches Institut für Normung e.V.
- [2] K.J. Matthes und F. Riedel: Fügetechnik, 2003: Überblick - Löten - Kleben - Fügen durch Umformen. Taschenbuch, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, ISBN-10: 3446221336 / ISBN-13: 978-3446221338
- [3] F. Dörr, 2016: Beitrag zum Umformfügeprozess einer Welle-Nabe-Verbindung durch Quer-Fließpressen, Dissertation, Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart
- [4] M. Funk, 2017: Tragfähigkeit von mittels Quer-Fließpressen hergestellten Welle-Nabe-Verbindungen bei Torsionsbeanspruchung; Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Universität Stuttgart

- [5] R. Meissner, M. Liewald, A. Weiss, 2016: Numerische Untersuchungen zum Einfluss der Vorspannung auf gefügte Zahnräder; 23. Sächsische Fachtagung Umformtechnik, Dresden
- [6] R. Meissner, M. Liewald, T. Benkert, M. Hiller, W. Volk, 2017: Manufacturing Processes for Multi-Component Gearwheels, *Forschung im Ingenieurwesen*, DOI:10.1007/s100010-017-0249-6, Verlag Springer
- [7] R. Meißner, M. Liewald, 2016: Verfahrenskonzept zur umformtechnischen Herstellung von gebauten Zahnrädern im Mehrkomponentenverfahren mittels Quer-Fließpressen, 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen, Karlsruhe
- [8] R. Meissner, M. Liewald, 2018: Influence of Lubrication on Manufacturing of Multicomponent Gear Wheels by Lateral Extrusion, *Key Engineering Materials*, Vol. 767, pp. 456-464
- [9] Leidich, E.; Reiß, F.; Schreiter, R.; Investigations of hypocycloidal shaft and hub connections. *Materials Science and Engineering Technology*, 2017, ISSN 0933-5137

HIP Verbundwerkstoffe für den Getriebebau insbesondere der Nabe

Kraftübertragung durch Aufstecken von Verbundschnreckenelementen auf einer Welle

Power transmission by attaching composite screw elements on a shaft

Dipl.-Kfm. **Adem Altay**, M.Sc. **Aaron Schütz**,
Saar Pulvermetall GmbH, Saarwellingen;
Dipl.-Ing. **Beat Hofer**, Hoferwmb, Derendingen, Schweiz

Kurzfassung:

HIP (Heissisostatisches Pressen) wird heute für eine diffusionsschlüssige Verbindung für Schneckennaben im Bereich Kunststoffmaschinen verwendet. Die Kraftübertragung der Welle über die Nabe erfolgt durch einen konventionellen Stahl mit einer hohen Zähigkeit. Die Besonderheit an der Welle ist eine Beschichtung mit einem Abrasion- und korrosionsfesten pulvermetallurgischen (PM) Stahl. Die Schichtdicke des PM-Materials wird durch die Schneckentiefe und der eingebrachten Verzahnung im Innern der Nabe bestimmt. Die Diffusionszone Grundmaterial zu PM-Material beträgt maximal 0.2 mm und weist eine hohe Festigkeit auf, die sich nach den schwächeren mechanischen Eigenschaften der beiden Werkstoffe richtet. Zur Herstellung der Nabe wird eine Stahlstange in ein Stahlrohr eingelegt und durch einen Deckel oben und unten zentriert. Der Abstand zwischen Stahlstange und Rohr richtet sich nach den Anforderungen des Fertigteils. Der so entstandene Hohlraum wird durch eine pulvermetallurgische Sonderlegierung bis auf eine Fülldichte von 72% gefüllt, evakuiert und gasdicht verschlossen. Beim anschließenden HIP-Prozess bei 1100°C und einem auf die Kapsel wirkenden isostatischen Druck von 100 MPa während einer Zeit von 3 h wird das Pulver verdichtet und verbindet sich mit dem Grundkörper. Mit Ultraschall und einer Festigkeitsprüfung wird das Teil kontrolliert und für die Weiterverarbeitung zu einer Verbundschncke freigegeben. Da die Antriebswelle zur Kraftübertragung eine gezahnte Geometrie aufweist, muss die Nabe, sprich Schnecke, beim aufstecken der Teile auf der Welle auch dieser Form entsprechen. Um dies kraftschlüssig und sehr passgenau zu erreichen, wird die Innenform der Schnecke nach der Wärmebehandlung geräumt. Dies kann problemlos erfolgen, weist doch das Innenteil des kon-

ventionellen Stahls auch nach der Wärmebehandlung eine Härte von < 35 HRC auf. Die Aussenschicht der Schnecke hat nach der gleichen Wärmebehandlung eine Härte von 56 – 64 HRC und ist somit je nach Wunsch verschleiß-, abrasions- und korrosionsfest. Würde dieses Material ohne Verbund eingesetzt, bricht die Schnecke bei dem verlangten hohen Drehmoment und die Bearbeitung der Innenverzahnung wäre nur durch Drahterodieren möglich.

Bei Zahnrädern die im Flankenbereich einem Verschleiß oder einer Abrasion unterworfen sind, wird mit verschiedenen thermischen Behandlungen versucht die Oberflächenfestigkeit zu verbessern. Leider sind die Eindringtiefen dieser Behandlungen nicht ausreichend und es kommt bei längeren Belastungen zu Oberflächenrissen die zum vorzeitigen Ausfall des Bauteils führen. Mit Hilfe eines HIP-Verbundes lässt sich die Standfestigkeit wesentlich verbessern und die Schichtdicke den Anforderungen anpassen. Die Verbesserung kann mit 2 Möglichkeiten erreicht werden. Im Ersteren wird wie im oben aufgeführten Teil der Grundkörper als Zylinder in eine Stahlkapsel gelegt und zentriert. Der Durchmesser des Grundkörpers entspricht im Extremfall 2-mal der Tiefe des Zahnes minus 2 mm pro Seite. Im 2. Fall wird der Grundkörper mit den Zähnen auf Fertigmass minus der aufzutragenden Schicht bearbeitet. Die Schichtdicke hängt von der Geometrie des Zahnes ab.

Bei beiden Varianten wird der Grundkörper in einer durch einen oberen und unteren Deckel in der Stahlkapsel zentriert, mit Pulver gefüllt, evakuiert und gasdicht verschlossen. Beim anschließenden heissisostatischen Pressen bei 1100°C und 100 MPa während 3 Stunden wird das Pulvermaterial zu 100 % verdichtet und verbindet sich durch Diffusion mit dem Grundkörper. Bei der anschließenden Bearbeitung erhält das Teil seine gewünschte Form. Die nachträgliche Wärmebehandlung erlaubt eine differenzierte Härte- und Festigkeitseinstellung an Grundkörper und der PM-Schicht. Beispielsweise kann derart im Außenbereich eine Härte von 60 HRC und im Grundkörper von 44 HRC eingestellt werden. Damit werden die Belastungsansprüche gezielt entsprochen werden. Bei gewissen Zahnrädern ist eine Kühlung des beanspruchten Teils notwendig. Dies lässt sich durch eine Pulver-Pulververbindung mit eingelegten Kühlrohren realisieren. Das nach außen ragende Kühlrohr wird in der HIP-Anlage mit dem Druckmedium gefüllt und entwickelt zum eindrückenden Pulverbett einen Gegendruck. Das erlaubt die Verdichtung des Pulvers aber nicht vom Kühlrohr.

Mit Hilfe der HIP-Technologie lassen sich im Getriebebau neue Wege gehen und neue Anwendungen erschließen. Werkstofftechnisch lassen sich verschiedene Festigkeitsanforderungen in einem Bauteil kombinieren.

Abstract

Hereby is described so called HIP process for the production of wear-resistant, corrosion-resistant composite materials. The power is transmitted through a shaft on which the composite materials in various geometries and materials are installed depending on the required function. The advantages of manufacturing ifo composite parts are shown with different hardnesses outside and inside. As a custom-made construction of a cooled gear pump is given here as example.

1. Heissisostatisches Pressen (HIP)

Die ersten Versuche mit dem Heissisostatisches Pressen [1] erfolgte in den Jahren 1940 – 1953 zur Herstellung von künstlichen Diamanten in den USA und in Schweden. Ab dem Jahr 1955 befasste sich das Battelle Institut in Columbia/Ohio (USA) mit der Herstellung von HIP-Verbundteilen für die Nukleartechnik. Bis in die 80-ger Jahre fristete die industrielle Anwendung von HIP-Anlagen ein kärgliches Leben. Hauptsächlich beschäftigten sich Forschungsinstitute mit neuen Anwendungen und Materialentwicklungen. Ein kleiner Durchbruch gelang ab 1970 mit dem Nachverdichten von Hartmetall, Keramik und Feingeschichten. Erst später setzten sich die Pulvermetallurgie und das Diffusionsverbinden mit HIP durch. Parallel dazu wurde auch in die Entwicklung von Hochdruckanlagen investiert [2]. Das Grundprinzip ist die Verwendung eines verschliessbaren Hochdruckautoclaven. Der Verschluss kann durch einen Rahmen oder durch einen Gewindeverschluss (Bild 1)



Bild 1: HIP mit Gewinde- und Rahmenverschluss

(Bild Jülich und <https://epsi-highpressure.com/products/hot-isostatic-presses/>))

erfolgen. Um das Gewicht zu verringern und die Festigkeit zu erhöhen sind das Druckgefäß und der Rahmen mit einem speziell angefertigten Draht lagenweise gewickelt (Bild 2a + 2b).



Bild 2a: Druckgefäß bereit zum Drahtwickeln (Quelle: Quintus, Schweden)



Bild 2b: Drahtgewickelte HIP-Anlage (Quelle, Quintus Schweden mit freundlicher Genehmigung von MTC)

Mit Hilfe eines Kompressors wird Argongas in die Anlage gedrückt. Der erreichbare Druck liegt je nach Wunsch des Kunden im Bereich von 100 – 400 MPa. Die notwendige Temperatur wird durch eine Innenliegende Widerstandsheizung aus Grafit oder Molybdän erzielt. Mit der Kombination Heiss (Temperatur) - Isostatisch (Argongas) - Pressen (Druck) lassen sich die Teile herstellen, verbinden und verdichten.

2. Kraftübertragung beim Doppelschneckenextruder

Mit den zunehmenden Anforderungen an die Festigkeit, Lebensdauer, Hitzeempfindlichkeit und Flammenschutz der Kunststoffe müssen hochwertigen Masterbatches [3] eingesetzt werden. Diese werden durch gleichlaufende Doppelschneckenextruder [4] hergestellt.



Bild 3: Baugruppen eines gleichlaufenden Doppelextruders. (Quelle: Krauss Maffei Berstorff)

Diese weisen zwei achsparallele Schnecken und Kneter (Bild 4) in einem Zylinder mit einer acht-förmigen Bohrung auf. Die Schnecken rotieren mit gleicher Winkelgeschwindigkeit und gleicher Drehrichtung.

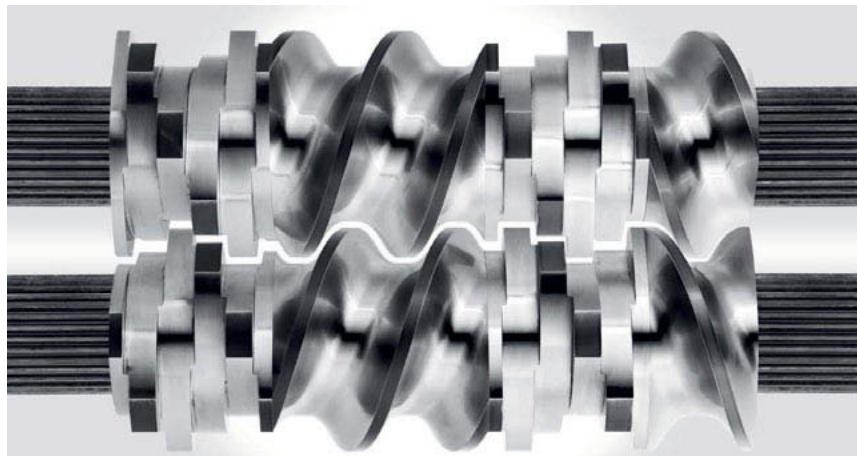


Bild 4: Gleichläufige Schnecken- und Knetelemente aufgesteckt auf die Antriebswelle
[Quelle: Krauss Maffei Berstorff]

Je nach Produkt wechseln sich Förder- und Mischelemente oder Knetblöcke in der Reihenfolge ab und weisen verschiedene Steigungen und Profile auf. Stauende Elemente werden bewusst eingebaut um eine bessere Durchmischung und einen höheren Druck zu erzeugen. Diese modularen Elemente weisen zur Drehmomentübertragung eine Verzahnung auf und werden auf einer Welle mit der entsprechenden Verzahnung aufgesteckt. Einfüllöffnungen von Oben oder von der Seite erlauben an genau definierten Stellen die verschiedenen Zusätze einzuführen und eine optimale Durchmischungen zu erhalten. Je nach Anforderung und Produkt werden Mineralien, Glas- und Kohlenstofffasern, Farbpigmente zugeführt. Die dabei entstehenden chemischen Reaktionen und Abrieberscheinungen beanspruchen die Schneckelemente und die 8er Büchse extrem. Das Getriebe treibt die 2 Wellen an und sorgt für eine gleichmässige Drehgeschwindigkeit. Die Passgenauigkeit der Innenverzahnung zur Welle ist entscheidend für die Kraftübertragung und die Funktionsweise des Extruders.

3. Anforderungen an Verbundelementen mit Innenverzahnung

Die Verwendung von Kunststoffen ist in den letzten 50 Jahren gewaltig gestiegen. Im Bild 5 [5] wird das Jahr 1970 und 2017 im Produktionsvergleich der Welterzeugung von Werkstoffen in Tonnen gezeigt. Werden Gewichtsanteile in Volumenanteile (Tabelle) umgerechnet, sieht man die Verschiebung der Anteile von Kunststoff zu Lasten von Stahl. An diese Mengen von

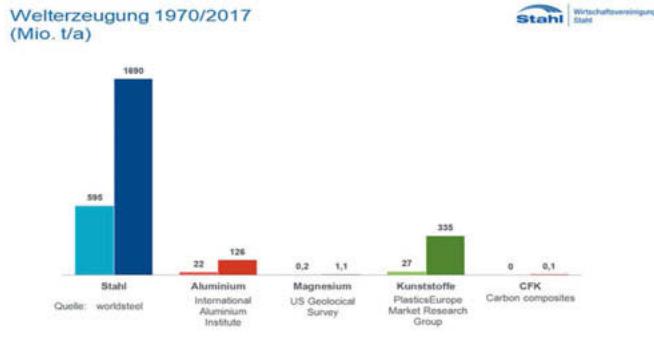


Bild 5: Welterzeugung von Werkstoffen im Vergleich Jahr 1970 und 2017

Tabelle 1: Umrechnung der Welterzeugung in t von Werkstoffen in Volumen

Jahr	1970	2017 (*Erzeugung 2016)	Dichte	1970	2016	Volumenanteil in % (Nm ³)			
						Mio. t/a	kg/dm ³	Mio. m ³ /a	Jahr 1970 (%)
Stahl	595	1690	7.6	78	222	69%	37%		
Aluminium	22	126	2.7	8	47	7%	8%		
Magnesium	0.24	1.1	1.738	0.14	0.63	0%	0%		
Kunststoffe	27	335	1	27	335	24%	55%		
CFK	0.0001	0.1	1.6	0.000	0.063	0%	0.01%		

Dichte Kunststoff: Annahme = 1.0 0.8 - 2.5

Kunststoffen werden immer höhere Anforderungen gestellt. Festigkeit-, Hitze-, Farbbeständigkeit und Lebensdauer sind die Bedingungen um im Wettbewerb zu bestehen. Um dies zu erreichen werden dem Grundmaterial bis zu 95% mineralische Grundstoffe beigemischt. Diese Zuschläge sind nicht nur schwer in den Kunststoff einzubringen, sondern verlangen auch hochwertige Kunststoffextruder die Verschleiss und Korrosionsmäßig Höchstanforderungen erfüllen. Zusätzlich muss der Kraftübertragung von der Welle auf die Elemente Rechnung getragen werden. Dies konnte in den letzten 50 Jahren nur durch eine ständige Weiterentwicklung am Getriebe, Welle und den Elementen erfolgen. Die ursprüngliche Ausführung war ein durchgehärteter Stahl, beispielsweise 1.2379, mit eingezogener Nute und Feder. Das einbringen der kraftschlüssigen Form am Innenbereich der Elemente und der Welle führte zu Bearbeitungsproblemen und zu einer Begrenzung der Drehzahl. Erst die Entwicklung von Verbundelementen brachte den Schrittweisen Durchbruch zur Reduzierung von Herstellkosten und einer Lebensverlängerung der Elemente. Als Folge dieser Veränderungen konnten die Drehzahlen und damit der Ausstoss erhöht werden. Dies verlangte auch wieder eine Verbesserung der Getriebeleistung und der kraftübertragenden Welle.

4. Herstellung von Verbundelementen mit Innenverzahnung

Um den verschiedenen Anforderungen gerecht zu werden bestehen die Elemente aus 2 Werkstoffen. Innen wird ein kraftübertragender Stahl der Qualität Ck 45, S355 oder 1.4313 als Vollmaterial eingebbracht. Das Aussenmaterial besteht aus einem pulvermetallurgischen Stahl der je nach Anforderung auf Verschleiss, Abrasion und oder Korrosion ausgerichtet ist (Tabelle 2).

Tabelle 2: Analysenbeispiele pulvermetallurgischer Stahl

Bezeichnung	C	Cr	Mo	W	V	Nb/Ta	Fe
SARAMET 10	2.45	5.30	1.30	/	10.00	/	Rest
SARAMET 39	2.30	20.00	1.00	/	4.50	2.00	Rest
SARAMET 26	2.70	26.00	1.00	/	3.50	1.50	Rest

Gemäss Bild 6 wird der Stahlkern über den unteren und oberen Deckel geführt. Ein Stahlrohr aussen gibt dem Ganzen halt. Die Deckel werden mit den Stahlrohren gasdicht verschweisst und über einen Einfüllstutzen das gewünschte Pulver eingebracht. Anschliessend wird die

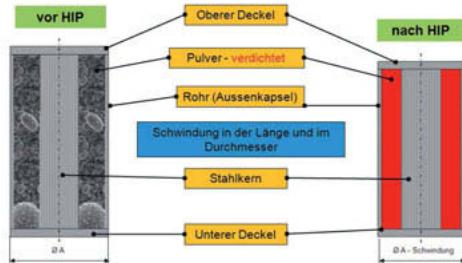


Bild 6: Konstruktionsaufbau HIP-Kapsel

Kapsel evakuiert und der Evakuierstutzen verschlossen. Nun ist die Kapsel bereit zum verdichten und wird in die HIP-Anlage eingebracht. Während einer Haltezeit von 2 – 4 h und einer Temperatur von ca. 1100°C und einem Gasdruck von 1000 bar wird die Kapsel verdichtet. Das Pulver wird auf eine Dichte von 100% gesintert und verbindet sich durch Diffusion mit dem Stahlkern im Innern. Die Diffusionszone beträgt nicht mehr als 30 µm (Bild 7). Gut sichtbar sind die 2 unterschiedlichen Materialien und das feine Gefüge von SAM 39.

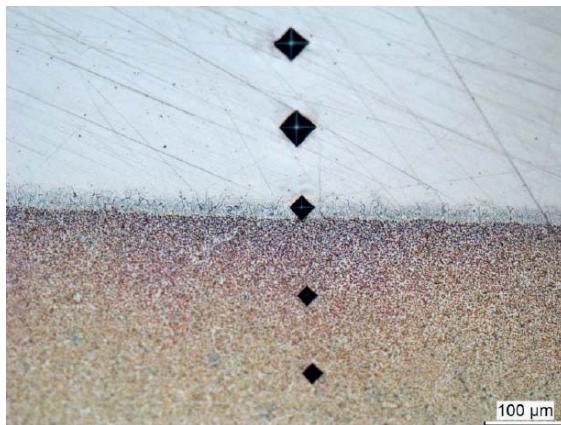


Bild 7: Diffusionszone von SAM 39 und CK45

Die Mikrohärtmessung der Übergangszone (Tabelle 3) wird durch die Eindrücke belegt und zeigt eine Veränderung der Härte auf engstem Raum an. Dies beweist dass kaum eine Entkohlung des Materials SAM 39 stattgefunden hat und das Material CK45 nicht aufgekohlt wurde.

Tabelle 3: Mikrohärte in der Verbundzone

Nr	d1[µm]	d2[µm]	HV	[HRC]	Abstand zur Diffusionszone	
1	43,701	44,790	189,4	0,0	200 µm	CK45
2	46,745	46,810	169,5	0,0	100 µm	CK45
3	33,383	32,143	345,5	35,0	0 µm	
4	26,704	27,291	508,8	49,7	100 µm	Sam39
5	27,313	27,291	497,5	48,9	200 µm	Sam39

MW: 342,2 Min: 169,5 Max: 508,8 SA: 162,1

Dies ist sehr wichtig, da in einem weiteren Schritt die in Längen von 1000 -1200 mm gefertigten Verbundstangen in die geforderten Elementlängen gesägt und Aussen und in der Länge in die gewünschte Endform spanabhebend gebracht werden. Der Kern aus CK45 wird ausgebohrt und auf ein Mass zum räumen gebracht. Diese derartig gefertigten Teile sind nun bereit zur Wärmebehandlung. Je nach Anwendung wird für das PM-Material eine Härte von 56-62 HRC und für das Innenliegende Kernmaterial eine Härte von maximal 30 HRC angestrebt. Dank dieser niedrigen Härte des Kernmaterials kann die Verzahnung sauber und passgenau geräumt werden (Bild 8).



Bild 8: Geräumte Misch-, Knet- und Förderelement

(Quelle: C.A.Picard: <https://www.picard.de/de/extruder-technology/doppelschneckenextruder/segmente/>)

Gerade bei den Knetelementen ist die verlangte Bearbeitungsgenauigkeit sehr hoch. Die Wanddicken im ovalen Bereich sind im Extremfall nur je 2 mm zwischen Verzahnung und dem

aussenliegendem PM-Material. Dies ist aber ausreichend um die Kraft von der Antriebswelle (Bild 9) auf das Knetelement zu übertragen. Im Unterschied zu einem durchgehärteten Stahl ist die Dehnung beim CK 45 viel höher und erlaubt eine höhere Krafteinbringung und höhere Drehzahlen. Beim durchgehärteten Stahl waren immer wieder Brüche zu verzeichnen was zu Maschinenausfall und Stillstandszeiten führte.

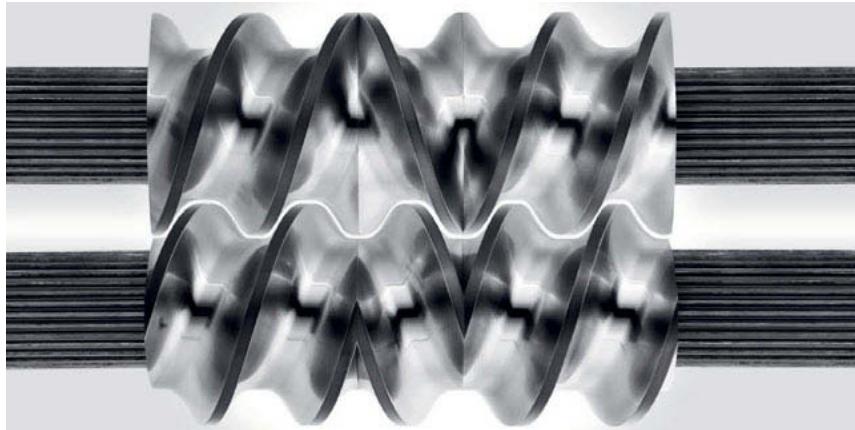


Bild 9 Tragwelle mit Stau- und Förderelementen (Quelle: Krauss Maffei Berstorff)

5. Beschichtung von Zahnradpumpen zur Förderung von Polymeren

Zahnradpumpen fallen unter den Begriff Wälzkörper- oder Verzahnungspumpen. Diese werden für die schonende Förderung von thermoplastischen Polymeren verwendet. Sie dienen der Druckerhöhung im Extruder oder der Dosierung von Compounds, Masterbatches, technischen Kunststoffen, Bio- und Holzpolymerwerkstoffen. Die Zuführung erfolgt gesteuert seitlich am Extruder je nach gewünschter Konfiguration.

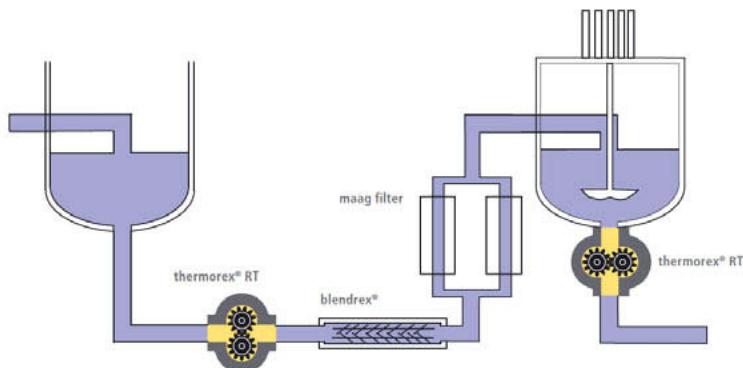


Bild 10: System einer Transferpumpe für Prepolymere (Quelle: Maag pumpsystem / thermo-rex_de_s-1.pdf)

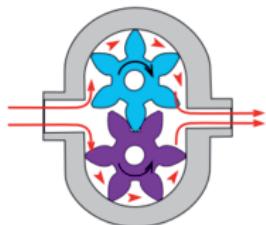


Bild 11: Zahnradpumpe

(Quelle:https://www.google.com/search?q=Zahnradpumpen+bilder&client=firefox-b&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahU-KEwiAoZyllb_bAhXGWxQKHaBmBWkQ_AUICigB&biw=1680&bih=893#imgrc=rzo-3d5VmCbWIM: Die Bilder sind eventuell urheberrechtlich geschützt

Zitat aus Literatur [6]: Treibender Einfluss liegt vor, wenn die ineinander kämmenden Verdränger gegenseitig Drehmomente übertragen.

Die lokale Pressung und Gleitung an den Eingriffstellen der Verzahnung darf nicht zu Verschleiss- oder Fresserscheinungen führen. Erfahrungsgemäß sind dazu zumindest gehärtete oder hartbeschichtete Stähle erforderlich, deren Korrosionsbeständigkeit beschränkt ist. Generell sind rotierende Verdrängerpumpen mit treibendem Eingriff hauptsächlich für schmierende und homogene Fluide betriebssicher und wirtschaftlich.

Um diesen Nachteil von Zahnradpumpen zu verbessern, kann anstelle der obengenannten Möglichkeiten eine HIP-Beschichtung mit den Materialien gemäss Tabelle 2 zum Zuge kommen. Dabei wird die Profilform des Zahnrades um 2 mm / Seite reduziert (Bild12: SPM stellt Skizze mit Zahnrad und Kapsel zur Verfügung). Das derartig vorbearbeitet Teil wird durch eine Aussenanliegende Kapsel geführt. Der Zwischenraum zwischen Kapsel und vorbearbeiteten Zahnrad wird mit Pulver gefüllt, evakuiert und verschlossen. Bei der anschliessenden HIP-Behandlung wird das Pulver verdichtet und verbindet sich mit dem Grundkörper wie gewünscht. Da die Schichtdicke mit 2 mm weit über einer Hartstoffschicht liegt, ist die Gefahr eines Ausbrechens der Schicht bei einer Belastung durch harte Partikel gebannt. Nach der Bearbeitung der Endform erfolgt die Wärmebehandlung um die gewünschte Verschleiss- und Korrosionsbeständigkeit zu erreichen. Da das Pulvermetallurgische Material eine Sonderanalyse aufweist sind die erzielten Eigenschaften einem normalen härtbaren Stahl weit überlegen und die Lebensdauer kann sich bis auf das 10-fache erhöhen.

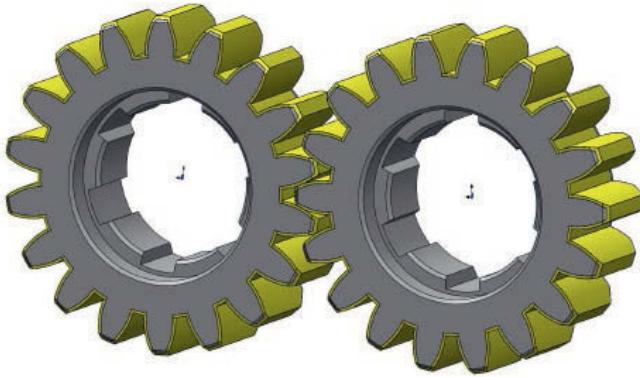


Bild 12: HIP Beschichtung eines Zahnrades

6. Einbau einer Heizung oder Kühlung bei einer Zahnradpumpe

(eigene angefertigte Skizzen oder Vorlagen von Maag)

Die HIP-Technologie erlaubt auch den Einbau von Heiz- oder Kühlleitungen in einem Zahnrad. Dazu wird eine spezielle Kapselkonstruktion als Trennmaterial gewählt. Dies erlaubt verschiedene Werkstoffe und eine Kühlslange einzubringen. Das Pulver 1 dient der Verschleiss- und Korrosionsfestigkeit. Pulver 2 kann gleich sein wie Pulver 3. Je nach

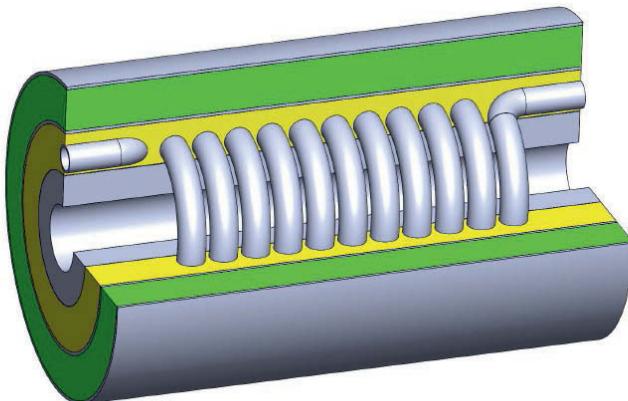


Bild 13: Grundkörper für ein Zahnrad mit Heiz- oder Kühlslange

Anforderung wird das Pulver 3 den Anforderungen entsprechend gewählt um einen zusätzlichen Nutzen zu erhalten. Die Schlange liegt im Pulverbett als Hohlrohr und ist am Kapselrand gasdicht mit der Kapsel verschweisst. Die Enden sind offen und erlauben den Gaseintritt während der HIP-Behandlung und damit den Aufbau eines Innendrucks. Der Durchmesser vom Rohr wird durch den Aussenliegenden Druck leicht zusammengedrückt und wird unter Berücksichtigung dieser Schwindung dimensioniert um den Durchfluss nach HIP zu gewährleisten.

7. Beschichtung von Zahnrädern für Windkraftanlagen

Wenn man in Europa durch die Windparks fährt, sieht man immer wieder stillstehende Windräder. Dies ist nicht auf den fehlenden Wind zurückzuführen sondern auf einen Schaden am Getriebe oder am Kraftübertragendem Zahnräder. Dieses ist extremen Kräften



Bild 14: Blick auf Windräder von der Jurahöhe Chasseral nach St. Imier)

und damit auch dem Verschleiss ausgesetzt. Eine Alternative zu diesem Problem wäre einer lebensverlängernden HIP-Beschichtung wie im Beispiel von Pumpenzahnräder beschrieben. Die Verringerung der Stillstandszeiten wiegen dabei die Kosten für die Herstellung eines derartigen Zahnrades auf.

Zusammenfassung Quellen:

- [1] H. Bousack: Das heißisostatische Pressen (HIP) - Technik, Anwendungsmöglichkeiten und Wirtschaftlichkeit. Kernforschungszentrum Jülich: Doktorvortrag 1985
- [2] F.X. Zimmermann: HIP Equipment for Industrial Applications, pp 1711-1717: High-Pressure Science and Technology. Boston: Springer 1979
- [3] <https://de.wikipedia.org/wiki/Masterbatch>
- [4] A.Limper: Verfahrenstechnik der Thermoplastextrusion. Der gleichläufige Doppel-schneckenextruder S. 70. München: Hanser 11/2012
- [5] <http://www.stahl-online.de/index.php/statistiken/3#international>
- [6] G.Vetter: Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik, Seite 36: 2.3.1 Arbeitsraum und Förderfunktion. Vulkan Verlag GmbH

Überlebenswahrscheinlichkeit von freien Oberflächen und Welle-Nabe-Verbindungen

Dipl.-Ing. **S. Vetter**, Prof. Dr. sc. ETH **A. Hasse**,
Prof. Dr.-Ing. **E. Leidich**, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,
Technische Universität Chemnitz;
Dipl.-Ing. **K. Neikes**, Prof. Dr.-Ing. **B. Schlecht**,
Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion,
Technische Universität Dresden

Die Dauerfestigkeitswerte von Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen unterliegen einer Wahrscheinlichkeitsverteilung. Diese Verteilung kann durch den Mittelwert und die Streuung der Festigkeit beschrieben werden. Der mittlere Festigkeitswert lässt sich oftmals mit wenigen Versuchen bestimmen – die Streuung hingegen nicht. Jedoch ist es für eine zuverlässige Auslegung von Wellen und Welle-Nabe-Verbindung notwendig, die Festigkeitsstreuung zu kennen.

In diesem Artikel werden potentielle Einflussgrößen auf die Streuung anhand von ausgewerteten Versuchsreihen von Wellen mit Versagen an der freien Oberfläche und Welle-Nabe-Verbindungen aus der Literatur untersucht. Mit Hilfe der Analyse potentieller Einflussgrößen, wie z. B. der Belastungsart, der hochbeanspruchten Oberfläche oder des Welle-Nabe-Verbindungs-Typs wird eine Berechnungsmethode zur Ermittlung der Festigkeit für eine vorgegebene Überlebenswahrscheinlichkeit vorgestellt.

The fatigue strength of shafts and shaft-hub connections are subject to a probability distribution. This distribution can be described by the mean value and the scatter of the fatigue strength. The mean value of fatigue strength can be determined with a few tests, but not the scatter. However, for a reliable design of shafts and shaft-hub connections it is necessary to evaluate the scatter of fatigue strength.

In this paper potential influencing parameters on the scatter are investigated by evaluating test series of shafts with failure at the free surface and shaft-hub connections from the literature. By analyzing potential influencing parameters, such as the load type, the highly stressed surface or the shaft-hub connection type, a calculation method for determining the fatigue strength for a given survival probability is presented.

1. Einleitung und Problemstellung

Die Kenntnis der Systemzuverlässigkeit von Maschinen und Baugruppen ist für die Auslegung, Dimensionierung und Risikobewertung von Maschinen und Baugruppen von essentieller Bedeutung. Ausgangspunkt für die Bestimmung der Systemzuverlässigkeit ist das Wissen über die Zuverlässigkeit¹ der einzelnen Elemente bzw. Bauteile des Systems.

Für die Ermittlung der Zuverlässigkeit bei zyklischer Belastung, z. B. für ein Getriebe (siehe Bild 1), müssen die im Bauteil wirkende Beanspruchung und die vorliegende Dauerfestigkeit betrachtet werden. Beides sind keine deterministischen Größen, sondern sie unterliegen einer Wahrscheinlichkeitsverteilung. Für Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen können sich die Verteilungen signifikant unterscheiden. In Bild 1 sind die Verteilungen der Beanspruchung und Dauerfestigkeit als Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen beispielhaft für eine kleine Streuung der Dauerfestigkeit (oben) und für eine große Streuung der Dauerfestigkeit (unten) dargestellt.

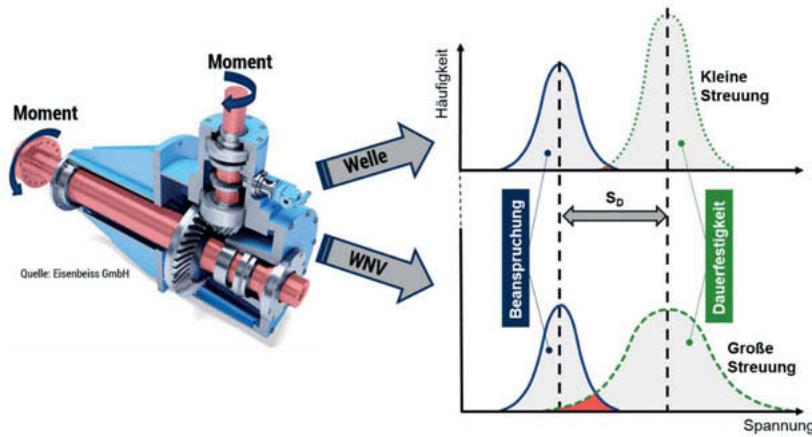


Bild 1: Diskrepanz der Ausfallwahrscheinlichkeit von Bauteilen mit kleiner (oben) und großer Festigkeitsstreuung (unten) bei der Verwendung eines konstanten Sicherheitsfaktors

¹ Die Zuverlässigkeit (alternativ: Überlebenswahrscheinlichkeit P_U) definiert den Anteil einer Menge von Bauteilen, die einer bestimmten Beanspruchung widersteht. Unterliegt die Beanspruchung keiner Streuung (Einstufenkollektiv) kann von der Überlebenswahrscheinlichkeit eines Festigkeitswertes gesprochen werden.

Die Schnittfläche beider Funktionen spiegelt die Ausfallwahrscheinlichkeit des Bauteils wider – die Ausfallwahrscheinlichkeit verhält sich komplementär zur Überlebenswahrscheinlichkeit. Es zeigt sich, dass bei gleichem Sicherheitswert S_D die Ausfallwahrscheinlichkeit bei einer großen Streuung der Dauerfestigkeit signifikant größer ist. Somit besteht die unbedingte Notwendigkeit, einem berechneten Festigkeitswert eine Streuung und damit eine Überlebenswahrscheinlichkeit zuzuweisen, um Überdimensionierungen bzw. unerwartete Schadensfälle zu vermeiden.

Aufgrund dessen werden in diesem Artikel verschiedene Einflussgrößen auf die Festigkeitsstreuung von Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) anhand zahlreicher Literaturquellen untersucht. Ziel ist es, auf Basis dessen eine Methode zu entwickeln, welche die Berechnung von Festigkeitswerten für definierte Überlebenswahrscheinlichkeiten ermöglicht.

2. Datenbank von Dauerfestigkeitsversuchen

Um die Streuung von Festigkeitswerten zu untersuchen, wurden Versuche aus der Literatur in einer Datenbank erfasst. Die Versuchsreihen basieren auf dem Treppenstufenverfahren (siehe DIN 50100 [1]). Die Versuchsdatenbank besteht aus 30 Literaturquellen mit über 2000 Versuchen (siehe Bild 2). Dabei sind 16 Literaturquellen dem Bereich der freien Oberflächen zuzuordnen. Auf Seiten der WNV wurden 8 Literaturquellen erfasst. Die verwendeten Literaturquellen sind in [2] aufgelistet.

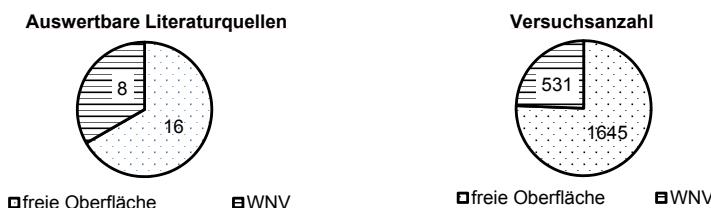


Bild 2: links: Auswertbare Literaturquellen; rechts: Versuchszahl



Bild 3: links: Art der freien Oberfläche; rechts: WNV-Typ

3. Methode zur statistischen Auswertung von Dauerfestigkeitsversuchen

Um die Einflussgrößen auf die Festigkeitsstreuung zu eruieren, ist es zunächst notwendig die Versuchsreihen der Datenbank auszuwerten. Dafür sind der Mittelwert und die Streuung der jeweiligen Versuchsreihe zu bestimmen. Mit diesen beiden Parametern lässt sich eine zwei-parametrische Festigkeitsverteilung abbilden. Für die Ermittlung des Mittelwertes und der Streuung einer Dauerfestigkeit im Treppenstufenverfahren stehen verschiedene Methoden zur Verfügung. Die Auswertemethoden nach DEUBELBEISS und HÜCK haben sich in den letzten Jahrzehnten als besonders geeignet erwiesen, da sie alle auftretenden Ereignisse im Treppenstufenverfahren einbeziehen und somit eine hohe Aussagequalität erreichen [3], [4]. Die von HÜCK entwickelte IABG-Methode wird daher auch von der DIN 50100 [1] zur Durchführung und Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen vorgeschlagen.

Sowohl die IABG-Methode als auch DEUBELBEISS liefern bei der Berechnung der mittleren Festigkeiten der Versuchsreihen nahezu gleiche Werte. Bei der Ermittlung der Streuung werden jedoch nach der IABG-Methode bei einem geringen Versuchsumfang nicht plausible Werte berechnet. MÜLLER [5] zeigt, dass die Streuspanne der Standardabweichung² insbesondere bei geringen Probenanzahlen nach DEUBELBEISS um den Faktor zwei geringer ist, als nach der IABG-Methode. Daher wird im Weiteren für die Auswertung der Treppenstufenverfahren die Methode nach DEUBELBEISS verwendet.

Das Auswerteverfahren nach DEUBELBEISS bietet den Vorteil, verschiedene Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen zur Beschreibung der Festigkeitsverteilung nutzen zu können. Zu diesen zählen die Normalverteilung und die Log-Normalverteilung. Gemäß [7] sind diese beiden Verteilungsarten besonders geeignet, um Festigkeitswerte bei hohen Überlebenswahrscheinlichkeiten zu beschreiben. Jedoch bestehen keine gesicherten Aussagen welche Verteilungsart die treffendere ist [8]. Daher wird nachfolgend die Auswertung exemplarisch für die Annahme einer Normalverteilung durchgeführt. Das analoge Vorgehen für die Log-Normalverteilung ist in [2] beschrieben. Unabhängig von der gewählten Verteilungsart werden zunächst die untersuchten Laststufen nach steigenden Spannungen sortiert und jedem Versuch eine Ordnungszahl i zugewiesen. Den Einzelversuchen wird eine Überlebenswahrscheinlichkeit P_i unter Einbeziehung der Ordnungszahl i und des Versuchsumfangs n zugeordnet [3]:

$$P_i = \frac{100}{n} \left[(i - 0,5) + \frac{n + 1 - 2i}{8(n - 1)} \right] \text{ in \%} \quad (1)$$

² Die Begriffe Streuung und Standardabweichung sind im Folgenden als äquivalent anzusehen, da sich beide auf die untersuchte Stichprobe beziehen [6].

Anschließend erfolgt die Auftragung der Wertepaare $(\sigma_i; P_i)$ symmetrisch zur 50 % Überlebenswahrscheinlichkeit im logarithmierten Wahrscheinlichkeitsnetz (siehe Bild 4). Aus diesen Wertepaaren wird mit Hilfe einer linearen Regression eine Ausgleichsgerade ermittelt.

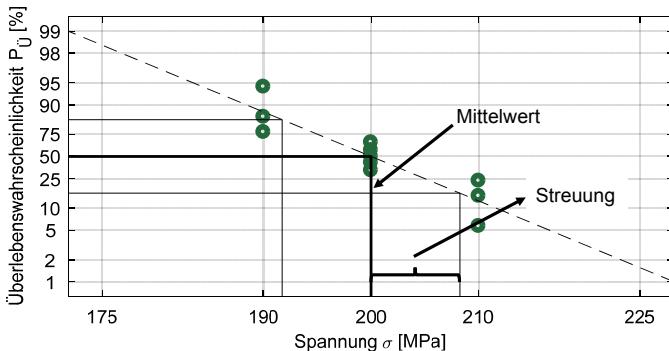


Bild 4: Auswertung des Treppenstufenverfahrens nach DEUBELBEISS bei normalverteilter Festigkeit mit Mittelwert und Standardabweichung

Anhand der Regressionsgeraden lässt sich für die Normalverteilung der Formparameter (Variationskoeffizient *var*) berechnen. Bei diesem wird die Standardabweichung auf den Mittelwert der Festigkeit normiert und bildet somit eine dimensionslose Größe:

$$var = \frac{1}{2} \cdot \frac{(\sigma_{P_A=84,135\%} - \sigma_{P_A=15,865\%})}{\sigma_{P_A=50\%}} \quad (2)$$

Um eine Klassierung der in der Datenbank enthaltenen Versuchsreihen nach verschiedenen Einflussgrößen der Streuung zu ermöglichen, ist ein vergrößerter Stichprobenumfang innerhalb der Klassen zu bilden. Nur so kann eine belastbare statistische Absicherung durch eine große Anzahl zugrunde liegender Versuche vorgenommen werden. Da durch Gleichung (2) für die Normalverteilung bereits vom mittleren Festigkeitswert unabhängige Parameter zur Beschreibung der Standardabweichung bestehen, können diese für eine Verknüpfung der einzelnen Versuchsreihen verwendet werden. Dafür wird eine Gewichtung der ermittelten einzelnen Variationskoeffizienten var_i der Versuchsreihen anhand der jeweiligen Versuchsanzahlen n_i in folgender Form vorgenommen. Dabei beschreibt N die Anzahl der Versuchsreihen [9]:

$$\overline{var} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (n_i - 1) var_i^2}{(\sum_{i=1}^N n_i) - 1}} \quad (3)$$

In [2] konnte stichprobenartig gezeigt werden, dass der mit der Methode der gewichteten Variationskoeffizienten berechnete Variationskoeffizient \bar{var} nahezu dem anhand einer

Versuchsreihe bei gleichem Gesamtversuchsumfang berechneten Variationskoeffizienten entspricht.

4. Ergebnisse

Mit Hilfe des entwickelten Auswertevorgehens kann die Datenbank für verschiedene Einflussgrößen klassifiziert und die jeweilige Streuung der Dauerfestigkeit analysiert werden. Mit den Variationskoeffizienten können die Streuungen relativ zur mittleren Festigkeit angegeben werden. Die im Folgenden betrachteten Analysen basieren auch hier exemplarisch auf der Auswertung mit der Normalverteilung. Die getroffenen Aussagen gelten jedoch auch für die Log-Normalverteilung.

Für Wellen mit Versagen an der freien Oberfläche konnte, wie Bild 5 zeigt, eine Klassifizierung anhand der Zugfestigkeit des Werkstoffs und der Formzahl der versagenskritischen Stelle vorgenommen werden. Es zeigt sich, dass die Variationskoeffizienten unabhängig von der Zugfestigkeit R_m sind. Nur bei geringen Zugfestigkeiten von $R_m < 600 \text{ MPa}$ sind etwas größere Variationskoeffizienten zu erwarten. Das heißt, absolut nimmt die Standardabweichung mit zunehmender Zugfestigkeit zu. Daraus folgt, dass die Zugfestigkeit direkt proportional zur Standardabweichung und damit ebenso zur Wechselfestigkeit ist.

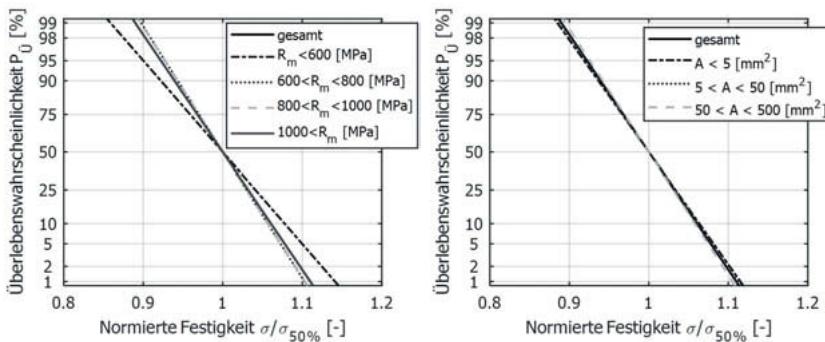


Bild 5: Überlebenswahrscheinlichkeiten für Einflussgrößen der Festigkeitsstreuung von freien Oberflächen, links: Zugfestigkeit; rechts: hochbeanspruchte Oberfläche

Des Weiteren kann eine Klassifizierung nach der statistischen Stützziffer vorgenommen werden, die auf der Fehlstellentheorie nach WEIBULL [10] basiert und deren Gültigkeit bestätigt werden konnte [11–14]. Die statistische Stützziffer hängt im Wesentlichen vom hochbeanspruchten Volumen bzw. der hochbeanspruchten Oberfläche ab. Das hochbeanspruchte Vo-

lumen ist maßgeblich für das Versagen im Bauteilinneren verantwortlich und die hochbeanspruchte Oberfläche wird verwendet, wenn das Versagen an der Bauteiloberfläche auftritt. Bei den Untersuchungen zu freien Oberflächen wird davon ausgegangen, dass das Versagen immer an der Bauteiloberfläche beginnt. Dies ist vor allem dadurch gewährleistet, dass keine Bauteile mit verfestigter Oberfläche bei der Auswertung berücksichtigt werden. Die hochbeanspruchte Oberfläche wurde mit den Näherungsgleichungen aus der FKM-Richtlinie [15] bestimmt. Die geringste Streuung tritt gemäß Bild 5 (rechts) bei den größten hochbeanspruchten Oberflächen auf. Diese Aussage stimmt mit der Fehlstellentheorie überein.

In [2] sind für die Variationskoeffizienten von Wellen mit freier Oberfläche weitere Untersuchungen zu den Einflussgrößen Belastungsart und Formzahl zu finden. Für freie Oberflächen sind die Unterschiede in der Streuung nahezu unabhängig von den untersuchten Einflussgrößen. Der Variationskoeffizient beträgt im Mittel 0,04.

Bei WNV kann, wie Bild 6 (links) veranschaulicht, der Einfluss des Typs der WNV und der Belastungsart untersucht werden. Es zeigt sich, dass Querpressverbände eine signifikant geringere Streuung aufweisen als Zahnwellen- und Passfederverbindungen. Hinsichtlich der Belastungsart verdeutlicht Bild 6 (rechts), dass bei reiner Torsion und Umlaufbiegung der Variationskoeffizient geringer ist, als bei Umlaufbiegung kombiniert mit statischer bzw. dynamischer Torsion. In [2] wurden weitere Einflussgrößen, wie die Werkstoffgruppe und das Übermaß, untersucht. Der Variationskoeffizient beträgt im Mittel 0,074.

Der Vergleich der Streuung der Festigkeit von Wellen mit freien Oberflächen und WNV (siehe Bild 7) zeigt, dass bei freien Oberfläche eine deutlich geringere Streuung vorliegt als bei WNV.

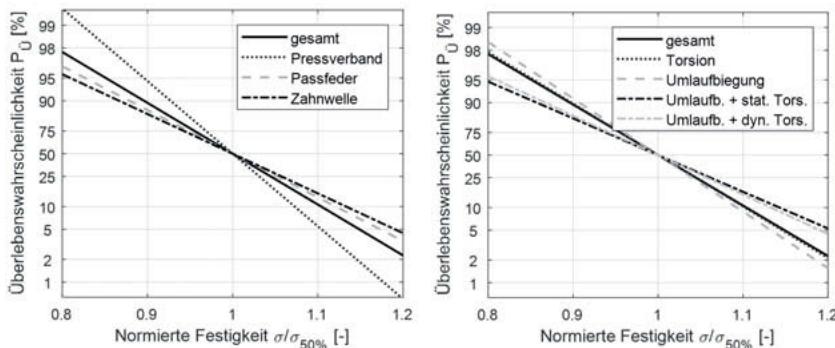


Bild 6: Überlebenswahrscheinlichkeiten für verschiedene Einflussgrößen der Festigkeitsstreuung von WNV, links: WNV-Typ; rechts: Belastungsart

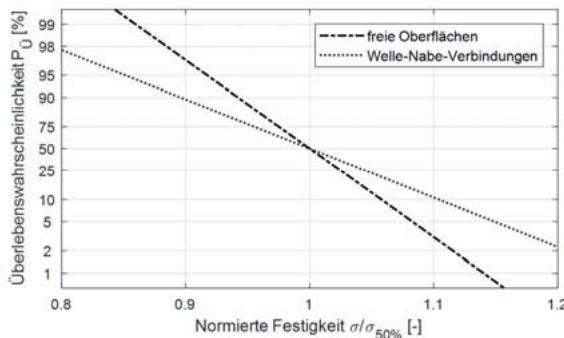


Bild 7: Überlebenswahrscheinlichkeiten für Wellen mit freier Oberfläche und WNV

5. Berechnung der Dauerfestigkeit mit Wahrscheinlichkeitsfaktoren

Mit Hilfe der in Kapitel 4 für verschiedene Einflussgrößen ermittelten Streuungen, besteht die Möglichkeit, Dauerfestigkeitswerte für vorgegebene Überlebenswahrscheinlichkeiten zu berechnen. Die Basis dafür bildet die Kenntnis des experimentell ermittelten mittleren Festigkeitswertes $\sigma_{ADK(50\%)}$.

Für die Annahme, dass die Festigkeitsverteilung einer Normalverteilung entspricht, lässt sich die Festigkeit bei einer vorgegebenen Überlebenswahrscheinlichkeit $\sigma_{ADK(P_{Ü})}$ mit dem Quantil bzw. dem Schwellwert q und dem Variationskoeffizienten nach Gleichung (4) berechnen.

$$\sigma_{ADK(P_{Ü})} = \sigma_{ADK(50\%)} \cdot (1 - var \cdot q_{(P_{Ü})}) \quad (4)$$

Die Überlebenswahrscheinlichkeiten: 90 %, 97,5 %, 99 %, 99,9 % und 99,99 % sind die am häufigsten geforderten Überlebenswahrscheinlichkeiten. Um die Berechnung nach dem beschriebenen Vorgehen zu vereinfachen, können die Streuungen und Quantile zu einem Faktor zusammengefasst werden. Dieser Wahrscheinlichkeitsfaktor W nach Formel (5) ist abhängig von der Verteilungsfunktion, der Wahrscheinlichkeit $P_{Ü}$ und dem Variationskoeffizienten var . Somit kann gemäß Formel (6) mit dem Mittelwert der Festigkeit $\sigma_{ADK(50\%)}$ und dem Wahrscheinlichkeitsfaktor der Festigkeitswert bei einer Normalverteilung berechnet werden.

$$W_{(P_{Ü})} = 1 - var \cdot q_{(P_{Ü})} \quad (5)$$

$$\sigma_{ADK(P_{Ü})} = W_{(P_{Ü})} \cdot \sigma_{ADK(50\%)} \quad (6)$$

Für ausgewählte Überlebenswahrscheinlichkeiten sind die Wahrscheinlichkeitsfaktoren in Tabelle 1 und Tabelle 2 auszugsweise angegeben. Weitere Wahrscheinlichkeitsfaktoren, auch für die Annahme einer Log-Normalverteilung, sind in [2] zu finden. Aufgrund der in Kapitel 4 angegebenen mittleren Streuung bei freien Oberflächen, bietet sich die mittlere Spalte der

Tabelle 1 zur Umformung der Festigkeitswerte an. Seitens der WNV können näherungsweise die erste Spalte für den Pressverband, die zweite für die Passfeder und die dritte für die Zahnwelle verwendet werden. Sowohl für freie Oberflächen und WNV gilt, dass die angegebenen Werte lediglich Richtwerte sind, da sich im Einzelfall Einflüsse wie Bauteilgeometrie, Belastung, Fertigung und Werkstoffcharge auf die Streuung der Festigkeit auswirken können.

Tabelle 1: Wahrscheinlichkeitsfaktoren W für Überlebenswahrsch. für freie Oberflächen

$P_{Ü}$	Quantil $q(P_{Ü})$	Variationskoeffizient var für die Normalverteilung		
		0,03	0,04	0,05
90,00 %	1,2816	0,962	0,949	0,936
97,50 %	1,9600	0,941	0,922	0,902
99,00 %	2,3263	0,930	0,907	0,884

Tabelle 2: Wahrscheinlichkeitsfaktoren für Überlebenswahrscheinlichkeiten für WNV

$P_{Ü}$	Quantil $q(P_{Ü})$	Variationskoeffizient var für die Normalverteilung		
		0,05	0,07	0,09
90,00 %	1,2816	0,936	0,910	0,885
97,50 %	1,9600	0,902	0,863	0,824
99,00 %	2,3263	0,884	0,837	0,791

6. Zusammenfassung und Ausblick

Um Einflussgrößen für die Streuung der Festigkeit von Wellen und WNV zu identifizieren, wurde eine Datenbank mit Dauerfestigkeitsversuchen aus der Literatur erstellt. Zunächst galt es, eine Auswertemethode für die Versuchsreihen zu entwickeln. Dabei konnte auf das Verfahren nach DEUBELBEISS zurückgegriffen und für die Klassifizierung der Versuchsreihen eine gewichtete Streuung eingeführt werden.

Wie in Kapitel 4 dargelegt, verfügen Wellen mit dem Versagen an freien Oberflächen über eine Streuung, die verglichen mit der von WNV geringer und relativ unabhängig von der Klassifizierung der jeweiligen Einflussgröße ist. Bei WNV konnte ein deutlicher Einfluss des Verbindungstyps, der Belastungsart und der Werkstoffgruppe auf die Streuung festgestellt werden. Auf Basis der Streuungen wurde ein Vorgehen entwickelt, um die mittlere Festigkeit mit einem Wahrscheinlichkeitsfaktor in ausgewählte Überlebenswahrscheinlichkeiten umzuwerten. Die Wahrscheinlichkeitsfaktoren wurden unter Annahme der Normalverteilung ermittelt.

Vernachlässigt werden bisher die Werkstoffcharge, die Fertigung und der statistische Größeninfluss bei WNV auf die Festigkeitsstreuung. Diese können maßgeblich für die Überlebens-

wahrscheinlichkeit sein. Daher ist es das langfristiges Ziel, mit Hilfe von Simulationen und Versuchen bestehende Wissenslücken zu schließen und den vorgestellten Ansatz in das Nennspannungskonzept zu integrieren.

Anmerkung

Das den Ergebnissen zu Grunde liegende Forschungsvorhaben wurde durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. gefördert.

Literatur

- [1] DIN 50100: Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile. Beuth Verlag, 2016.
- [2] Neikes, K.; Schlecht, B.; Vetter, S.; Hasse, A.; Leidich, E.: Studie zur Überlebenswahrscheinlichkeit von Wellen und Achsen. Forschungsvorhaben Nr. 802 I, Abschlussbericht. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., erscheint demnächst
- [3] Deubelbeiss, E.: Dauerfestigkeitsversuche mit einem modifizierten Treppenstufenverfahren. In: Materialprüfung, Band 16, Nr. 8, S. 240–244, 1974.
- [4] Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Band 14, Nr. 12, S. 406–417, 1983.
- [5] Müller, C.: Zur statistischen Auswertung experimenteller Wöhlerlinien. TU Clausthal Clausthal-Zellerfeld: Dissertation, 2015.
- [6] Hartung, J.; Elpelt, B.; Klösener, K.-H.: Statistik: Lehr- und Handbuch der angewandten Statistik. 15., überarbeitete und wesentlich erweiterte Auflage, München: Oldenbourg, ISBN: 978-3-486-59028-9, 2009.
- [7] Müller, R.: Die Streuung der Schwingfestigkeit. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik Band 9, Nr. 9, S. 316–321, DOI: 10.1002/mawe.19780090909, 1978.
- [8] Seifried, A.: Zur Statistik in der Betriebsfestigkeit. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik Band 35, Nr. 2, S. 93–111, 2004.
- [9] Gränicher, H.: Messung beendet - was nun?: Einführung und Nachschlagewerk für die Planung und Auswertung von Messungen. Zürich: vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, ISBN: 3-7281-1973-3, 1994.
- [10] Weibull, W.: A Statistical Theory of The Strength of Materials. 151. Stockholm: Royal Technical University Stockholm, 1939.
- [11] Böhm, J.; Heckel, K.: Die Vorhersage der Dauerschwingfestigkeit unter Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses. In: Zeitschrift für Werkstofftechnik, Band 13, S. 120–128, 1982.
- [12] Böhm, J.: Zur Vorhersage von Dauerschwingfestigkeiten ungekerbter und gekerbter Bauteile unter Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses. TU München München: Dissertation, 1980.
- [13] Krüger, A.: Bedeutung des Spannungsgradienten für den statistischen Größeneinfluss bei Schwingbeanspruchung. Universität der Bundeswehr München, 1996.
- [14] Diemar, A.: Simulation des Einsatzhärtings und Abschätzung der Dauerfestigkeit einsatzgehrter Bauteile. Bauhaus-Universität Weimar Weimar, 2007.
- [15] Hanel, B.: FKM-Richtlinie - Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile für Eisen- und Aluminiumwerkstoffe - Erfahrungen und Weiterentwicklung. In: Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile. Empfehlungen für Entwicklungingenieure und Konstrukteure, VDI-Berichte 1689, Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 43–70, 2002.

Mittelspannungseinfluss bei Wellen und Achsen

Im Nennspannungskonzept und unter Berücksichtigung plastischer Verformungen

Prof. Dr.-Ing. **Berthold Schlecht**, Dipl.-Ing. **Kai Neikes**,
Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion,
Technische Universität Dresden;

Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**,
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,
Technische Universität Chemnitz

Kurzfassung

Der negative Einfluss von Mittelspannungen auf die Dauerfestigkeit von Stählen war schon August Wöhler bekannt. Seither wurden viele Versuche zum Mittelspannungseinfluss durchgeführt, jedoch nie ganzheitlich betrachtet. In den Normen und Richtlinien zur Festigkeitsberechnung werden unterschiedliche Ansätze zum Mittelspannungseinfluss verfolgt. Um gesicherte Aussagen treffen zu können, wird eine umfangreiche Literaturrecherche um eigene Versuche ergänzt. Durch die Bestimmung der örtlichen Spannungen und Dehnungen im Kerbgrund soll bezüglich der großen Abweichungen Abhilfe geschaffen werden. Es wird eine Berechnungsmethode vorgestellt, mit der die Dauerfestigkeit sowohl mit lokalen Kerbspannungen als auch nach dem Nennspannungskonzept berechnet werden kann.

Abstract

The negative effect of mean stress on the fatigue strength of steels was already known to August Wöhler. Since then, many tests on the effect of mean stress have been carried out, but never considered holistically. In the standards and guidelines for strength calculation, different approaches to the mean stress effect are pursued. In order to be able to make reliable statements, an extensive literature research is supplemented by our own tests. The determination of the local stresses and strains in the notch base is intended to remedy the large deviations. A calculation method is presented with which the fatigue strength can be calculated according to the local as well as the nominal stress concept.

1. Einleitung

Der Einfluss von Mittelspannungen auf die Dauerfestigkeit war bereits Wöhler bekannt. Seither wurden diverse Ansätze zur Quantifizierung des Einflusses vorgestellt. Diese reichen von Goodmann und Gerber über Gunn und Jasper, um hier nur einige zu nennen [1], [2], [3], [4]. Diese sind im Schnitt 100 Jahre alt und beruhen meist auf der Wechselfestigkeit und einem Kennwert aus dem Zugversuch.

In neueren Ansätzen wird die Mittelspannungsempfindlichkeit als negativer Anstieg im Dauerfestigkeitsschaubild definiert. Die DIN 743 beruht auf der TGL 19340 bzw. der VDI 2226, welche eine Abhängigkeit der Mittelspannungsempfindlichkeit von der Kerbwirkung beschreiben [5], [6], [7]. Diese ergibt sich aus der geometrischen Konstruktion des Smith-Diagramms. Die FKM-Richtlinie hingegen stützt sich auf die Untersuchungen von Schütz, bei denen die Mittelspannungsempfindlichkeit direkt proportional zur Zugfestigkeit ist [8], [9]. Beide Ansätze sind von 1965, also über 50 Jahre alt.

Um die Unterschiede der Ansätze aufzuklären, werden neuere Werte aus der Literatur gesucht und um eigene Versuchswerte ergänzt. Mit nichtlinearen Berechnungen wird der Spannungszustand im Kerbgrund unter Berücksichtigung der durch die Mittelspannungen auftretenden plastischen Verformungen bestimmt.

Die Untersuchungen konzentrieren sich auf Vergütungsstähle im vergüteten und normalisierten Zustand. Des Weiteren berücksichtigen die Untersuchungen nur das Gebiet der Dauerfestigkeit, unter der Annahme, dass es ab $2 \cdot 10^6$ Lastwechseln zu keinem nennenswerten Abfall der Festigkeit mehr kommt.

2. Versuchsdaten aus der Literatur

Es wird eine Datenbank mit relevanten Versuchsdaten erstellt. Dabei werden nur Versuche aufgenommen, welche mindestens die folgenden Bedingungen erfüllen:

- zwei oder mehr Spannungsverhältnisse ($R = -1$ und $R = 0$)
- nur Versuche im Dauerfestigkeitsgebiet
- Versuchsdurchführung nach dem Treppenstufenverfahren
- mindestens vier Einzelversuche im Treppenstufenversuch
- ausschließlich Stahlwerkstoffe im vergüteten oder normalisierten Zustand
- keine Versuche an geschweißten oder gefügten Bauteilen

Damit ergibt sich eine Gesamtanzahl von 43 Treppenstufenversuchen und 20 Versuchsgruppen. Die ausgewertete Literatur ist der Tabelle 1 zu entnehmen. Alle Versuche wurden einheitlich nach den Methoden von Deubelbeiss und DIN 50100 ausgewertet [10], [11].

Tabelle 1: Quellen für Literaturwerte

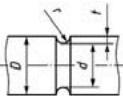
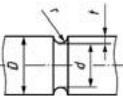
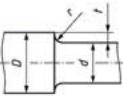
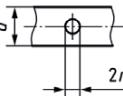
Quelle	Geometrien	Werkstoffe	Belastungsart
[12] Hück, Bergmann, Schütz	Rundprobe, umlaufende Rundnut	27MnVS6 38MnVS6	Biegung
[13] Haibach	Flachproben	Ck45	Zug/Druck
[14] Haibach	Flachproben	42CrMo4	Zug/Druck
[15] Grams	Rundproben, umlaufende Rundnut u. Mehrfachkerbe	42CrMo4	Zug/Druck
[16] Hauschild	Rundproben, ungekerbt	34CrNiMo6 C45	Zug/Druck
[17] Schwert, Pyttel	Rundproben, umlaufende Rundnut u. ungekerbt	42CrMo4	Zug/Druck, Biegung

3. Dauerfestigkeitsversuche

Um ein möglichst breites Spektrum bei den Dauerfestigkeitsversuchen abzudecken, werden fünf verschiedene Kerbgeometrien und zwei Werkstoffe jeweils unter Zug-Druck und Umlaufbiegung mit überlagerter statischer Torsion untersucht (Tabelle 2). Die angegebenen Formzahlen α und Gradienten G' wurden entsprechend DIN 743 berechnet.

Die Versuche wurden an einem Hydropulser und an einem Unwuchtplüftstand durchgeführt (Bild 1)[18].

Tabelle 2: Geometrieparameter Formzahl und Gradient

		ungekerbt				
Zug/Druck			Rundnut	Rundnut	Absatz	Querbohrung
Zug/Druck	α_{zd}	1	1,8	2,6	2,0	1,9
	$G'(zd)$	0	1,3	3,2	3,2	1,3
Biegung	α_b	1	2,0	2,9	2,0	2,0
	$G'(b)$	0	0,6	1,5	1,5	0,5

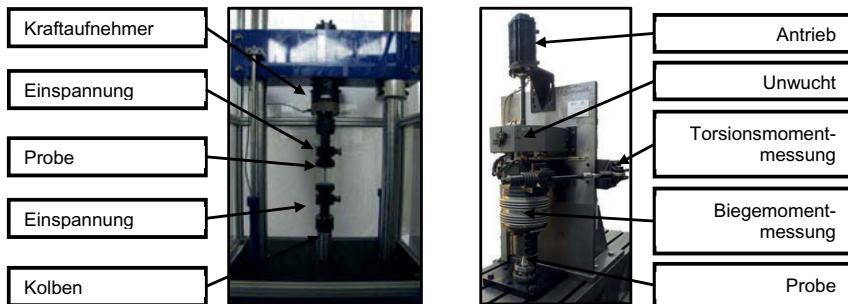


Bild 1: Prüfstände für Dauerfestigkeitsversuche (siehe auch [18])

Zur Bestimmung der Dauerfestigkeit $\sigma_{ADK,n}$ wird das Treppenstufenverfahren mit mindestens sieben auswertbaren Einzelversuchen verwendet. Die Versuche werden bei rein wechselnder Belastung ($R = -1$), rein schwellender Belastung ($R = 0$) sowie bei einem Spannungsverhältnis von $R = 0,3$ durchgeführt. Das Spannungsverhältnis bei Torsionsmittelspannung $\tau_{m,n}$ beruht auf der Vergleichsmittelspannung $\sigma_{vm,n}$. Der Index n kennzeichnet Nennspannungen.

$$\sigma_{vm,n} = \sqrt{3}\tau_{m,n}$$

Das Versuchsprogramm beinhaltet zwei Werkstoffe, drei Spannungsverhältnisse, zwei Belastungsarten und fünf Kerbgeometrien. Von den 60 Kombinationsmöglichkeiten wurden 52 Varianten mit einem Treppenstufenversuch belegt.

4. Auswertung nach dem Nennspannungskonzept

Um den Einfluss der Wechselfestigkeit $\sigma_{WK,n}$ zu eliminieren und sich auf den Mittelspannungseinfluss fokussieren zu können, wird auf die Wechselfestigkeit normiert (Bild 2).

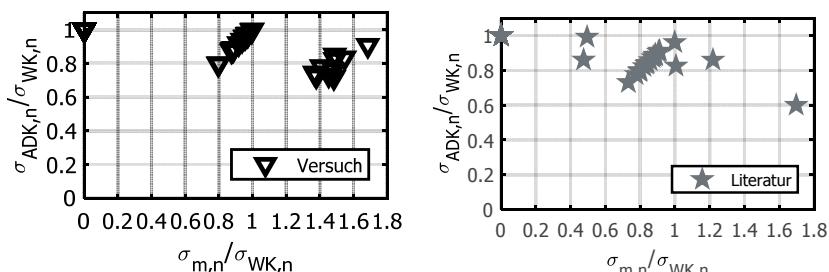


Bild 2: Normierte Haigh-Diagramme eigene Versuche (links), Literaturdaten (rechts)

Die Diagramme zeigen, dass die Dauerfestigkeiten bei Mittelspannungen für die unterschiedlichen Kerben und Werkstoffe stark streuen. Dies betrifft sowohl die Versuchs- als auch die Literaturwerte. In der DIN 743 und der FKM-Richtlinie ist die Mittelspannungsempfindlichkeit (MSPE) der negative Anstieg der Dauerfestigkeit bei zunehmender Mittelspannung. Schütz definiert die Berechnung der MSPE Ψ_σ aus Versuchsdaten wie folgt [18].

$$\Psi_\sigma = \frac{\sigma_{a,n}(R = -1) - \sigma_{a,n}(R = 0)}{\sigma_{m,n}(R = 0)}$$

Die Mittelspannungsempfindlichkeiten werden in Bild 3 den Geometrie- und Werkstoffkennwerten gegenübergestellt. Die Diagramme lassen eine Ableitung quantitativer Zusammenhänge nicht zu, da die Mittelspannungsempfindlichkeiten stark streuen. Qualitativ kann jedoch festgehalten werden, dass die Mittelspannungsempfindlichkeit von ungekerbten Proben meist größer ist als die von gekerbten. Im Mittel ist die MSPE geringer als 0,2. Bei ungekerbten Proben ist sie teilweise größer. Wellen und Achsen sind jedoch immer gekerbte Bauteile, weshalb vorgeschlagen wird, für Vergütungsstähle im Gebiet der Dauerfestigkeit eine MSPE von $\Psi_\sigma = 0,2$ zu verwenden.

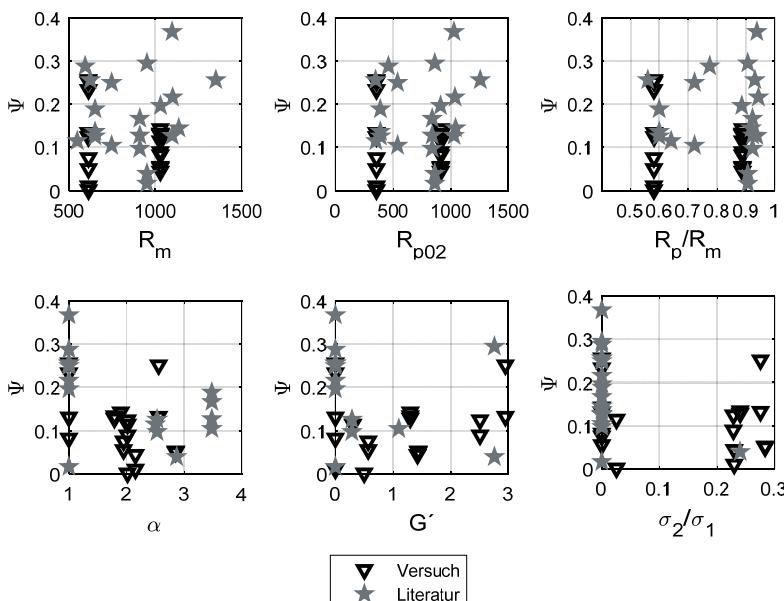


Bild 3: Mittelspannungsempfindlichkeit über Geometrie- und Werkstoffkennwerten

Bei der Auswertung ist aufgefallen, dass die größten Abweichungen bei den Versuchen mit Umlaufbiegung mit statischer Torsion auftreten. Ursache ist die Überbewertung der Torsion durch die Vergleichsmittelspannung [18]. Dies kann vermieden werden durch das Bilden einer äquivalenten Spannungsamplitude $\sigma_{eq,n}$. Jede Spannungskomponente ist dabei separat zu betrachten. Analoges gilt für Torsionsspannungen.

$$\sigma_{eq,n} = \sigma_{a,n} + \Psi_\sigma \sigma_{m,n}$$

Anschließend wird der Festigkeitsnachweis mit der äquivalenten Spannungsamplitude $\sigma_{eq,n}$ und der Bauteilwechselfestigkeit $\sigma_{WK,n}$ geführt.

$$S = \frac{\sigma_{WK,n}}{\sigma_{eq,n}}$$

Zum Vergleich mit den aktuellen Berechnungsvorschriften wird für die eigenen Versuche die Festigkeitsberechnung nach DIN 743 und FKM-Richtlinie durchgeführt. Es wird der Fall 2 der Sicherheitsberechnung zugrunde gelegt, da dann bei der Normierung die Wechselfestigkeit herausgekürzt werden kann. Die experimentell ermittelte Dauerfestigkeit wird anschließend über der berechneten aufgetragen. Die Diagramme (Bild 4) zeigen, dass für beide Regelwerke die Streuungen groß sind. Mit einem Faktor von 0,2 für die Mittelspannungsempfindlichkeit hingegen liegen die meisten Ergebnisse auf der sicheren Seite (oberhalb der Geraden) und die Abweichungen sind geringer. Mit der äquivalenten Spannungsamplitude kann die Genauigkeit deutlich verbessert werden. Trotzdem bleiben nicht zu vernachlässigende Abweichungen.

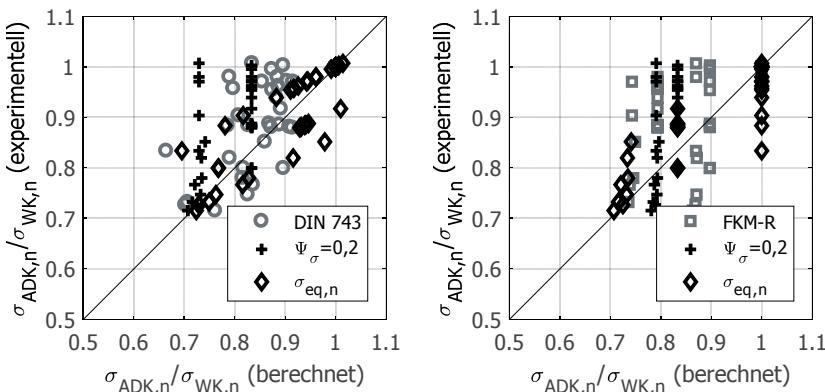


Bild 4: Vergleich Festigkeitsberechnung mit Versuchsergebnissen

5. Mittelspannungseinfluss unter Berücksichtigung von plastischen Verformungen

Für die eigenen Versuche werden elastisch-plastische FE-Berechnungen durchgeführt. Das zyklische Werkstoffverhalten wird mit dem Incremental-Step-Test (IST) ermittelt. Die Kennwerte werden als zyklische Spannungs-Dehnungs-Kurve im FE-Programm hinterlegt. Als Lasten werden die Medianwerte aus den Versuchsergebnissen aufgebracht und so der lokale Spannungszustand im Kerbgrund berechnet.

Die Ergebnisse der FE-Berechnung werden, wie beim Nennspannungskonzept, auf die Wechselfestigkeit normiert. Bei Auftragung der lokalen Spannungsschwingamplituden über den Mittelspannungen ergibt sich das Haigh-Diagramm für lokale Spannungen unter Berücksichtigung von plastischen Verformungen (Bild 5 links). Wird eine Lineare Regression über alle Ergebnisse durchgeführt, ergibt sich die lokale Mittelspannungsempfindlichkeit ψ_l .

$$\psi_l = 0,21$$

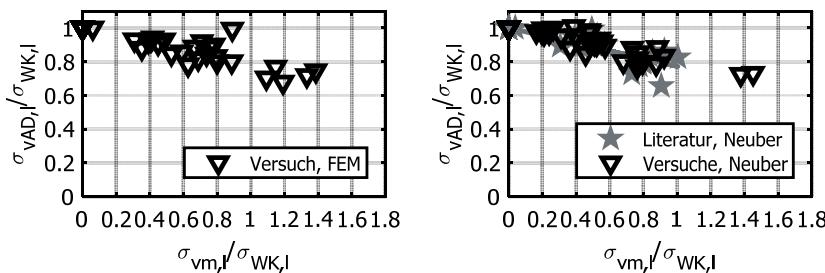


Bild 5: Lokales normiertes Haigh-Diagramm, bestimmt mit FEM (links) und Neuber (rechts)

Des Weiteren werden die lokalen Spannungen mit dem Ansatz von Neuber [19] berechnet (Bild 5 rechts). Der Ansatz von Neuber hat den Vorteil, dass auf zeitintensive nichtlineare FE-Berechnungen verzichtet werden kann.

Für die Berechnungen sind die Formzahlen aus der Vergleichsspannung zu bestimmen. Das zyklische Spannungs-Dehnungs-Verhalten wird durch die FKM-Methode abgeschätzt [20]. Mit der Nennoberspannung und -unterspannung werden die lokale Spannungsschwingamplitude und die Mittelspannung ermittelt. Die Ergebnisse streuen mehr als die FE-Ergebnisse mit den zyklischen Kennwerten aus dem IST. In Anbetracht der Tatsache, dass sowohl die Berechnung von Neuber als auch das zyklische Materialverhalten nur Näherungen sind, ist das Ergebnis sehr gut.

Soll ein Festigkeitsnachweis geführt werden, wird aus der lokalen Amplitude $\sigma_{a,l}$ und der Mittelspannung $\sigma_{m,l}$ eine äquivalente Spannungsamplitude $\sigma_{eq,l}$ gebildet, wie es auch für das Nennspannungskonzept vorgeschlagen wird.

$$\sigma_{eq,l} = \sigma_{a,l} + \psi_l \sigma_{m,l}$$

Die lokale äquivalente Spannungsamplitude wird mit der Näherungsgleichung von Neuber in eine äquivalente Nennspannungsamplitude überführt. Die äquivalente Dehnung ε_{eq} kann mit der Ramberg-Osgood-Gleichung, welche zuvor abgeschätzt oder messtechnisch ermittelt wurde, bestimmt werden.

$$\sigma_{eq,n} = \sqrt{\frac{\sigma_{eq,l} \varepsilon_{eq} E}{\alpha_v^2}}$$

Mit der Wechselfestigkeit aus dem Nennspannungskonzept aus DIN 743 und der äquivalenten Nennspannungsamplitude wird der Sicherheitsnachweis geführt, wie bereits im Nennspannungskonzept vorgestellt.

Die Umrechnung der lokalen Spannungen in Nennspannungen hat den entscheidenden Vorteil, dass sich Nennspannungen linear zur Belastung verhalten. Somit ist die berechnete Sicherheit ebenfalls linear. Wird hingegen eine Sicherheit aus lokalen Spannungen gebildet, ist diese nichtlinear. Mit einer Sicherheit, die sich linear zur Last verhält, kann das Laststeigerungspotential bzw. die Reserve besser abgeschätzt werden und ein Vergleich mit dem Nennspannungskonzept wird möglich. Beim Vergleich der experimentellen mit der berechneten Dauerfestigkeit treten nur geringe Streuungen auf (Bild 6).

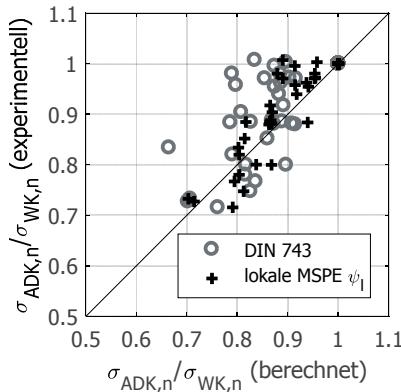


Bild 6: Treffsicherheit von DIN 743 und der lokalen Mittelspannungsempfindlichkeit

6. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der konstanten Mittelspannungsempfindlichkeit von 0,2 und der äquivalenten Spannungsamplitude bzw. der Berücksichtigung der Mittelspannung in der Beanspruchung kann die Genauigkeit der Festigkeitsberechnung für Vergütungsstähle nach dem Nennspannungskonzept deutlich verbessert werden.

Des Weiteren wurde ein Konzept vorgestellt, das auf Grundlage von zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurven und der Näherungsgleichung von Neuber eine Berechnung der lokalen Mittelspannung erlaubt. Mittels elastisch-plastischer FE-Berechnungen, der Ergebnisse der Dauerfestigkeitsversuche und des zyklischen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens wird das Haigh-Diagramm für lokale Spannungen ermittelt. Aus diesem wird die lokale Mittelspannungsempfindlichkeit abgeleitet. Mit der lokalen Mittelspannung, Wechselfestigkeit und Mittelspannungsempfindlichkeit kann ein lokaler Dauerfestigkeitsnachweis geführt werden.

Literatur

- [1] Goodman, J.: Mechanics Applied to Engineering, London, 1899
- [2] Gerber, H.: Bestimmung der zulässigen Spannungen in Eisen-Constructionen, In: Z. d. Bayer. Architekten- u. Ingenieurvereins, Band 6, 1874
- [3] Gunn, K.: Effect of yielding on the fatigue properties of test pieces containing stress concentrations, In: Aero. Quarterly 6, 1955
- [4] Jasper, T.M.: The value of the energy relation in the testing of ferrous metals at varying ranges of stress and at intermediate and high temperatures, In: Philosophical Magazine, Band 46, 274, 1923
- [5] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Beuth Verlag, 2012
- [6] TGL 19340: Ermüdungsfestigkeit. Dauerfestigkeit der Maschinenbauteile. Dauerfestigkeitsdiagramm, 1983
- [7] VDI 2226: Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile, VDI-Verlag, 1965
- [8] Rennert, R.; Kullig, E.; Vormwald, M.; Esderts, A.; Siegele, D.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, FKM-Richtlinie, VDMA Verlag, Frankfurt a.M., 2012
- [9] Schütz, W.: Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und bei veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen. AUSZUG, LBF Darmstadt, 1965
- [10] Deubelbeiss, E.: Dauerfestigkeitsversuche mit einem modifizierten Treppenstufenverfahren, In: Materialprüfung, Band 16, 1974

- [11] DIN 50100: Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile, Beuth Verlag, 2015
- [12] Hück, M.; Bergmann, J.W.; Schütz, W.: Bewertung der Schwingfestigkeit der mikroleichten Stähle 27MnVS6 und 38MnVS5. IABG 1990 (TF-2804/1). - Forschungsbericht
- [13] Matschke, C.; Haibach, E.: Schwingfestigkeit von Stahl Ck45 bei verschiedenen Formzahlen und Spannungsverhältnissen, LBF. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit Darmstadt, Band 129, 1980
- [14] Matschke, C.; Haibach, E.: Schwingfestigkeit von Stahl 42CrMo4 bei verschiedenen Formzahlen und Spannungsverhältnissen, LBF. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit Darmstadt, Band 153, 1980
- [15] Grams, S.: Beanspruchung und Tragfähigkeit von Plankerbverzahnungen mit zentraler und dezentraler Verschraubung, Dissertation, TU Dresden, 2016
- [16] Hauschild, S.: Reibkorrosion. Gestaltung und Festigkeitsberechnung reibkorrosionsgefährdeter Fügeverbindungen, FVV-Heft 1097, Frankfurt a.M., 2016
- [17] Schwerdt, D.; Pyttel, B.: Ermüdungsfestigkeit von Konstruktionswerkstoffen bei sehr hohen Schwingspielzahlen, FKM-Heft 304, VDMA Verlag, Frankfurt a.M., 2009
- [18] Schlecht, B.; Neikes, K.; Leidich, E.; Hauschild, S.; Vetter, S.: Untersuchungen zum Einfluss von Mittelspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von Wellen und Achsen. FVA 321 VI (erscheint demnächst), FVA-Heft, 2018
- [19] Radaj, D.; Vormwald, M.: Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure, Springer, Berlin, 2007
- [20] Wächter, M.: Zur Ermittlung von zyklischen Werkstoffkennwerten und Schädigungsparameterwöhlerlinien, Dissertation, TU Clausthal, 2016

Langzeitfestigkeit von Querpressverbindungen bei mehrachsigen dynamischen Belastungen

High-cycle fatigue of press fit connections under multiaxial loading

M.Sc. **L. Suchý**, Prof. Dr.-Ing. **E. Leidich**,

Prof. Dr. sc. ETH **A. Hasse**,

Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,

Technische Universität Chemnitz

Kurzfassung

Die heutigen Auslegungsrichtlinien und Normen für wellenartige Bauteile bieten Ansätze zur Berücksichtigung der überlagerten dynamischen Lasten im nennspannungsbasierten Festigkeitsnachweis von antriebstechnischen Bauteilen. Diese Vorgehensweisen sind zwar anwendungsfreundlich, treffen aber nicht vollständig die durch kombinierte Lasten hervorgerufenen Beanspruchungen in den Bauteilen. Beispielsweise bei Pressverbindungen ergeben sich so um bis zu 50% niedriger ertragbare Amplituden für Umlaufbiegung mit überlagerter dynamischer Torsion als bisher berechnet wird. Diese Unsicherheiten werden i.d.R. durch hohe Sicherheiten kompensiert und sind verbunden mit einer Überdimensionierung der Bauteile. In der vorliegenden Arbeit werden aktuelle Forschungsergebnisse für mehrachsig belastete Pressverbindungen vorgestellt.

Abstract

A consideration of multiaxial loads is already implemented in the fatigue strength verifications of drive train components according to current design guidelines and standards. However, present experimental investigations on shaft-hub-connections manifest a need of more critical handling in fatigue calculation in the framework of these user friendly methods based on nominal stress. Non-proportional stresses effected by the superimposed dynamic torsion loads with rotating bending can lead to up to 50% abbreviation in estimation of fatigue limit of press-fit connections. Insufficient consideration of this effect is presently hidden behind high security factors of the stress analysis and can lead to oversizing of machine parts. Therefore, current work presents the findings in fatigue of multiaxial loaded press-fit-connections.

1. Einleitung

Infolge der besonders bei innovativen Antriebssystemen zu beobachtende zunehmende Leistungsdichte besteht die Belastungshistorie von wellenartigen Bauteilen zunehmend aus kombinierten Belastungen (Bild 1). Die Berechnungsansätze der Standardwerke DIN 743 [1] und die FKM-Richtlinie [2] bieten grundsätzlich Lösungen zur Bestimmung der Bauteilausschlagfestigkeit, in denen eine Zusammenführung der typischen Lasten, der dynamischen Torsion sowie der umlaufenden Biegung erfolgt. Diese beruhen auf der nennspannungsbasierten Gestaltfestigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen unter Einzellasten [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9], welche unter Verwendung der jeweiligen Versagenshypothese zusammengefasst werden. Aufgrund dieser Vereinfachung wird der reale überlagerte Spannungszustand, welcher aus der sog. nichtproportionalen Beanspruchung resultiert, nicht wirklichkeitstreu erfasst.

Die Erforschung der mehrachsigen Beanspruchbarkeit im Langzeitbereich ist die Thematik weltweiter Forschungsaktivitäten. Mit dem Ziel eine geeignete Versagenshypothese zu entwickelt, die nichtproportionale Spannungszustände geeignet berücksichtigt, wurden zunächst vorwiegend Probekörper mit freier, ungekerbter Oberfläche geprüft. Die Überlebensvorhersage basiert auf dem experimentell und numerisch ermittelten Verlauf des Spannungstensors und dessen Bewertung für Langzeitfestigkeit in Abhängigkeit des Versagensmechanismus.

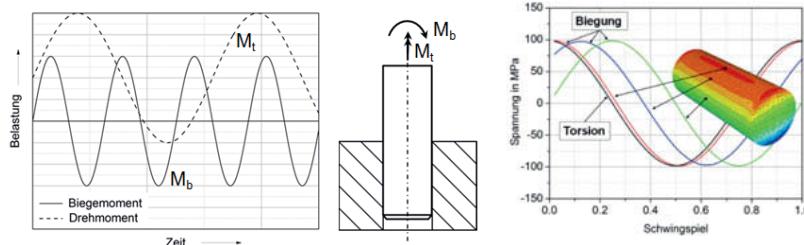


Bild 1: Beliebige kombinierte Belastung einer Welle-Nabe-Verbindung - umlaufende Biegung überlagert mit dynamischen Torsion

Die experimentelle Ermittlung der Langzeitfestigkeit von Bauteilverbindungen unter kombinierten dynamischen Lasten stellt eine Erweiterung der beschriebenen Problematik dar. Aufgrund der bauteilspezifischen Steifigkeitsunterschiede der Fügebauteile kann es im Kontakt zusätzlich neben der spannungsmechanischen Beanspruchung auch zu schädlichen tribologischen Effekten kommen.

Die Abschätzung der mehrachsigen Beanspruchbarkeit von Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) durch die beschriebenen örtlichen Theorien für freie Oberflächen kann im Kontakt aufgrund der Singularität an der Kontaktkante sowie der unbekannten tribologischen Schädigung nicht

erfolgen. Aus diesem Grund liefern experimentelle Untersuchungen erste wichtige Erkenntnisse über die Schädigung von Bauteilverbindungen unter kombinierten Belastungen. In der vorliegenden Arbeit werden die Einflüsse von kombinierten dynamischen Belastungen auf die Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen sowie eine mögliche Einbindung der Thematik in die Normwerke vorgestellt.

2. Mehrachsigkeit in Normen und Richtlinien

Bei der Betrachtung einer kombinierten Torsions- und Biegelast kann bezogen auf die Beanspruchbarkeit von einer Bauteilauslastung gesprochen werden.

In Bild 2 sind die betreffenden Grenzkurven der DIN 743 und der FKM Richtlinie für mehrachsige Beanspruchungen in einem Auslastungsdiagramm aufgetragen. Eine alleinige Einzelauslastung von $a_\tau = \frac{\tau_a}{\tau_w} = \frac{1}{S} = 1$ entspricht einer Sicherheit von $S = 1$. Die Auslegung über diese Grenzlinie hinaus führt zu einem Versagen des Bauteils. Infolge dessen werden durch die aufgetragenen Berechnungskurven (Bild 2a) für jede Versagenshypothese erlaubt für eine zuverlässige Auslegung nur eine bestimmte Konstellation der Einzelauslastungsgrade.

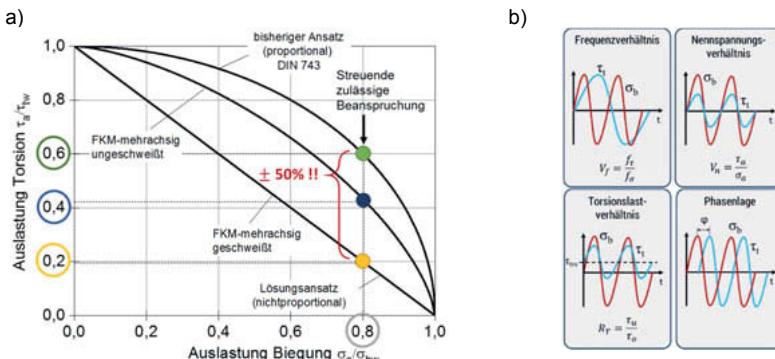


Bild 2: a) Auslastungsdiagramm zur Darstellung der Beanspruchbarkeit von für kombinierte Lasten, b) Lastparameter

Der Ansatz der DIN 743 entspricht der Gestaltsänderungsenergiehypothese (Bild 2a, obere Linie). Die FKM-Richtlinie ist im Vergleich konservativer und unterscheidet zusätzlich zwischen geschweißten und ungeschweißten Bauteilen. Die Darstellung in Bild 2a verdeutlicht dabei die großen Diskrepanzen der verschiedenen Berechnungsansätze beispielhaft bei $\sigma_a / \sigma_{bw} = 0,8$. Die zugehörige zulässige Beanspruchbarkeit durch dynamische Torsion variiert je nach Auslegungsrichtlinie um bis zu $\pm 50\%$. Aus diesem Grund ist es notwendig den genauen

Zusammenhang der Einzelbeanspruchbarkeiten insbesondere von antriebstechnischen Bauteilen zu ermitteln und in einen geeigneten zuverlässigen Berechnungsansatz zu integrieren.

3. Experimentelle Versuchsdurchführung

Mit dem Ziel eine rechnerische Berücksichtigung von kombinierten Lasten in Normwerken zu implementieren wird in experimentellen Untersuchungen die Beanspruchbarkeit der Welle-Nabe-Verbindungen ermittelt. Stellvertretend werden im laufenden Forschungsvorhaben zunächst die Pressverbindungen betrachtet.

Versuchsaufbau

Die experimentelle Durchführung erfolgt am Prüfstand für überlagerte Lasten am IKAT (Bild 3). Die umlaufende Biegung wird realisiert durch zwei Magnetlager, deren umlaufenden Kräfte radial ausgerichtet sind. Die Anordnung Krafteinleitung in einer Vier-Punkt-Biegung gewährleistet im Bereich des potentiellen Bruchortes eine konstante querkraftfreie Biegezone. Zusätzlich wird an der rechten Seite des Prüfstandes in Bild 3 die dynamische Torsionsbelastung über einen hydraulischen Torsionszylinder in die Probe eingeleitet. Dieser Aufbau ermöglicht durch eine gekoppelte Steuerung beider Lastachsen die Abbildung von differenzierten Betriebspunkten.

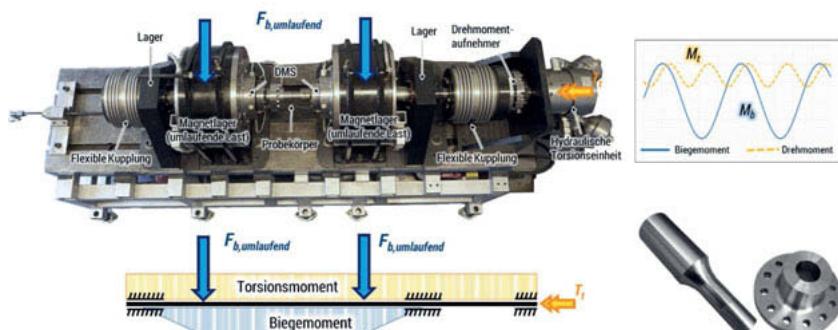


Bild 3: Prüfstand für kombinierte dynamische Lasten

Bild 2b zeigt die möglichen mehrachsigen Belastungsparameter. Das *Frequenzverhältnis* $V_f = f_\tau / f_\sigma$ definiert die wiederkehrende zeitliche Abhängigkeit der Belastungskanäle zueinander. Bei verschiedenen Frequenzverhältnissen ergeben sich entsprechende differenzierte lokale Spannungszustände. Der Wert „0“ steht dabei für eine konstante

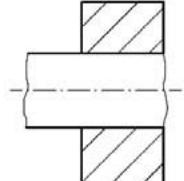
Mittelspannung ohne Schwingbelastung. Das Verhältnis der Einzellastamplituden wird durch das *Nennspannungsverhältnis* $V_n = \tau_{ta}/\sigma_{ba}$ beschrieben. Das *Lastverhältnis* $R_T = \tau_u/\tau_o$

bezieht sich in den vorliegenden Untersuchungen auf die Torsionsbelastung. Die Biegung weist stets den Wert $R_B = -1$ auf (Umlaufbiegung).

Die *Phasenlage* φ bestimmt die Position des sog. „Hot Spot“, also der Spannungsspitze, auf dem Umfang der wellenförmigen Probe. Aufgrund der Rotationssymmetrie der vorliegenden Pressverbindungen hat der Ort der Spannungsspitze in tangentialer Richtung keinen Einfluss auf die Lebensdauer der Verbindung sondern nur auf den Ort des Schwingrisses.

Für die Ermittlung der zulässigen Einzelauslastungsgrade wurden bei einer konstanten Geometrie (Tabelle 1) die Parameter der Belastung variiert.

Tabelle 1: Versuchsparameter

Parameter	Zeichen	Wert	Prüfgeometrie
Wellendurchmesser	D_F	40 mm	
Nabendurchmesserverhältnis	Q_A	0,50	
Geometrisches Übermaß	ξ_w	1,7 %	
Bezogenes Nabellängenverhältnis	l_F/D_F	1	
Werkstoffe	-	C45+N; 42CrMo4+QT	
Nennspannungsverhältnis	$V_n = \frac{\tau_{ta;tm}}{\sigma_{ba}}$	0,5; 1	
Frequenzverhältnis	$V_f = \frac{f_t}{f_\sigma}$	0; 1	
Spannungsverhältnis	R_T	-1	

Ein besonderes Augenmerk liegt auf der Variation des Amplitudenverhältnisses für die Werkstoffe C45+N und 42CrMo4+QT.

Die Ermittlung der Dauerfestigkeit für jeden Betriebspunkt erfolgt mit dem Treppenstufenverfahren nach Hück [10], bei dem eine geschlossene Folge von Brüchen und Durchläufern ausgewertet wird. Die Grenzlastwechselzahl für einen Durchläufer beträgt 10^7 Lastwechsel. Die ermittelte Dauerfestigkeit entspricht einer Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_U = 50\%$ und kann nach [11] auf höhere Werte umgerechnet werden.

Ergebnisse

Im gleichfrequenten Belastungsfall $V_f = 1$ entstehen durch die kombinierten dynamischen Torsions- und Biegelasten am Umfang wellenartiger Bauteile hochbeanspruchte Zonen. Die Position ist abhängig vom Zeitpunkt der maximalen Torsionsspannung (über Umfang konstant)

und der Lage der Biegekraft (umlaufend). Aufgrund der harmonischen Sinusanregung treten die kritischen Beanspruchungen zum Zeitpunkt der Ober- und Unterspannung der Torsion auf. In dieser Zeit legt das Maximum der Umlaufbiegung 180° zurück. Das Bruchbild der Welle in Bild 4 veranschaulicht durch die Verteilung der Schwingrisse die Lage des hochbeanspruchten Volumens. Die Bruchfläche in der Mitte der Probe stellt den Restgewaltbruch dar.

Für die Auswertung werden die ermittelten Dauerfestigkeiten $\tau_{ta,exp}$ bzw. $\sigma_{ba,exp}$ von jedem Betriebspunkt (8-9 Versuche) auf die zugehörige Bauteil-Dauerfestigkeit $\tau_{t,ADK}$ bzw. $\sigma_{b,ADK}$ bezogen und in das Auslastungsdiagramm eingetragen (Bild 5). Somit können Versuchsergebnisse mit den aktuellen Berechnungsvorschriften verglichen werden. Alle ermittelten Ausschlagfestigkeiten liegen unterhalb der Grenzlinie der DIN 743 [1] (Bild 5); d.h. mit dem Standardwerk wird eine zu hohe dauerhaft ertragbare Bauteilausschlagfestigkeit abgeschätzt. Bild 5b veranschaulicht die prozentualen Berechnungsfehler bezogen auf die experimentell ermittelten Dauerfestigkeiten (grüne Balken) der untersuchten Werkstoffe.

Das Nennspannungskonzept der FKM-Richtlinie unterscheidet durch den Mehrachsigkeitsansatz lediglich zwischen geschweißt und ungeschweißt. Diese Herangehensweise eignet sich zwar für einzelne Ergebnispunkte, jedoch kann hinsichtlich des Werkstoffes und des Nennspannungsverhältnisses daraus keine allgemeingültige und zuverlässige Dauerfestigkeitsabschätzung abgeleitet werden.

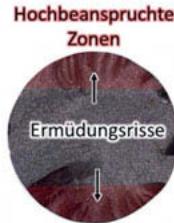


Bild 4: Bruchbild mit hochbeanspruchten Zonen

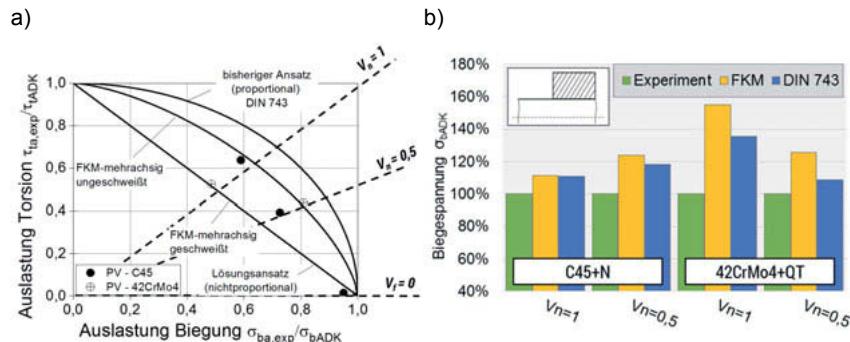


Bild 5: a) Dauerfestigkeiten der geprüften Probekörper im Auslastungsdiagramm;
b) Prozentualer Berechnungsfehler bezogen auf ermittelten Dauerfestigkeiten

Die größte kritische Abweichung wird beim Nennspannungsverhältnis $V_n = 1$ erreicht. Bei diesem Betriebspunkt weist die Pressverbindung aus höherfestem Werkstoff 42CrMo4+QT eine schlechtere Auslastung auf als C45+N. Bei $V_n = 0,5$ liegt die Bauteilausschlagfestigkeit immer noch etwa 30% unterhalb des in DIN 743 berechneten Niveaus. Bei einer Umlaufbiegung mit überlagerten statischer Torsionsmittelpfannung liefern die Ansätze eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass seitens der Berechnungsstandards entweder eine zu optimistische (DIN 743) oder eine nicht eindeutige Tendenz (FKM) ermittelt wird. Im ungünstigsten Fall treten Abweichungen von bis zu -50% zum vorliegenden Experiment auf. Aufgrund dessen muss unter Beibehaltung der vorhandenen Kerbwirkungszahlen eine Korrektur der rechnerischen Zusammenführung der Einzellasten im Festigkeitsnachweis erfolgen.

4. Mehrachsigkeitsansatz für Pressverbindungen

Die vorgestellten Untersuchungen zeigen, dass der nennspannungsbasierter Berechnungsansatz in DIN 743 in Abhängigkeit des Lastverhältnisses V_n und des Materials bei einer überlagerten zyklischen Biege- und Torsionslast angepasst werden muss. Analog zum rechnerischen Festigkeitsnachweis der FKM-Richtlinie kann der Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen nach DIN 743 in Gl.(1) um den Mehrachsigkeitsexponenten x erweitert werden. In der aktuellen Ausgabe der DIN 743 beträgt der Exponent x entsprechend der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) $x = 2$ und gilt nur für proportionale Beanspruchungen.

$$S = f(V_n) = \frac{1}{\sqrt[x]{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^x + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^x}} \quad (1)$$

Im rechnerischen Festigkeitsnachweis der FKM-Richtlinie wird bei nichtproportionalen Beanspruchungen der Wert $x = 1,5$ für ungeschweißte Bauteile und $x = 1$ für geschweißte Bauteile empfohlen.

Mit dem in Gl.(1) vorgestellten Ansatz können die überlagerten Lasten am Pressverband erstmals in Abhängigkeit von mehrachsiger Lastparameter in einem standardisierten Nennspannungs nachweis integriert werden. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass aufgrund der Abhängigkeit der Gestaltfestigkeit vom Lastverhältnis V_n die Grenzkurve im Auslastungsdia gramm (Bild 5) bereichsweise definiert werden kann. Tabelle 2 zeigt die Übersicht der bei aktuellen Forschungsarbeiten ermittelten Mehrachsigkeitsexponenten für die geprüfte Pressverbindung (PV).

Tabelle 2: Übersicht der Mehrachsigkeitsexponenten für geprüfte Pressverbindungen (PV), $R_T = -1$, $\xi = 1,7\%$, $D = 40$ mm, $Q_A = 0,5$

Lastverhältnis	Frequenzverhältnis	Werkstoff	Mehrachsigkeits-exponent x	DIN 743
1	1	C45+N	1,5	2
0,5	1	C45+N	1,2	2
1	0 (stat. Torsion)	C45+N	2	2
1	1	42CrMo4+Q	1	2
0,5	1	42CrMo4+Q	1,2	2

Die dargestellten Ergebnisse gelten nur für Wechseltorsion mit $R_T = -1$, kombiniert mit Umlaufbiegung. Untersuchungen mit einem erweiterten Parameterfeld sollen im Rahmen eines weiteren Forschungsvorhabens erfolgen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem Ziel den Einfluss kombinierter dynamischer Belastungen auf die Dauerfestigkeit antriebstechnischer Bauteile zu ermitteln, wurde in den vorliegenden Untersuchungen stellvertretend für Welle-Nabe-Verbindungen die Pressverbindung analysiert.

Im Vergleich zu der nach dem Stand der Technik berechneten zulässigen Bauteilausschlagfestigkeiten für Pressverbindungen zeigen die experimentellen Ergebnisse eine bis zu 50% niedrigere ertragbare Amplitude. Um diese Diskrepanz zu beseitigen, wird eine Erweiterung der bisherigen Lastüberlagerung in der Nachweisführung nach DIN 743 vorgeschlagen. Durch den Einsatz von sog. Mehrachsigkeitsexponenten kann, basierend auf den hier vorgestellten Ergebnissen, der nennspannungsbasierte Ansatz der Norm verbessert werden. Dadurch können Dauerfestigkeiten von Anwendungen mit überlagerter dynamischer Torsion beanspruchungsgerechter als bisher abgeschätzt werden.

Obwohl der vorgestellte halbempirische Ansatz eine einfache Berechnung von Pressverbindungen unter kombinierten dynamischen Lasten zulässt, verletzt er letztlich das physikalische Grundprinzip der GEH. Infolgedessen beschränkt sich die Allgemeingültigkeit des Verfahrens zunächst auf die untersuchten Verbindungen und Bauteile mit ähnlicher Kerbwirkung (z.B. abgesetzte Welle). Ziel der folgenden Forschungsarbeiten ist deshalb eine differenzierte Methode für eine zuverlässige Auslegung und Nachweisrechnung von Welle-Nabe-Verbindungen zu entwickeln. Aufgrund des identifizierten Werkstoffeinflusses muss dabei zwischen spannungsmechanischen und tribologischen Versagensmechanismen unterschieden werden.

Danksagung

Die Autoren danken der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und der AiF/IGF für die finanzielle Unterstützung des Forschungsprojektes IGF Nr. 18867 BR.

6. Literaturverzeichnis

- [1] DIN 743 - Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2012.
- [2] R. Rennert, E. Kullig, M. Vormwald, A. Esderts und D. Siegele, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. FKM-Richtlinie, 6. Auflage, VDMA Verlag, 2012.
- [3] S. Hofmann, Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen, Dissertation, Chemnitz: Universitätsverlag Chemnitz, 2016.
- [4] S. Hofmann. und E. Leidich, „Grenzschlupf, Kerbwirkungszahl oder Spannungsintensität: Bewertung und Vergleich älterer und neuerer Auslegungskriterien für Welle-Nabe-“, in 6. *VDI-Fachtagung*, Karlsruhe, 2014.
- [5] E. Leidich und S. Hofmann, „Kollektivbelastungen bei Welle-Nabe-Verbindungen I,“ FVA - Abschlussbericht, Heft-Nr. 1021, 2012.
- [6] E. Leidich und M. Lätzer, „Untersuchungen zum Größeneinfluss auf die Gestaltfestigkeit/Kerbwirkungszahlen von Welle-Nabe-Verbindungen,“ FKM Forschungsheft-Nr. 325, Chemnitz, 2016.
- [7] E. Leidich, B. Brůžek und S. Hofmann, „Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen II,“ FKM-Abschlussbericht, Heft-Nr. 320, Chemnitz, 2012.
- [8] E. Leidich, B. Brůžek und M. Winkler, „Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen,“ FKM-Abschlussbericht, Heft-Nr. 305, Chemnitz, 2009.
- [9] E. Leidich und S. Hofmann, Kollektivbelastung bei Welle-Nabe-Verbindungen, FVA 579 II, Chemnitz, 2015.
- [10] M. Hück, „Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen,“ *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, Bd. 12, 1983.
- [11] DIN 50100: *Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile*, Beuth Verlag, 2016.

Plastisch konditionierte Pressverbindungen

Plastic conditioned interference fit

Dipl.-Ing. **Mario Schierz**, Ingenieur-Service Schierz, Löbau;
Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz;
Prof. Dr.-Ing. habil. **Masoud Ziaeи**, Inhaber der Professur Maschinenelemente, Westsächsische Hochschule Zwickau

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein neuartiges Verfahren zur rein elastischen Auslegung von Pressverbindungen unter Ausnutzung der plastischen Materialeigenschaften vorgestellt. Dabei wird durch gezielte Anwendung von Eigenspannungen und Materialverfestigung das elastische Potenzial des Werkstoffs derart erweitert, dass betriebliche Zusatzbelastungen durch Biegung, Torsion, Temperaturänderungen und Fliehkräfte von den Bauteilen rein elastisch aufgenommen und plastische Verformungen vermieden werden. Gegenüber herkömmlich elastisch gefügten Pressverbindungen lässt sich dadurch im Idealfall die Leistungsfähigkeit der Verbindung nahezu verdoppeln. Im Vergleich zu herkömmlich elastisch-plastisch gefügten Pressverbindungen kann eine konkret definierte zusätzliche Sicherheit gegen plastische Verformungen gewährleistet werden.

Abstract

In this paper a new method to design purely elastic interference fits by using of plastic material properties is presented. The targeted application of residual stresses and strain hardening, thus expanding the elastic potential of material, enables construction units to support additional loads like bending moments, torsion, temperature changes and centrifugal forces purely elastic to avoid plastic deformations. In contrast to conventional elastically fitted press joints the performance can be increased by nearly 200 %. Compared with conventional elastically and plastically joined interference fits an additional safety against plastic deformations can be guaranteed.

1. Vorbetrachtung

Im Mittelpunkt der zentralen Bestrebungen zur Weiterentwicklung der Produkte stehen bei den Herstellern Qualitätssteigerung, Kostensenkung und Erhöhung der Produktivität. Wich-

tige Ansatzpunkte hierfür sind, beginnend bei der Produktentwicklung, Einsparungen bei Arbeitsaufwand, Energie und Material. Unter ökologischen Gesichtspunkten gewinnt die Steigerung der Materialausnutzung zunehmend an Bedeutung. Vor dem Hintergrund begrenzter Ressourcen sowie einer sich kontinuierlich verschärfenden Wettbewerbssituation ringen daher die meisten Unternehmen um die stetige Verbesserung ihrer Effizienz. Aus diesem Grund arbeiten Wissenschaftler und Ingenieure seit vielen Jahrzehnten an der Erweiterung der Beanspruchungsgrenzen technischer Bauteile. Einen bedeutenden Beitrag dazu leistet die Plastizitätstheorie. Durch sie wurde die berechnungstechnische Basis geschaffen, um Bauteile auch über die Elastizitätsgrenze hinaus zu beanspruchen und somit effizienter zu gestalten, ohne dabei die Betriebssicherheit und Gestaltfestigkeit zu beeinträchtigen [1].

2. Problemstellung

Trotz der inzwischen fundierten theoretischen Grundlagen ist speziell die Anwendung elastisch-plastisch ausgelegter Pressverbindungen (PV) in der industriellen Praxis eher unterrepräsentiert und führt häufig zu sehr konservativ ausgelegten Bauteilen. Die Ursachen für diese Zurückhaltung liegen einerseits in den relativ großen Ungenauigkeiten der Einflussparameter wie zum Beispiel Reibwerte oder Materialkennwerte allgemein. Zudem sind zur plastischen Auslegung hohe Übermaße in den Pressverbindungen erforderlich, welche sich nur in eingeschränktem Maße thermisch fügen lassen.

Für bestimmte Anwendungen, wie z.B. Öldruck-Pressverbindungen oder Bauteile in sicherheitsrelevanten Anlagen ist die sichere Vermeidung plastischer Verformungen während des Betriebs technologisch zwingend vorgeschrieben.

Ein weiterer wichtiger Hinderungsgrund für die praktische Anwendung elastisch-plastisch beanspruchter PV war bisher neben den eingeschränkten normativen Auslegungsvorschriften vor allem auch das Problem der zusätzlichen Belastungen während des Betriebs. Die Mehrzahl der PV unterliegt in der Praxis dynamischen Beanspruchungen. Vorrangig resultieren diese aus Umlaufbiegemomenten, Temperaturänderungen bzw. lokalen Temperaturgradienten, instationären Fliehkräften sowie dynamischen Drehmomenten und Betriebskräften.

Zur Herstellung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände existieren bereits seit geheimer Zeit Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln [2]. Diese Bauteile sind so dimensioniert, dass während des Fügevorgangs ein plastischer Zustand erzeugt wird, bei welchem eine zusätzliche Steigerung der Materialbeanspruchung durch dynamische Betriebslasten zwangsläufig zu weiteren, meist unkontrollierten, plastischen Verformungen führt. Beim Abklingen dieser dynamischen Lasten gelangt die Pressverbindung dann durch jene zusätzlichen plastischen Verformungen nicht mehr in den anfänglichen Spannungszustand

zurück. Eine Folge davon ist der Verlust von Fugendruck in der Kontaktzone, was zur Dezimierung der übertragbaren Kräfte und Momente führt und damit die weitere Betriebssicherheit bzw. die Lebensdauer der Bauteile gefährden kann. Hierzu gibt es eine Reihe von Veröffentlichungen, in welchen der Fugendruckverlust nach plastischer Beanspruchung von Pressverbindungen während des Betriebs näher untersucht wurde [3], [4], [5].

3. Lösungsansatz

Zur Lösung der vorgenannten Problemstellung wurde eine Methode zur Herstellung einer neuen Generation von Pressverbindungen entwickelt, welche rein elastisch ausgelegt sind, obwohl das plastische Potenzial des Werkstoffs in hohem Maße ausgenutzt wird.

Die Grundidee dieser Methode der plastischen Konditionierung beruht darauf, dass vor oder während des Fügevorgangs eine elastisch-plastische Vorbehandlung der Fügepartner einer Pressverbindung durchgeführt wird, wie z.B. durch Aufbringen eines Konditionierungsdrucks p_{Kond} bei einer Nabe (siehe Bild 1). Bei der anschließenden elastischen Entlastung und gegebenenfalls nachfolgenden Wiederbelastung dieser Fügepartner kann ein rein elastischer Spannungszustand so hergestellt werden, dass sämtliche zu erwartenden zusätzlichen Beanspruchungen der Bauteile während des Betriebes ausschließlich zu rein elastischen Spannungsänderungen führen.

Dabei werden Materialverfestigungen und Eigenspannungen berechnungstechnisch gezielt so eingesetzt, dass die Leistungsfähigkeit von herkömmlich elastisch-plastisch gefügten Pressverbindungen erreicht wird. Darüber hinaus kann jedoch die zusätzliche Sicherheit gegen plastische Beanspruchungen während des Betriebs gewährleistet werden. Im Vergleich zu herkömmlich rein elastisch ausgelegten Pressverbindungen ist eine signifikante Steigerung des Fugendrucks und damit der übertragbaren Kräfte und Momente bei gleicher oder höherer Sicherheit gegen Plastizieren möglich.

Zur Veranschaulichung der dargelegten Problemstellung sei auf die Darstellung der Spannungszustände in Bild 2 verwiesen. Dieses zeigt die idealplastischen Spannungsänderungen am Innendurchmesser eines unter Innendruck stehenden Außenteils (Nabe) in der

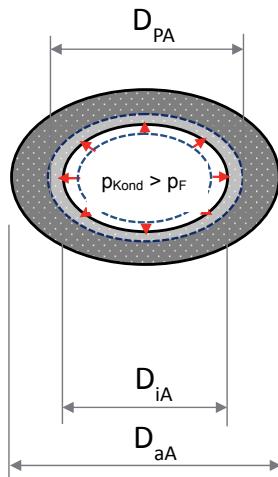


Bild 1: Konditionierung einer Nabe durch Aufbringen eines Innendrucks p_{Kond}

Hauptspannungsebene unter Voraussetzung des ebenen Spannungszustandes (ESZ), deren Achsen durch die Radialspannung σ_r auf der Abszisse und die Tangentialspannungen σ_t auf der Ordinate gebildet werden. Die Graphen stellen dabei die Fließgrenzen des Materials entsprechend der verwendeten Vergleichsspannungshypothesen dar, Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) mit gepunkteter Linie und modifizierte Schubspannungshypothese (MSH) mit Strichlinie. Die Herstellung elastisch-plastisch ausgelegter Pressverbindungen mit dem Fugendruck p erfolgte demnach in der bisherigen Praxis während des Fügevorgangs entlang des Belastungspfades 0 – A – B (blauer Pfeil / durchgezogene-Linie). Der Anstieg m der Geraden wird dabei ausschließlich durch das Durchmesserverhältnis Q des Bauteils bestimmt (siehe Gl. 1). Punkt B markierte dann den Spannungszustand am Innendurchmesser des Außenteils der Pressverbindung nach Abschluss des Fügevorgangs. Da dieser auf dem Graphen der Fließgrenze liegt, führen Beanspruchungssteigerungen durch dynamische Belastungen, wie sie während des Betriebes im Allgemeinen auftreten, zu Spannungssänderungen entlang der Fließgrenze und damit zwangsläufig zu weiteren, meist unbeachteten, plastischen Verformungen.

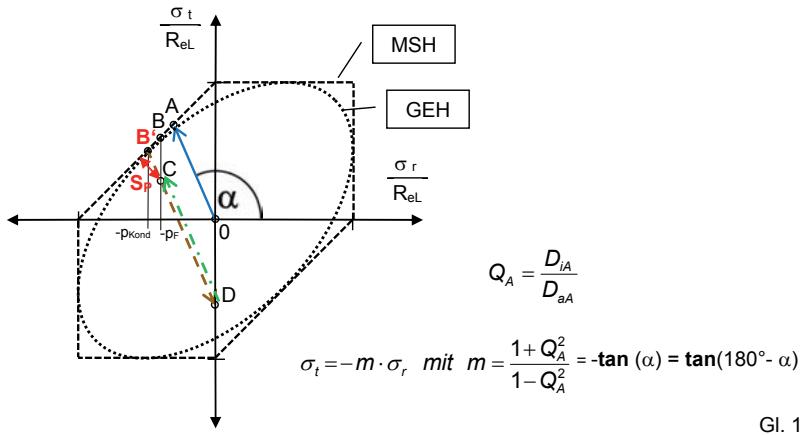


Bild 2: Hauptspannungen am Innendurchmesser des Außenteils einer Pressverbindung mit idealplastischen Fließgrenzen nach der GEH und MSH

Im vorliegenden Beispiel bewegt sich der Spannungszustand durch Steigerung der Radialspannung, wie sie z.B. durch thermische Belastung oder Biegung hervorgerufen wird, zum

Punkt **B'**. Nach Abklingen der betrieblichen Zusatzlast erfolgt eine elastische Entlastung entlang des Entlastungspfades **B'** – D (brauner Pfeil / gestrichelt), wobei infolge der plastischen Verformungen der sich danach einstellende Spannungszustand unterhalb von C liegen muss und der vorherige Fugendruck p_F nicht mehr erreicht werden kann, wodurch Beeinträchtigungen der Betriebssicherheit bzw. die Lebensdauer der Bauteile möglich sind.

Durch die plastische Konditionierung wird dieser Prozess vorweggenommen und nach vollständiger Entlastung am Ende des Konditionierungsvorgangs der Punkt D erreicht, welcher die verbleibenden tangentialen Eigenspannungen verdeutlicht. Der anschließende Fügevorgang entlang der Geraden D – C (grüner Pfeil / Strich-Punkt-Linie) führt im fertig gefügten Zustand zum Spannungspunkt C. Hier liegt ein identischer Fugendruck p_F vor, wie bei herkömmlich elastisch-plastisch gefügten Pressverbindungen im Punkt B, jedoch mit einer zusätzlichen Sicherheit **S_P** (siehe Bild 2 roter Doppelpfeil) gegen plastische Verformungen. Zusätzliche Beanspruchungen aus betrieblichen Zusatzlasten können somit rein elastisch aufgenommen werden und die Pressverbindung kehrt nach deren Abklingen stets unverändert in den Ausgangszustand zurück.

Das Verfahren mit seinen grundlegenden Bestandteilen und weiteren ausführlichen Erläuterungen wurde in der Patentschrift DE 10 2016 004 223 B3 [6] veröffentlicht. Hier werden sowohl die prinzipiellen physikalischen Zusammenhänge als auch Möglichkeiten für deren praktische Umsetzung vorgestellt. Dabei werden sowohl die maßgebenden Einflussparameter aufgezeigt als auch Lösungsansätze für deren Anwendung im ingenieurtechnischen Alltag beschrieben.

Die bisherigen Ausführungen bezogen sich hauptsächlich auf Zylinder- und Kegelpressverbände nach [7] und [8]. Bei Polygonverbindungen hat die Torsion als wichtigste Belastungsgröße einen noch wesentlich höheren Einfluss auf die Veränderung des Spannungszustands während des Betriebs [9]. Vor allem bei Polygonverbindungen, welche mit Übermaß gefügt werden, kann der Spannungseinfluss durch Betriebslasten noch bedeutsamer sein als beim Zylinder-PV [10], weshalb auch hier durch die plastische Konditionierung ein signifikantes Steigerungspotenzial hinsichtlich Materialeinsparung / -ausnutzung, Übertragungskapazität sowie Betriebssicherheit zu erwarten ist.

4. Numerisches Berechnungsbeispiel (zweidimensional, idealplastisch)

Nachfolgend wird am Beispiel einer Nabe mit $Q_A = 0,45$ und einer Streckgrenze von $ReL = 370 \text{ MPa}$ die praktische Anwendung der plastischen Konditionierung demonstriert und dabei der Bezug zu den jeweiligen Spannungszuständen in der Hauptspannungsebene (Bild 3) hergestellt. Zur besseren Anschaulichkeit wird hierbei auf die Darstellung der Welle

verzichtet und die nachfolgenden Betrachtungen auf Basis der Radialspannung am Innen-durchmesser der Nabe vorgenommen. Diese ist vom Betrag her identisch mit dem Fugen-druck der gefügten Verbindung mit Welle und somit ein entscheidender Parameter für die übertragbaren Kräfte und Momente. Ausgehend von idealplastischem Materialverhalten nach der GEH und dem ESZ wird eine Sicherheit gegen plastische Beanspruchung von $S_{pA} = 1,5$ bei einem zugehörigen Fugendruck von $p = 113 \text{ MPa}$ vorausgesetzt (herkömmlich rein elas-tisch ausgelegt nach DIN 7190 [7] und [8], siehe auch Punkt E Bild 3).

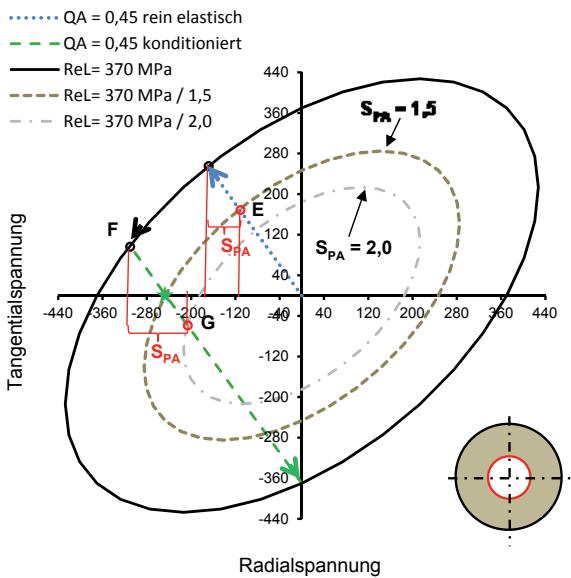


Bild 3: Spannungszustände am Innendurchmesser eines Außenteils mit $Q_A = 0,45$ in der Hauptspannungsebene auf Basis der GEH (idealplastisches Material) beim Konditionieren

Nach Konditionierung mit $p_{\text{Kond,max}} = 311 \text{ MPa}$ (Punkt **F** Bild 3) findet sich für $S_{pA} = 1,5$ ein zugehöriger Fugendruck von $p = 207 \text{ MPa}$ (Punkt **G** Bild 3). Die plastische Konditionierung erzielt bei den genannten Randbedingungen somit eine Steigerung der Übertragungskapazität.

zität der Pressverbindung auf **184 %** gegenüber herkömmlich elastisch gefügten Verbindungen bei gleicher Sicherheit gegen plastische Beanspruchung von $S_{pA} = 1,5$. Zu beachten ist hierbei, dass die verwendeten Sicherheiten in Übereinstimmung mit DIN 7190 auf den Fugendruck bzw. die Radialspannung am Innendurchmesser des Außenteils bezogen sind. Bezieht man die Sicherheiten dagegen auf die Vergleichsspannungen d.h., die betreffenden Spannungspunkte liegen beide auf der gemeinsamen Vergleichsspannungskurve $R_{eLA} / 1,5$ (gestrichelte Ellipse in Bild 3), wird das Steigerungspotenzial noch deutlicher. Der Fugendruck der konditionierten Pressverbindung beträgt hier $p = 246 \text{ MPa}$ (siehe Stern \star in Bild 3), was einer Steigerung der Übertragungskapazität der Pressverbindung auf **218 %** entspricht.

Die zugehörigen Daten des numerischen Modells sind nachfolgend aufgelistet.

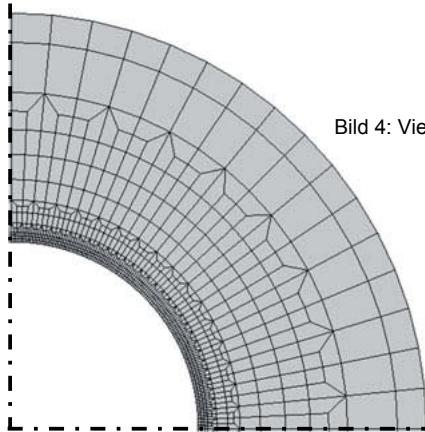
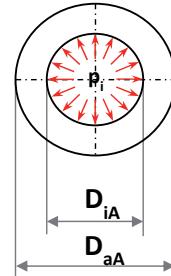


Bild 4: Viertelschnitt des vernetzten 2D-FE-Modells



Geometriedaten

Nabenaußendurchmesser	D_{aA}	133,33 mm
Nabeninnendurchmesser	D_{iA}	60,00 mm
Durchmesserverhältnis Nabe	Q_A	0,45 -

Nabenmaterial

Bezeichnung	Ck45
Streckgrenze	R_{eLA} 370 MPa (idealplastisch)

E-Modul	E_A	205000 MPa
Querdehnzahl	ν_A	0,3 -

Technologische Daten

Fugendruck Konditionieren p_{Kond} 311 MPa
 Sollsicherheit gegen Plastizieren S_{pA} 1,5 - Die Durchführung
 der numerischen Untersuchungen wird im Folgenden näher erläutert. Als Last wird ein Innendruck gemäß obiger Skizze aufgebracht. Die Belastungshistorie erfolgt analog zu Bild 3, wobei die untersuchten Lastschritte in Tabelle 1 aufgelistet sind.

Tabelle 1: Lastschritte der Belastungshistorie gemäß Bild 3

Lastschritt	1 (E)	2 (F)	3 (★)	4 (G)	5 (entlastet)
p_i / MPa	113	311	246	207	0

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Graphen der Hauptspannungen entlang des radialen Auswertungspfades über den kompletten Querschnitt der Nabe (siehe Skizze in den Diagrammen) in Abhängigkeit des aufgebrachten Innendrucks für die Lastschritte 1 und 3. Diese ermöglichen eine Gegenüberstellung der Spannungen in der Nabe für eine herkömmlich nach DIN 7190 rein elastisch gefügte PV (Bild 5) und einer plastisch konditionierten (Bild 6). Bild 5 repräsentiert Lastschritt 1 für einen Druck von $p_i = 113 \text{ MPa}$ bei einer Sicherheit gegen einsetzendes Plastizieren von $S_{pA} = 1,5$. Die zugehörige Vergleichsspannung $\sigma_v = 245 \text{ MPa}$ und Tangentialspannung $\sigma_t = 171 \text{ MPa}$ am Innendurchmesser der Nabe (Radiuskoordinate 30 mm) sind identisch zu den Werten in Bild 3. Die Hauptspannungen von Lastschritt 3 mit $p_i = 246 \text{ MPa}$ sind in Bild 6 dargestellt, was einer rein elastischen Beanspruchung der konditionierten Nabe bezogen auf die Vergleichsspannung entspricht. (siehe Sicherheit gegen einsetzendes Plastizieren S_{pA}). Beim Vergleich der beiden Bilder 5 und 6 wird deutlich, dass die konditionierte Nabe bei gleicher Sicherheit gegen plastische Verformungen eine deutlich höhere Radialspannung zur Übertragung der Kräfte und Momente aufweist als die herkömmlich nach DIN 7190 rein elastisch gefügte. Die niedrigen Tangentialspannungen am Nabennendurchmesser entsprechen denen in Bild 3 und verdeutlichen die durch das plastische Konditionieren verursachten Eigenspannungen.

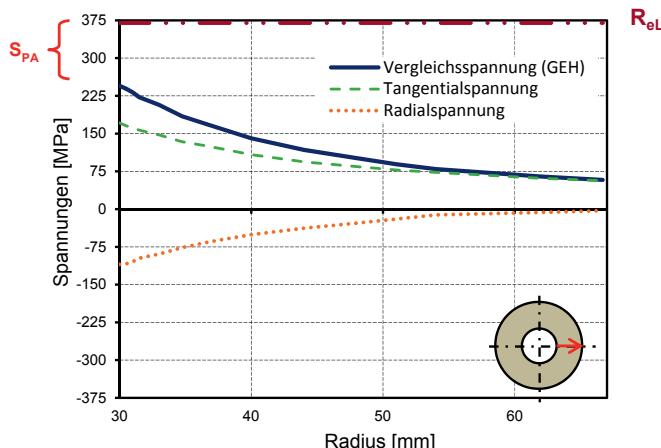


Bild 5: Lastschritt 1 (Punkt E); rein elastische Hauptspannungen in der Nabe für $S_{pA} = 1,5$ bei $\pi = 113$ MPa (herkömmlich rein elastisch gefügt nach DIN 7190)

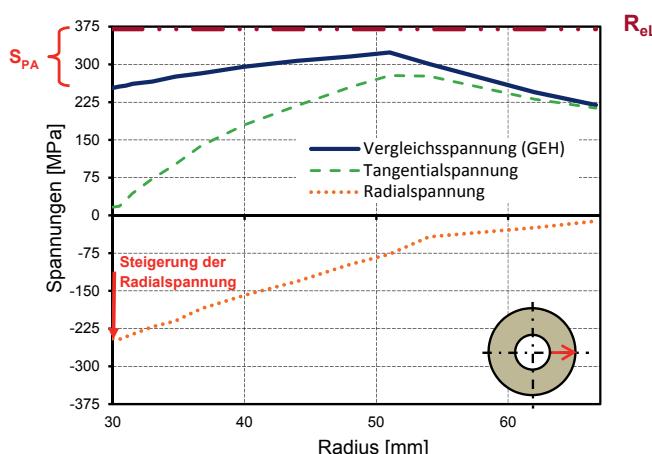


Bild 6: Lastschritt 3 (Punkt ★) Hauptspannungen in der Nabe bei $\pi_i = 246$ MPa und $S_{pA} = 1,5$ nach Konditionierung (bezogen auf die Vergleichsspannung)

5. Einfluss der Materialverfestigung

Nach einer plastischen Materialbeanspruchung (σ_2 Bild 7) ist eine elastische Entlastung / Wiederbelastung ($\sigma_3 \rightarrow \sigma_4$) bei rein elastischen Spannungsänderungen möglich. Erneute plastische Beanspruchungen erfolgen erst bei Überschreitung des vorherigen Spannungsniveaus σ_2 . Damit wird die gleiche Sicherheit gegen plastische Beanspruchung S_{pl} erreicht, wie bei einem Spannungszustand (σ_x) ohne Konditionierung, jedoch auf deutlich höherem Spannungsniveau. Dieser Zusammenhang verdeutlicht die Analogie zur Wirkung der Eigenspannungen wie oben beschrieben und erklärt das zusätzliche Steigerungspotenzial hinsichtlich der plastischen Konditionierung. Dieses wurde anhand des numerischen Modells einer dickwandigen Nabe aus C45 mit $Q_A = 0,24$ ($D_i = 60$ mm, $D_a = 250$ mm) nachgewiesen. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Steigerung der Vergleichsspannung (600 MPa) am Innendurchmesser (Bild 8) im Vergleich zur Streckgrenze von 370 MPa (vergl. auch violette Punktlinie) bei idealplastischem Materialverhalten. Weiterhin lässt sich eine signifikante Steigerung des Plastizitätsdurchmessers erkennen. Dabei markiert die vertikale orange Strichlinie den maximalen Plastizitätsdurchmesser für idealplastisches Material und die blaue Strich-Punkt-Linie den erreichten Plastizitätsdurchmesser infolge Materialverfestigung.

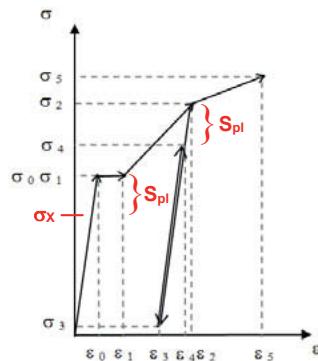


Bild 7: Verfestigungskurve

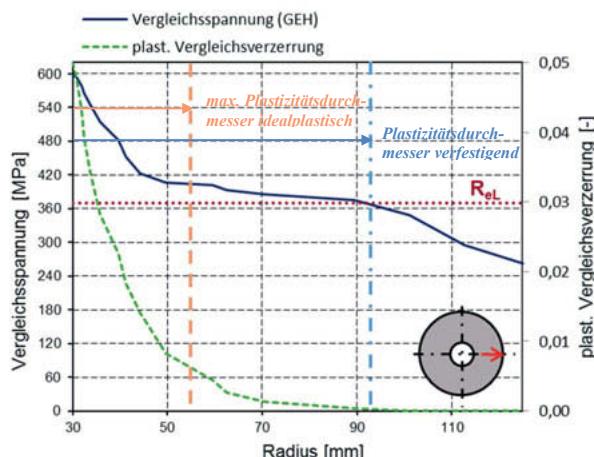


Bild 8: Plast. Vergleichsverzerrung und Vergleichsspannung einer Nabe aus C45 mit $Q_A = 0,24$ und Innendruck $p_i = 600$ MPa

Tabelle 2: Daten aus Zugversuch für C45 (IKAT)

σ_v [MPa]	370	390	400	410	420	430	440	470	500	530	560	590	620
ϵ_v [-]	0,00171	0,00182	0,00189	0,01303	0,01417	0,01549	0,01665	0,02075	0,02543	0,03097	0,03775	0,04612	0,05967

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Ergebnisse der vorliegenden Abhandlung haben gezeigt, dass mit dem Verfahren der plastischen Konditionierung eine reproduzierbare signifikante Erhöhung des elastischen Potenzials von Pressverbindungen möglich ist. Dabei nimmt das Steigerungspotenzial mit sinkendem Durchmesserverhältnis der Bauteile und wachsender Materialverfestigung zu. Gegenüber den herkömmlichen Methoden nach Stand der Technik sind damit bei gleicher Sicherheit gegen plastische Beanspruchung wesentlich höhere Fugendrücke erreichbar oder bei identischem Fugendruck höhere Sicherheiten gegen einsetzendes Plastizieren. Dadurch können die Belastungsgrenzen der Bauteile gesteigert werden bei gleichzeitiger Einsparung von Bauraum, Gewicht, Materialmenge und Aufwand zum Härteten / Vergüten oder Schleifen. Wegen der erforderlichen hohen Übermaße ist das Verfahren besonders für Längspressverbindungen geeignet, wobei das Konditionieren bei Kegelpressverbindungen in den Fügevorgang integriert werden kann. Speziell für Öl-Pressverbindungen wird das plastische Potenzial dadurch überhaupt erst nutzbar. Aber auch für Querpressverbindungen ist das Verfahren von Interesse, da ein Teil des erforderlichen Übermaßes bereits durch die plastischen Verformungen beim Konditionieren eingebracht wird und auch die Setzverluste in diesem Zusammenhang bereits realisiert werden, was vor allem bei kleineren Fügedurchmessern von Bedeutung ist. Für Polygonverbindungen ist wegen der typischen Torsionsspannungseinflüsse ebenfalls ein signifikantes Steigerungspotenzial zu erwarten. Vor allem dann, wenn diese mit Übermaß gefertigt oder in form- und kraftschlüssige Mehrfachpressverbände integriert werden. Dazu sind jedoch wegen der größeren Komplexität der Aufgabenstellung noch weitergehende Untersuchungen erforderlich.

7. Literatur

- [1] Kollmann, F. G.: Die Auslegung elastisch-plastisch beanspruchter Querpressverbände, *Forsch. Ingenieurwes.*, 44 (1978) 1-11.
- [2] Kollmann, F. G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher, Band 32, Springer-Verlag 1984.
- [3] Leidich, E.; Lätzer, M.: Übertragungsfähigkeit von Klemmverbindungen unter besonderer Berücksichtigung plastischer Verformungen. Frankfurt/M.: Abschlussbericht FVA 566 I, Heft 993, 2011.
- [4] Kovács, Á.: Thermal stresses in a shrink fit due to an inhomogeneous temperature distribution. *Acta Mechanica* 105, Springer-Verlag, 1994.
- [5] Mack, W.: Spannungen im thermisch gefügten elastisch-plastischen Querpreßverband mit elastischer Entlastung. *Ingenieur-Archiv* 56 (1986) S. 301-313.
- [6] DE 10 2016 004 223 B3
- [7] DIN 7190-1: Pressverbände – Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Berlin: Beuth Verlag, 2017.
- [8] DIN 7190-2: Pressverbände – Teil 2: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für kegelige, selbsthemmende Pressverbände. Berlin: Beuth Verlag, 2017.
- [9] Ziaeи, M.: Analytische Untersuchungen unrunder Polygonfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen, Habilitationsschrift TU Chemnitz, 2002.
- [10] Müller, J.; Ziaeи, M.; Brůžek, B.: Form- und kraftschlüssiger Mehrfachpressverband, VDI Berichte 2176: Welle-Nabe-Verbindungen. Gestaltung, Fertigung, Anwendungen, VDI Verlag, Düsseldorf, 2012.

Auslegung von Rändelpressverbindungen

Dimensioning of knurled shaft-hub connections

Dr.-Ing. **Tobias Mänz**, SEEPTEX GmbH, Bottrop;

Dr.-Ing. **Günter Schäfer**, Institut für Maschinenwesen,
Technische Universität Clausthal

Kurzfassung

Rändelpressverbindungen sind sehr kostengünstige Welle-Nabe-Verbindungen, die die Vorteile formschlüssiger und spielfreier Verbindungen vereinigen. In der Regel ist die Welle härter als die Nabe, sehr häufig wird eine Stahlwelle mit einer Aluminiumnabe kombiniert. Die Auslegung dieser seit vielen Jahrzehnten angewendeten Verbindung erfolgte früher erfahrungsgemäß mit umfangreicher experimenteller Absicherung oder aber erheblich unterhalb der echten Kapazitätsgrenzen. Durch umfangreiche numerische und experimentelle Untersuchungen konnten in den letzten Jahren abgesicherte Berechnungsgrundlagen erarbeitet werden, die eine Tragfähigkeitsberechnung mit wirtschaftlicher Ausnutzung der Verbindungskapazität erlauben.

Im Rahmen des Beitrags wird speziell auch auf die in der Antriebstechnik häufig geforderte Verbindung von zwei Stahlbauteilen eingegangen. Abgerundet wird der Beitrag mit konstruktiven Hinweisen.

1. Einleitung

Die Rändelpressverbindung ist eine kostengünstige kombiniert form- und reibschlüssige und damit spielfreie Welle-Nabe-Verbindung. Das härtere Bauteil, meist die Welle, wird mit einer achsparallelen Rändelung, z.B. nach DIN 82 [1], und sinnvollerweise mit einer Einführfase von 5° bis 30° versehen. Die weichere Nabe erhält eine einfache Bohrung, deren Durchmesser in Bezug auf die Wellenrändelung mit einer Übermaßpassung versehen ist. Der Fügevorgang mit der gleichzeitigen Profilausformung in der Nabe erfolgt durch axiales Einpressen der Welle in die Nabe, siehe Bild 1. Dabei ist es technisch sinnvoll die Welle mit einem Schmiermittel zu benetzen, um die umformende Profilausbildung zu unterstützen. Die teilweise Spanbildung bei großen Fasenwinkeln ϕ oder gänzlich fehlender Fase führt zu einer

geringeren Vorspannung, was im Ergebnis eine geringere Festigkeit speziell bei dynamischer Torsionsbelastung bedeutet.

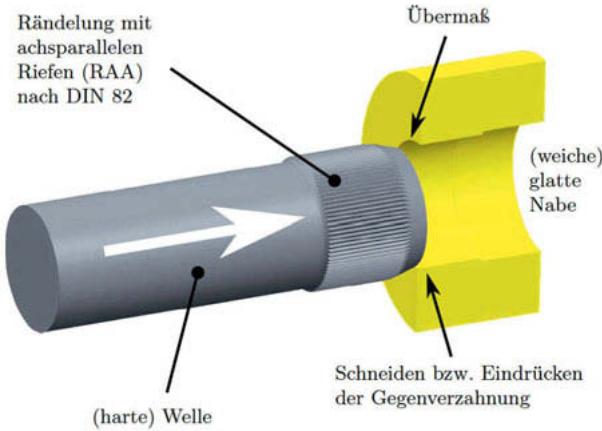


Bild 1: Charakteristika und Fügerichtung einer Pressverbindung mit gerändelter Welle

2. Ebene Voruntersuchungen

Im Rahmen eines ersten Untersuchsschrittes wurde die zylindrische Fügefläche ausschnittsweise in ebenen Versuchskörpern abgebildet. Damit konnten systematische Untersuchungen zum Einfluss der Vorspannung, als Folge des gewählten Übermaßes, sowie zum Teilungs- und Faseneinfluss und zum Einfluss der Werkstoffkombination durchgeführt werden [2]. In **Bild 2** ist die Versuchseinrichtung mit dem gerändelten Wellendummy 3 und dem Nabendummy 4 zu sehen. Der Halterahmen 2 erlaubt sowohl die in Bild 2 dargestellte Fügesimulation, sowie die Ermittlung der Auszugskraft F_t , als Maß für die Drehmomentübertragungsfähigkeit.

Für die Wellen wurde 18CrNiMo7-6 gehärtet ($700 +50$ HV, Eht $0,2 + 0,1$ mm) und C45 im Lieferzustand ($R_m = 649$ MPa, ungehärtet), für die Naben C45 und EN AW-5083 ($R_m = 291$ MPa) jeweils im Lieferzustand verwendet.

Bei fehlender Fase ($\phi = 90^\circ$) wird beim Fügen grundsätzlich ein Span gezogen, wodurch, speziell bei dynamischer Beanspruchung, wertvolle Vorspannung verloren geht. Eine Vergrößerung der Rändelteilung t ($t = 0,5; 0,8; 1,2; 1,6$ mm) und des Übermaßes $U_{geo} = U \cdot t$ ($U = 0,33; 0,5; 0,66$) sowie die Verwendung eines kleinen Fasenwinkels ($\phi \leq 30^\circ$) führt zu einer Steigerung der Übertragungsfähigkeit.

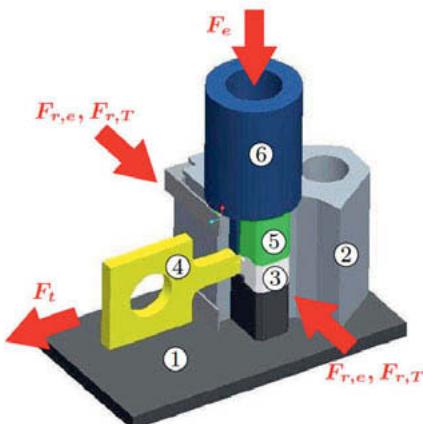
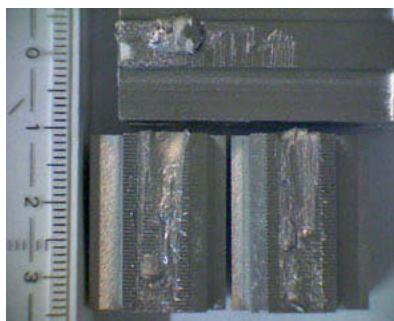


Bild 2: Versuchsrahmen für die Füge- und Auszugsversuche, Fügekräfte mit Index e, Auszugskräfte mit Indices T und t

In **Bild 3** ist links eine ungünstige (gleiche) Werkstoffwahl ohne Härtedifferenz und die daraus folgende Neigung zum adhäsiven Verschleiß (Fressen) zu erkennen. In Bild 3 rechts sind die abgescherten Nabenzähne und die unbeschädigten Wellensegmente bei geeigneter Härtedifferenz zu erkennen. Eine geeignete Härtedifferenz für Stahl/Stahl ist $\geq 1,8$, bzw. ein Zugfestigkeitsverhältnis für Stahl/Alu $\geq 1,6$ nach Bader [3]. Lätzer [4] empfiehlt für Stahl/Alu ein höheres Härteverhältnis $\geq 2,5$.



Welle C45 / Nabe C45



Welle 18CrNiMo7-6 / Nabe EN AW-5083

Bild 3: Ebene Proben nach der Belastung, unten: gerändelte Wellensegmente, oben:
Ersatznabe, $t = 0,5$ mm, $U_{geo} = 0,33 \cdot t$, $\phi = 15^\circ$

Die Auswertung der in den ebenen Versuchen ermittelten Kräfte, speziell das Verhältnis der Umfangskraft F_t zur Radialkraft $F_{r,T}$ in der Fügefläche nach Gleichung 2.1 ergab Werte zwischen 0,4 und 0,5.

$$V_{T,max} = F_t / (F_{r,T}) \quad (2.1)$$

Bei einer normalen Pressverbindung entspricht dieses Kräfteverhältnis dem Reibkoeffizienten, der nach DIN 7190-1 [5] für übliche Werkstoffe zwischen 0,04 und 0,25 liegt, hier darf also eine Verdoppelung der Übertragungsfähigkeit gegenüber der normalen Pressverbindung erwartet werden. Zusätzlich kann hier eine deutliche Formschlusscharakteristik der Rändelpressverbindung erkannt werden, wodurch der Einsatz in sicherheitskritischen Fällen mit der Forderung nach eindeutigem Formschluss möglich wird.

3. Untersuchungen an zylindrischen Proben

Nach der grundsätzlichen Klärung der Eigenschaften des kombiniert reib- / formschlüssigen Rändelkontakte wurden umfangreiche Versuchsreihen jeweils mit Verbindungen mit einem Fügedurchmesser von 30 mm gefahren. In **Bild 4** ist der typische Fügekraftverlauf der Rändelpressverbindung dargestellt. Zunächst steigt die Kraft stark an, bis Nabenhmaterial zerspant bzw. verformt wird 0 bis 1. Danach erhöht sich die Fügekraft um den Reibanteil im Rändelpresskontakt, dessen Länge kontinuierlich zunimmt von 1 nach 2. Nach 2 fährt der überlange Wellenrändel über den Nabenhkontakt hinaus, so dass keine weitere Zerspanung/Umformung mehr stattfindet, sondern nur noch die Reibung im Rändelkontakt maßgeblich ist. Durch das Überdrücken der Fügelänge wird der vorgespannte Rändelkontakt nachgerieben, was schließlich zu einer den Nutzungszustand charakterisierenden reduzierten Reibkraft im Punkt 4 führt. Der finale Kraftanstieg wird durch das Auflaufen auf einen Anschlag in der Fügeeinrichtung verursacht.

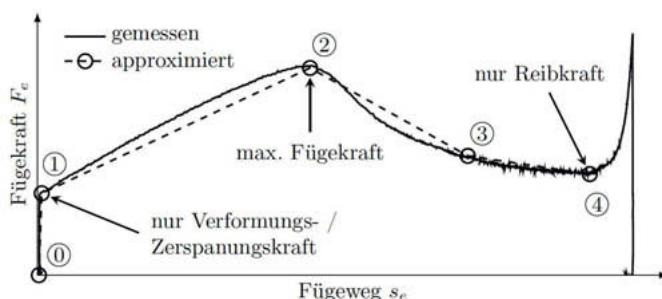


Bild 4: Kraft-Weg-Verlauf beim Fügen einer Rändelpressverbindung mit Fase

Mit der Erkenntnis, dass die am Ende des Fügevorgangs verbleibende Reibkraft ein Maß für die dynamische Tragfähigkeit der Verbindung ist, kann aus den Fügekraftverläufen für verschiedene Fasenwinkel in **Bild 5** der deutlich ungünstige Einfluss der nicht vorhandenen Fase ($\phi = 90^\circ$) durch die sehr kleine Reibkraft am Ende des Fügevorgangs, der hier 3 mm langen Verbindung, erkannt werden. Der Fügekraftverlauf kann durch die Forderung einer finalen Mindestfügekraft auch für die Qualitätssicherung genutzt werden.

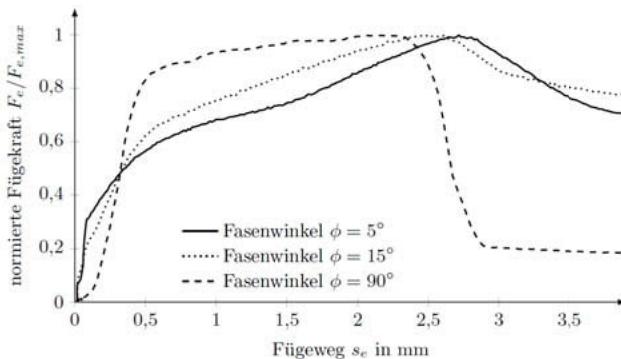


Bild 5: Vergleich des Fügekraftverlaufs $F_e/F_{e,max}$ von Proben mit unterschiedlichen Fasenwinkeln

3.1 Statische Drehmomentbelastung

Nachdem die zylindrischen Proben gefügt waren, wurden zunächst Proben mit $l_F = 0,1D_F$ und $0,2 D_F$ in statischen Verdrehtests auf Ihre Übertragungsfähigkeit hin untersucht. **Bild 6** zeigt den Fall einer fasenlosen ($\phi = 90^\circ$) Stahl/Stahl-Verbindung. Mit geeigneter Fase (z.B. $\phi = 15^\circ$) ist ein ca. 25% höheres Drehmoment übertragbar. Bis zum Punkt 1 ist eine schädigungsfreie statische Drehmomentübertragung möglich. Darüber hinaus ist eine weitere deutliche Drehmomentsteigerung möglich, wobei entsprechende Schädigungen eintreten, die zwischen Punkt 2 und 3 dann durch ein vollständiges Abscheren der weicheren Nabenzähne, siehe **Bild 7**, den Totalausfall einleiten. In Punkt 3 ist lediglich eine restliche „reibende“ Übertragung vorhanden. Der nennenswerte Anstieg zwischen Punkt 1 und 2 verdeutlicht die in der Rändelpressverbindung steckenden Notfallreserven.

Neben der Drehmoment-Drehwinkelkennlinie der Rändelpressverbindung ist in Bild 6 zusätzlich das nach DIN 7190-1 rechnerisch übertragbare statische Drehmoment einer vergleichbaren normalen Pressverbindung eingetragen. Der in den ebenen Untersuchungen

bereits ausgewertete Vorteil im Verhältnis der Umfangskraft zur Radialkraft („Reibwert“) wird auch hier durch den Abstand zwischen Punkt 1 und der gestrichelten Referenzlinie deutlich.

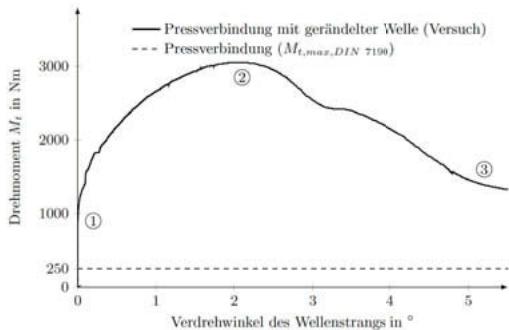


Bild 6: Verlauf des Drehmoments einer Rändelpressverbindung bei ansteigender statischer Belastung (Nabenwerkstoff: C45, $t = 1$ mm, $U_{\text{geo}} = 0,66$ mm, $l_F = 6$ mm, $D_A = 60$ mm, $Q_A = 0,5$, $\phi = 90^\circ$) sowie maximal übertragbares Drehmoment einer vergleichbaren Pressverbindung nach DIN 7190

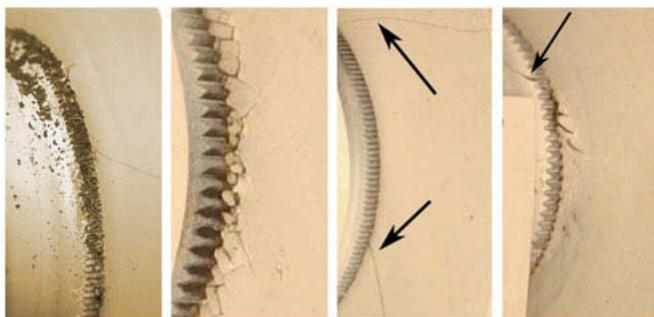


Bild 7: Schadensfall nach statischer Belastung, links: Welle 18CrNiMo7-6, rechts: Nabe C45 ($t = 0,5$ mm, $U_{\text{geo}} = 0,33$ mm, $l_F = 6$ mm, $D_A = 60$ mm, $Q_A = 0,5$, $\phi = 15^\circ$)

3.2 Dynamische Drehmomentbelastung

Die 15 Versuchsreihen zur Untersuchung der dynamischen Tragfähigkeit wurden für die Verbindungen mit Stahlnaben bis 5×10^6 , mit Aluminiumnabe bis 1×10^7 Lastwechsel nach dem Treppenstufenverfahren gefahren. Dabei traten, abhängig von den Verbindungsparametern, unterschiedliche Schadensvarianten auf, siehe Bild 8. Bei Aluminiumnaben und fehlender Fase ($\phi = 90^\circ$) wurde, bedingt durch die geringe Vorspannung, Schwingverschleiß mit kurzfristigem Lockern der Verbindung beobachtet. Bei

den übrigen Versuchsreihen mit Aluminiumnaben und geeigneter Fase traten jeweils Nabenbrüche auf. In der Kombination mit einer Stahlnabe C45 ($R_m = 649 \text{ MPa}$) kam es bei der Stahlwelle 18CrNiMo7-6 (700 +50HV) zum Torsionsdauerbruch, ausgehend von der scharfkantigen Rändelfußkerbe an der Nabekante ($t = 1 \text{ mm}$, $l_F = 6 \text{ mm}$, $\phi = 15^\circ$, $U = 0,5$), siehe **Bild 9**. Untersuchungen zu einer Modifizierung der Rändelfußkerbe laufen aktuell. Im untersuchten Bereich der Fügelänge $l_F = 0,1 \cdot D_F$ bis $0,5 \cdot D_F$ konnte mit steigender Verbindungslänge eine Tragfähigkeitssteigerung erreicht werden. Dies korrespondiert auch mit den Erfahrungen bei Zahnwellen, bei denen aber oberhalb des Faktors 0,6 keine weitere Steigerung mehr zu beobachten ist. Dieses Verhalten ist auch bei den Rändelpressverbindung zu erwarten.



Schwingverschleiß
der Nabe
(Nabenwerkstoff:
EN AW-5083,
 $t = 0,5 \text{ mm}$,

Zahnaustrübe
an der Nabe
(Nabenwerkstoff:
EN AW-5083,
 $t = 1 \text{ mm}$,

Anrisse an der
Nabe
(Nabenwerkstoff:
EN AW-5083,
 $t = 0,5 \text{ mm}$,

Anrisse an der
Welle
(Nabenwerkstoff:
C45,
 $t = 1 \text{ mm}$,

Bild 8: Schäden bei dynamischer Torsionsbelastung mit dem Spannungsverhältnis $R = 0,2$,
Wellenwerkstoff jeweils 18 CrNiMo7-6 (700 +50 HV)

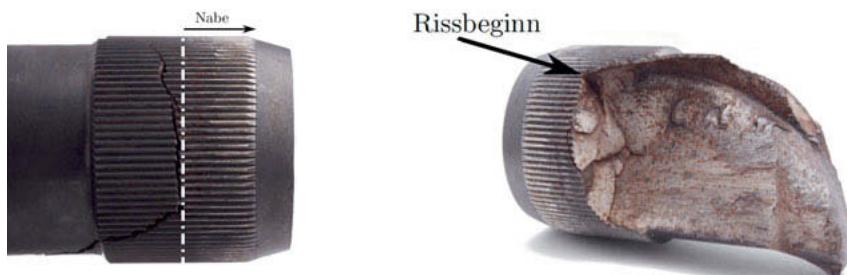


Bild 9: Dauerbruch einer Welle (18CrNiMo7-6), Nabe (C45) bei $M_t = 1050 \pm 700 \text{ Nm}$

4. Festigkeitsberechnung

In einem ersten Schritt wird das maximal übertragbare statische Drehmoment berechnet. Aufgrund des hohen formschlüssig übertragenen Drehmomentanteils, sind hierzu auch formschlusstypische Kenngrößen wie die Zähnezahl z und die tragende Höhe h notwendig:

Tragende Höhe (Näherung)
$$h = \frac{U_{geo}}{2} \quad (4.1)$$

Umfangskraft
$$F_U = \frac{M_t}{\left(\frac{D_{Ia}}{2} - \frac{h}{2}\right) \cdot z} \quad (4.2)$$

Für den Kopfkreisdurchmesser der Welle D_{Ia} kann in erster Näherung der Fügedurchmesser D_F genutzt werden. α ist der Profilöffnungswinkel nach DIN 82 [1].

Schubspannung im Zahnhfuß
$$\tau_{s,nenn} = \frac{F_U \cdot z}{\pi \cdot D_{Ia} \cdot l_F} \quad (4.3)$$

Radialkomponente von F_U
$$F_{rad,M_t} = \tan\left(\frac{\alpha}{2} - \tan(\mu)\right) \cdot F_U \quad (4.4)$$

Flankenpressung durch Torsion
$$p_{M_t} = \frac{F_{rad,M_t} \cdot z}{\pi \cdot D_{Ia} \cdot l_F} \quad (4.5)$$

Umfangsspannung
$$\sigma_{\varphi,nenn} = \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} \cdot p_{M_t} \quad (4.6)$$

Biegemoment im Zahnhfuß
$$M_b = F_U \cdot \frac{h}{2} \quad (4.7)$$

Biegewiderstandsmoment
$$W_b = \left(\frac{\pi \cdot D_{Ia}}{z}\right)^2 \cdot \frac{l_F}{6} \quad (4.8)$$

Biegespannung im Zahnhfuß
$$\sigma_{b,nenn} = \frac{M_b}{W_b} \quad (4.9)$$

Flächenträgheitsmoment der Nabe
$$I_t = \frac{\pi \cdot D_A^4}{32} \quad (4.10)$$

Das Flächenträgheitsmoment hängt vom Kraftfluss innerhalb der Nabe und damit von der Gestaltung der Nabe ab. Eine genaue Bestimmung ist nur mit numerischen Mitteln möglich.

$$\text{Torsionsspannung i. Fugenradius} \quad \tau_{t,nenn} = \frac{M_t \cdot r_F}{I_t} \quad (4.11)$$

Um die örtlichen Belastungen am Zahndfuß der Nabe bestimmen zu können, müssen die zuvor bestimmten Nennbelastungen mit folgenden Formzahlen in örtliche Spannungen umgerechnet werden.

- Formzahl bei Querkraft: $K_{t,s} = 1$
- Formzahl bei Umfangsspannung: $K_{t,\varphi} = 1,5$
- Formzahl bei Biegung eines Zahns: $K_{t,b} = 2,5$
- Formzahl bei Torsion: $K_{t,t} = 1$

Durch den Umformvorgang bei Verbindungen mit Fase ($\phi = 5^\circ$ bis 30°) ergeben sich im Kerbgrund der Nabenzahnlücke Druckspannungen in Umfangs- und radialer Richtung in Höhe der Zugfestigkeit

$$\sigma_\varphi^* = \sigma_b^* = -R_m \quad (4.12)$$

Damit ergeben sich folgende örtliche Spannungen:

$$\text{Umfangsspannung} \quad \sigma_\varphi = K_{t,\varphi} \cdot \sigma_{\varphi,nenn} + \sigma_\varphi^* \quad (4.13)$$

$$\text{Radialspannung} \quad \sigma_r = K_{t,b} \cdot \sigma_{b,nenn} + \sigma_b^* \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \text{Schubspannungen} \quad \tau_t &= K_{t,t} \cdot \tau_{t,nenn} \\ \tau_s &= K_{t,s} \cdot \tau_{s,nenn} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Mit diesen kann die Vergleichsspannung am Zahndfuß der Nabe berechnet werden:

$$\sigma_{v,GEH} = \sqrt{(\sigma_\varphi)^2 + (\sigma_r)^2 - \sigma_\varphi \cdot \sigma_r + 3(\tau_t + \tau_s)^2} \quad (4.16)$$

In Bild 10 ist die Sicherheit der mit Gleichung 4.16 gegen die Nabenzugfestigkeit berechneten Verbindungen im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten dargestellt. Besonders die Versuche mit $l_F = 0,2 \cdot D_F = 6 \text{ mm}$ werden mit einer einzigen Ausnahme sehr treffsicher abgebildet. Bei den extrem kurzen Verbindungen mit $l_F = 3 \text{ mm}$ machen sich Kanteneffekte im Versuch häufiger bemerkbar.

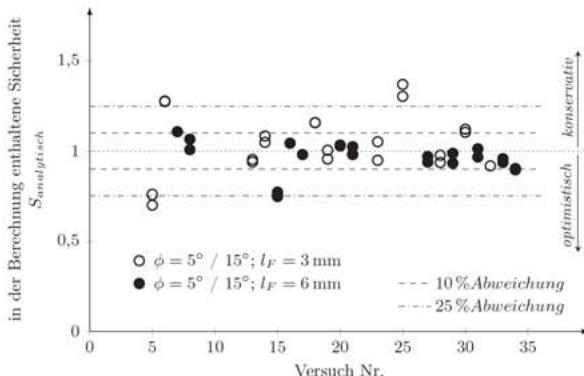


Bild 10: Sicherheit des berechneten maximal übertragbaren statischen Drehmoments gegen die Zugfestigkeit der Nabe

Die Versuche zur dauerfest übertragbaren Torsionsbelastung ergaben für die Kombination Welle 18CrNiMo7-6 ($R_m = 1480$ MPa) und Nabe C45 üblicherweise Wellenbrüche, siehe Bild 9. Die zulässigen Nennspannungen (bezogen auf D_F) ergaben sich zu 200 ± 135 MPa für $R = 0,2$ und ± 250 MPa für $R = -1$. Gemäß FKM-Richtlinie [6] konnte daraus in [2] für die randschichtverfestigten Wellen eine „Kerbwirkungszahl randschichtverfestigt“ ($K_V = 1$) bei Torsion von $K_{f,t} = 1,5$ ermittelt werden. Damit kann gegen die Werkstoffwechselfestigkeit nach Gleichung 4.17 aus [6] eine vereinfachte dynamische Auslegung erfolgen.

$$\begin{aligned} \tau_{W,s} &= f_{W,\tau} \cdot f_{W,\sigma} \cdot R_m \\ &= 0,4 \cdot 0,577 \cdot 1480 \text{ MPa} = 334,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.17)$$

- [1] Norm DIN 82:1973-01. Rändel
- [2] Mänz, T.: Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle. TU Clausthal, Diss., 2017
- [3] Bader, M.: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, TU Graz, Diss., 2009
- [4] Lätzer, M.: Untersuchungen zum Füge- und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelpressverbindungen. TU Chemnitz, Diss., 2015
- [5] Norm DIN 7190-1:2017-02. Pressverbände: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln
- [6] FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffe. 6. Auflage. Frankfurt/M., 2012

Innenverzahnter Rändelpressverband als Weiterentwicklung des konventionellen Rändelpressverbands

Inner Knurled Interference Fit as a further development of the conventional Knurled Interference Fit

M.Sc. **L. Suchý**, Prof. Dr.-Ing. **E. Leidich**, Prof. Dr. sc. ETH A. **Hasse**,

Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz;

Dr.-Ing. **T. Gerstmann**, Prof. Dr.-Ing. habil. Dipl.-Math. **B. Awiszus**,

Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse,

Professur Virtuelle Fertigungstechnik, Technische Universität Chemnitz

Kurzfassung

Zur Übertragung von wechselnden Kräften und Momenten werden im Antriebsstrang häufig Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) eingesetzt. Hierfür werden sowohl reibschlüssige WNV wie der Pressverband als auch formschlüssige WNV wie beispielsweise Passfeder-, Polygon- sowie Zahnwellenverbindungen genutzt. Um die Vorteile von reib- und formschlüssigen WNV miteinander zu kombinieren, wurde der Rändelpressverband (RPV) abgeleitet. Eine Erweiterung dieser Verbindung stellt der neuartige innenverzahnte RPV dar, bei dem sich die Rändelung in der Innenbohrung der Nabe befindet. Im Beitrag werden die numerischen und experimentellen Untersuchungen zum Montage- und Übertragungsverhalten von innenverzahnten Rändelpressverbänden sowie die daraus abgeleiteten analytischen Berechnungsvorschriften präsentiert.

1. Einleitung

Der globalisierungsbedingt zunehmende Wettbewerb erfordert immer dringlicher innovative Lösungen hinsichtlich Leichtbau und Kostensenkung. Davon besonders betroffen ist die mobile Antriebstechnik, in welcher Welle-Nabe-Verbindungen funktional eine hohe Bedeutung zukommt. Üblicherweise werden diese WNV form- oder reibschlüssig konzipiert. Zunehmend finden auch Mischformen in Form der Rändelpressverbindung Anwendung, da diese eine hohe Funktionsintegration und damit niedrige Relativkosten aufweisen.

Bei den bisher untersuchten Rändelpressverbindungen erzeugt während des axialen Fügevorgangs die außengerändelte höherfeste Welle ein Gegenprofil in der Bohrung der weicheren

Nabe. Zur statischen und dynamischen Übertragbarkeit der Verbindung mit genormtem Rändelprofil nach DIN 82 [1] wurden bereits mehrere Forschungsarbeiten durchgeführt [2, 3, 4, 5, 6]. In Abhängigkeit der gewählten Materialkombinationen sowie der Geometrieparameter sind bei der Dimensionierung gezielte Eigenschaften der Verbindung einstellbar. Insbesondere durch die Gestaltung des Wellenfasenwinkels φ_w kann zwischen einem schneidend und einem formend gefügten Rändelpressverband unterschieden werden [3]. Basierend auf experimentellen Ergebnissen wurden in [2, 3, 4] diverse analytische Berechnungsverfahren entwickelt, die die statische axiale und tangentiale aber auch die dynamische Übertragbarkeit für verschiedene Materialkombinationen abschätzen.

Die bisher durchgeführten Forschungsarbeiten beziehen sich ausnahmslos auf die außengerändelte harte Welle in Kombination mit einer weicheren Nabe. Eine innovative Parametererweiterung besteht in der Umkehrung der Verbindungsverhältnisse durch die Erzeugung des Gegenprofils auf einer gegenüber der Nabe weicheren Welle (Bild 1). Damit können auch gehärtete Nabens (beispielsweise Ritzel) mittels einer Rändelpressverbindung gefügt werden. Ein weiterer wesentlicher Vorteil besteht im günstigeren Spannungszustand im weicheren bzw. niedrigfesteren Fügepartner (Welle) nach dem Fügen. Im Gegensatz zu den beim konventionellen Rändelpressverband verfahrensbedingt entstehenden tangentialen Zugeigenspannungen in der Nabe bilden sich durch die harte Innenverzahnung ausschließlich Druckeigenspannungen in der Welle aus. Hierdurch wird der funktional erforderliche Festigkeitsunterschied der Verbindung positiv ausgeglichen. In Verbindung mit der Kaltverfestigung des Materials wird zusätzlich eine erhöhte Leistungsdichte erreicht.

Die Anwendung einer innenverzahnten Pressverbindung ist bereits bei Nockenwellen [7] oder beim Kegelrad im Hinterachsgetriebe [8] bekannt, wo die hohe Wirtschaftlichkeit der Verbindung betont wird [8]. Ein Einsatz in Kfz-Getrieben erscheint gerade aufgrund des begrenzten Bauraums denkbar.

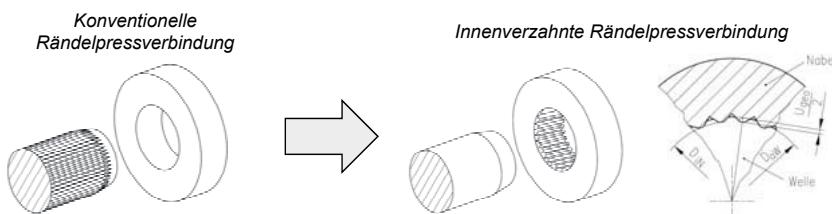


Bild 1: Umkehrung der Rändelung von der Welle auf die Nabe

Aufgrund des hohen Potentials der Verbindung und den gleichzeitig bestehenden Wissenslücken bei der Gestaltung derartiger Verbindungen wurde im Rahmen eines DFG-Forschungsvorhabens am Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT) und an der Professur Virtuelle Fertigungstechnik die Rändelpressverbindung mit innenverzahnter Nabe hinsichtlich der statischen und dynamischen Übertragbarkeit untersucht. In experimentellen sowie numerischen Analysen wurden erstmalig wichtige Erkenntnisse zur innengerändelten Pressverbindung gewonnen und in analytische Berechnungsvorschriften überführt.

2. Experimentelle Untersuchungen

Die Füge- und Torsionsversuche dienten zur Ermittlung der Übertragungscharakteristik in Abhängigkeit der maßgebenden Parameter und für die Überführung der Ergebnisse in eine analytische Berechnungsmethodik. Ein wichtiges Unterscheidungskriterium dafür ist das jeweilige Versagenskriterium.

Mit den initialen Ein- und Auspressversuchen wurden zunächst die Fügeeigenschaften sowie die übertragbaren Axialkräfte ermittelt. Die anschließenden Torsionsuntersuchungen zielten auf die statische und dynamische Übertragbarkeit der innenverzahnten Rändelpressverbindung ab. Alle Versuche wurden im ungeölteten Zustand und bei Raumtemperatur durchgeführt.

Probengeometrie

Im Gegensatz zur Außenrändelung ist die konventionelle Rändelfertigung mit Rändelrädern nach DIN 403 [9] hinsichtlich der zuverlässigen Zahnausformung sowie der Fertigung von hohen Losgrößen nicht geeignet. Aus diesem Grund wurde die Innenrändelung durch rekursives Axialformen in den Nabenwerkstoff 16MnCr5 eingebbracht, anschließend wurde die Nabe einsatzgehärtet. Die Parameter der Rändelung wurden zwecks Vergleichbarkeit analog zu den früheren Untersuchungen [3, 5, 6] mit Außenrändel gewählt. Tabelle 1 zeigt die untersuchten Parameter. Mit dem Ziel, sowohl ein schneidendes (spanabhebendes) als auch ein rein formendes Fügeverfahren zu analysieren, wurde der Nabefasenwinkel φ_N variiert. Zusätzlich wurde der Einfluss des Wellenübermaßes $U_{geo} = \frac{D_{aW} - D_{IN}}{2}$ untersucht. Die Welle wurde aus C45+E gefertigt.

Tabelle 1: Versuchsparameter

Parameter	Zeichen	Wert	Gefügte Verbindung
Wellendurchmesser	$D_F = D_{iN}$	45 mm	
Nabendurchmesserverhältnis	Q_A	0,50	
Nabenfasenwinkel	φ_N	$5^\circ, 15^\circ, 45^\circ, 90^\circ$	
Profilöffnungswinkel	α	105°	
Teilung	t	1 mm	
Geometrisches Übermaß	U_{geo}	$1/7*t; 1/3*t; 1/2*t; 2/3*t$	
Bezogenes Nabellängenverhältnis	l_F/D_F	0,11	
Härteverhältnis	-	7:2	
Nabendränelhöhe	h_R	0,27 mm	

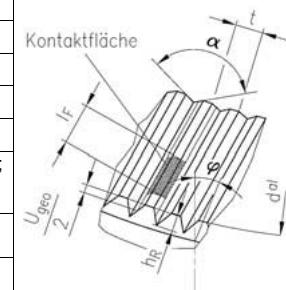


Bild 1 zeigt die Geometrieparameter der Probekörper. Die Innenverzahnung ist im Vergleich zu der genormten Dreieckkontur [1] als Trapez ausgeformt. Diese Form ergibt sich aus der Limitierung des Erodierdrahtdurchmessers bei der Fertigung des Formwerkzeugs für das rekursive Axialformen. Dabei entspricht der Zahngrund des Umformdornes dem Zahnkopf des Werkstücks, wodurch nur eine flache Zahnkopfausformung erreicht werden kann. Die Auswahl dieses Verfahrens ist begründet durch das kerbmildende Eindringen der Trapezform in die gefügte Welle im Vergleich zu spitzen Zähnen. Dadurch wurde eine erste gezielte Geometrieeoptimierung bei der Umkehrung der konventionellen außenverzahnten Rändelverbindung durchgeführt.

Versuchsaufbau

Die Ein- und Auspressversuche erfolgten an einer hydraulischen Presse mithilfe einer Fügevorrichtung. Zusätzlich wurden an den Proben Führungsflächen vorgesehen, die eine koaxiale Lage der Welle und Nabe nach dem Fügen gewährleisten. Die maximal benötigte Kraft zum Fügen bei definierter Fugenlänge l_F wird als Fügekraft F_F bezeichnet. Nach dem Auslagern von 24 Stunden wurden die Probekörper demontiert, wobei die Lösekraft F_L aufgezeichnet wurde.

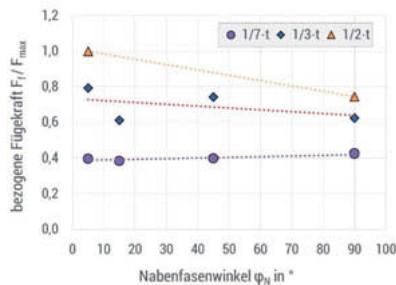
Zur Drehmomentermittlung wurden die gefügten Verbindungen einseitig im hydraulischen Drehzylinder eingespannt und drehmomentgesteuert verdreht. Das Drehmoment-Winkel-Signal typisiert dabei die geprüfte Rändelpressverbindung. Im Vorgängervorhaben [3] wurden zwei charakteristische Bereiche detektiert. Der linear-elastische Bereich definiert die Anwendungsgrenzen der Verbindung ohne makroskopische Plastifizierungen. Die obere Grenze dieses Bereiches markiert das Auslegungskriterium (vgl. auch [10]). Das maximal erreichte Drehmoment wird als Versagenskriterium bezeichnet.

3. Experimentelle Ergebnisse des Montage- und Übertragungsverhaltens

In Abhängigkeit der untersuchten Parameter sind in Bild 2 die Maximalfügekräfte über den Nabefasenwinkel φ_N aufgetragen. Jeder Punkt im Schaubild entspricht dabei einem Mittelwert von drei Versuchen.

Bei der Analyse der Fügekräfte sind ähnliche Tendenzen wie beim konventionellen Rändelpressverband und beim Querpressverband zu erkennen. Mit steigendem Übermaß erhöhen sich auch die Fügekräfte F_F (Bild 2a). Ebenso steigt die erforderliche Fügekraft beim formenden Fügeverfahren ($\varphi_N = 5^\circ$) aufgrund der erhöhten Radialkräfte. So ist bei einem Übermaß von $U_{geo} = \frac{1}{2} \cdot t$, welches etwa der Nabenrändelhöhe entspricht, eine um 22% höhere Fügekraft notwendig als bei $U_{geo} = \frac{1}{3} \cdot t$. Die beschriebene Abhängigkeit der Fügekraft ist allerdings erst bei höheren Übermaßen ($U_{geo} > \frac{1}{7} \cdot t$) detektierbar, was aber auch praxisrelevant ist.

a)



b)

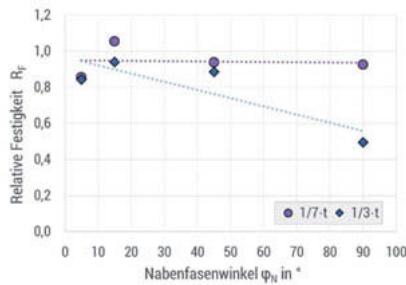


Bild 2: Fügeversuche: a) Fügekraft und b) Relative Festigkeit bei verschiedenen Übermaßen U_{geo}

Die Erhöhung der resultierenden radialen Vorspannung wird aus Bild 2b ersichtlich. Die gewählte Darstellung als relative Festigkeit (Gl.(1)) nach [3] zeigt für schneidend gefügte Verbindungen ($\varphi_N = 90^\circ$) eine niedrigere übertragbare Axialkraft als bei formend hergestellten Verbindungen.

$$R_F = \frac{F_L}{F_F} \quad (1)$$

Zur Bewertung der statischen Drehmomentübertragbarkeit wurde das maximal erreichte Drehmoment ausgewertet. Im Bild 3a sind die Mittelwerte der Maximalmomente aufgetragen.

a)

b)

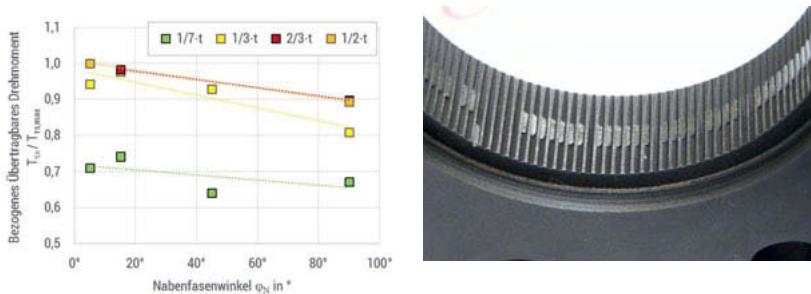


Bild 3: Maximal übertragbares statisches Drehmoment, a) in Abhängigkeit des Übermaßes U_{geo} und des Nabentaschenwinkels φ_N , b) abgescherzte Zähne des Wellengegenprofils, eingelagert in der Innenrändelung der Nabe

Ab einem Übermaß von $U_{geo} = \frac{1}{2} \cdot t$ ist eine Sättigung des übertragbaren Drehmomentes zu beobachten. Eine Erhöhung des Übermaßes über diesen Wert hinaus ist demnach nicht zweckmäßig und würde zudem die Nabe unnötig hoch beanspruchen.

Entsprechend der vorgestellten Literatur [3], [4] ist ein Anstieg der torsionalen Übertragbarkeit in Abhängigkeit vom Nabentaschenwinkel φ_N erkennbar. Dieser Effekt kann wie in [3] auf die Kaltverfestigung der Welle aus C45+E beim Fügevorgang und auf die damit einhergehende Erhöhung der Beanspruchbarkeit der Welle zurückgeführt werden [11]. Abschließend ist festzustellen, dass unter den vorgestellten Bedingungen eine statische Drehmomentübertragbarkeit von bis zu 1.050 Nm pro mm tragender Länge l_F erreicht wird.

Die dynamischen Versuche erfolgten unter rein wechselnder Beanspruchung ($R = -1$) mit dem formenden Nabentaschenwinkel $\varphi_N = 15^\circ$ und dem schneidendem Fasenwinkel $\varphi_N = 90^\circ$ bei einem Übermaß von $U_{geo} = \frac{1}{2} \cdot t$. Die Prüffrequenz betrug 15 Hz. Die Auswertung der Dauerfestigkeit erfolgte im Treppenstufenverfahren nach Hück [12]. Auf Basis der DIN 743 [13] kann die Torsionswechselfestigkeit τ_{twk} für den ungekerbten Wellenabschnitt nach Gl. (2) mit den im Zugversuch ermittelten Werkstoffkennwerten berechnet werden.

$$\tau_{twk} = 0,3 \cdot \sigma_B \quad (2)$$

Analog zu [14] kann nun unter Einbezug der experimentell ermittelten Verbindungsdauffestigkeit die Kerbwirkungsfaktor β_t berechnet werden (siehe Tabelle 2). Dieser Kennwert dient zur Festigkeitsbewertung der Rändelpressverbindung.

Tabelle 2: Ergebnisse der dynamischen Versuche,
 $U_{geo} = \frac{1}{2} \cdot t$, $l_F = 5 \text{ mm}$, $D = 45 \text{ mm}$, $R = -1$

Nabenfasenwinkel φ_N	Gestaltfestigkeit $T_{ta,exp}$ (auf Ø45 bezogen)	Torsionswechselfestigkeit T_{twk}	Kerbwirkungszahl β_t	Dauerfestigkeitsfaktor $K_{dyn,R=-1}$
15° (formend)	104 MPa	194 MPa	1,4	0,37
90° (schneidend)	82 MPa	194 MPa	1,7	0,35

Der Dauerfestigkeitsfaktor $K_{dyn,R=-1} = \frac{T_{ta,exp}}{T_{ts}}$ beträgt bei den vorliegenden Untersuchungen unabhängig vom Nabefasenwinkel 0,35 (siehe Tabelle 2). Mithilfe dieses Faktors kann nach [3] aus dem statischen Verdrehversuch die dauerhaft ertragbare Momentamplitude T_{ta} für wechselnde Belastung abgeschätzt werden:

$$T_{ta} = T_{ts} \cdot K_{dyn,R=-1} \quad (3)$$

4. Numerische Abbildung der Verbindungsherstellung und Torsionsbelastung

Die numerische Abbildung des Fügevorgangs und der anschließenden Torsionsbelastung erfolgte mithilfe der FEM-Software *Simufact.forming*. Um das reale Werkstoffverhalten in der Simulation abbilden zu können, wurden im Vorfeld an den verwendeten Wellen- und Nabengwerkstoffen Zugversuche durchgeführt. Anhand dieser Versuche konnten sowohl die notwendigen mechanischen Kennwerte E-Modul, Streckgrenze und Zugfestigkeit sowie das plastische Verfestigungsverhalten in Form von Fließkurven bestimmt werden. Anschließend erfolgte über das Anwendungsmodul *Simufact.material* die Implementierung der ermittelten Werkstoffdaten in das Simulationsmodell. Um die fertigungsbedingte Abweichung des realen Rändelprofils vom idealisierten Profil im Simulationsmodell berücksichtigen zu können, wurden die Naben vor dem Fügen optisch vermessen. Anschließend wurde die reale Geometrie im CAD nachmodelliert und im IGES-Format über die CAD-Schnittstelle in *Simufact.forming* importiert.

Beim konventionellen Rändelpressverband mit außengerändelter Welle kommt es aufgrund der hohen Festigkeits- und Härteunterschiede zwischen Welle und Nabe während des Einpressens und der anschließenden Torsionsbelastung zu keiner plastischen Deformation der Rändelung. Daher wurde bisher in der FEM-Simulation der härtere, gerändelte Fügepartner (Welle) idealisiert als nicht-deformierbarer Starrkörper und der weichere, umzuformende Fügepartner (Nabe) als elastisch-plastisch deformierbar abgebildet [6, 10]. Beim neuartigen Rändelpressverband mit Innenrändelung kann es bei der Verwendung von dünnwandigen Naben zu einer geringen elastischen Aufweitung der Nabe während des Einpressens kommen. Um diese Aufweitung im Simulationsmodell zu berücksichtigen, wurde nun auch der härtere, gerändelte Fügepartner (Nabe) als elastisch deformierbarer Kontaktkörper definiert, während der

weichere, umzuformende Fügepartner (Welle) erneut als elastisch-plastisch deformierbar abgebildet wurde.

Beim Einpressen formen sich die Rändel der Nabe in die Welle ein und das Wellenmaterial wird sowohl radial als auch tangential umgeformt. Zusätzlich kommt es bei kleinen Fasenwinkel zu einer geringfügigen axialen Werkstoffverdrängung sowie bei Fasenwinkeln $\varphi_N > 45^\circ$ zur Spanbildung. Für die numerische Abbildung dieses komplexen Werkstoffflusses müssen zwingend 3D-Simulationsmodelle verwendet werden [6]. Die Modellierung der Rissentstehung und der daraus resultierenden Spanbildung erfolgte über einen bereits im Programm verfügbaren Algorithmus auf Basis der werkstoff- und verfestigungsabhängigen Schubfließgrenze (kritische verfestigte Schubspannung τ_S). Durch diesen Ansatz entfällt die aufwändige Ermittlung und rechenzeitintensive Implementierung von spezifischen belastungsabhängigen Schädigungskennwerten.

Um die Ausformung der Zähne hinreichend genau abbilden zu können, wurde die direkte Fügezone mit einem sehr feinen Netz (Hex-Element Typ 7, Elementkantenlänge ca. $1/5 \cdot h_R$) modelliert. Die daraus resultierende hohe Elementanzahl führt selbst bei Verwendung modernster Rechentechnik (parallelisierte DDM-Mehrkernsimulationen auf Intel® Core™ i7-4770 Prozessoren) zu extremen Rechenzeiten von mehreren Wochen. Zur Verkürzung der Rechenzeit wurde der Fügevorgang dreidimensional unter Ausnutzung der Teilsymmetrie (Nabensegment mit 5 Rändeln und dazugehöriges Wellensegment, siehe auch blau markierter Bereich in Bild 4) abgebildet. Weiterhin konnte die Rechendauer durch die Implementierung von lokalen Netzverfeinerungsboxen zusätzlich deutlich reduziert werden (Rechenzeit 1 bis 4 Tage). Die Simulation des Fügevorgangs diente als Grundlage für die anschließende numerische Abbildung des Auspressvorgangs (Ermittlung der Lösekraft) sowie für die Simulation der Torsionsbelastung.

Für eine realistische Abbildung des Torsionsverhaltens unter Berücksichtigung der vollständigen Umformhistorie wurden die Geometrien und Ergebnisgrößen der Fügesimulation exportiert und als Anfangsbedingung in das FEM-Torsionsmodell importiert. Zur Verkürzung der Rechenzeit erfolgte die Torsionsbelastung vereinfacht als 2D-planar (Bild 5), während die tragende Länge des RPV als virtuelle Materialdicke im Modell hinterlegt wurde. Im Gegensatz zum Simulationsmodell des Fügevorgangs wurde die Nabe für die Torsionssimulation als zweiteiliger Starrkörper abgebildet. Die Auswertung des Torsionsmoments erfolgt ausschließlich für die „aktive“ Nabe, welche einen einzelnen Wellenzahn umformt. Das ermittelte Torsionsmoment wird hierbei auf 135 Zähne bzw. 360° skaliert. Die synchron zur „aktiven“ Nabe drehende „passive“ Nabe dient lediglich für die Umformung der benachbarten vollständig ausgeformten Zähne sowie der unvollständig ausgeformten Zähne am Rand des Wellensegments. Somit ist gewährleistet, dass in den benachbarten Zähnen die Spannungs- und Verformungszustände korrekt abgebildet werden [6].

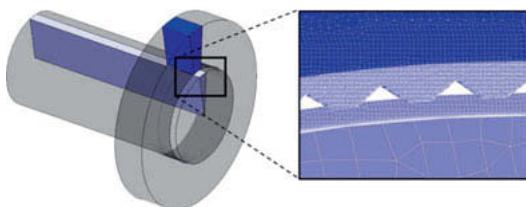


Bild 4: 3D-teilsymmetrisches Simulationsmodell des Einpressvorgangs



Bild 5: 2D-planares Simulationsmodell der Torsionsbelastung

Die Simulationen zeigen sowohl für das Fügen als auch für die anschließende Torsionsbelastung eine sehr gute Übereinstimmung mit der Realität (siehe Bild 6 und Bild 7).

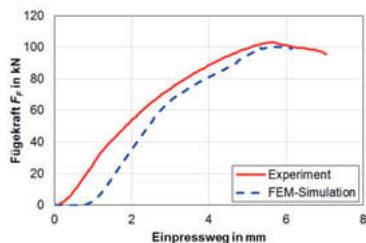


Bild 6: Experimentell und numerisch ermittelte Fügekräfte
($\varphi_N = 5^\circ$, $U_{geo} = \frac{1}{3} \cdot t$)

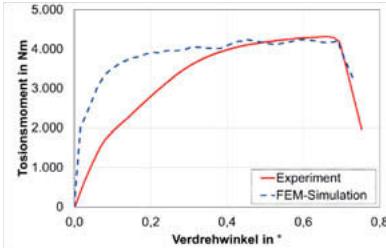


Bild 7: Experimentell und numerisch ermittelte Torsionsmomente
($\varphi_N = 90^\circ$, $U_{geo} = \frac{1}{3} \cdot t$)

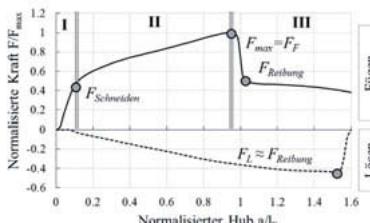
In Bild 7 ist zu erkennen, dass das numerisch und experimentell ermittelte *maximale* Torsionsmoment sehr gut übereinstimmen. Die Unterschiede im Verlauf der Momentkennlinie resultieren aus der vereinfachten Abbildung des Torsionsversuchs in der FEM-Simulation, da die im Realversuch auftretende geringfügige Torsion der Welle im Simulationsmodell nicht berücksichtigt wird.

5. Entwicklung analytischer Berechnungsvorschriften

Aufgrund der veränderten Zahnform und der Material- sowie Fügekonstellation konnten für den innengerändelten RPV mit den vorhandenen analytischen Ansätzen nach [3] keine zufriedenstellenden Annäherungen erreicht werden. Die „stumpfere“ trapezförmige Ausformung der Nabenaufnahme führt selbst bei bisher als rein schneidend bekannten Fasenwinkeln ($\varphi_N = 90^\circ$) zu begleitenden formenden Anteilen im Wellenwerkstoff. Dies ist im Verlauf der Fügekraft zu erkennen (Bild 8). Im Bereich I wird die Schnittkraft aufgebaut. Der Anstieg im Be-

reich II ist begründet durch die Erhöhung der Reibkraft in Folge der zunehmenden Kontaktfläche. Die Gefügeuntersuchungen sowie Simulationsergebnisse bestätigen diese Erkenntnisse. Die Ursache hierfür ist die im Vergleich zu einer konventionellen Werkzeugschneide suboptimale Schneidegeometrie, die sich allerdings zwangsmäßig bei Geometrien der Welle-Nabe-Verbindungen ergibt. Aus diesem Grund wird in der Berechnung der Fügekraft selbst bei schneidendem Nabenspannungsangriffswinkel $\varphi_N \geq 45^\circ$ anteilig die Werkstoffverfestigung berücksichtigt.

Größe	Formelzeichen	Wert
Zähnezahl	z	135
Spezifische Schnittkraft	$k_{c1.1}$	1.573 N/mm ²
Spanungsdickenfaktor	f_h	$\frac{1}{z \cdot (A_{Span})^{0.19}}$
Spanwinkelfaktor	f_y	1,06
Neigungswinkelfaktor	f_λ	1,06
Geschwindigkeitsfaktor	f_{sv}	1,96
Formfaktor	f_f	1,05
Stumpfungsfaktor	f_{st}	1



Bereich I: Reines Schneiden

Bereich II: Schneiden + Reibung (steigende Fügefläche)

Bereich III: Reine Reibung

Bild 8: Faktoren zur Berechnung der Schnittkraft [15],
Aufteilung der Fügekraft für $\varphi_N = 90^\circ$, $U_{geo} = \frac{1}{3} \cdot t$

Die Gesamtfügekraft ergibt sich in diesem kombinierten Fall entsprechend Gl. (4) aus der Summe der Umformfügekraft F_{Formen} und der Schnittkraft $F_{Schneiden}$. Die Schnittkraft wird entsprechend des Modells nach VICTOR und KIENZLE (Gl. (6)) analog zu [4] berechnet [15].

$$F_F = \begin{cases} F_{Formen} & \text{für } \varphi < 45^\circ \\ F_{Formen} + F_{Schneiden} & \text{für } \varphi \geq 45^\circ \end{cases} \quad (4)$$

$$F_{Formen} = A_{Kontakt} \cdot \mu \cdot p(\varepsilon_{RPV}^{pl}) \quad \text{mit } p(\varepsilon_{RPV}^{pl}) = R_M \quad (5)$$

$$F_{Schneiden} = z \cdot A_{Span} \cdot k_{c1.1} \cdot f_h \cdot f_y \cdot f_\lambda \cdot f_{sv} \cdot f_f \cdot f_{st} \quad \text{mit } A_{Span} = A_0 - A_1 \quad (6)$$

In Analogie zur Berechnung des mittleren Umformgrades bei einem Stauchversuch werden die in Bild 9 dargestellten Flächen der Rändelpressverbindung unter Vernachlässigung der Nabenvorformung und der Umformgradverteilung im Wellenzahn für die Berechnung nach Gl. (8) verwendet.

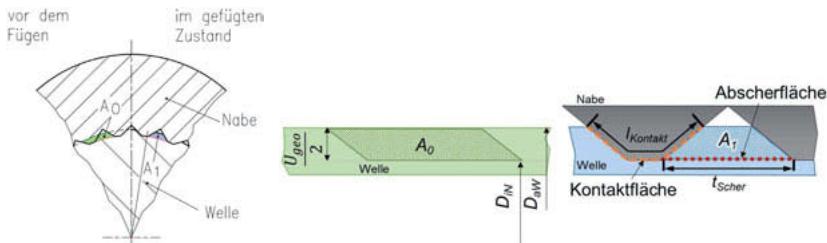


Bild 9: Flächen für die Berechnung des Umformgrades ε_{RPV}^{pl}

Aus diesem Zusammenhang kann bei kombinierten Fügemechanismen die axial übertragbare Kraft bzw. die Lösekraft mit Gl. (7) abgeschätzt werden. Die Lösekraft formend gefügter Verbindungen beträgt mindestens 80 % der Fügekraft.

$$F_{Axial} \approx F_{F,max} - F_{Schneiden} \quad (7)$$

Die Berechnung des Versagensmomentes erfolgt in Anlehnung an [3] mit dem Ansatz der kritischen verfestigten Scherspannung $\tau_s(\varepsilon_{RPV}^{pl})$ am Rändelzahngrund (vgl. Bild 9) in Gl. (8).

$$T_{\tau_s} = \frac{D_w}{2} \cdot z \cdot l_F \cdot t_{scher} \cdot \tau_s(\varepsilon_{RPV}^{pl}) \quad (8)$$

Für die analytische Berechnung des Abschermomentes nach [3] ergeben sich aufgrund der bedingten Übertragbarkeit vom konventionellen Rändelpressverband einige Anpassungen. Das den konventionellen Verbindungen zugrunde liegende Versagenskriterium mit Werkstoffverfestigung nach LUDWIK kann unter folgenden Bedingungen übernommen werden:

- Der Ansatz der Werkstoffverfestigung nach LUDWIK ist gültig nur bei Umformgraden $\varepsilon_{RPV}^{pl} \leq 1,5$.
- Das geometrische Übermaß U_{geo} muss mindestens die Nabenzähneshöhe h_R , jedoch maximal die doppelte Nabenzähneshöhe $2 \cdot h_R$ betragen.
- Die kritische verfestigte Schubspannung $\tau_s(\varepsilon_{RPV}^{pl})$ beträgt $\frac{1}{2} p(\varepsilon_{RPV}^{pl})$.
- Die Abscherfläche berechnet sich aus $A_{scher} = t_{scher} \cdot l_F$ (Bild 9).

Bild 10 zeigt abschließend einen Vergleich zwischen den gemittelten experimentellen Ergebnissen mit den analytisch und numerisch berechneten Werten der Fügekraft und des maximalen statisch übertragbaren Drehmomentes.

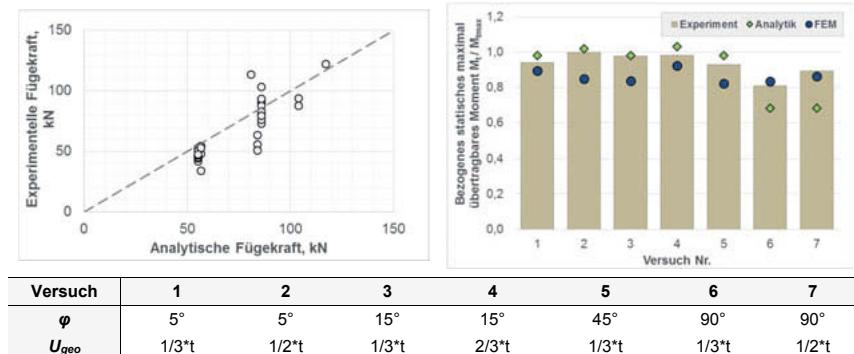


Bild 10: Vergleich der experimentellen, analytischen und numerischen Ergebnisse der Innenrändelung

Hinsichtlich der Ergebnisbewertung muss zwischen dem Drehmoment und der Fügekraft differenziert werden. Für die technologische Abschätzung der Montagebedingungen gilt eine höher berechnete Fügekraft als konservativ. Ein niedriger abgeschätztes übertragbares Drehmoment beinhaltet dagegen eine Sicherheitsreserve.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Der auf Form- und Reibschluss basierende Rändelpressverband wird aufgrund der relativ einfachen Herstellung der Verbindung, geringen Toleranzanforderungen und der Spielfreiheit zunehmend nachgefragt und auch häufiger industriell eingesetzt. Der vorherrschende Formschluss ermöglicht hierbei die Übertragung sehr hoher Drehmomente.

Vorrangiges Ziel der vorliegenden Arbeit waren Grundlagenuntersuchungen am innenverzahnten Rändelpressverband. Ergänzend zu den Experimenten fanden numerische Prozessuntersuchungen statt, um zusätzliche Stützstellen für die Ableitung der Analytik zu erhalten. Basierend auf diesen Untersuchungen wurden erste analytische Ansätze für die Berechnung der erforderlichen Fügekräfte und der übertragbaren Torsionsmomente abgeleitet. Die Gegenüberstellung der experimentell, numerisch und analytisch ermittelten Fügekräfte und Torsionsmomente zeigte eine sehr gute Übereinstimmung. Die Momentübertragbarkeit der Innenrändelung hat sich aufgrund des günstigen Spannungszustandes und der zusätzlichen Werkstoffverfestigung als eine Verbindung mit sehr hoher Leistungsdichte erwiesen. Durch die gewonnenen Erkenntnisse können Empfehlungen für die Gestaltung hinsichtlich der zu verwendenden Geometrieparameter gegeben werden.

Zur Optimierung der Mitnehmerform bestehen noch Wissenslücken. Die nach DIN 82 [1] spezifizierte Rändelform wurde nicht explizit im Kontext der effizienten Drehmomentübertragung

konzipiert. Ebenso wurde die besonders in Getrieben typische Belastungsart Umlaufbiegung noch nicht untersucht. Dies soll in weiterführenden Forschungsarbeiten erfolgen.

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung des Forschungsprojektes „Werkstoffunabhängige Dimensionierung von Rändelpressverbänden beliebiger Gestalt“.

7. Literaturverzeichnis

- [1] *DIN 82 Rändel*. Deutscher Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, 1973.
- [2] M. Bader, Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz: Dissertation, 2009.
- [3] M. Lätzer, Untersuchungen zum Füge- und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelpressverbindungen, Chemnitz: Dissertation, 2015.
- [4] T. Mänz, Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Clausthal: Dissertation, 2017.
- [5] L. Suchý, E. Leidich, T. Gerstmann und B. Awiszus, „Influence of Hub Parameters on Joining Forces and Torque Transmission Output of Plastically-Joined Shaft-Hub-Connections with a Knurled Contact Surface,“ *MDPI - Machines*, p. 16, 6 2018.
- [6] T. Gerstmann, B. Awiszus, L. Suchý und E. Leidich, „Numerische Analyse des Montage- und Übertragungsverhaltens von Rändelpressverbänden,“ *VDI-Berichte* 2287, pp. 91-103, 2016.
- [7] A. Lengwiler, „Fehlerfortpflanzung, Simulation und Optimierung von Prozessketten anhand der gebauten Nockenwelle,“ ETH Zürich, Dissertation, 2011.
- [8] H. Coban, A. D. Silva und D. Harrison, „Mill-knurling as an alternative to laser welding for automotive drivetrain assembly,“ *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Bd. 58, pp. 41-44, 2009.
- [9] *DIN 430 - Rändelräder*, Beuth Verlag GmbH, 1973.

- [10] S. Kleditzsch, M. Lätzer, B. Awiszus, M. Lätzer und E. Leidich, „Numerical and analytical investigation of steel–aluminum knurled interference fits: Joining process and load characteristics,“ *Journal of Materials Processing Technology*, Bd. 219, pp. 286-294, 2015.
- [11] L. Suchy, T. Gerstmann, B. Awiszus, E. Leidich und A. Hasse, „Influence of Joining Method on Strength Fatigue of Inner Knurled Interference Fit,“ in *NT2F18, Proc. of the 18th International Conference on New Trends in Fatigue and Fracture*, Lissabon, Portugal, 2018.
- [12] M. Hück, „Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen,“ *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, Bd. 12, 1983.
- [13] DIN 743 - Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2012.
- [14] E. Leidich, B. Brůžek und M. Winkler, „Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen,“ FKM-Abschlussbericht, Heft 305, Chemnitz, 2009.
- [15] E. Paucksch, H. S., M. Linß und T. F., Zerspanetechnik-Prozesse, Werkzeuge, Technologien. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag, 2008.

Kombinierte Verbindungen als maßgeschneiderte Applikationen für Sonderanwendungen

Einfluss alternativer Automotive-Antriebskonzepte auf Welle-Nabe-Verbindungen

DI Dr. **Michael Bader**, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, Österreich

Kurzfassung

Politische und gesellschaftliche Veränderungen begünstigen und beschleunigen die Entwicklung neuer technischer Lösungen. Die an technische Komponenten gestellten Anforderungen und auf diese wirkenden Beanspruchungen werden dadurch beeinflusst. Sehr anschaulich zeigt sich dies im Bereich der Fahrzeugtechnik. Es wird zunächst das Umfeld „alternative Fahrzeugantriebe“ mit seinen Spezifika beschrieben und Anforderungen an die Antriebskomponenten abgeleitet.

Die sich daraus ergebenden Herausforderungen und Limitierungen, im Speziellen für Welle-Nabe-Verbindungen, werden dargestellt. Die Abhängigkeit von verschiedenen Parametern wird mithilfe analytischer Berechnungen gezeigt. Des Weiteren wird die Möglichkeit der günstigen Beeinflussung durch Werkstoffwahl, geometrische Gestaltung und Herstellung anhand von Beispielen diskutiert. Es zeigt sich, dass in diesen Anwendungsfällen zwar die rechnerische Auslegung und konstruktive Gestaltung meist von der Optimierung der Tragfähigkeit dominiert ist, jedoch weitere Aspekte limitierend wirken können.

1. Einleitung

Globale Entwicklungstrends wie beispielsweise im Bereich „Klima- und Energie“ erfordern neue technische Lösungen und führen zur Optimierung bekannter sowie Entwicklung neuer Konzepte. Auf dem Gebiet der Fahrzeugtechnik gewinnt die Hybridisierung und Elektrifizierung von Fahrzeugantrieben einen immer größeren Stellenwert. Hybridantriebe weisen oftmals deutlich komplexere Strukturen auf. Deren Aufbau und Betriebsverhalten bringen Auswirkungen auf die Beanspruchung und Anforderungen aller Komponenten mit sich. Besondere Herausforderungen ergeben sich auch aus dem Trend zur Steigerung der Leistungsdichte durch Reduzierung der Bauteil- und Gesamtsystemgröße und der damit einhergehenden Erhöhung der Betriebsdrehzahl.

Zwar steht die Belastungsübertragung in der Auslegung auch hier meist im Vordergrund und wirkt oftmals limitierend. Themen wie Hochdrehzahltauglichkeit, Zentrierwirkung, bzw. maschinendynamisches Verhalten / NVH, Toleranzunempfindlichkeit oder Eignung für große Temperaturunterschiede spielen jedoch eine verstärkte Rolle. Dies kann die Gestaltung und Auslegung signifikant beeinflussen. Die Großserientauglichkeit mit den damit verbundenen Kostenzielen steht ebenfalls im Vordergrund.

Der Lösungsraum für die Realisierung einer geeigneten Verbindung als schneidend, formend, thermisch oder kombiniert gefügte Verbindung wird verknüpft mit der Vielfalt möglicher Geometrien sehr groß. Dies stellt grundsätzlich natürlich einen Vorteil dar, allerdings wird die optimale Nutzung des theoretisch vorhandenen Potentials durch die Komplexität der Anforderungen und die Vielzahl möglicher Lösungen erschwert. Auch die in vielen Bereichen fehlende oder nur gering vorhandene Erfahrungs- und Wissensbasis erhöht den Entwicklungsaufwand und das Entwicklungsriskiko. So spielen neben der analytischen Auslegung auch experimentelle Untersuchungen zur Entwicklung und Verifikation einer Verbindung eine zentrale Rolle.

2. Spezifika alternativer Fahrzeug-Antriebskonzepte und deren Auswirkungen auf die mechanischen Triebstrang-Komponenten

Der verstärkte Trend zu Hybrid- (HEV) und reinen Elektrofahrzeugen (BEV) hat aufgrund der Architekturen und Eigenschaften dieser Antriebskonzepte Auswirkungen auf die Auslegung aller Komponenten. Zwar ist der Aufbau der Antriebsstruktur bei reinen E-Fahrzeugen aus mechanischer Sicht typischerweise deutlich einfacher – der Elektromotor und meist nicht schaltbare Getriebe ersetzen die komplexen Verbrennungsmotoren sowie Schalt- oder Automatikgetriebe. Jedoch ergeben sich aus den Entwicklungsvorgaben zur Reduzierung von Bauraum und Gewicht, bzw. Erhöhung der Leistungsdichte folgende Trends, die Herausforderungen an die mechanischen Komponenten darstellen:

- Drehzahlsteigerung der E-Antriebe

Die von Verbrennungsmotoren bekannten technisch / wirtschaftlich sinnvollen Drehzahlgrenzen bestehen für Elektroantriebe nicht. Zur Erhöhung der Leistungsdichte ist es daher zielführend, die Antriebsdrehzahl zu steigern. Bei selber Leistung reduziert sich entsprechend das nötige Antriebsmoment und somit die Größe und das Gewicht des Motors. Dies betrifft neben den Elektroantrieben von HEV's und BEV's auch elektromechanische Schwungradspeicher (Flywheels), die eine Nischenanwendung als Energiespeicher von Hybridfahrzeugen darstellen. Dabei ist ein klarer Trend zur weiteren Drehzahlsteigerung zu erkennen. Bild 1 stellt dies dar.

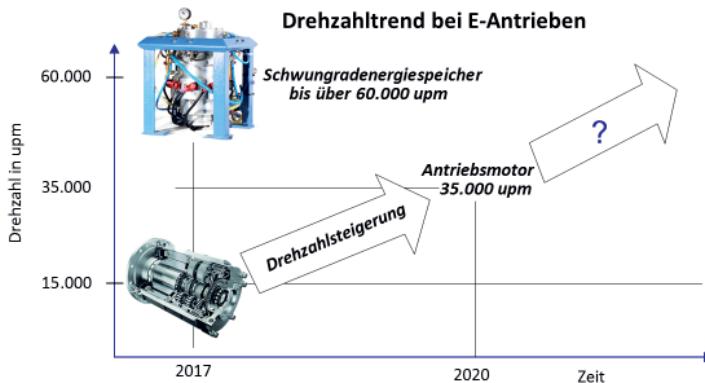


Bild 1: Trend der Entwicklung der Drehzahlen von E-Antrieben im Fahrzeugsektor

Die bereits bestehenden Herausforderungen im Bereich NVH / Maschinendynamik werden dadurch verschärft. Beim Wegfall der Verbrennungskraftmaschine verschiebt sich zusätzlich die NVH-Wahrnehmung und somit der Entwicklungsfokus auf andere Komponenten.

Auch Strömungs- (Luft und Öl) und Lagerverluste steigen mit der Drehzahl überproportional. Zur Reduzierung der Strömungsverluste werden daher beispielsweise Schwungradenergiespeicher im Vakuum betrieben, was jedoch zu erhöhten Anforderungen an die Abfuhr der Verlustwärme aus dem rotierenden System führt.

Die Aufrechterhaltung der Schmierung von Verzahnungen und Wälzlagern wird mit steigender Drehzahl zunehmend aufwändiger und kann für das Gesamtsystem limitierend wirken.

Mit steigender Antriebsdrehzahl erhöht sich entsprechend die erforderliche Getriebeübersetzung. Dies führt zu einer Erhöhung der nötigen Getriebestufen und somit zu einer Komplexitäts- und Gewichtszunahme sowie einer Wirkungsgradverschlechterung. Der Bereich technisch/wirtschaftlich zielführender Antriebsdrehzahlen wird durch die Auswirkung der Vor- und Nachteile einem Optimum entgegenstreben. Durch technische Entwicklungen verschiebt sich dieses, dessen zukünftiges Niveau kann aus jetziger Sicht nicht zuverlässig vorhergesagt werden.

Die drehzahlinduzierten (Fliehkraft-) Spannungen nehmen quadratisch mit der Drehzahl zu. Mit der Spannung einher geht eine entsprechende Dehnung, die bei Pressverbänden zur Reduzierung der übertragbaren Belastung führt. Auch bezüglich der Wuchtgüte und der Funktionserfüllung – z.B.: Beibehaltung der Bauteilposition – kann dies limitierend wirken, bzw. zusätzliche Maßnahmen erfordern. Dies wird in Kapitel 3 und 5 weiter ausgeführt. Betroffene

Bauteile sind neben den Welle-Nabe-Verbindungen auch rotierende Wälzlagerringe und Dichtungsringe. Die Berücksichtigung der drehzahlinduzierten Pressungsreduzierung und daraus abgeleitete technische Lösungen wurden bzw. werden entwickelt und umgesetzt.

- Steigerung der Systemkomplexität

Die Forderung zur Steigerung der Leistungsdichte führt zur zunehmenden Bauteil- und Funktionsintegration - von der Komponenten- bis zur Gesamtsystemebene. Neben dem elektrischen Antriebsmotor und mechanischen Komponenten werden die Leistungselektronik und die Bauteile zur elektrischen Leistungsübertragung in Getriebesystemen integriert. Das Thermomanagement berücksichtigt die Eigenschaften dieser Komponenten. Das Kühlungssystem wird als integrale Komponente betrachtet, die thermische Interdependenzen der Komponenten bewirkt sowie geschickt zu nutzen versucht.

In Bild 2 ist die simulierte Temperaturverteilung des Rotors eines elektromechanischen Schwungradenergiespeichers dargestellt. Dabei lässt sich erkennen, dass die im Rotor entstehende Verlustwärme zu Temperaturen über 200°C führen kann. Neben der thermischen Belastung als solches bewirkt der Temperaturgradient mechanische Bauteilspannungen und Veränderungen im Fugendruck von Presssitzen.

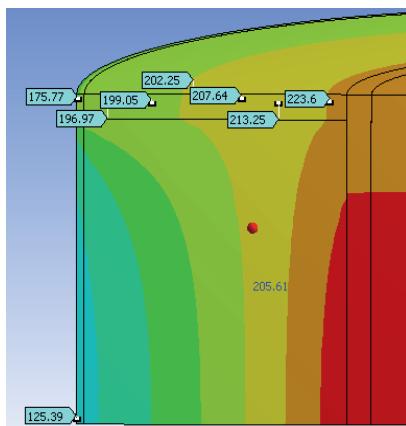


Bild 2: Temperaturverteilung im Rotor eines Flywheels

Mit steigender Komplexität erhöht sich die Anzahl der am Kraftfluss beteiligten Komponenten. Daher wirkt sich die Belastung, Verformung oder das thermische Verhalten einer Komponente auf jenes der anderen aus. Beispielsweise reduziert ein radial verschachteltes Getriebekonzept mit koaxialen, ineinander gelagerten, (Hohl-)Wellen die Systemsteifigkeit, weiters werden Rundlaufehler übertragen, bzw. pflanzen sich diese fort. Dadurch ergeben sich Auswirkungen

auf das maschinendynamische Verhalten. Auch erhöht sich die Verkippung an den einzelnen Lagerstellen, die die Funktionsfähigkeit der Lager limitieren kann.

Die Interdependenzen der Komponenten bezüglich der hier dargestellten Größen zeigen die steigenden und vielfältigeren Anforderungen an die Bauteile und lassen die Notwendigkeit der entsprechend erweiterten oder modifizierten Auslegung und Gestaltung erkennen.

3. Spezielle Anforderungen an Wellen-Nabe-Verbindungen

Für Welle-Nabe-Verbindungen, im Speziellen Pressverbände, ergeben sich aus den zuvor gezeigten Aspekten folgende, zu beachtende Themenstellungen:

- Drehzahlbedingte Veränderung des übertragbaren Moments und Plastifizierung der Nabe

Die Fliehkräftebedingte Dehnung von Welle und Nabe führt durch die stärkere Dehnung der Nabe zu einer Reduzierung des Fugendruckes. Entsprechend sinkt das übertragbare Moment. Die fliehkräfteinduzierten Spannungen überlagern sich mit jenen, die durch das Fügen der Verbindung mit Übermaß erzeugt werden. Die Verbindung kann theoretisch bis zur Abhebedrehzahl, bei der Fugendruck 0 vorliegt, genutzt werden. Die Überlagerung der bereits im Stillstand vorliegenden Spannungen mit den drehzahlabhängigen Spannungen kann jedoch zu einem überschreiten der Streckgrenze des Nabengusswerkstoffes führen. Dies kann bereits bei einer Drehzahl unterhalb der Abhebedrehzahl auftreten. Im Kapitel 4 wird dies anhand der analytisch berechneten Zusammenhänge erörtert.

- Zentrierung und Wuchtgüte

DIN ISO 1940 [1] behandelt das Wuchten starrer Körper. Darin ist die Gütestufe G in mm/s als Maß für die Beurteilung der Laufgüte eines Rotors definiert. Diese kann als Bahngeschwindigkeit des exzentrischen Massezentrums rotierender Körper, errechnet aus der Exzentrizität der Masse m des Rotors mit der Winkelgeschwindigkeit ω , aufgefasst werden. Abhängig von den Anforderungen werden von Systemen unterschiedliche Gütestufen gefordert. G0,4, G1 und G2,5 sind übliche Werte schnelldrehender Systeme. Beispielsweise lässt die Gütestufe 1 bei einer Drehzahl von 10.000 upm nur ca. 1 μm Exzentrizität zu. Dies verdeutlicht die Wichtigkeit, Relativbewegungen und Setzerscheinungen in schnell rotierenden Systemen zu vermeiden, um die Wuchtgüte des Neuzustands über die gesamte Nutzungsdauer aufrecht erhalten zu können. Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen, die meist mit Spiel gefügt werden, sind diesbezüglich Prinzip bedingt weniger geeignet. Deren in Radial- und Umfangsrichtung spielfreie Fertigung, bzw. Montage bedarf einer aufwändigen Toleranzabstimmung [2] und ist daher eher unüblich. Winkellageveränderungen der Welle zur Nabe ergeben durch entsprechende Masseverschiebungen eine Verschlechterung des Wuchtzustandes. Im besonderen Maße

gelten beide Aspekte für gebaute Strukturen wie die geblechten Rotoren von E-Maschinen, die aufgrund der enormen Anzahl an Trennfugen im Blechpaket und der Kontakt situation der einzelnen Bleche in der Fuge entsprechend hohes Potential zur Verschlechterung der Wuchtgüte aufweisen. Vorwegnehmen der Setzerscheinungen durch entsprechende Belastung vor der Inbetriebnahme kann die Situation verbessern. Bild 3 zeigt den geblechten Rotor eines Reluktanzmotors, der aus mehreren tausend Einzelblechen bestehen kann.

Eine in vielen Bereichen erfolgreich angewandte Methode, Unwuchtkräfte nahezu zu eliminieren, ist der überkritische Betrieb rotierender Systeme. Vor allem bei Elektromotoren wird dies durch nachgiebige Aufhängungen, beispielsweise mit Hilfe von Elastomerringen, erreicht. Die dadurch in einen niederen Drehzahlbereich verschobene Resonanzdrehzahl wird beim Hochfahren durchlaufen. Der Betriebsdrehzahlbereich soll entsprechend über der Resonanzdrehzahl liegen. Bild 4 zeigt die nachgiebige Lagerung des in Bild 3 dargestellten Rotors.



Bild 3: Rotor eines Reluktanzmotors

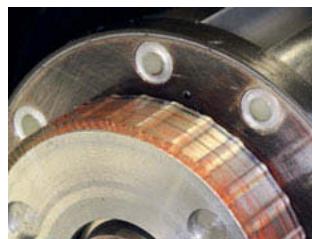


Bild 4: Profilierter Elastomerring zur niedersteifen Anbindung des Rotors

- Temperatureinfluss auf den Fugendruck

Bei homogener Temperaturverteilung ergibt sich entsprechend der Wärmedehnungskoeffizienten eine Veränderung des Fugendrucks, beispielsweise reduziert sich dieser zwischen einer Stahlwelle und einer Aluminiumnabe bei Erwärmung. Zusätzlich wird die Situation bei Vorliegen von Temperaturgradienten, wie in Bild 2 dargestellt, verändert. Sowohl die Erhöhung, als auch die Reduzierung des Fugendruckes ist aus Festigkeits- und Funktionssicht zu bewerten. Bemerkenswert ist bei Rotorpaketen, dass diese zur Belastungsübertragung aufgrund der großen Fugenfläche oftmals nur einen geringen Fugendruck benötigen, die mechanische Belastbarkeit der sehr dünnen Rotorbleche jedoch auch gar keine hohen Fugendrücke zulassen würde. Bereits der Fügevorgang kann sich kritisch gestalten, der Blechverbund kann

zerstört werden, es entsteht ein Spalt zwischen einzelnen Blechen des Pakets. Die thermische Fugendruckveränderung wird in Kapitel 4 analytisch betrachtet.

Grundsätzlich gilt es bei diesen besonderen Herausforderungen, die positiven Eigenschaften von Pressverbänden und formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen miteinander zu vereinen. Dies sind bei Pressverbänden die gute Zentrierwirkung sowie der lokal begrenzten Relativbewegung zwischen Welle und Nabe. Bei formschlüssigen Verbindungen ist das bezüglich Drehmomentübertragung unkritisch Verhalten bei drehzahlinduzierter und thermisch bedingter Aufweitung zu nennen.

4. Analytische Berechnung des Fugendrucks unter Drehzahl- und Temperatureinfluss

Folgend werden die beiden in den hier betrachteten Anwendungsfällen wichtigen Aspekte - der Drehzahl- und Temperatureinfluss auf den Fugendruck von Pressverbänden - dargestellt.

- Rotierende Pressverbände

Bei rotierenden Pressverbänden erzeugt die Zentrifugalkraft eine Dehnung von Welle und Nabe. Die Dehnung der Nabe an der Fuge ist im Allgemeinen größer als jene der Welle. Mit steigender Drehzahl reduziert sich somit der Fugendruck. Das Verhalten rotierender Pressverbände ist in DIN 7190-1 [3] beschrieben. Die analytischen Berechnungen der Fugendruckreduktion, Abhebedrehzahl und Überprüfung der ausschließlich elastischen Belastung bei Drehzahlen bis zur Abhebedrehzahl sind dabei angegeben. Jedoch mit der Einschränkung der Gültigkeit nur für Vollwellen sowie Werkstoffe für Welle und Nabe mit selbem E-Modul sowie selber Querkontraktionszahl und Dichte. Der allgemeinere Fall, der auch die analytische Berechnung von Hohlwellen und verschiedenartigen Werkstoffkombinationen beinhaltet, ist in [4] beschrieben. Dort wird der rein elastisch beanspruchte Pressverband behandelt. Auf Autoren, die sich mit der Themenstellung beschäftigten sowie auf die Quelle der angegebenen analytischen Berechnungsformeln wird hingewiesen. In [5] sind die in [4] angeführten Zusammenhänge ebenfalls dargestellt.

Die Abhebe-Winkelgeschwindigkeit ϖ_{ab} kann mit Gleichung (1) nach [5] in Abhängigkeit folgender Faktoren bestimmt werden:

$D_{aa} \dots$ Nabenaußendurchmesser in mm

$E_l, E_a \dots$ Elastizitätsmodul der (Hohl-)Welle, bzw. Nabe in N/mm²

$Q_l, Q_a \dots$ Durchmesserverhältnisse von (Hohl-)Welle, bzw. Nabe

$v_l, v_a \dots$ Querkontraktionszahl von Innenteil (Welle /Hohlwelle), bzw. Außenteil (Nabe)

$\rho_l, \rho_a \dots$ spezifische Dichte des Innenteils und Außenteils in kg/m³

φ ... bezogenes Übermaß (Haftmaß)

$$\omega_{ab} = \frac{4}{D_{aa}} \cdot \sqrt{\frac{E_A \cdot \xi}{K \cdot \rho_A}} \quad (1)$$

Es lässt sich erkennen, dass der Nabennaußendurchmesser D_{aa} als einzige Größe indirekt proportional Einfluss auf die Abhebedrehzahl nimmt. Alle anderen Größen wirken sich entsprechend der Wurzelfunktion geringer aus.

Einige typische Werkstoffe weisen ähnliche E/ρ – Verhältnisse auf. Beispielsweise Stahl, Aluminium-Knetlegierungen und Titan. Bei ansonsten unveränderten geometrischen Verhältnissen haben somit Werkstoffe dieser Gruppen keinen wesentlichen Einfluss auf die Abhebedrehzahl. Bei Gusseisen sinkt mit fallender Festigkeit das E/ρ -Verhältnis. Dieses ist bei Messinglegierungen ebenfalls sehr gering – siehe Bild 5.

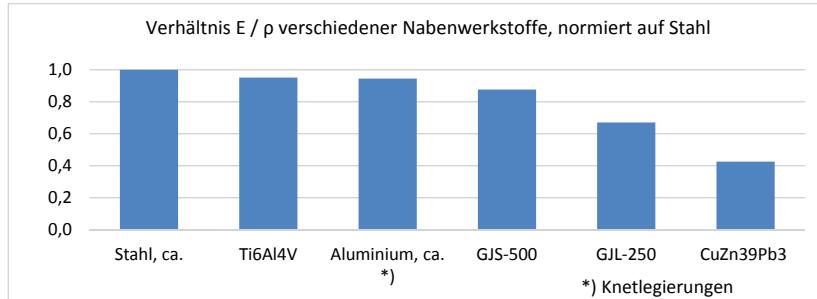


Bild 5: Verhältnis E-Modul zu Dichte unterschiedlicher Werkstoffe, bezogen auf Stahl.

Der Faktor K ist eine von den Werkstoffeigenschaften und den Durchmesserverhältnissen abhängige, dimensionslose Größe und lässt sich mit Gleichung (2) nach [5] berechnen.

$$K = 3 + \nu_A + (1 - \nu_A) \cdot Q_A^2 - \frac{E_A \cdot \rho_A}{E_1 \cdot \rho_A} \cdot Q_A^2 \cdot [1 - \nu_1 + (3 + \nu_1) \cdot Q_1^2] \quad (2)$$

Bei Verwendung derselben Werkstoffe für Welle und Nabe hängt der Faktor K im Wesentlichen nur von den Durchmesserverhältnissen Q_1 der Welle sowie Q_A der Nabe ab. Der Einfluss der Querkontraktion (ν_1 , ν_A) spielt bei üblichen Werkstoffen eine eher untergeordnete Rolle. Bei Vollwellen nimmt K den Maximalwert von ca. 3,3 an. Bei dickwandigen Hohlwellen und / oder dickwandigen Naben bleibt K hoch, beispielsweise ergeben sich bei Q_1 und Q_A [0,3 K-Werte von über 3. Mit sinkenden Wandstärken von Hohlwelle und / oder Nabe fällt K . Beispielsweise

nimmt K bei $Q_A = Q_l = 0,9$ einen Wert von ca. 1,14 an. Der Einsatz dünnwandiger Verbände erhöht somit die Abhebedrehzahl.

Zusätzlich muss eine Überprüfung stattfinden, ob bis zum Erreichen der Abhebedrehzahl die Aufweitung der Nabe und Welle rein elastisch stattfindet. DIN 7190-1 [3] gibt dies für Pressverbände mit oben angeführten, eingeschränktem Gültigkeitsbereich an – die Ungleichungen (3) und (4) müssen erfüllt sein.

$$\xi_w \leq \frac{3+v}{3+v+(1-v)Q_A^2} \frac{R_{eLA}}{E} \quad (3) \quad \xi_w \leq \frac{R_{eLI}}{Q_A^2 E} \quad (4)$$

Daraus lässt sich ableiten, dass ein hohes Streckgrenzen R_{eLA} , bzw. R_{eLI} zu E-Modul-Verhältnis sowie eine dickwandige Nabe hilfreich sind. Gegebenenfalls kann die Überlagerung aus Übermaß- und fliehkraftinduzierter Beanspruchung limitierend wirken, die eine Reduzierung des Übermaßes erforderlich macht.

[4] stellt die Bedingungen auch für oben angeführte allgemeine Fälle dar.

Die winkelgeschwindigkeitsabhängige Verminderung des Fugendruckes und somit Reduzierung der Torsionsmoment- und Axialkraftübertragungsfähigkeit lässt sich mit Gleichung (5) [5] ermitteln. Es lässt sich der quadratische Einfluss der Winkelgeschwindigkeit erkennen. Dadurch bleibt beispielsweise bei halber Abhebedrehzahl noch 75% des ursprünglichen Fugendruckes erhalten.

$$p_{\omega} = \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ab}} \right)^2 \right) \cdot p \quad (5)$$

- Temperatureinfluss auf den Fugendruck

Zwar ist der Einfluss der Wärmedehnung bei Pressverbänden allgemein bekannt, an dieser Stelle sei trotzdem kurz darauf hingewiesen.

Entsprechend der Wärmedehnungskoeffizienten α ergibt sich mit der Temperatur die zum Fügen von Querpressverbänden nötige Dehnung. Bei selber Temperaturänderung von Welle und Nabe im Betrieb verändert sich der Fugendruck nur bei Verwendung von Werkstoffen mit unterschiedlichen Wärmedehnungskoeffizienten. Jene von Stahl und Grauguss unterscheiden sich mit ca. 10% vergleichsweise wenig.

Messing und Aluminiumlegierungen weisen im Vergleich zu Stahl jedoch etwa die doppelten Wärmedehnungskoeffizienten auf. Dies bedeutet, dass bei gleicher Erwärmung von Welle und Nabe pro 100°C das Übermaß um ca. 1 % reduziert wird. Dies ist in Hinblick auf die übliche Bandbreite der Überdeckungen von ca. 0,5 % bis 2,5 % bezüglich des Verlusts an Tragfähigkeit im Einzelfall zu bewerten.

Stellt sich ein Temperaturgradient zwischen Welle und Nabe ein, ergibt sich vereinfacht betrachtet eine Übermaßänderung φ in % bei Einsetzen von α in $10^{-6}/K$ entsprechend dem Zusammenhang $(\Delta T_{\text{Nabe}} \cdot \alpha_{\text{Nabe}} - \Delta T_{\text{Welle}} \cdot \alpha_{\text{Welle}}) * 1000$ in Abhängigkeit von der Erwärmung von Welle und Nabe.

5. Tragfähigkeitserhöhung von Pressverbänden durch formschlüssige Unterstützung

Übersteigen die Anforderungen die Einsatzmöglichkeiten reiner Pressverbände, gibt es mehrere Ansätze, abgewandelte Übertragungssysteme zu realisieren. Dabei gilt es, die positiven Eigenschaften von Pressverbänden bezüglich Zentrierwirkung und Reduzierung oder Vermeidung von Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe und somit Aufrechterhalten einer Anfangswuchtgüte beizubehalten. Gleichzeitig muss den in diesem Beitrag angeführten spezifischen Anforderungen Rechnung getragen werden. Neben geeigneter geometrischer Gestaltung von Welle und Nabe und der Werkstoffwahl bestehen mehrere Ansätze zur Kompensation der drehzahl- als auch der thermisch bedingen Fugendruckverringerung durch formschlüssige Unterstützung eines Pressverbandes.

Den Übergang vom reinen Pressverband stellt ein Querpressverband mit unterbrochener Fuge dar, der an den Kanten der Fugenunterbrechung durch eine elastische, oder elastisch/plastische Verformung der Nabe eine Umklammerung der Welle bewirkt.

Als Längspressverband ausgeführt wurde das Verhalten einer Verbindung mit unterbrochener Fuge bereits von [7] untersucht.

Ein Pressverband mit formschlüssigen Unterstützungslementen stellt eine Verbindung dar, die auf einer kreiszylindrischen Wellenkontur in örtlich begrenzten Bereichen längsorientierte Konturelemente aufweist. Die entsprechende Gegenkontur in der gebohrten oder gedrehten Nabenninnenkontur wird durch schneiden oder formen beim Fügevorgang erzeugt. So kann zusätzlich zum Übermaßsitz der kreiszylindrischen Bereiche von Welle und Nabe ein Formschluss hergestellt werden. Dies bietet sich an, wenn einerseits zur formschlüssigen Torsionsmomentübertragung Konturelemente nicht vollflächig in der Fuge vorliegen müssen. Andererseits wenn nur sehr geringe Überdeckungshöhen im Hundertstel- oder Zehntelmillimeter-Bereich zur Kompensation der drehzahl- und temperaturbedingten Dehnung nötig sind. Zusätzlich wird so der bezüglich Zentrierwirkung positiv wirkende Pressverband genutzt.

Es besteht weiters die Möglichkeit, den formenden oder schneidenden Fügevorgang thermisch zu unterstützen, also mit einem Querpressverband zu kombinieren.

Selbstschneidende Verbindungen, wie in [6] beschrieben, weisen eine schlechte Zentrierwirkung auf und benötigen daher zusätzliche Maßnahmen:

- Ein zusätzliches Führungselement, das einen axial versetzten Pressverband darstellt, erhöht die Zentrierwirkung, unterbindet jedoch nicht zwangsläufig die Tendenz der selbstschneidenden Verzahnung zur exzentrischen Positionierung der Nabe zur Welle.
- Die mechanische Bearbeitung der Verbindung nach dem Fügen zur Erreichung des geforderten Rundlaufs, bzw. Wuchten zur Erzielung der nötigen Wuchtgüte stellen weitere Möglichkeiten dar.
- Großserientechnisch wird bei speziellen Anwendungen eine kreiszylindrische Kontur im Bereich der Verzahnung genutzt. Dies wird beispielsweise durch Überschleifen bzw. Überdrehen der spanend oder umformtechnisch hergestellten Verzahnungen erreicht. Ein Beispiel einer derartigen Anwendung - eine Antriebswelle aus dem EDV-Hardwarebereich mit geringen Abmessungen - ist in Bild 6 dargestellt.

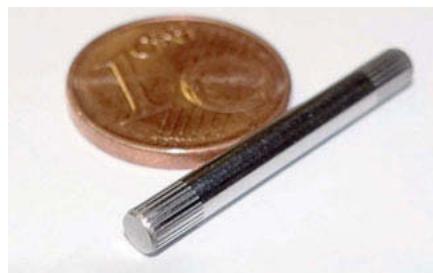


Bild 6: Gerändelte und überschliffene Antriebswelle mit 3 mm Durchmesser

Mit zunehmenden Anteil der Zylinderkontur am Umfang wird die Zentrierwirkung erhöht. Dies kann bei einer Evolventenverzahnung, die zur selbstschneidenden Verbindungsherstellung genutzt wird, durch starke Kopfkürzung erreicht werden.

Beispielsweise kann so bei einer Evolventenverzahnung, abhängig vom Nabengusswerkstoff, maximal ca. 30% bis 60% der Tragfähigkeit des Pressverbandes zusätzlich durch den Formsschlussanteil übertragen werden.

Selbstformende Verbindungen, wie beispielsweise in [8] behandelt, erzeugen durch flache Fasenwinkel eine stärkere Aufweitung der Nabe beim Fügen und erzeugen so höhere Fugendrücke. Neben dem Nachteil einer höheren Nabengussbelastung und somit geringeren Eignung für dünnwandige Naben ergibt sich der Vorteil, dass die positiven Eigenschaften eines Pressverbandes bezüglich Spielfreiheit stärker zum Tragen kommen.

Grundsätzlich bestehen mehrere Ansätze zur geometrischen Gestaltung der Wellenkontur (oder genauer, der Kontur des hochfesteren Verbindungselementes). Bei vertieften Elementen werden aus der kreiszylindrischen Wellenkontur in Längsrichtung spanend Nuten erzeugt. Werden Strukturen durch Materialauftrag erzeugt, stellt dies eine erhabene Kontur dar. Bei umformtechnisch hergestellten Konturen wird eine erhabene Kontur durch Materialwegnahme in benachbarten Bereichen erzeugt. Bild 6 stellt diese drei Möglichkeiten dar.

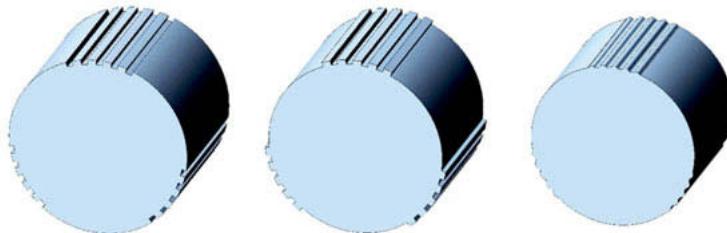


Bild 6: Vertiefte, erhabene und umformtechnisch erzeugte Konturen

Des Weiteren besteht bei geringen Anforderungen an die Belastungsübertragung die Möglichkeit, zur Nabenschonung und Reduzierung der Fügekräfte nur in eingeschränkten Axialbereichen eine formschlüssige Kontur vorzusehen, wie dies beispielsweise in Bild 7 dargestellt ist.

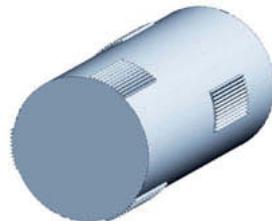


Bild 7: Kontur in wenigen Bereichen der Wellenoberfläche

6. Versuchstechnischer Nachweis

Einige der hier gezeigten Ansätze wurden im Prinzipversuch bestätigt. Aus Gründen der Geheimhaltung können die Ergebnisse jedoch nicht dargestellt werden.

7. Zusammenfassung

Gesteigerte Leistungsanforderungen bedingen Maßnahmen zur Tragfähigkeitserhöhung von Pressverbänden. Durch zusätzlichen Formschluss mithilfe von Konturen geringer Abmessungen, die nur in Teilbereichen der Fuge vorhanden sind, kann dies erreicht werden. So kann die positive Zentriereigenschaft und Spielfreiheit des Pressverbands genutzt werden sowie dessen Tragfähigkeit und Robustheit gegenüber fliehkraft- und temperaturinduzierten Dehnungen gesteigert werden.

8. Literatur

- [1] DIN ISO 1940-1:2004-04: *Mechanische Schwingungen - Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand - Teil 1: Festlegung und Nachprüfung der Unwuchttoleranz* (ISO 1940-1:2003), zurückgezogen, 2004
- [2] Burgtorf, U.: *Montag- und Betriebseigenschaften von Zahnwellen-Verbindungen mit Preßsitz*, Dissertation, TU Clausthal, 1998
- [3] DIN 7190-1 *Pressverbände – Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände*, 2017
- [4] Kollmann, F.: *Welle-Nabe-Verbindungen*, Springer, 1984
- [5] Steinhilper, W, Sauer, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, 8. Auflage, 2012
- [6] Bader, M.: *Rändelung als Welle-Nabe-Verbindung mit hohem Potential*, VDI-Berichte 2114, VDI Verlag, Düsseldorf 2010
- [7] Thomas, K.: *Die Presspassung mit unterbrochener Fuge*, Dissertation, TU Hannover, 1969
- [8] Lätzer, M.: *Füge- und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelverbindungen*, Dissertation, TU Chemnitz, 2016

Grenzbelastungen von torsionsbeanspruchten Passfederverbindungen

Load limits on keyed shaft hub connections under torque load

Dipl.-Ing. **Felix Kresinsky**, Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**,
Prof. Dr. sc. ETH **Alexander Hasse**, Institut für Konstruktions- und
Antriebstechnik, Technische Universität Chemnitz

Kurzfassung

Auf Basis einer Vielzahl von Ermüdungsversuchen wurden Passfederverbindungen hinsichtlich ihrer Versagensmechanismen geprüft. Auswertungskriterium war eine praktisch noch zulässige Nutaufweitung als Resultat der maximal zulässigen Flächenpressung. Für den Werkstoff C45 wurden diesbezüglich aussagekräftige Ergebnisse erzielt. Ausgehend von der Grenzpassfederlänge $l_{tr}/d = 1,3$ können gegenüber der derzeitigen Verfahrensweise nach DIN 6892 mit abnehmender Passfederlänge bis zu 50% höhere (schwellende) Drehmomente übertragen werden. Dieses Verhalten wurde in den bestehenden Stützfaktor f_s längenabhängig integriert. Die Übertragung der Ergebnisse gelang bei höherfesten Werkstoffen 42CrMo4+QT und 16MnCr5 (einsatzgehärtet) nicht, da der Wellenbruch (ausgehend von der Wellennut) früher eintrat als die definierte Nutaufweitung. Für die Auslegung ist demnach die DIN 743 maßgebend, wobei die ausgewiesenen Kerbwirkungszahlen teilweise erheblich zur unsicheren Seite hin abweichen.

Abstract

A number of dynamical tests were done with keyed shaft hub connections to evaluate their failure mechanism. Evaluation criterion for durability was a practically acceptable expansion of the shaft's keyway as a result of the maximal permissible surface pressure. The results for the keyway expansion could be carried out for keyed shaft hub connections made of C45E (1.1191). The design of keyed shaft hub connections via DIN 6892 is correct for the maximum key length of $l_{tr}/d = 1.3$. On that base the DIN 6892 increasingly underestimate the durability with decreasing key length. Up to 50% more dynamic torque is possible. Depending on the key length the calculation of the new durability could be integrated into the algorithm via the modified factor f_s . The transfer of these results to higher-strength materials like Q&T

steel (42CrMo4+QT/1.7225) or case hardened steel (16MnCr5E/1.7131) was not possible. Shafts made of high-strength steels did fail via crack initiation at the keyway before the maximum permissible keyway expansion was reached. Therefore the DIN 743 is essential for design but the notch effect factors underestimate the notch effect.

1. Einleitung/Stand der Technik

Aufgrund ihrer vielseitigen Einsatzmöglichkeiten sind Passfederverbindungen (PFV) nach wie vor eine der am häufigsten eingesetzten Welle-Nabe-Verbindung (WNV). Sie sind gekennzeichnet durch einen oder mehrere „Mitnehmer“, die Passfeder, die das Drehmoment zwischen Welle und Nabe formschlüssig überträgt. Insbesondere die einfache Montage/Demontage sowie Kostenvorteile rechtfertigen den häufigen Einsatz.

Die Geometrie von PFV ist nach DIN 6885 [1] in Abhängigkeit des Wellendurchmessers normiert. Dabei verbleiben vor allem die Länge der Passfeder und ihr Material als signifikante Gestaltungsparameter. Aufgrund ihrer mittelbaren Drehmomentübertragung müssen drei Bauteile bei der Auslegung dimensioniert werden. Maßgebend dafür sind die Flächenpressungen in den jeweiligen Wirkflächen der Welle, Nabe und der Passfeder (PF) sowie die Gestaltfestigkeit der Welle. Die Überprüfung der zulässigen Flächenpressung erfolgt auf Basis der DIN 6892 [2]. Der Nachweis der Gestaltfestigkeit wird gemäß DIN 743 [3] allein auf Basis der Zugfestigkeit der Welle geführt (s. auch [4]).

2. Stand der Forschung

Die Auslegung gemäß DIN 6892 geht auf 40 Jahre alte Untersuchungen von Militzer [5] zurück. Dieser entwickelte auf Basis von spannungsoptischen Untersuchungen ein komplexes mechanisches Modell, mit dem die Flächenpressungsverteilung in Längsrichtung unter Berücksichtigung von Lasteinleitung sowie der Steifigkeiten von Welle, Passfeder und Nabe berechnet werden kann. Für die Anwendung in DIN 6892 wurde die Herangehensweise deutlich vereinfacht. Dem Anwender werden für die Berücksichtigung der Lastverteilung drei Grenzlastfälle bereitgestellt, bei denen aus dem zugehörigen Diagramm der Lastverteilungsfaktor abgelesen bzw. interpoliert werden kann.

Weigand und Renneisen [6] führten eine umfangreiche Literaturrecherche durch, die den Stand der Forschungen vor 1990 widerspiegelt. Die Ergebnisse wurden in zwei Kategorien aufgeteilt: genutete Wellen und PFV. Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass sich die Erkenntnisse von genuteten Wellen nicht zufriedenstellend auf PFV übertragen lassen. Die

Kerbwirkung der PFV liegt deutlich oberhalb der Kerbwirkung der genuteten Welle. Aufbauend auf diesen Recherchen führte Oldendorf [7], [8] umfangreiche Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit und zur Lebensdauerabschätzung an PFV durch. Er beschränkte sich hierbei im Wesentlichen auf Umlaufbiegung mit und ohne statische Torsion. Er untersuchte auch PFV mit Hohlwelle und bestätigte die Übertragbarkeit der Kerbwirkungszahlen von Vollwellen auf diese. Eine gewisse Mindestwandstärke ist in Abhängigkeit des Durchmessers aufbereitet und zu beachten. Weiterhin beobachtete er eine deutliche Steigerung der zulässigen Momente bei der Überlagerung von PFV mit Presssitzen. Als Ergebnis gibt er verbesserte Lebensdauerabschätzungen und wichtige Gestaltungshinweise für PFV an.

Am IKAT wurden in den letzten Jahren schwerpunktmäßig experimentelle Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit und Übertragungsfähigkeit von PFV durchgeführt. Floer [9] konzentrierte seine Untersuchungen vor allem auf PFV mit dünnwandigen Nabenscheiben mit statischer und schwelender Torsion. Die Versuche zeigen u.a., dass es bei dünnwandigen Nabenscheiben aus GJL-250 oder Aluminiumlegierung bei reiner Torsionsbelastung zum Versagen der Nabe kommen kann. Forbrig [10] quantifizierte u.a. die bereits von Oldendorf beobachtete positive Wirkung eines Übermaßes zwischen Welle und Nabe auf die Gestaltfestigkeit biegebelasteter PFV heraus. Weiterhin bewirken eine überlagerte statische Torsion bzw. das Beschichten mit harten Schichten (z.B. DLC) eine Steigerung der Festigkeit. Bruzek [11] untersuchte systematisch das Versagen einer rein torsionsbelasteten PFV. Es wurde Ausfallkriterien für kurze PFV ($l_{tr}/d = 0,5$) entsprechend ihres Werkstoffes festgelegt und Festigkeitsreserven aufgezeigt. Diese Untersuchungen werden im hier vorgestellten Artikel auf anwendungsnahe Geometrien von PFV angewandt und das Parameter Feld erweitert.

3. Versuchsplanung und -durchführung

Eine PFV ist ein komplexes tribomechanisches System bei der drei in Kontakt stehende Bauteile hoch dynamisch beansprucht werden. Daher können die beschriebenen Faktoren und Zusammenhänge (analog zur Dauerfestigkeit) nur experimentell ermittelt werden, wobei eine vertretbare statistische Absicherung angestrebt wurde. Im ersten Schritt erfolgte die Untersuchung der grundlegenden Beanspruchbarkeit einer PFV, um das Grundniveau festzulegen. Darauf aufbauend wurde der Einfluss ausgewählter signifikanter Parameter (Lastverteilung, Übermaß, Geometrie, Material, Lastspitzen und Lastrichtung) untersucht. Das sich ergebende Parameterfeld ist in Bild 1 dargestellt.

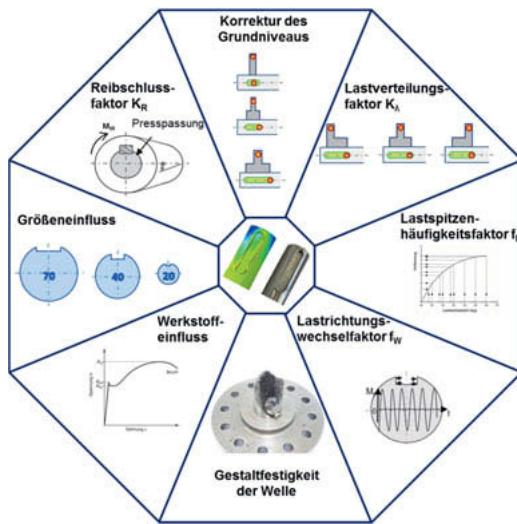


Bild 1: Ausgewählte und untersuchte Einflussparameter auf die Übertragungsfähigkeit von torsionsbelasteten Passfederverbindungen

Die experimentellen Untersuchungen konzentrierten sich ausschließlich auf die Torsionsbelastung und deren Wirkungen. Zur Durchführung der Versuche stand ein hydraulischer Drehzylinder Prüfstand zur Verfügung (Bild 2). Das maximal übertragbare statische Torsionsmoment beträgt 8000 Nm. Dynamisch können ± 5600 Nm übertragen werden. Bei einer PFV mit einem Wellendurchmesser von $d = 40$ mm ergibt sich somit eine maximal mögliche Beanspruchung von $\tau = 636$ MPa (statisch) bzw. $\tau = 445$ MPa (dynamisch). Die Prüffrequenz betrug 20 Hz. Als Grenzlastwechselzahl wurden 5 Mio. Lastwechsel gewählt. Das Torsionsmoment war passfederotypisch rein schwellend.

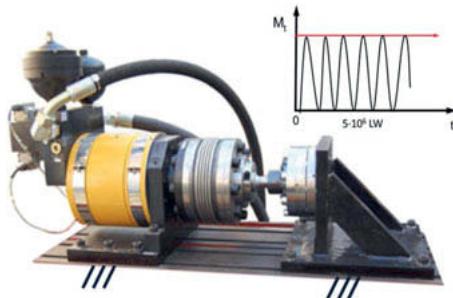
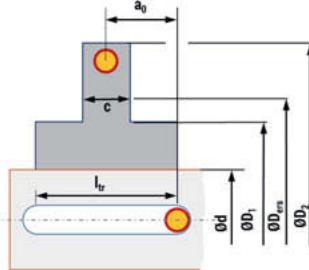


Bild 2: Institutseigener hydraulischer Drehzylinder Prüfstand

Die grundlegenden Geometrieparameter und die Bauteilwerkstoffe der Hauptvariante sind aus Tabelle 1 zu entnehmen. Die Länge der Nabe entsprach stets der tragenden Länge der Passfeder. Der Sitz der Nabe wurde entsprechend der Skizze in Tabelle 1 gefügt.

Tabelle 1: Grundgeometrie der Hauptvariante und Sitz der Nabe

Hauptvariante	
Wellendurchmesser d [mm]	40
Tragende Länge l_b [mm]	51
Passfeder	Form A
kleiner abgesetzter Nabaußen-durchmesser D_1 [mm]	80
großer abgesetzter Nabaußen-durchmesser D_2 [mm]	165
Längenverhältnis l_b/d	1,3
Durchmesserverhältnis d/D_1	0,5
Grenzfall der Lastausleitung a_0/l_b	0,5
bezogenes Übermaß [%]	0,0
Nabenwerkstoff	C45E+N (1.1191)
Wellenwerkstoff	C45E+N (1.1191)
Passfederwerkstoff	C45E+QT (1.1191)
Belastung	M_{teq}
Frequenz [Hz]	20
Belastungsverhältnis R (schwellend)	0



3. Ergebnisse

Wie bereits eingangs erörtert, müssen torsionsbeanspruchte PFV nach zwei verschiedenen Kriterien ausgelegt werden: diese Arbeit fokussiert auf die zulässige Flächenpressung. Die Gestaltfestigkeit der Welle ist hier ein Nebenkennwert. Die tatsächlich vorhandene Flächenpressung in den Kontakten zwischen Nutflanken und der Passfeder ist nicht explizit messbar. Aus diesem Grund wird die plastische Aufweitung der Wellennut als messbares Resultat der Flächenpressung genutzt (Bild 3). Es zeigte sich, dass die Breite der Wellennut bereits durch das Fügen der Passfeder außerhalb ihres gefertigten Toleranzfeldes von 12P9 liegt (2. Messung - 1. Messung, Bild 3). Um ausschließlich das Resultat der wirkenden Torsionsbeanspruchung auf die Wellennut beurteilen zu können, beschreibt die im Folgenden thematisierte Nutaufweitung immer die Differenz zwischen 2. und 3. Messung.

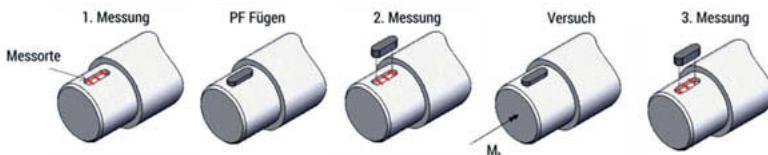


Bild 3: Vorgehensweise beim Vermessen der Breite der Wellennut (gefertigt mit 12P9)

Die Vermessung der Breite der Wellennut ist im Bild 4 links für zwei unterschiedliche tragende Längen ($l_{tr}/d = 0,95$ und $1,3$) veranschaulicht. Aufgezeigt sind die plastischen Nutaufweitungen (3.Messung - 2. Messung) an drei Messstellen. Es ist gut erkennbar, dass immer die Lasteinleitungsseite (links) maximal beansprucht wird und die Aufweitung mit steigender Last zunimmt. Für jede Laststufe wurde eine neue Probe verwendet. Als Ausfallkriterium wurde eine maximale Nutaufweitung von $50 \mu\text{m}$ bei einem Bezugsdurchmesser $d = 40 \text{ mm}$ festgelegt. Die sich daraus ergebenden experimentell ermittelten zulässigen Torsionsmomente von PFV mit unterschiedlichen tragenden Längen ($l_{tr}/d = 0,5; 0,95; 1,3$) sind in Bild 4 rechts dargestellt. Bei der (langen) Verbindung mit $l_{tr}/d = 1,3$ stimmt der Normwert mit dem experimentellen Ergebnis gut überein. Mit abnehmender tragender Länge vergrößern sich die Unterschiede zwischen DIN 6892 und Experiment zunehmend. Bei der (kurzen) Verbindung $l_{tr}/d = 0,5$ kann ein bis zu 50 % höheres Torsionsmoment übertragen werden, als die DIN 6892 derzeit ausweist. Weiterhin wird deutlich, dass das übertragbare Torsionsmoment ab einer Länge von $l_{tr}/d \approx 0,95$ nicht mehr zunimmt. Hier ist demnach ein Optimum erreicht, weil die inhomogene Verteilung der Flächenpressung entlang der Passfederlänge keine weitere Steigerung des übertragbaren Torsionsmomentes ermöglicht.

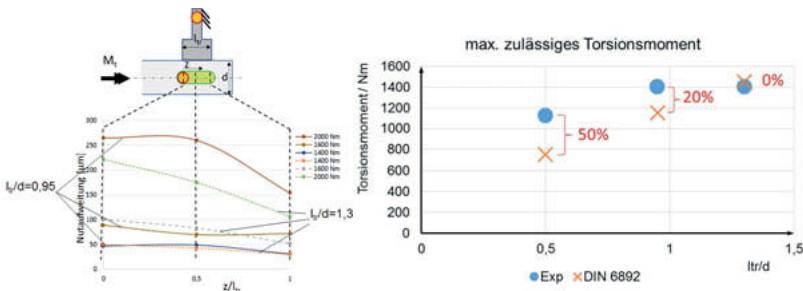


Bild 4: Experimentell ermittelte plastische Nutaufweitungen bei unterschiedlichen Belastungen und tragenden Längen (links); Vergleich der experimentell ermittelten zulässigen Torsionsmomente mit der Auslegung nach DIN 6892 (rechts)

Folgerichtig müssen die zulässigen Torsionsmomente nach DIN 6892 längenabhängig angehoben werden. Dies ist über eine Spezifizierung des Stützfaktors f_S möglich. Zur Berücksichtigung dieser axialen Stützwirkung wird ein neuer axialer Stützfaktor f_{Sltr} eingeführt.

$$\begin{aligned} f_{Sltr} &= 0,8 \quad \text{für} \quad \frac{l_{tr}}{d} < 0,5 \\ f_{Sltr} &= 1,3 - \frac{l_{tr}}{d} \quad \text{für} \quad 1,3 \geq \frac{l_{tr}}{d} \geq 0,5 \\ f_{Sltr} &= 0 \quad \text{für} \quad 1,3 < \frac{l_{tr}}{d} \end{aligned} \quad (1)$$

Der „axiale Stützfaktor“ f_{Sltr} ergibt zusammen mit dem bisherigen Stützfaktor f_S nach DIN 6892 den neuen Gesamtstützfaktor f_{Sneu} .

$$f_{Sneu} = f_S + f_{Sltr} \quad (2)$$

Dieser kann nun anstelle des bisherigen Stützfaktors für die Berechnung der zulässigen Flächenpressung eingesetzt werden. Aufbauend auf diesem modifizierten Rechengang mit längenabhängig angehobenen Grundniveau konnte das in Bild 1 aufgeführte Parameterfeld experimentell untersucht werden. Dabei zeigte sich, dass die meisten Einflussfaktoren die von ihnen abgebildeten Auslegungsparameter, basierend auf dem korrigierten Grundniveau richtig abbilden. So bedurften der Lastverteilungsfaktor K_λ und die Berücksichtigung einer wechselnden Beanspruchung keine Überarbeitung. Der Reibschlussfaktor K_R berücksichtigt auf Basis des korrigierten Grundniveaus den Einfluss eines Übermaßes zwischen Welle und Nabe nun richtig. Die Anhebung des Grundniveaus führte allerdings dazu, dass nur noch wenige Lastspitzen (Belastungen oberhalb des zulässigen Torsionsmoments) möglich sind. Für lange PFV ($l_{tr}/d = 1,3$) sind Lastspitzen weiterhin zulässig, wohingegen sie für kürzere Verbindungen ($l_{tr}/d < 1$) nicht mehr zulässig sind. Sie sind bereits im gestiegenen Grundniveau integriert. Aufgrund der durchmesserabhängigen Stufensprünge der Passfedergeometrie (vgl. DIN 6885) liegt keine geometrische Ähnlichkeit für PFV unterschiedlichen Durchmessers vor. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Durchmesser wurde daher experimentell überprüft. Insofern die am Wirkdurchmesser ermittelten Werkstoffkennwerte (alternativ K_I aus DIN 743) zugrunde liegen, lassen sich die Ergebnisse auf andere Durchmesser übertragen.

Alle bisherigen Untersuchungen bzgl. der maximal zulässigen Nutaufweitung bezogen sich auf PFV mit weichen Wellenwerkstoffen (C45). Bei PFV mit höherfesten Wellenwerkstoffen

(42CrMo4+QT, 16MnCr5E) kam es stets zum Bruch der Welle, bevor sich die Wellennut kritisch Aufweiten konnte. Die unterschiedlichen Ausfallkriterien sind in Abhängigkeit des Wellenwerkstoffes in Bild 5 aufgezeigt. Bei niedrigfesten Werkstoffen versagt eine PFV durch das Erreichen der maximal zulässigen Flächenpressung. Bei höherfesten Werkstoffen fällt eine PFV durch den Bruch der Welle aus. Folglich ist die Gestaltfestigkeit der Welle und damit die DIN 743 maßgebend.

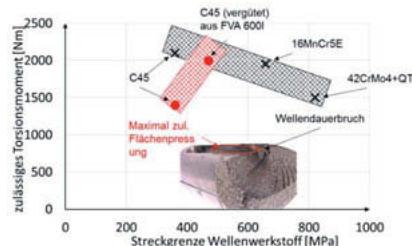


Bild 5: Auswahl des Ausfallkriteriums auf Basis der Streckgrenze des Wellenwerkstoffes ($d = 40$ mm)

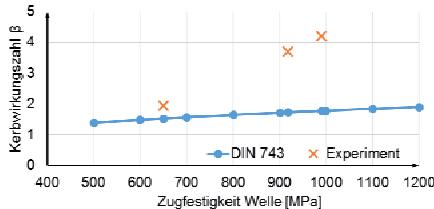


Bild 6: Vergleich der experimentell ermittelten Kerbwirkungszahlen mit den Kerbwirkungszahlen nach DIN 743

Zusätzlich zu den unterschiedlichen Ausfallkriterien fällt in Bild 5 auf, dass die zulässigen Torsionsmomente von hochfesten Werkstoffen nicht über denen von niedrigfesten Werkstoffen liegen. Die höhere Werkstoffgüte lässt sich nicht auf eine gesteigerte Haltbarkeit des Bauteils übertragen. Hofmann [13] machte für biegebeanspruchte PFV bereits ähnliche Beobachtungen. Die aus den experimentell ermittelten zulässigen schwelrenden Torsionsmomenten rückgerechneten Kerbwirkungszahlen sind mit den Kerbwirkungszahlen nach DIN 743 in Bild 6 dargestellt. Es fällt auf, dass die experimentellen Werte vor allem bei den hochfesten Wellenwerkstoffen zur unsichereren Seite hin abweichen. Hier besteht somit dringender weiterer Forschungsbedarf. Da der Fokus der Untersuchungen auf der maximal zulässigen Flächenpressung bestand, resultierten die Wellenbrüche bei den Werkstoffen 42CrMo4+QT und C45 (oberhalb der zulässigen Grenzlast) aus Stichprobenversuchen und die zugehörigen Gestaltfestigkeiten sind entsprechend nicht ausreichend statistisch abgesichert. Das zulässige Torsionsmoment für 16MnCr5E ist über einen Treppenstufenversuch statistisch abgesichert.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die hier aufgezeigten Untersuchungen (ausführlich in [15]) bestätigen die bereits im Vorlaufvorhaben gewonnene Erkenntnis, dass das auf der zulässigen Flächenpressung beruhende maximal übertragbare Torsionsmoment für PFV derzeit in DIN 6892 überwiegend zu niedrig eingeschätzt wird. Ausgehend von der Grenzpassfederlänge $l_p/d = 1,3$ nehmen die Übertragungsreserven mit abnehmender Passfederlänge zu. Für die daraus resultierende längenabhängige Anhebung des Grundniveaus (dokumentiert in DIN 6892) wurde der Stützfaktor f_S modifiziert, weil so auf die Einführung eines neuen Faktors verzichtet werden konnte. Zudem kann auch der Lastverteilungsfaktor K_λ beibehalten werden. Gleiches gilt für den Reibschlussfaktor K_R , der nun auch für kürzere Verbindungen gute Ergebnisse liefert. Als Grenzkriterium wurde eine praktisch unschädliche Nutaufweitung festgelegt. Daraus wird deutlich, dass ein Überschreiten der angegebenen Grenzwerte zwar zu einer größeren Nutaufweitung, keinesfalls aber zu einem Totalversagen führt. Die übrigen Einflussfaktoren im Rechengang der DIN 6892 sind weiterhin gültig. Allerdings ist eine längenabhängige Reduzierung der zulässigen Spannungsspitzen (Lastspitzenhäufigkeitsfaktor f_L) aufgrund des angehobenen Grundniveaus erforderlich. Trotz dieser Maßnahme konnte in allen Fällen eine höhere Drehmomentübertragbarkeit nachgewiesen werden. Bei der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Wellendurchmesser als die hier primär untersuchten 40 mm muss die größerenabhängige Änderung der Streckgrenze berücksichtigt werden. Eine Verallgemeinerung der oben beschriebenen Korrektur des Stützfaktors f_S über den hier schwerpunktmäßig untersuchten Werkstoff C45E hinaus war nicht möglich. Bei hochfesten Wellenwerkstoffen (z.B. 42CrMo4+QT und 16MnCr5E, einsatzgehärtet) wandert der Versagensort von der Nutflanke in die Passfederlute; d.h. ein Wellenbruch tritt bereits vor Erreichen einer unzulässigen Nutaufweitung auf. Damit gilt für diese Werkstoffe als Auslegungskriterium die Gestaltfestigkeit der Welle, die nach DIN 743 zu berechnen ist. Aus diesem Grund können bei diesen Werkstoffen nur Aussagen zum Ausfall durch Dauerbruch experimentell bestätigt werden. Dabei ist festzustellen, dass die ermittelten Werte teilweise erheblich von den nach DIN 743 berechenbaren zur unsicheren Seite hin abweichen. Die aus Treppenstufenversuchen resultierende statistisch abgesicherte Gestaltfestigkeit für 16MnCr5E bestätigt diese Differenzen zwischen DIN 743 und Versuchswerten. Ursache dafür sind die in DIN 743 enthaltenen Kerbwirkungszahlen, die für reine Torsion dringend einer Korrektur bedürfen. Die Überarbeitung der Kerbwirkungszahlen in DIN 743 ist Gegenstand eines aktuellen Forschungsvorhabens, welches darüber hinaus noch den Einfluss verschiedener festigkeitsrelevanter Parameter (z.B. Übermaß Welle-Nabe) beinhalten wird.

Danksagung

Die Forschungsarbeiten wurden mit freundlicher Unterstützung der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und mit finanzieller Unterstützung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF) unter der Projektnummer AiF-Nr. 18329 BR/1 durchgeführt. Dafür sei herzlich gedankt.

- [1] DIN 6885: Passfedern, Nuten – hohe Form, Beuth Verlag, Berlin, 1968.
- [2] DIN 6892: Mitnehmerverbindungen ohne Anzug - Passfedern - Berechnung und Gestaltung, Beuth Verlag, Berlin, 2012.
- [3] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Achsen und Wellen, Beuth Verlag, Berlin, 2012.
- [4] Bruzek, B.; Leidich, E.: Dauerfeste Dimensionierung von Passfederverbindungen, VDI-Berichte, 2176, 2012, S.71-82
- [5] Militzer, O.: Rechenmodell für die Auslegung von Wellen-Naben-Passfederverbindungen, TU Berlin Diss. 1975.
- [6] Weigand, M.; Renneisen, A.; Raab, W.: Die Beanspruchung von Paßfederverbindungen - Literaturrecherche und -auswertung -, Forschungsgemeinschaft Antriebstechnik, Heft 317, Frankfurt, 1990.
- [7] Oldendorf, U.: Lastübertragungsmechanismen und Dauerhaltbarkeit von Passfederverbindungen, TH Darmstadt Diss. 1999.
- [8] Oldendorf, U.: Lebensdauerberechnung von Passfederverbindungen, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 691, Frankfurt, 2001.
- [9] Leidich, E.; Floer, M.: Ermittlung der Beanspruchung in Naben von Paßfederverbindungen, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 589, Frankfurt, 1999.
- [10] Forbrig, F.: Untersuchungen zur Gestaltfestigkeit von Passfederverbindungen, TU Chemnitz Diss. 2006
- [11] Leidich, E., Bruzek, B.: Neue Grenzbelastungen für torsionsbeanspruchte Passfederverbindungen, VDI-Berichte, 2238, 2014, S. 177-186
- [12] Leidich, E.; Hofmann, S.; Podlesak, H.: Dauergestaltfestigkeitsuntersuchungen an einsatzgehärteten Passfederverbindungen, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 1146, Frankfurt, 2015.
- [13] Kresinsky, F., Leidich, E.: Ermittlung der Grenzbelastungen von torsionsbeanspruchten Passfederverbindungen, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Heft 1285, Frankfurt, 2018

Reduzierung der Beanspruchungen von Zahnwellenverbindungen durch eine optimierte Zahnflankentopografie

Prof. Dr.-Ing. **Christian Spura**, Professur für Maschinenelemente und Technische Mechanik, Hochschule Hamm-Lippstadt, Hamm

Kurzfassung

Die Zahnwellenverbindung ist eine der am häufigsten im Maschinenbau verwendeten Welle-Nabe-Verbindungen. Infolge der geometrischen Form bildet sich ein flächenförmiger Kontakt zwischen Wellen- und Nabenzahnung aus. Unter Berücksichtigung der elastischen Verformungen von Wellen, Lagern, Gehäuse usw., kommt es zu einer Schiefstellung der Zahnwellenverbindung und damit zu einer vielfachen Spannungsüberhöhung am Zahnrand. Dies führt unweigerlich zu einem höheren Verschleißverhalten und damit einhergehend zu einer verkürzten Lebensdauer der Zahnwellenverbindung. In diesem Beitrag kann mittels einer optimierten Zahnflankentopografie die Spannungsüberhöhung am Zahnrand infolge einer Schiefstellung verhindert und damit eine Lebensdauererhöhung realisiert werden. Des Weiteren werden für die praktische Anwendung die konstruktive Berechnung und eine Verschleißprognose für die gängigen Verzahnungswerkstoffe 18CrNiMo7-6 und 42CrMo4 angegeben. Die Anwendbarkeit der optimierten Zahnflankentopografie konnte mittels Berechnungssimulationen, experimentellen Prüfstands- und Feldversuchen bestätigt werden.

1 Einleitung

In der Antriebstechnik wird die Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 [1] (Bild 1 a)) sehr häufig in Getrieben und Antriebseinheiten eingesetzt. Infolge der konstruktiven Gestaltung wird i.d.R. die Welle länger als die Nabe ausgeführt, siehe Bild 1 b). Durch den Längenunterschied und der damit verbundenen Kerbwirkung kommt es bei koaxialer Ausrichtung mit Torsionsmomentbeaufschlagung zu Spannungsspitzen an den Zahnranden. Im Betrieb tritt infolge der elastischen Bauteilverformungen von Welle, Lager, Gehäuse usw. eine unvermeidbare Schiefstellung ε zwischen Welle und Nabe auf, siehe Bild 1 c). Dadurch verkleinert sich die Kontaktstelle und wandert in Richtung Zahnrand. Die Folge ist eine Erhöhung der Zahnflankenpressung σ_F . Damit erhöht sich die Werkstoffbeanspruchung, es kommt zu plastischen Verformungen und durch die im Betrieb auftretenden Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe erhöht sich der Verschleiß (u. a. Abtragung durch Abrasion, Eindrückungen durch abgetragene Partikel, Fresser durch Mangelschmierung und zu hohe Flankenpres-

sung). Dies kann so weit gehen, dass die Zahnwellenverbindung vorzeitig ausfällt. Zudem verunreinigen die abgetragenen Verschleißpartikel das Schmiermittel, was wiederum zu weiteren Schäden an anderen Maschinenelementen (z. B. Wälzlagern) führen kann.

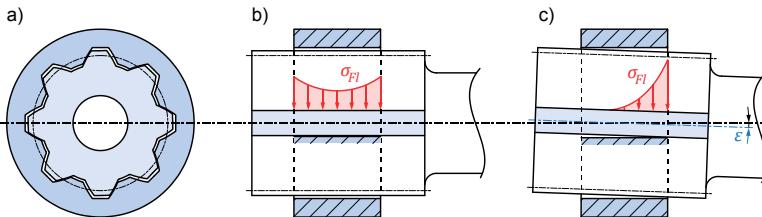


Bild 1: Standard-Zahnwellenverbindung: a) Vorderansicht Stirnfläche, b) ohne Schieflistung zwischen Welle und Nabe, c) ausgelenkte Zahnwellenverbindung (Auslenkungswinkel ε)

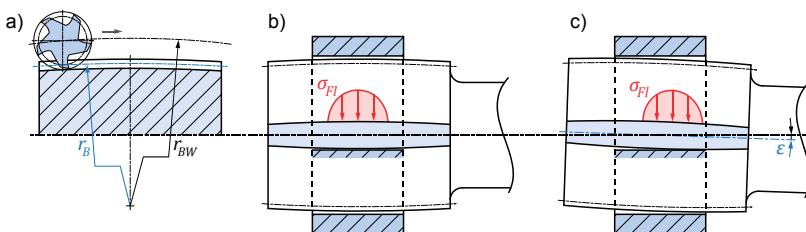


Bild 2: Bombierte Zahnwellenverbindung: a) Herstellung Bombierungsradius r_B , b) ohne Schieflistung zwischen Welle und Nabe, c) ausgelenkte Zahnwellenverbindung (Auslenkungswinkel ε)

2 Gestaltung mittels Bombierung

Um die Flankenpressungsüberhöhung am Zahnrand infolge der auftretenden Auslenkung ε zu vermeiden, wird die Wellenverzahnung mit einer Bombierung (wie bei Zahnkupplungen) versehen. Bei der Herstellung durch Wälzfräsen, siehe Bild 2 a), wird der Wälzfräser auf einer Kreisbahn mit dem Radius r_{BW} geführt. Die dadurch erzeugten Zahnflanken weisen eine Bombierung mit dem Bombierungsradius r_B auf. (Die Bombierung kann mit jedem beliebigen Herstellungsverfahren erzeugt werden. Das Wälzfräsen soll an dieser Stelle nur als Beispiel dienen.) Durch diese Bombierung wird die Flankenpressung σ_{Fl} verringert, siehe Bild 2 b) und c). Aufgrund der nahezu identischen Krümmungsradien in Zahnhöhenrichtung von Wellen- und Nabenzahn kann nach [2, 3, 4] von einer Linienberührungsannahme in Zahnhöhenrichtung ausgegangen und die Flankenpressung mit dem Ersatzmodell Zylinder-Ebene als

Hertz'sche Pressung berechnet werden. Durch diese konstruktive Gestaltung wird die max. Flankenpressung, die Kerbwirkung am Zahnrand und damit verbunden auch der Verschleiß verringert.

2.1 Flankenpressung

Die eigentliche Berechnung der Flankenpressung einer bombierten Wellen- mit einer geraden Nabenzahnrundung und zusätzlicher Auslenkung ist nach [2, 3, 4] mathematisch nur mit sehr hohem Aufwand und numerischen Methoden möglich. Um die Berechnung nicht unnötig zu verkomplizieren, sollen für die praktische Anwendung die für das Ersatzmodell Zylinder-Ebene bekannten *Hertz'schen* Berechnungsgleichungen, wie z. B. in [5, 6], verwendet werden. Darin ist jedoch eine Anpassung hinsichtlich eines in der Zahnwellenberechnung verwendeten Lastaufteilungsfaktors k_φ vorzunehmen. Die endgültige Berechnung der Flankenpressung ergibt sich dann zu:

$$\sigma_{fl} = \sqrt{\frac{T \cdot E_{red} \cdot \tan \alpha \cdot k_\varphi}{\pi \cdot r_B \cdot h \cdot d_0 \cdot z}} = 6865 \cdot \sqrt{\frac{T \cdot k_\varphi}{r_B \cdot m^2 \cdot z^2}} \quad (1)$$

Für die damit verbundene Pressungsbreite $2b$ auf der Zahnflanke gilt folgende Gleichung:

$$2b = 8 \cdot \sqrt{\frac{T \cdot r_B \cdot k_\varphi}{\pi \cdot d_0 \cdot E_{red} \cdot h \cdot z \cdot \sin \alpha}} = 0,444 \cdot \sqrt{\frac{T \cdot r_B \cdot k_\varphi}{m^2 \cdot z^2}} \quad (2)$$

Die beiden Gleichungen (1) und (2) gelten für eine Stahl-Stahl-Paarung mit einem reduzierten E-Modul von $E_{red} = 230.769 \text{ N/mm}^2$ sowie einem für Zahnwellen üblichen Eingriffswinkel von $\alpha = 30^\circ$. Da es sich zudem um Zahlenwertgleichungen handelt, gelten die folgenden Einheiten: Drehmoment T [Nm], Bombierungsradius r_B [mm], Modul m [mm], Zähnezahl z [-] und Lastaufteilungsfaktor k_φ [-].

Unter normalen Betriebsbedingungen führen die elastischen Verformungen in einer Baugruppe zu einem maximalen Auslenkungswinkel von ca. $\varepsilon_{max} = 0,2^\circ = 12'$. Bei diesem Maximalwert kann für den Lastaufteilungsfaktor k_φ einer abweichungsfreien Verzahnung folgende Näherung verwendet werden:

$$k_\varphi = 10 \cdot \varepsilon^2 + 0,65 \cdot \varepsilon + 1,24 \quad (3)$$

Aufgrund dieser relativ geringen Auslenkung einer Zahnwellenverbindung infolge aller elastischen Verformungen (Welle, Lager usw.) kann auf die vorgestellte praktische Berechnung zurückgegriffen werden. Ein Vergleich der in [2] aufgeführten numerischen Methoden mit den hier angegebenen Gleichungen ergab vernachlässigbar geringe Abweichungen zur sicheren

Seite hin. Die Flankenpressung der praktischen Methode nach Gleichung (1) sind immer leicht größer (bis zu max. 6%) als die der numerischen Methode nach [2].

2.2 Kontaktflächenbewegung

Der Bombierungsradius r_B hat neben dem Einfluss auf die Flankenpressung auch noch einen Einfluss auf die Kontaktflächenbewegung in Zahnbreitenrichtung [2, 3, 4, 7]. Bei einer Auslenkung um den Winkel ε , wandert die Kontaktfläche in Richtung Zahnrand, siehe Bild 2 c). Wird aus dieser Position die Zahnwelle um 90° um die Längsachse rotiert, befindet sich der betrachtete Zahn in der Scheitelposition und die Kontaktfläche befindet sich in der Zahnmitte. Bei einer weiteren Rotation um 90° wandert die Kontaktfläche um den gleichen Betrag wie zuvor in Richtung des anderen Zahnrandes. Somit findet bei einer ganzen Umdrehung der Zahnwelle eine Kontaktflächenbewegung vom einen zum anderen Zahnrand und wieder zurück statt. Dieser Bewegungsvorgang ist nach [4, 7] bei Zahnkupplungen bekannt und konnte in [2] auch für bombierte Zahnwellenverbindungen gefunden werden. Mit dieser Kenntnis der Kontaktflächenbewegung und der Größe der Flankenpressung kann die Zahnbreite festgelegt sowie das im Betrieb auftretende Verschleißprofil annähernd vorhergesagt werden, siehe Bild 3. Die erforderliche Zahnbreite b_{erf} ergibt sich dann anhand der Summe aus Hertz'scher Pressungsbreite $2b$ nach Gleichung (2) und der Kontaktpunktbewegung nach Gleichung (5) mit Bild 3:

$$b_{erf} = 2b + b_k \quad (4)$$

mit:

$$b_k = 2 \cdot r_B \cdot \frac{\sin \varepsilon}{\sin \alpha} \quad (5)$$

Das zugehörige Verschleißprofil ist in Bild 3 a) für eine Zahnkupplung und in b) für eine bombierte Zahnwellenverbindung dargestellt. Hierin ist deutlich zu erkennen, dass sich aufgrund der großen Kontaktflächenbewegung bei Zahnkupplungen ein W-förmiges Verschleiß-

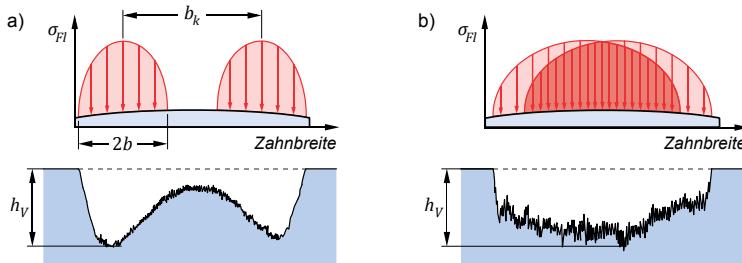


Bild 3: Zahnflankenpressung und zugehöriges Verschleißprofil der Zahnflanke nach [2]:
a) Zahnkupplung, b) bombierte Zahnwellenverbindung

profil einstellt. Die Geschwindigkeit im Zahnflankenkontakt ist an den beiden äußersten Endpunkten (Umkehrpunkt der Kontaktflächenbewegung) null, wodurch an diesen Stellen Haftreibung auftritt, dadurch der erhöhte Verschleiß entsteht und sich das W-förmige Profil ausbildet. Dagegen ist bei bombierten Zahnwellenverbindungen, infolge der sehr großen Pressungsüberlappung, ein U- bzw. wattenförmiges Verschleißprofil vorhanden. Im mittleren Bereich der Pressungsüberlappung ist ein Werkstoffbereich vorhanden, der ununterbrochen im Kontakt steht. Zusätzlich weist dieser Bereich auch eine Mangelschmierung auf, da infolge der großen Pressungsüberlappung Schmierstoff aus dem Kontaktbereich herausgedrückt wird und weiterer Schmierstoff nicht nachfließen kann. Somit bildet sich hier das U-förmige Verschleißprofil aus. Wie schon angemerkt, ergeben sich im normalen Betrieb relativ geringe Verformungen und Auslenkungswinkel (bis zu $0,2^\circ$), wodurch der Bombierungsradius im Bereich von $1.500 \text{ mm} < r_B < 10.000 \text{ mm}$ liegen sollte. Dabei sind große Bombierungsradien bei kleineren Auslenkungswinkeln und kleine Bombierungsradien bei größeren Auslenkungswinkeln zu wählen.

3 Verschleiß

Durch die im Betrieb vorhandene Auslenkung und den damit verbundenen Relativbewegungen können nach [2] die in Bild 4 dargestellten Verschleißerscheinungen auftreten:

- *Riefen*: strichartige, in betriebsbedingter Gleitrichtung verlaufende Vertiefungen; hervorgerufen durch gegenseitiges Einwirken von Rauheitsspitzen, verfestigte Verschleißpartikel oder durch harte Fremdpartikel.
- *Eindrückungen*: Oberflächendeformationen durch flache Partikel (Verunreinigungen, Verschleißpartikel), welche aber nicht in der Oberfläche verbleiben; eine überlagerte Riefenbildung ist vorhanden.
- *Narben und Mulden*: entstehen durch lokale Ansammlungen von Verschleißpartikeln. Narben: unregelmäßige Schwingungsweite, unterschiedlich hoher Verschleiß innerhalb der Kontaktfläche, ungleiche Beanspruchung der Kontaktfläche, unregelmäßige Verschleißpartikelansammlungen auf der Kontaktfläche und schlechter Abtransport von Verschleißpartikeln. Mulden: konstante Schwingungsweite mit oszillierender Bewegung in zwei Richtungen.
- *Oberflächenzerrüttung*: Zerrüttungsanrisse entstehend durch eine oszillierende Bewegung infolge sehr kleiner Auslenkungswinkel und hoher Kontaktpressung; zudem schlechte Schmierstoffzufuhr und schlechter Abtransport von Partikeln.
- *Grübchen*: Muschelförmige Ausbrüche (Schwingbrüche) durch lokal überhöhte Flankenpressung oberhalb der Wälzfestigkeit des Werkstoffes.

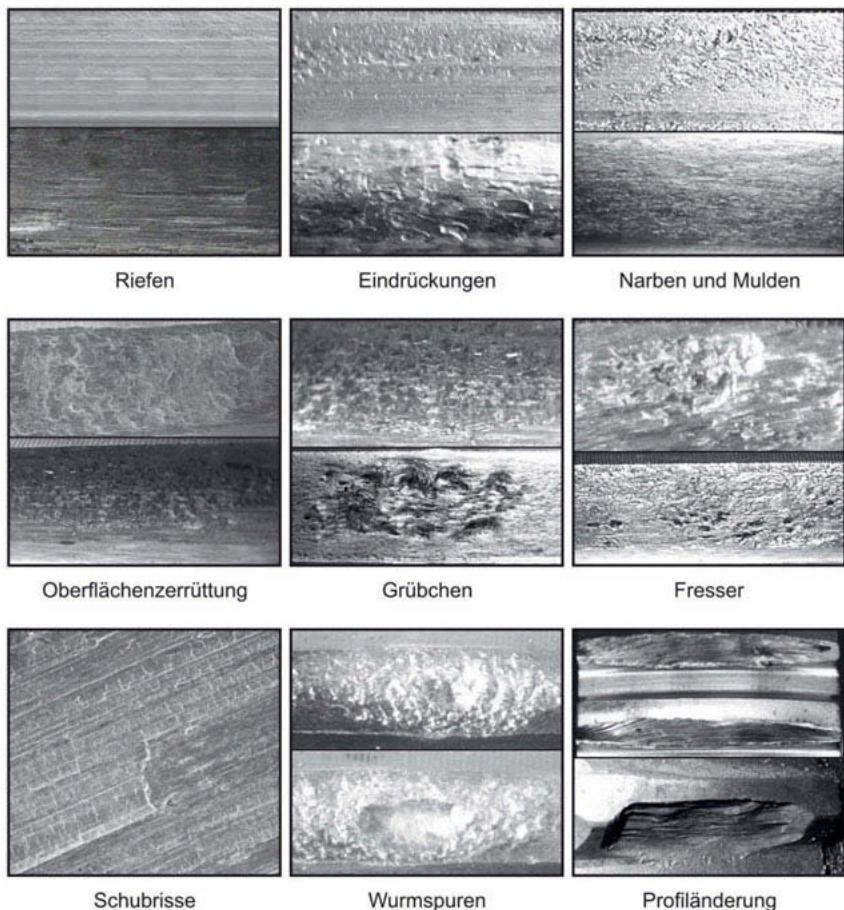


Bild 4: Verschiedene Arten der bei bombierten Zahnwellenverbindungen auftretenden Verschleißerscheinungen (Verzahnungswerkstoffe: 18CrNiMo7-6 und 42CrMo4) [2]

- **Fresser:** Adhäsiv bedingte streifige Aufrauung und Zerklüftung der Kontaktfläche. Durch Adhäsion werden Werkstoffbereiche herausgerissen und auf den anderen KontaktPartner übertragen. Wiederholte Übergleitungen glätten die aufgerauten Bereiche wieder ein. Zudem kann es durch Reibungswärme zu Anlauffarben und weiterer Rissbildung kommen.

- **Schubrisse:** verlaufen quer zur Gleitrichtung und äußern sich als linienförmige Werkstofftrennungen. Durch wiederholte Übergleitungen werden die Schubrisse wieder geglättet.
- **Wurmspuren:** senkrecht zur Gleitbewegung verlaufende Flankenausbrüche in symmetrischer Form auf beiden Zahnflanken. Hervorgerufen infolge von Mangelschmierung, das Erreichen der Fresslastgrenze infolge zu hoher Betriebstemperatur, eine zu hohe spez. Reibleistung bei hohen Drehzahlen und großen Auslenkungswinkel oder bei hohen Flankenpressungen und sehr kleinen Schwingungsweiten.
- **Profiländerung:** anhaltender Verschleißfortschritt führt zu einer makroskopischen Änderung des ursprünglichen Zahnflankenprofils mit deutlicher Stufenbildung. Der Verschleißfortschritt kann so lange anhalten, dass entweder eine plastische Verformung oder ein Bruch eintritt.

3.1 Abhilfemaßnahmen

Aufgrund der im Allgemeinen vorliegenden Mangelschmierung aufgrund der großen Pressungsüberlappung und geringen Kontaktflächenbewegung b_k nach Gleichung (5), ist eine Riefen- und Narbenbildung unvermeidlich. In der Regel sind auch in Teilbereichen Eindrückungen, Oberflächenzerrüttung und Grübchenbildung nahezu stets vorhanden. Eine Linderung der Verschleißerscheinungen kann durch eine entsprechende Schmierstoffauswahl mit geeigneter EP-Additivierung, eine ausreichende Schmierstoffzufuhr im Kontaktbereich (zum Abtransport von Partikeln und Verschmutzungen), ein ausreichendes Ölangebot, Reduzierung der Flankenpressung, spez. Reibleistung und Gleitgeschwindigkeit auf ein mittleres Niveau sowie einer Oberflächenbehandlung (nitrierte Oberfläche, größere Oberflächenhärte, Indizierung von Druckeigenspannungen usw.) erreicht werden. Jedoch kann auch mit den besten Ausführungen aller genannten Abhilfemaßnahmen lediglich eine verschleißarme Flankenoberfläche, wie sie z. B. in Bild 5 zu sehen ist, erreicht werden. Eine nahezu verschleißfreie Flankenoberfläche, wie sie im Bereich der Laufverzahnungen bekannt ist, kann bei Zahnwellenverbindungen angesichts der genannten Gründe nicht erreicht werden.

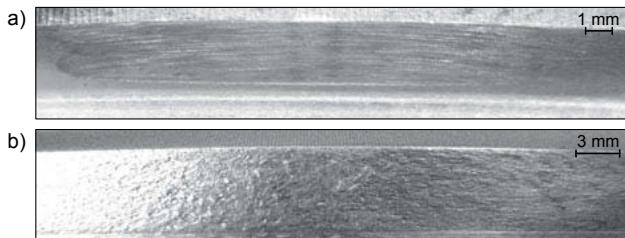


Bild 5: Zahnflanke von zwei bombierten Zahnwellenverbindungen aus 18CrNiMo7-6:
a) Riefenbildung, b) Narbenbildung

In Bild 5 a) ist eine durchaus normale Riefenbildung auf der Wellenzahnflanke zu erkennen. Nach einer leicht erhöhten Einlaufphase stellte sich eine gleichbleibende Verschleißtieflage ein, ohne Änderung der Verschleißerscheinung Riefen. Dagegen ist in Bild 5 b) die Zahnflanke einer anderen bombierten Zahnwelle dargestellt, bei der die anfänglichen Riefen und Furchen stärker ausfielen und eine erhöhte Anzahl an Verschleißpartikeln vorlag. Nach dem Einlauf veränderte sich die Verschleißerscheinung in der Betriebsphase (Verschleißtieflage) zur dargestellten Narben- und Muldenbildung. Auch hier erfolgte in der Verschleißtieflage keine weitere Änderung der Verschleißerscheinung.

3.2 Verschleißprognoseberechnung

Zur Bestimmung einer Verschleißprognose wird die Verschleißenergiedichte e_V sowie die lineare Verschleißintensität I_h (u. a. in [8]) verwendet. Der lineare Verschleißabtrag h_V (vgl. Bild 3) der Verschleißtieflage pro Umdrehung der Zahnwellenverbindung wird für die Welle (W) und Nabe (N) getrennt berechnet. Nach [2] gilt für die Berechnung:

$$h_{V(W,N)} = \frac{\mu \cdot F_n \cdot s_g}{e_{V(W,N)} \cdot A_K} \quad (6)$$

Darin enthalten ist der Reibungskoeffizient μ [-], die Zahnnormalkraft F_n [N], der Gleitweg s_g [mm] für eine Umdrehung ($s_g = 2 \cdot b_k$), die Verschleißenergiedichte e_V [J/mm³] und die Kontaktfläche A_K [mm²] ($A_K = 2b \cdot 0,9 \cdot m$). Anhand experimenteller Untersuchungen konnte für die Verschleißenergiedichte und die lineare Verschleißintensität der in Bild 6 markierte Bereich für bombierte Zahnwellenverbindungen identifiziert werden. Zwischen der Verschleißenergiedichte e_V und der linearen Verschleißintensität I_h besteht eine lineare Abhängigkeit über die Reibungsschubspannung τ_R ($\tau_R = \mu \cdot \sigma_F$):

$$I_h = 10^{-3} \cdot \frac{\tau_R}{e_V} \quad (7)$$

Mit dieser Kenntnis lässt sich zusätzlich die aus [8] bekannte γ -prozentuale Lebensdauer L_{hy} in Stunden bestimmen:

$$L_{hy} = \frac{e_{V(w,N)} \cdot (h_{V,zul} - h_{V,E})}{\tau_R \cdot 2 \cdot b_k \cdot n \cdot (1 - C_x \cdot C_v) \cdot 60} + t_E \quad (8)$$

Darin sind: Verschleißenergiedichte e_V [J/mm^3], zul. linearer Verschleißabtrag $h_{V,zul}$ [μm], linearer Verschleißabtrag in der Einlaufphase $h_{V,E}$ [μm], Betriebsdrehzahl n [min^{-1}], Quantil der Überlebenswahrscheinlichkeit C_x (90% Überlebenswahrscheinlichkeit: $C_x = -1,28$; 50%: $C_x = 0$), Variationskoeffizient $C_v = 0,16 \dots 0,54$ und Einlaufzeit t_E [h].

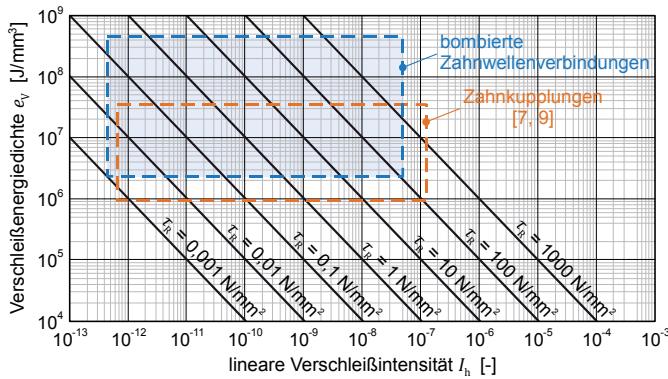


Bild 6: Verschleißenergiedichte-Verschleißintensitäts-Diagramm für die Verschleißtieflage

In Bild 7 ist der lineare Verschleißabtrag h_V in normierter Form (bezogen auf den maximal auftretenden linearen Verschleißabtrag) dargestellt. Die hier dargestellten Ergebnisse wurden in [2] zum einen anhand der theoretischen Methode nach Gleichung (6) und zum anderen durch experimentelle Versuche bestimmt. Es zeigt sich deutlich, dass die Ergebnisse von Berechnung und Versuch sehr gut konvergieren. Im Bereich kleiner Flankenpressungen $\sigma_{Fl} < 300 \text{ N/mm}^2$ betragen die Abweichungen der Verschleißprognose lediglich bis zu 6%. Bei recht üblichen Flankenpressungen der Größenordnung $\sigma_{Fl} \leq 400 \text{ N/mm}^2$ weichen die Ergebnisse vereinzelt um maximal 8% voneinander ab. Im Bereich großer Flankenpressungen $\sigma_{Fl} > 700 \text{ N/mm}^2$, welche vermieden werden sollten, da es hier zu starkem Verschleiß und zu Fressern kommt, sind teilweise Abweichungen bis zu max. 16% vorhanden.

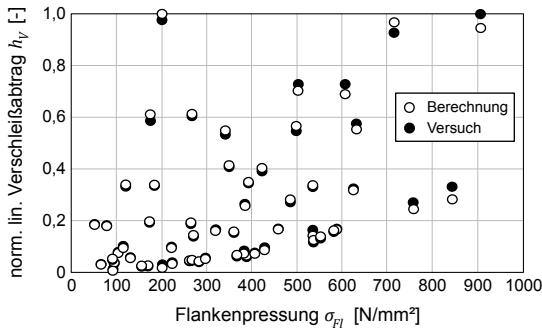


Bild 7: Gegenüberstellung des normierten linearen Verschleißabtrags h_v in der Verschleißtieflage von Berechnungs- und experimentellen Versuchsergebnissen

4 Zusammenfassung

In gängigen Anwendungen von Zahnwellenverbindungen kommt es immer wieder zu elastischen Bauteilverformungen. Diese Verformungen führen zu einer Auslenkung (Schiefstellung) der Zahnwelle und damit zu einer erhöhten Flankenpressung im Zahnrandbereich mit einer erhöhten Materialbeanspruchung und entsprechendem Verschleiß. Abhilfe kann durch eine Bombierung der Wellenverzahnung geschaffen werden. Infolge der Bombierung ergibt sich zwischen Wellen- und Nabenvorzahnung ein *Hertz'scher Kontakt*. Zudem wird der Kontakt am Zahnrand durch die bombierte Zahnflanke vermieden und die damit einhergehende Kerbwirkung wird herabgesetzt. Aufgrund der bei Zahnwellenverbindungen vorhandenen Mangelschmierung ist eine Vermeidung der recht vielfältigen Verschleißerscheinungen nur sehr bedingt möglich. Vielmehr kann aber die Auswirkung in Form eines Materialabtrags in Zahndickenrichtung minimiert werden, indem die Zahnflankenpressung relativ gering gehalten wird. Untersuchungen an bombierten Zahnwellenverbindungen aus gängigen Verzahnungswerkstoffen konnten zeigen, dass bei Flankenpressungen von max. 200 N/mm² lediglich Riefen, Narben und Mulden auftreten. Erst bei wesentlich höheren Flankenpressungen treten Fresser auf.

5 Literatur

- [1] DIN 5480-1: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser - Teil 1: Grundlagen. Deutsche Norm März 2006.
- [2] Spura, C.: Tragfähigkeitsberechnung und Verschleißanalyse von bombierten Zahnwellenverbindungen. RWTH Aachen Diss. 2012
- [3] Bündner, C.: Analyse der Beanspruchungen der Verzahnungen von Zahnkupplungen. TU Dresden Diss. 2000.
- [4] Pries, M.: Geometrie und Kinematik von Bogenzahnkupplungen. TU Dresden Diss. 1991.
- [5] Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J., Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Springer Vieweg, 2017.
- [6] Haberhauer, H., Bodenstein, F.: Maschinenelemente. Springer Vieweg, 2014.
- [7] Kunze, G.: Untersuchungen zur Beurteilung von Verzahnungen für Mitnehmerverbindungen, insbesondere von Zahnkupplungen. TU Dresden Habil. 1988.
- [8] Fleischer, G.: 40 Jahre Bewertung von Reibung und Verschleiß mit Hilfe der Energie-dichte. Tribologie und Schmierungstechnik, 51. Jahrgang, 3/2004, S. 5-11.
- [9] Straus, E.: Einsatzgrenzen und Einlaufverhalten von nichtgehärteten Zahnkupplun-gen. TH Darmstadt Diss. 1984.

Werkstoffmechanische Einflussfaktoren auf die Tragfähigkeit von Passverzahnungen auf Hohlwellen

Material-mechanical factors influencing the load capacity of splines on hollow shafts

Jakob F. Springorum, M.Sc., Muhr und Bender KG, Weitefeld;
Prof. Dr. rer. nat. **Robert Brandt**, Lehrstuhl für Werkstoffssysteme für den Fahrzeugleichtbau, Universität Siegen

Kurzfassung

Passverzahnungen auf Hohlwellen sind im Betrieb statischen und zyklischen Belastungen ausgesetzt. Die Forderung nach einer maximalen Ausnutzung des Leichtbaupotenzials erfordert eine genaue Kenntnis der lokalen mechanischen Beanspruchung sowie der zulässigen Beanspruchbarkeit des Werkstoffes, insbesondere im Bereich der Passverzahnung. Um sowohl ein hohes statisches Bruchmoment sowie gleichermaßen eine ausreichende zyklische Festigkeit zu gewährleisten, werden in Torsionsversuchen die Ursache-Wirkzusammenhänge zwischen den Werkstoff- und den Festigkeitseigenschaften untersucht. Die unterschiedlichen Werkstoffeigenschaften werden durch Induktiv-, Neutral- und Einsatzhärteverfahren eingestellt. Zusätzlich wird der Einfluss einer Ölschmierung analysiert. Diesbezüglich wird die Frage beantwortet, warum eine Ölschmierung positive Auswirkungen auf die zyklischen Festigkeitseigenschaften der Passverzahnung hat, obwohl die Bruchausgänge in der Zahnußausrundung und damit außerhalb des Kontaktbereichs der Verbindungspartner der flankenzentrierten Passverzahnung liegen. Die Ergebnisse zeigen, dass mit steigender Kernhärte eine steigende statische Übertragungsfähigkeit einhergeht und die Randschichthärte die größte Auswirkung auf die zyklische Festigkeit ausübt. Darüber hinaus wird aufgezeigt, dass durch die Reibungsreduktion durch eine Ölschmierung zwischen den Verbindungspartnern eine Spannungsreduktion in der Zahnußausrundung einhergeht und damit die zyklische Festigkeit der Passverzahnungen gesteigert werden kann.

Abstract

Splines on hollow shafts must meet static and cyclic strength requirements during operation. The demand for maximum utilization of the lightweight construction potential requires precise knowledge of the local mechanical stresses as well as the permissible load capacity of the material, in particular in the area of the splines. In order to ensure both a high static moment as well as a sufficient cyclic strength, the cause-effect relationships between the material properties and the strength properties are examined in torsion tests. The different material properties were adjusted by inductive, neutral and case hardening strategies. In addition, the influence of oil lubrication is analyzed. In this regard, the question is answered as to why oil lubrication has a positive effect on the cyclic strength properties of the splines, although the origin of fractures are in the root fillet of the splines and thus outside the contact area of the edge-centered involute splines. The results show that with increasing core hardness an increasing static transfer capability is associated and the surface hardness exerts the greatest impact on the cyclic strength. In addition, it is shown that due to the reduction of friction by an oil lubrication between the connection partners, a reduction in stress in the tooth root fillet is accompanied and thus the cyclical strength of the splines can be increased.

1. Einleitung

Um trotz steigender Motorleistungen der Forderung nach Ressourceneffizienz nachzukommen, ist eine Steigerung der Leistungsdichte der Antriebskomponenten notwendig. Zur Übertragung von Drehmoment zwischen dem Getriebe und den Antriebsräder kommen Leichtbauwellen (Hohlwellen) zum Einsatz. Die Drehmomentein- und -ausleitung erfolgt dabei über axial umgeformte Passverzahnungen/Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [1]. Passverzahnungen zeichnen sich durch die Übertragungsfähigkeit von hohen Drehmomenten und stoßartigen Belastungen auf kleinem Bauraum aus und werden im Zeitfestigkeitsgebiet ausgelegt. In Abhängigkeit von den statischen und zyklischen Festigkeitsanforderungen werden u.a. das Material und die Vergütestrategie ausgewählt. Dabei ist zu beachten, dass sich spezifische Werkstoffeigenschaften, wie etwa die Härte-Tiefen-Verläufe über der Wanddicke, auf unterschiedliche Art und Weise auf die Festigkeitseigenschaften auswirken können. Da die Ursache-Wirkzusammenhänge zwischen den Werkstoffeigenschaften und den statischen und zyklischen Festigkeitseigenschaften bislang unzureichend bekannt sind, werden im Zuge der vorliegenden Untersuchung die Ursache-Wirkzusammenhänge analysiert.

Neben den eingestellten Werkstoffeigenschaften spielen Schmierstoffe in der Zahnwellenverbindung bei zyklischer Belastung eine entscheidende Rolle. So zeigte sich, dass eine

Ölschmierung das Verschleißverhalten in Passverzahnungen herabsetzen kann [2, 3]. Unklar ist, wie sich die Veränderung des Verschleißverhaltens und die Wirkung einer Ölschmierung auf die Lebensdauer von Passverzahnungen auswirken. Daher werden die Ergebnisse von Schwingprüfungen mit und ohne Ölschmierung aufgezeigt und die mechanisch wirkenden Mechanismen anhand von numerischen Berechnungen analysiert.

2. Probenmaterial und experimentelle Methoden

Der Schwerpunkt der vorliegenden Untersuchung ist die Analyse des Einflusses von unterschiedlichen Härte-Tiefen-Verläufen auf die statischen und zyklischen Festigkeitseigenschaften von torsionsbeanspruchten, axial nicht verschiebbaren Passverzahnungen (DIN 5480 28x1x30x27) auf Hohlwellen mit einem Bohrungsdurchmesser im Verzahnungsbereich von 17 mm. Als Werkstoff kommt ein Mangan-Bor-Stahl zum Einsatz. Die Passverzahnungen werden durch einen axialen Umformprozess hergestellt. Mit diesem Herstellungsverfahren können Zahnußrundungsradien ($r_{opt} = \text{Modul} \times 0,48$) erzeugt werden, die zu einer Reduktion der Zahnußspannungen führen [4]. Um diese Zusammenhänge zu analysieren, werden in dem vorliegenden Projekt die Härte-Tiefen-Verläufe durch unterschiedliche Vergütestrategien gezielt eingestellt. Zur Einstellung und Variation der Härte-Tiefen-Verläufe werden drei Vergütungsarten gewählt (s. Tabelle 1). Bei der Induktionsvergütung kommt eine Abschreckbrause mit einer Wasser-Polymer-Lösung (ca. 25 °C) zum Einsatz. Bei den im Ofen gehärteten Wellen wird eine Ölabschreckung mit einer Ölbadtemperatur von 80 °C gewählt. Durch die stärkere Abschreckwirkung bei der Induktionshärtung ist mit höheren Ansprunghärtungen zu rechnen.

Tabelle 1: Parameter der Vergütung

Bezeichnung	Härteverfahren	Härtetemperatur	Haltezeit	C-Pegel [Gew.-%]	Anlasstemperatur
Induktiv	Induktiv	980°C	15 s (Rampe)	-	160°C
Ofen_5 min	Kammerofen	850°C	5 min	0,34	160°C
Ofen_60 min	Kammerofen	850°C	60 min	0,9	160°C
Ofen_360 min	Kammerofen	850°C	360 min	0,9	160°C

Nach der Vergütung werden Proben aus dem Mittelteil der Wellen (AD: 33 mm, s: 5,15 mm) entnommen, die zur Bestimmung der ehemaligen Austenitkorngrenzen nach DIN EN ISO 643 herangezogen werden [5]. Darüber hinaus werden Härtemessungen nach DIN EN ISO 6507

durchgeführt [6]. Die vergüteten Hohlwellen werden anschließend auf einem Torsionsprüfstand sowohl statisch (je 5 Wellen) als auch zyklisch (je 8 Wellen) tordiert. Die statischen Abreißversuche werden auf einem servoelektrischen Prüfstand mit einer Drehmomentbeaufschlagung von 200 Nm/s durchgeführt. Für die zyklischen Prüfungen kommt ein servohydraulischer Prüfstand zum Einsatz, der mit einem Drehmoment von 1300 Nm und $R = -1$ bei einer Frequenz von 10 Hz betrieben wird. Die zyklischen Untersuchungen werden im Zeitfestigkeitsgebiet durchgeführt, das Ausfallkriterium stellt eine Winkelüberschreitung von ca. $+/ - 1^\circ$ mit nachfolgend identifizierter Bruchinitiierung dar. Hinsichtlich der Bruchinitiierung ist die Erzeugung nur eines primären Bruchausgangs anzustreben, um die schädigungsursächlichen Bruchmechanismen mikroskopisch eindeutig zu identifizieren. Dies erfordert eine sehr genaue Einstellung des Ausfallkriteriums, um mehrere über den Umfang verteilte Mikrorisse zu vermeiden. Aber nur so kann gewährleistet werden, dass keine Fehldeutungen hinsichtlich der auftretenden Bruchmechanismen, insbesondere zwischen der Reibdauerermüdung und der spannungsmechanischen Ermüdung, erfolgen und dadurch falsche Schlussfolgerungen hinsichtlich der Ursache-Wirkzusammenhänge gezogen werden.

Neben dem Einfluss unterschiedlicher Härte-Tiefen-Verläufe wird zudem der Einfluss einer Ölschmierung der axial nicht verschiebbaren Passverzahnung der Versuchsreihe *Ofen_5 min* auf die zyklische Festigkeit untersucht. Dafür wird die Passverzahnung der Hohlwelle mit einem Pinsel vor dem Fügen mit der Nabe einmalig mit dem feststofffreien Hochleistungsgtrieboöl Optigear BM 100 bestrichen. Weitere Nachschmierungen erfolgen nicht.

4. Versuchsergebnisse

Die durch die Vergütung eingestellten Härte-Tiefen-Verläufe sind in Bild 1 zu sehen. Aufgrund einer prozessbedingten Randentkohlung, weisen die induktivvergüteten Wellen eine deutliche Randentfestigung (450 HV1) auf, wohingegen eine vergleichsweise hohe Kernhärte von rund 600 HV1 vorliegt. Die im Ofen vergüteten Wellen charakterisieren sich durch eine mit zunehmender Haltezeit ansteigende Einhärtetiefe und damit Randhärte und einer etwas geringeren Kernhärte von rund 550 HV1. Zudem zeigen die Verläufe, dass bei der Variante *Ofen_360 min*, neben dem Außendurchmesser auch der Innendurchmesser leicht aufgekohlt wird, sodass es ebenfalls zu einem Anstieg der Randhärte am Innendurchmesser kommt. Die ehemaligen Austenitkorngrößen unterscheiden sich innerhalb der Varianten nur marginal und liegen zwischen $G = 9 - 10$.

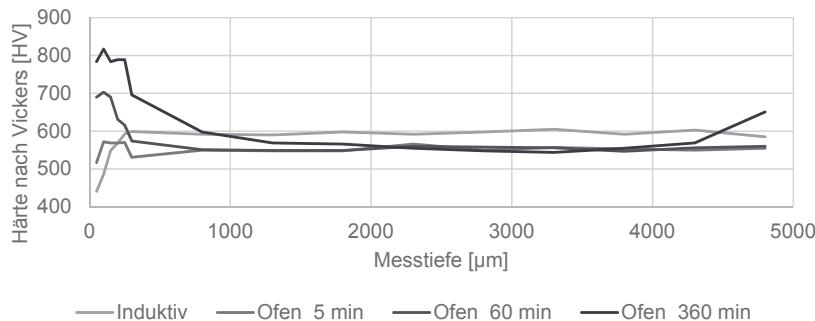


Bild 1: Härte-Tiefen-Verläufe vom Außendurchmesser zum Innendurchmesser der Varianten *Induktiv, Ofen_5 min, Ofen_60 min und Ofen_360 min*

Die normierten Ergebnisse der statischen Abreißversuche der Versuchsreihen *Induktiv*, *Ofen_60 min* und *Ofen_360 min* sind in Bild 2 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass die induktiv vergüteten Wellen die höchsten statischen Bruchmomente aufweisen. Die höhere Kernhärte wirkt sich damit positiv auf die statische Übertragungsfähigkeit aus. Die ofenvergüteten Varianten *Ofen_60 min* haben die geringste statische Übertragungsfähigkeit. Die im Vergleich höhere Randhärte der Variante *Ofen_360 min* wirkt sich nur marginal auf die Höhe des statischen Bruchmomentes aus.



Bild 2: Statische Bruchmomente der Varianten *Induktiv, Ofen_60 min und Ofen_360 min*

In Bild 3 sind die normierten zyklischen Festigkeiten dargestellt. Die Ergebnisse veranschaulichen, dass die induktiv vergüteten Wellen die geringsten zyklischen Festigkeiten aufweisen, wohingegen die Varianten *Ofen_60 min* und *Ofen_360 min* eine Steigerung der mittleren zyklischen Festigkeit um den Faktor 2,13 bis 2,26 zeigen.

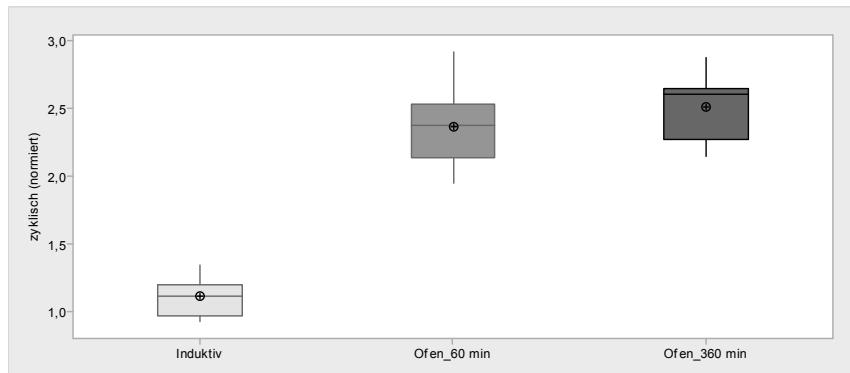


Bild 3: Zyklische Festigkeit der unterschiedlich vergüteten Hohlwellen bei 1300 Nm ($R = -1$)

Die Ergebnisse der Schwingversuche mit und ohne Ölschmierung der Versuchsreihe *Ofen_5 min* sind in Bild 4 dargestellt. Durch die Ölschmierung kann die mittlere zyklische Festigkeit der Passverzahnungen auf den Hohlwellen um rund 56 % gesteigert werden.

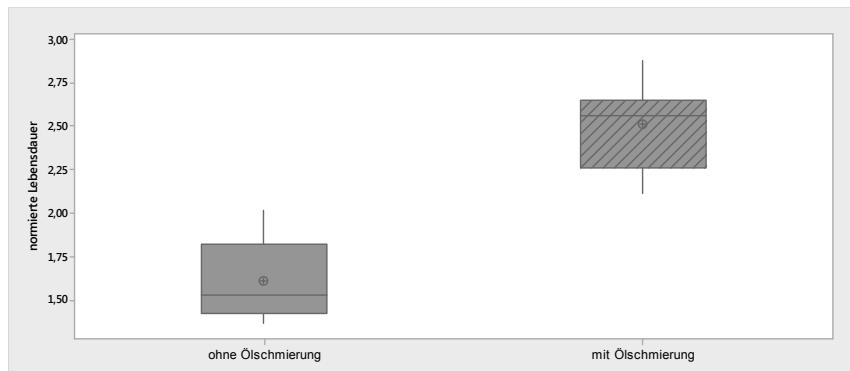


Bild 4: Zyklische Festigkeit der Versuchsreihe *Ofen_5min* in Abhängigkeit der Prüfbedingungen (mit und ohne Ölschmierung)

Um zu überprüfen, welche Schädigungsmechanismen in Abhängigkeit der eingestellten Werkstoffeigenschaften und der Prüfbedingungen vorliegen, wurden Bruchanalysen durchgeführt. Die Bruchorte liegen bei den bisher durchgeführten Untersuchungen unabhängig von der Vergütung und unabhängig von der Ölschmierung immer in der Zahnußausrundung. Exemplarisch ist in Bild 5 a) ein Bruchausgang einer Passverzahnung der Variante *Ofen_360 min* und in Bild 5 b) ein Bruchausgang einer Passverzahnung der Variante *Ofen_5 min*, die vorab mit dem Getriebeöl eingepinselt wurde, dargestellt. Aus den Bildern wird deutlich, dass der Bruchausgang unterhalb des Kontaktbereichs zwischen den Flanken der Verbindungspartner (schraffiert gekennzeichneter Bereich in Bild 5 a)) liegt, sodass von einem spannungsmechanisch hervorgerufenen Ermüdungsbruch ausgegangen werden kann.

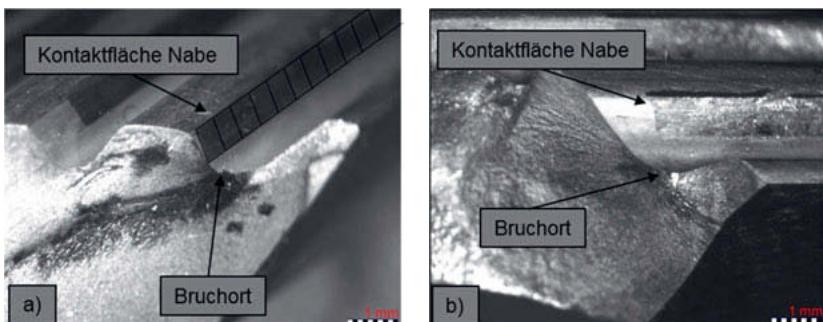


Bild 5: Mikroskopische Aufnahme des Bruchausgangs a) *Ofen_360 min*, b) *Ofen_5 min* mit Ölschmierung

5. Numerische Spannungsanalyse

Um die Wirkmechanismen einer Ölschmierung zu analysieren, wurde ein Teilmodell eines Zahns der Passverzahnung mit zyklischer Symmetrie und tangentialer Krafteinleitung über der Nabenumfangsfläche in dem FE-Programm Ansys abgebildet. Mit dem Modell, welches in Bild 6 dargestellt ist, wurde überprüft, wie sich die Reibung zwischen den Flanken der Verbindungspartner auf die Spannungsverteilung in der Zahnußausrundung auswirkt. Das Drehmoment wird vom Wellenende in Richtung Verzahnungsauslauf aus betrachtet, in mathematisch positiver Drehrichtung eingeleitet. Dafür wurden Reibkoeffizienten von $\mu_1 = 0,05$, $\mu_2 = 0,1$, $\mu_3 = 0,2$ und $\mu_4 = 0,4$ vorgegeben. Durch die Markierung des Detail A in Bild 6 wird der Auswertebereich der berechneten Spannungen in Bild 7 und in Bild 8 gekennzeichnet. Dieser Bereich ist für die Spannungsanalyse ausreichend, da insbesondere am Übergang der Nabe und im Verzahnungsauslauf die höchsten Spannungen auftreten.

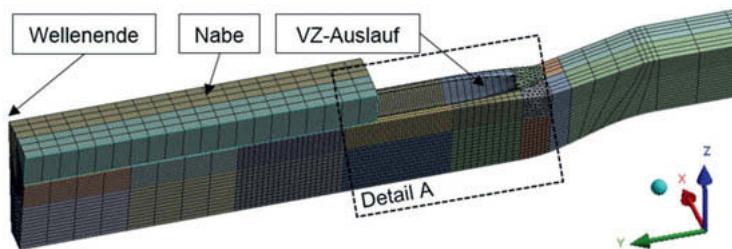


Bild 6: Teilmodell eines Zahns mit zyklischer Symmetrie

In Bild 7 sind die berechneten v. Mises Vergleichsspannungen bei einem angelegten Torsionsmoment von 1300 Nm dargestellt. Die maximalen Vergleichsspannungen treten außerhalb des Kontaktbereiches zwischen Wellen- und Nabenzahnräumung auf und wandern mit steigendem Reibungskoeffizienten in Richtung des Kontaktbereichs. Zwischen den eingestellten Reibungskoeffizienten $\mu_1 = 0,05$ und $\mu_2 = 0,1$ ist nahezu kein Einfluss auf die Höhe und die Verteilung der v. Mises Vergleichsspannungen in der Zahnußausrundung zu erkennen.

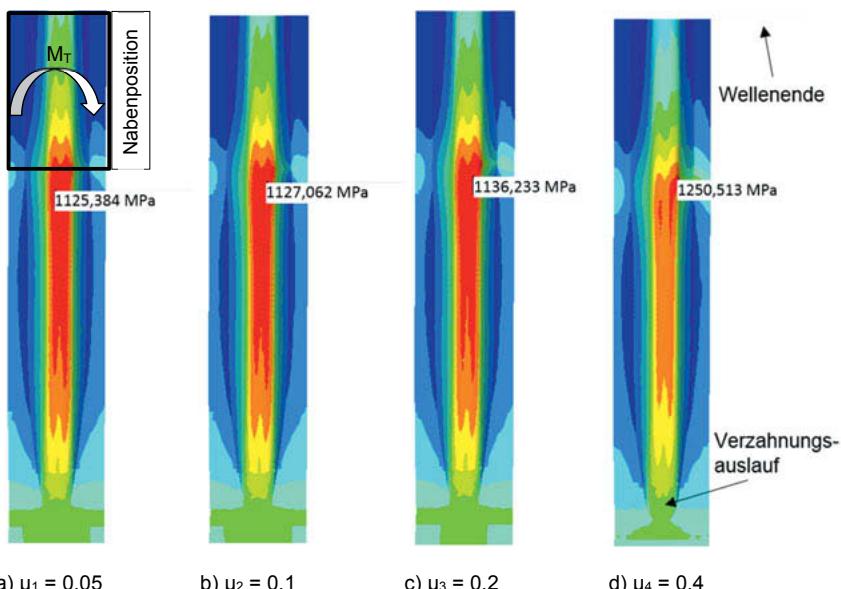


Bild 7: Vergleichsspannungen nach v. Mises in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten zwischen den Flanken der Verbindungspartner – Draufsicht auf Zahn

Erst ab einem Reibungskoeffizienten von $\mu_3 = 0,2$ steigen die maximal vorliegenden v. Mises Vergleichsspannungen langsam an, sodass ein Anstieg der Vergleichsspannungen zwischen $\mu_1 = 0,05$ und $\mu_2 = 0,4$ von rund 11 % zu verzeichnen ist.

In Bild 8 sind die maximalen Hauptspannungen in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten dargestellt. Der Ort der maximalen Hauptspannungen befindet sich am Übergang von Wellen- und Nabenzahnung, allerdings unterhalb der Kontaktfläche der Verbindungspartner. Die berechneten Spannungen liegen damit exakt in dem Bereich, wo auch die experimentell nachgewiesenen Bruchausgänge starten (vgl. Bild 5 a) und b)).

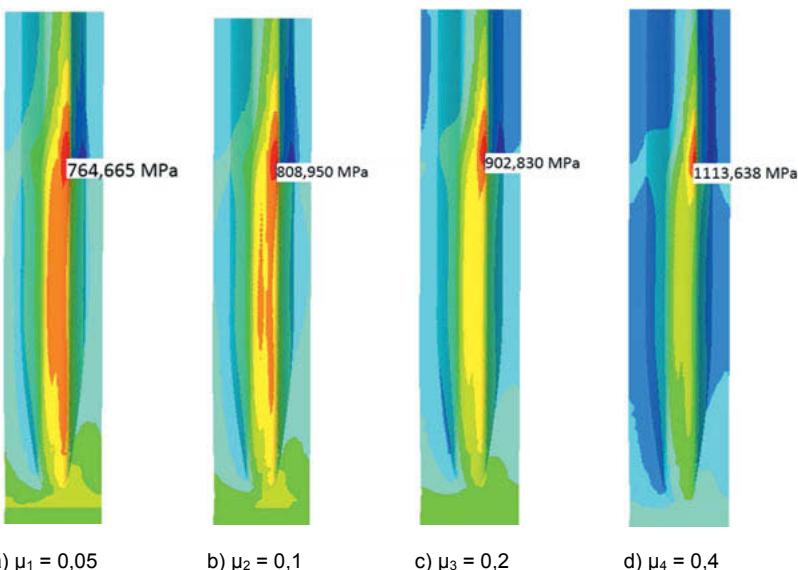


Bild 8: Maximale Hauptspannungen in Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten zwischen den Flanken der Verbindungspartner – Draufsicht auf Zahn

Im Gegensatz zu den berechneten Vergleichsspannungen steigen die maximalen Hauptspannungen mit steigendem Reibkoeffizienten stärker an. So wurde ein Anstieg der maximalen Hauptspannungen zwischen $\mu_1 = 0,05$ (764,655 MPa) und $\mu_4 = 0,4$ (1113,638 MPa) von rund 45 % berechnet. Das bedeutet, dass der Reibkoeffizient zwischen den Flanken der Verbindungspartner einen direkten Einfluss auf die Höhe der maximalen Hauptspannungen in der kontaktfreien Zahnfußausrundung hat.

5. Zusammenfassung und Diskussion

Die vorliegenden Untersuchungen zeigen, dass die statische Übertragungsfähigkeit von Passverzahnungen auf Hohlwellen im Wesentlichen von der Kernhärte abhängt. Die Randhärte spielt hinsichtlich der statischen Übertragungsfähigkeit nur eine untergeordnete Rolle. Im Gegensatz dazu hat die Randhärte entscheidenden Einfluss auf die zyklische Festigkeit. Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen, dass die Reduktion des Reibungskoeffizienten durch eine Ölschmierung zu einer Lebensdauersteigerung der Passverzahnung führt und die bislang nachgewiesenen Bruchausgänge immer im kontaktfreien Bereich liegen. Mit Hilfe der Finiten Elemente Berechnungen konnte nachgewiesen werden, dass die Lebensdauersteigerung, die durch eine Ölschmierung herbeigeführt wird, auf eine Reduktion der Zahndruckspannungen aufgrund des geringeren Reibbeiwertes zwischen den Verbindungspartnern zurückzuführen ist.

References

- [1] DIN 5480 - Deutsches Institut für Normgebung, Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [2] Schäfer, G., Zahnwellenverbindungen: Einfluss von Oberflächenbehandlung auf das Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Forschungsvorhaben Nr. 99/III-IV, Frankfurt, 1997.
- [3] Cuffaro, V., Curà, F., Mura, A., Fretting damage parameters in splined couplings. Convegno Nazionale IGF 2013, 36–42.
- [4] Schäfer, G., Passverzahnungen nach DIN 5480 kompatibel optimiert. VDI-Berichte 2287, 2016, 153–164.
- [5] DIN EN ISO 643 - Deutsches Institut für Normgebung, Mikrophotographische Bestimmung der erkennbaren Korngroße, Berlin, Beuth Verlag GmbH, 2013.
- [6] DIN EN ISO 6507 - Deutsches Institut für Normgebung, Metallische Werkstoffe - Härtprüfung nach Vickers, Berlin, Beuth Verlag GmbH, 2018.

Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form

Optimisation of the carrying capacity of tooth shaft connections in extended form

M.Sc. Jochen Wild, Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel,

Dr.-Ing. Günter Schäfer,

Fritz-Südting-Institut für Maschinenwesen,

Technische Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld

Kurzfassung

Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 finden breite Anwendung in der Antriebstechnik, insbesondere zur Übertragung dynamischer und oft stoßartig auftretender Torsionsmomente. Im Zuge einer stetig steigenden Leistungsdichte in der Praxis werden immer häufiger die Tragfähigkeitsgrenzen erreicht. Hieraus resultierte die Motivation für [3] zur Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. Dieser Beitrag ist ein Auszug des zuvor benannten Werkes. Er beschränkt sich auf die grundformbasierte Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen, wobei lediglich bereits existierende Variablen, diese aber über den normativ definierten Wertebereich hinaus, genutzt wurden. Innerhalb dieses Beitrags wird beschrieben, welche normativ systematische Änderungen zur Nenngeometriegerierung erforderlich sind, so dass eine freie Parametervariation möglich ist. Daran anknüpfend wird auf Basis der numerischen Ergebnisse auf die geometrisch optimale Gestaltung von Zahnwellenverbindungen eingegangen. Darüber hinaus werden Hinweise zur Tragfähigkeitsauslegung gegeben. Der Beitrag schließt mit der Abschätzung des Optimierungspotentials sowie dem Verweis auf weiterführende Entwicklungen zur nochmalig signifikanten Tragfähigkeitssteigerung.

1. Einleitung

Praxisrelevante Ursache für das rissbedingte Systemversagen von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [1] ist im Allgemeinen die sich zugseitig ausbildende Spannungskonzentration im Zahnußbereich der Welle, vgl. die Bild 1. [3]

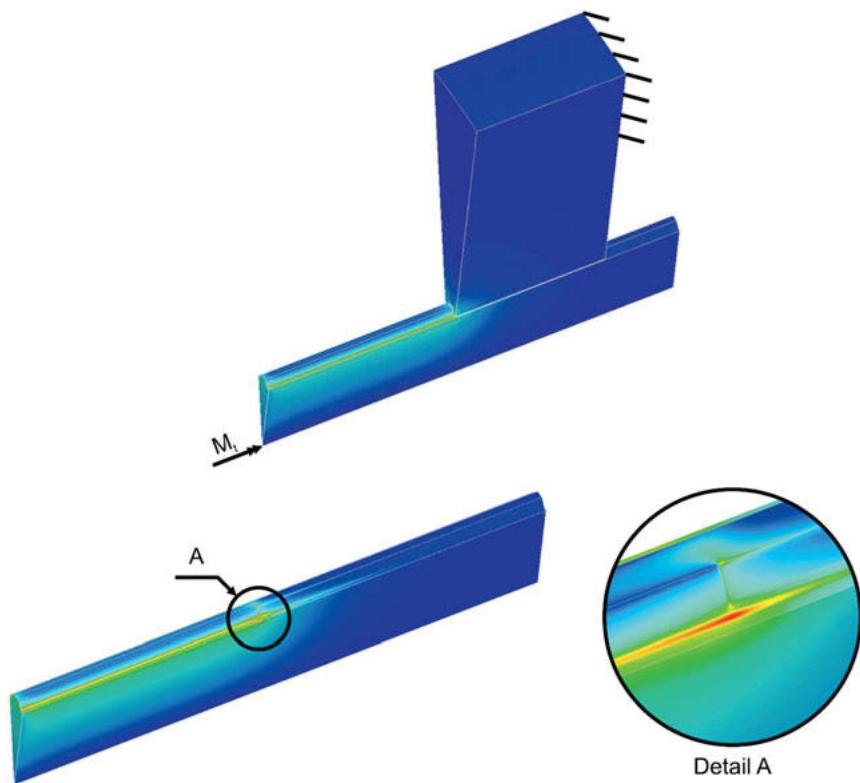


Bild 1: Charakteristische Vergleichsspannung nach von Mises eines torsionsbelasteten Sektormodells am Beispiel der Zahnwellenverbindung DIN 5480 – 45 x 1,5 x 28 ($\alpha = 30^\circ$; $\rho_{f1}/m = 0,16$; $c_{f1}/m = 0,12$; $R_{hw} = 0$; $A_{hw} = 0$) [3]

Aus vorangegangenen Arbeiten ist bereits bekannt, dass für den Modul m und den (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} geometrische Optima existieren. In Konsequenz ist die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 durch günstige Parameterwahl beeinflussbar. Eine Beschreibung der entsprechenden Effekte, so dass diese technisch nutzbar sind, existiert bislang jedoch nicht bzw. nicht in ausreichendem Maße. Die Möglichkeit zur präzisen Quantifizierung der Tragfähigkeit ist in Gänze nicht vorhanden. Darüber hinaus stellt sich die Frage, ob auch für die übrigen, direkt beeinflussbaren Parameter Flankenwinkel α und Formübermaß c_F Optima existieren. Um die optimale Geometrie einer Zahnwellenverbindung unter Berücksichtigung aller Parameter benennen und darüber hinaus ihre Gestaltfestigkeit quantifizieren

zu können, wurden umfangreiche FE-Analysen an der Grundform von Zahnwellenverbindungen mit maximal geometrischer Steifigkeit bei entsprechender Parametervariation durchgeführt, vgl. Bild 2. Die auf Basis der numerischen Ergebnisse identifizierten parameterspezifisch optimalen Geometrien von Zahnwellenverbindungen wie auch deren Tragfähigkeitscharakteristik wurde durch neu entwickelte Näherungsgleichungen in die einfache und zumindest für die gesamte DIN 5480 gültige Anwendbarkeit überführt. [3]

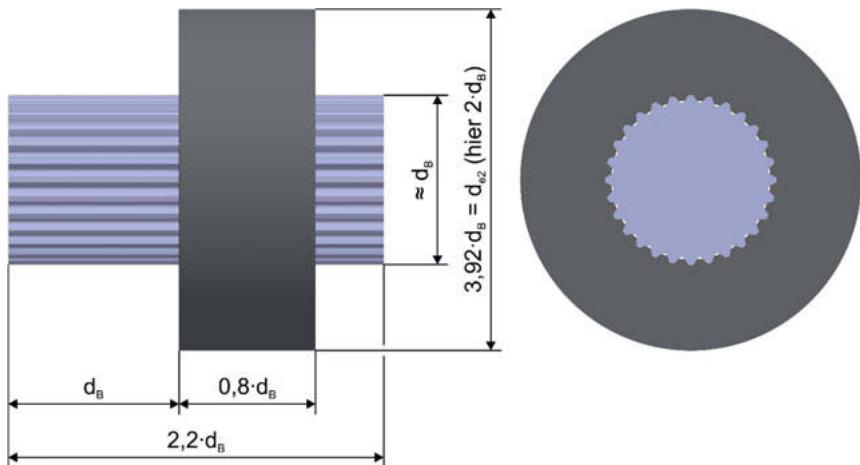
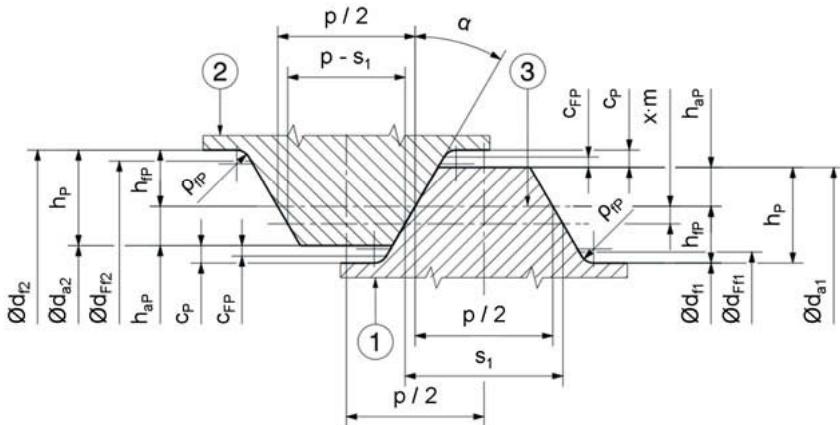


Bild 2: Grundform und geometrische Randbedingungen der numerisch analysierten Zahnwellenverbindungen mit maximal geometrischer Steifigkeit [3]

2. Stand der Technik

Die Nenngeometrie von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 ist in Tabelle 3 des ersten Teils der entsprechenden Norm exakt definiert. Basis hierfür ist das sogenannte Bezugsprofil, vgl. Bild 3. Nach DIN 5480 sind Bezugsdurchmesser d_B sowie Modul m bzw. Zähnezahl z frei variierbar. Nicht frei wählbar sind die Fußrundungsradien ρ_f , der Flankenwinkel α , die Formübermaße c_F und die Profilverschiebungsfaktoren x . Dies ist nicht direkt ersichtlich und geht erst aus einer Analyse der Systematik der DIN 5480 hervor. So berechnen sich alle Kopfkreisdurchmesser d_a und Fußkreisdurchmesser d_f unabhängig voneinander. Hieraus resultierend ergeben sich für die Fußrundungsradien ρ_f und Formübermaße c_F in Abhängigkeit des Fertigungsverfahrens fixe Bauräume. Diese sind nicht von entsprechend benannten Größen oder aber in Weiterführung vom Flankenwinkel α und den Profilverschiebungsfaktoren x abhängig.

Die für die Fußrundungsradien ρ_f und Formübermaße c_F zur Verfügung stehenden Bauräume haben empirischen Charakter und sind Bestandteil der Kopfhöhen h_f . Somit kann eine freie Variation der entsprechenden Parameter nicht zulässig sein. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass bei der Geometriegenerierung selbst unter Berücksichtigung aller normativ gegebenen Randbedingungen Fehler, genauer Überschreitung zwischen Welle und Nabe, auftreten können. Um den Einfluss aller Parameter durch deren freie Variation über die normativen Grenzen hinaus analysieren zu können, ist somit die fundamentale Umgestaltung des Formelapparates der DIN 5480 Grundvoraussetzung für die Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. Auf die entsprechende Entwicklung wird im 3. Kapitel eingegangen. [3]



Legende

- 1 Welle
- 2 Nabe
- 3 Profil-Bezugslinie

Bild 3: Bezugprofil nach DIN 5480 [1]

3. Definitionen, Entwicklungen und Vorfeldbetrachtungen

Wie im 2. Kapitel dargelegt, ist die freie Variation des Flankenwinkels α , der Fußrundungsradien ρ_f und der Formübermaße c_F in der DIN 5480 gegenwärtig nicht möglich. Da dies wellenbezogen essenzieller Untersuchungsgegenstand von Wild in [3] und damit dieses Beitrags ist, ist eine Anpassung der in der Norm beschriebenen Vorgehensweise zur Nenngeometrie-

generierung unabdingbar. Die angewendete Verfahrensweise sieht vor, die Profilform ausgehend von den Kopfkreisdurchmessern d_a als solide geometrische Basen zu generieren. Für die Welle ergeben sich alle weiteren Größen im Sinne einer Kettenbemaßung ausgehend vom (Naben-)Kopfkreisdurchmesser d_{a2} in radialer Richtung von außen nach innen, für die Nabe ausgehend vom (Wellen-)Kopfkreisdurchmesser d_{a1} von innen nach außen. Die Fußkreisdurchmesser d_f werden somit zu von allen Parametern der Profilform abhängige Größen. Die oben beschriebene Vorgehensweise zur Geometriegernerierung kann per CAD erfolgen, wurde jedoch bei allen in [3] durchgeföhrten numerischen Analysen iterativ mit Hilfe eines von Wild für [3] entwickelten APDL-Algorithmus generiert. Beide erwähnten Alternativen sind keine für den Anwender einfach umzusetzende Vorgehensweisen. So wurden in [3] unter Anwendung der Vektoralgebra einfach zu handhabende Gleichungen hergeleitet, die vollständige Parametervariabilität und nunmehr auch die exakte geometrische Beschreibung der Zahngometrie von Welle und Nabe bei Teil- und Vollausrundung ermöglichen. Hieraus resultierend ist die Anwendung von Formzahlen α_k auf Basis von Nakazawa [2] problemlos möglich. [3]

4. Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form

Basis zur grundformbasierten Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form sind ausschließlich umfangreiche numerische Analysen (FE). Zunächst wurden die Einflüsse von Bezugsdurchmesser d_B , Modul m bzw. Zähnezahl z , Flankenwinkel α und (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} (Umfang: Knapp 1.200 Berechnungen) bei einem (Wellen-)Formübermaß c_{f1} von $0,12 \cdot m$ analysiert. In Weiterführung wurde der Einfluss des (Wellen-)Formübermaßes c_{f1} im Rahmen einer Extremwertbetrachtung sowie mit Bezug zu den nun bekannten Optima bei einem Flankenwinkel α von 30° analysiert (Umfang: 22 weitere FE-Simulationen). Anschließend wurden die zur Geometriebestimmung entwickelten Gleichungen, vgl. Kapitel 3, sowie die aus den zuvor benannten numerischen Untersuchungen entwickelten Gleichungen zur Beschreibung der optimalen Verbindungen sowie zur Charakterisierung ihrer Tragfähigkeit in einer Routine zur Gestaltung und Auslegung agglomeriert. Abschließend wurde deren Abbildegenuigkeit durch einen analytisch-numerischen Quervergleich auf Basis weiterer numerischer Analysen diskutiert (Umfang: 13 weitere FE-Simulationen). Nachfolgend wird auszugsweise auf die Ergebnisse der entsprechend benannten Untersuchungen und Entwicklungen eingegangen. [3]

Die numerische Einflussanalyse der Parameter Bezugsdurchmesser d_B , Modul m bzw. Zähnezahl z , Flankenwinkel α und (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} ermöglichen die Ableitung allgemeiner Richtlinien zur vorteilhaften Gestaltung von Zahnwellenverbindungen. Derartige Gestaltungsregeln können auf Basis der axialen Spannungsverteilung sowie der Lage des Spannungsmaximums in axialer und radialer Richtung getroffen werden. So kann die Definition einer zahnwellenspezifisch milden Kerbe abgeleitet werden. Diese liegt selbstredend bei dem optimalen Modul m_{opt} sowie dem optimalen Fußrundungsradius ρ_{f1opt} vor. Der optimale Modul m_{opt} kann für einen Flankenwinkel α von 30° nach Gleichung (1) abgeschätzt werden. Eine weitere Formulierung, die den relativ geringen Einfluss des Flankenwinkels α berücksichtigt, ist in [3] zu finden. [3]

$$m_{opt} \approx \frac{1}{30} \cdot d_B \quad (1), [3]$$

Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass die Norm bei kleinen und großen Bezugsdurchmessern d_B den optimalen Modul m_{opt} nicht abbildet. So empfiehlt sich eine entsprechende normative Erweiterung. Durch diese Maßnahme kann insbesondere bei kleinen Bezugsdurchmessern d_B die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen deutlich gesteigert werden. Bei großen Bezugsdurchmessern d_B ist das Potential zur Tragfähigkeitssteigerung geringer ausgeprägt. Der optimale Fußrundungsradius ρ_{f1opt} kann in Allgemeingültigkeit rudimentär in der Art definiert werden, dass dieser immer etwas kleiner als jener der Vollausrundung ist. Bezugnehmend auf die DIN 5480 ist für zerspanend hergestellte Verzahnungen ein Fußrundungsradius ρ_{f1} von $0,16 \cdot m$ definiert. Diese Definition ist sehr weit entfernt von dem der Vollausrundung und führt in Konsequenz zu sehr schlechten Gestaltfestigkeiten. Für durch Kaltwalzen hergestellte Verzahnungen ist ein deutlich größerer (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} von $0,54 \cdot m$ definiert. Dieser Wert führt zu einer deutlich höheren Tragfähigkeit, ist aber nicht immer realisierbar, da er größer als jener der Vollausrundung sein kann. Der genaue Faktor zur Berechnung des optimalen Fußrundungsradius ρ_{f1opt} ist eine vom Flankenwinkel α abhängige Größe. Er bewegt sich zwischen knapp 88 % für $\alpha = 20^\circ$ und knapp 84 % für $\alpha = 45^\circ$. Zwischenwerte können durch lineare Interpolation bestimmt werden. Für den Flankenwinkel α kann festgehalten werden, dass für den Untersuchungsbereich kein Optimum existiert. Allerdings gilt, dass, je kleiner der Flankenwinkel α ist, desto kleiner ist die Formzahl $\alpha_{ktGEHdb}$ bzw. desto größer ist die Tragfähigkeit. Voraussetzung für diese Aussage ist, dass der flankenwinkelspezifische optimale Fußrundungsradius ρ_{f1opt} zugrunde gelegt wird. Die mathematische

Abhängigkeit der Formzahl $\alpha_{ktGEHdB}$ vom Flankenwinkel α ist asymptotisch. Ein entsprechender Formzahlvergleich zwischen einem Flankenwinkel α von 30° und 20° ergibt nur noch eine marginale, voraussichtlich nicht mehr praxisrelevante Steigerung der Gestaltfestigkeit, geht aber mit einer signifikanten Verringerung der Zentrierwirkung einher. Somit kann festgehalten werden, dass ein gegenwärtig in der DIN 5480 definierter Flankenwinkel α von 30° einer sehr sinnvollen Wahl entspricht. Die zur optimabbezogenen Charakterisierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen entwickelten Näherungsgleichungen können nicht ohne weiteres in einer Faustformel zusammengefasst werden. Hier wird auf die zur Berechnung der Formzahlen $\alpha_{ktGEHdB}$ sowie $\alpha_{ktGEHdh1}$ von Wild in [3] entwickelten Gleichungen verwiesen. Für das optimabbezogene bezogene Spannungsgefälle G'_{GEH} gilt ähnliches. Hier ergibt sich eine relativ komplexe, mathematische Abhängigkeit von Bezugsdurchmesser d_B und Flankenwinkel α . Allerdings kann für Bezugsdurchmesser d_B größer als 65 mm eine praktische Vereinfachung getroffen werden. So kann hier für das bezogene Spannungsgefälle G'_{GEH} der Wert 0 eingesetzt werden, was einer Stützziffer n von 1 entspricht. Noch einfacher formuliert entspricht bei Bezugsdurchmesser d_B größer als 65 mm die (Torsions-)Formzahl α_{kt} der (Torsions-)Kerbwirkungszahl β_{kt} in sehr guter Näherung. [3]

Wie eingangs in diesem Kapitel dargelegt, wird in Weiterführung der Einfluss des (Wellen-) Formübermaßes c_{F1} durch dessen Variation im Rahmen von Parameteranalysen für einen Flankenwinkel α von 30° mit FE-Analysen diskutiert. Diesbezüglich wurde neben einer Extremwertbetrachtung auch eine optimabbezogene Analyse durchgeführt. Für das (Wellen-) Formübermaß c_{F1} gilt, dass je kleiner dieses gewählt wurde, desto hochwertiger ist tendenziell das Fertigungsverfahren zu wählen, damit die gewünschte Qualität realisierbar ist. Es resultiert, dass in diesem Fall auch die Kosten immer weiter steigen. Die Extremwertanalysen zeigen, dass bei Zahnwellenverbindungen mit scharfer Kerbe, also bei kleinem Modul m und kleinem (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} , die Tragfähigkeit bei zunehmender Fertigungsqualität nennenswert abnimmt. Sowohl aus Gründen der Tragfähigkeit als auch der Wirtschaftlichkeit ist also die Wahl eines größeren (Wellen-)Formübermaßes c_{F1} sehr zu empfehlen. Bei Zahnwellenverbindungen mit milder Kerbe, also tendenziell bei großem Modul m in Kombination mit großem (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} , gilt das Gegenteil. Hier ist die Wahl eines kleineren (Wellen-)Formübermaßes c_{F1} sinnvoll. Allerdings sind die betrachteten Extremwertgeometrien ohnehin nicht empfehlenswert. Vielmehr sollten die Optima Anwendung finden. Die optimabbezogene Einflussanalyse zeigt, dass das (Wellen-) Formübermaß c_{F1} sehr wohl einen Tragfähigkeitseinfluss hat. Je geringer dieses ist, desto

größer ist die Tragfähigkeit. Allerdings ist die realisierbare Tragfähigkeitssteigerung sehr gering. So bewirkt eine Veränderung des (Wellen-)Formübermaßes c_{F1} von $0,12 \cdot m$ zu $0,02 \cdot m$ eine Verringerung der Formzahl $\alpha_{ktGEHdB}$ von ca. 0,08. Somit wird im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit die Wahl eines größeren (Wellen-)Formübermaßes c_{F1} empfohlen. [3]

Zur optimabegrenzten Quantifizierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen wird auf die von Wild in [3] entwickelten Näherungsgleichungen verwiesen. Eine Abschätzung des Optimierungspotentials an einem Beispiel ($d_B = 45 \text{ mm}$; $\alpha = 30^\circ$) im Sinne einer Extremwertbetrachtung offenbart, dass die (Torsions-)Formzahl $\alpha_{ktGEHdB}$ allein durch optimale Gestaltung der Zahnwellenverbindung von ca. 4,2 auf 2,7 reduziert werden kann. In Weiterführung wird an dieser Stelle auf den ebenfalls in diesem Tagungsband enthaltenen Beitrag mit dem Titel *Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung* verwiesen. Dort wird auszugsweise auf die von Wild in [3] entwickelte Profilmodifizierung eingegangen. Durch sie sind weitere, signifikante Tragfähigkeitssteigerungen realisierbar. [3]

Die Qualität der zur Tragfähigkeitscharakterisierung von Wild in [3] entwickelten Näherungsgleichungen korreliert mit ihrer Abbildegenuigkeit. Entsprechende Analysen zeigen eine Abweichung der Formzahlen $\alpha_{ktGEHdB}$ sowie $\alpha_{ktGEHdh1}$ zwischen Analytik und Numerik von maximal wenigen 1/100. Die Näherungsgleichungen führen dabei immer zu einer konservativen Auslegung. Die maximale Diskrepanz zwischen Analytik und Numerik beim bezogenen Spannungsgefälle G'_{GEH} beträgt maximal wenige 1/10. Damit sind die Formzahlen α_{ktGEH} bei weitem und das bezogene Spannungsgefälle G'_{GEH} hinreichend genau erfasst. [3]

Abschließend soll erwähnt werden, dass die Vielzahl der neu entwickelten Gleichungen zur Bestimmung der Zahngometrie, der Optima sowie zur Tragfähigkeitscharakterisierung von Wild in [3] in einer einfach zu handhabenden Auslegungsroutine mit dem Stand der Technik kombiniert wurden. Hier ist lediglich die Wahl eines Bezugsdurchmessers d_B und Flankenwinkels α erforderlich. Die strikte Anwendung der Routine führt für die gewählten Eingangsparameter automatisch zur optimalen Zahnwellenverbindung. Ausgangsgröße ist die sich ergebende Sicherheit S . Sollte diese nicht den erforderlichen bzw. gewünschten entsprechen, kann formell eine Anpassung der Parameter Bezugsdurchmesser d_B und Flankenwinkel α vorgenommen werden. Allerdings wird der Flankenwinkel α in aller Regel nach der erforderlichen Zentrierwirkung gewählt, so dass sich die Auslegung der optimalen Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 nochmals vereinfacht. [3]

5. Zusammenfassung

Dieser Beitrag ist ein Auszug aus [3]. Innerhalb dessen wurde zunächst auf Probleme der gegenwärtig in der DIN 5480 verwendeten Vorgehensweise zur Geometriegeringerierung eingegangen. Es wurde beschrieben, auf welche Art und Weise Abhilfe gelingt und in entsprechend benanntem Werk geleistet wurde. Darüber hinaus wurde auf einfache Gestaltungsregeln eingegangen, die auf Basis numerischer Analysen abgeleitet wurden. So wurde eine Möglichkeit zur vereinfachten Abschätzung des optimalen Moduls m_{opt} sowie des optimalen (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} aufgezeigt. Darüber hinaus wurde eine Empfehlung zur Wahl des Flankenwinkels α sowie des (Wellen-)Formübermaßes c_{F1} gegeben. Zur konkreten Charakterisierung der Tragfähigkeit sei auf [3] verwiesen. Abschließend wurde im Rahmen dieses Beitrags auf die Qualität der entwickelten Näherungsgleichungen zur Tragfähigkeitscharakterisierung sowie auf die Entwicklung einer einfach anzuwendenden Auslegungsroutine eingegangen.

6. Ausblick

Es ist bekannt, dass, selbst bei optimal geometrischer Gestaltung von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480, durch andere Systeme der Profilformgenerierung nennenswert größere Tragfähigkeiten realisierbar sind. Beispielhaft können diesbezüglich Novikov oder aber die komplexen Trochoiden benannt werden. Für die zuletzt benannte Profilform wurde dies explizit im Forschungsvorhaben FVA 742 I [4] an einem konkreten Szenario gezeigt. Allerdings wird die gesteigerte Tragfähigkeit an Verbindungen erreicht, die, bei gegebenem, maximalem Außendurchmesser der Welle und gleicher Nabenaußenkontur, im Vergleich zur korrespondierenden Zahnwellenverbindung nach DIN 5480, unter anderem durch einen deutlich größeren (Wellen-)Fußkreisdurchmesser d_f , (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} sowie Flankenwinkel α bzw. deren Äquivalente gekennzeichnet sind. Die evolventische Zahnwellenverbindung geometrisch abzulegen und damit den Profilformvergleich vom praktischen zum wissenschaftlichen zu überführen ist gegenwärtig nicht möglich. Hier Abhilfe zu leisten ist nur durch die erneute Weiterentwicklung der in Kapitel 3 angeführten Definitionen, Entwicklungen und Vorfeldebetrachtungen geometrischer Art möglich. Dies wurde in Weiterführung von Wild in [3] unter dem Titel *Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung* geleistet. Auf diesen Sachverhalt wird auszugsweise ebenfalls in diesem Tagungsband, in dem Beitrag mit dem Titel *Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung*, eingegangen. [3]

7. Literaturverzeichnis

- [1] Norm DIN 5480, 2006-03-00: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser
- [2] Nakazawa, H. (1951): On the Torsion of Splined Shafts. Tokyo Torizo Univers, Tokyo.
- [3] Wild, J. (erscheint demnächst): Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. Dissertation.
- [4] Wild, J.; Mörz, F.; Selzer, M. (erscheint demnächst): Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (Hg.), Frankfurt/Main.

Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsverfahren

Florian Mörz, M. Eng., Dr.-Ing. Günter Schäfer,

Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal;

Marcus Selzer, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. habil. Masoud Ziae,

Professur Maschinenelemente, Westsächsische Hochschule Zwickau

Kurzfassung

Die im Bereich der formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) sehr häufig technisch eingesetzten evolventischen Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [1] erreichen gegenwärtig oftmals ihre Tragfähigkeitsgrenzen. Der Grund dafür ist eine stetige Steigerung der durchzuleitenden Lasten bei unverändertem Bauraum. Dieser Sachverhalt erfordert eine Optimierung des Zahnwellenprofils unter Ausnutzung der in den bisherigen Normen enthaltenen Freiräume. Neben dem Normprofil stellen die komplexen Trochoiden eine vielversprechende Alternative im Bereich der formschlüssigen WNV dar. Aufgrund der großen geometrischen Flexibilität können deren mechanischen Eigenschaften je nach Anwendungsfall gezielt optimiert werden, womit eine erhebliche Tragfähigkeitssteigerung zu erwarten ist. Die numerischen sowie experimentellen Untersuchungen zur Überprüfung dieses Sachverhalts sind zentraler Bestandteil des vorliegenden Beitrags. Basierend auf den Ergebnissen wird das Potential der komplexen Trochoiden gegenüber dem Zahnwellenprofil aufgezeigt. Darüber hinaus werden für die komplexen Trochoiden analytische Gleichungen zur Berechnung versagensrelevanter Maximalspannungen entwickelt, welche für eine zukünftige Normung und Auslegung der neuartigen Profilkonturen von großer Bedeutung sind.

1. Optimierung des evolventischen Zahnwellenprofils

Als Ausgangspunkt für die experimentellen Vergleichsuntersuchungen wurde zunächst eine numerische Optimierung des evolventischen Zahnwellenprofils durchgeführt. Als Referenz für alle experimentellen Untersuchungen wurden die Ergebnisse des vorangegangenen Forschungsvorhabens FVA 467/II [2] genutzt, die an Verbindungen DIN 5480-25x1,75x13 ($\rho_{IP}/m = 0,16$ (gefräst) und vollverrundet (gewalzt)) ermittelt wurden. Für die Optimierung wurde der nach DIN 5480 festliegende Flankenwinkel mit 30° beibehalten und lediglich der Fußrundungsradius sowie die Zähnezahl z und der Modul m variiert (vgl. **Abbildung 1**).

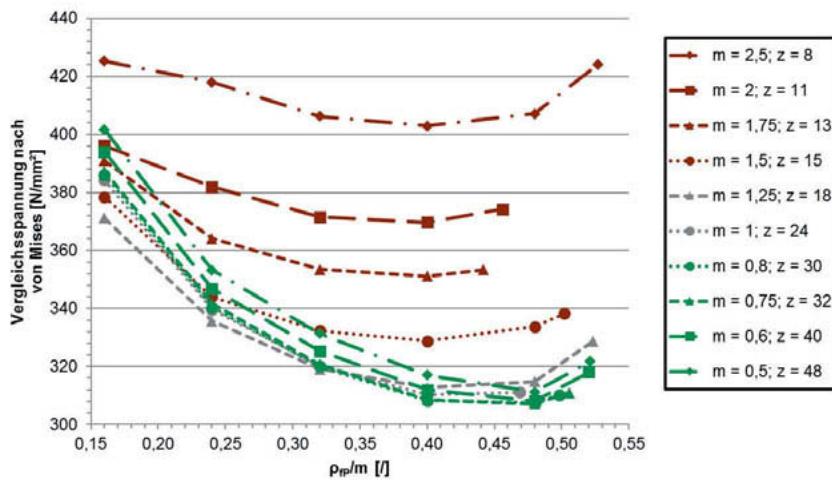


Abbildung 1: Wellen-Zahnfußspannungen bei 200 Nm Torsionsmoment für Verbindungen nach DIN 5480 [1] mit $d_B = 25$ mm als Funktion des Quotienten p_{fP}/m sowie des Moduls m

Das zusätzliche, in Abhängigkeit der Nabengewandstärke vorhandene, Potential einer Flankenwinkelmodifikation der Evolvente blieb damit noch ungenutzt. Es wurde eine optimierte Zahnwellenkontur DIN 5480-25x1,25x18 mit einem $p_{fP}/m = 0,4$ für die experimentellen Untersuchungen und zur Gegenüberstellung mit dem optimierten Trochoiden-Profil M-T046 mit $z = 18$ gewählt (vgl. Abschnitt 3).

Die optimierten Profilwellen wurden experimentell unter statischer Torsion, dynamischer Torsion und Wechselbiegung untersucht, wie in Abschnitt 4 dargestellt.

2. Optimierung der komplexen Trochoiden mittels numerischer Untersuchungen

Profiltypen der komplexen Trochoiden

Für die Profiloptimierung wurden die in **Abbildung 2** dargestellten Profiltypen (aus [3]) in Betracht gezogen sowie umfangreich numerisch hinsichtlich ihrer mechanischen Eigenschaften untersucht.

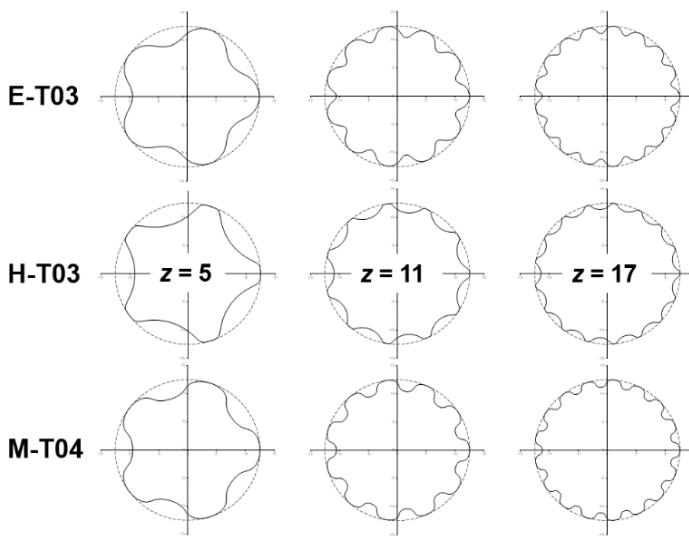


Abbildung 2: Geometrie beispielhafter E-, H- und M-Profilen bei variierter Mitnehmerzahl z

Die dargestellten Profiltypen werden auf Basis der Zykloiden höherer Stufe entwickelt und lassen sich mittels Parametergleichungen für die kartesische x - und y -Koordinate ganzheitlich beschreiben, was ein großer Vorteil der neuartigen Profilkonturen ist. Die in den Gleichungen enthaltenen geometrischen Kenngrößen sind der mittlere Durchmesser d_m , die Mitnehmerzahl z sowie die Hauptexzentrizität e_0 . **Abbildung 3** zeigt exemplarisch die Erzeugung der Profilkontur (grün dargestellte Kurve) einer Zykloiden 3. Stufe.

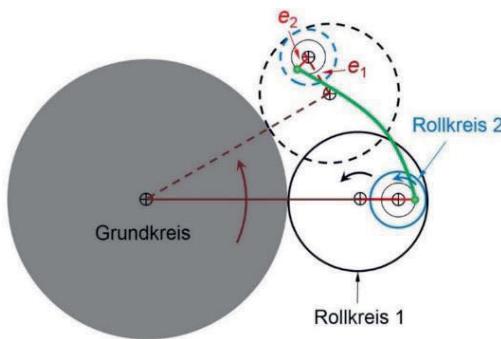


Abbildung 3: Geometrische Erzeugung einer Zykloiden 3. Stufe (bzw. hybriden Trochoiden mit zwei Exzentrizitäten e_1 und e_2)

Die Exzentrizitäten e_1 und e_2 sind hierbei als festdefinierte Funktionen der Hauptexzentrizität e_0 zu betrachten [3]. Der komplexe Zusammenhang der Exzentrizitäten wird in [4] beschrieben. Bei einer hybriden Trochoide rollen die Rollkreise wechselnd außen und innen ab, wohingegen bei der Epitrochoide alle Rollkreise außen und bei der Hypotrochoide innen abrollen.

Einflussparameter auf das Tragverhalten der Verbindung

Für die in Abbildung 2 dargestellten Profiltypen existieren neben den Geometrieparametern Hauptexzentrizität e_0 und Mitnehmerzahl z weitere Einflussparameter, welche die mechanischen Eigenschaften der trochoidischen Verbindung signifikant beeinflussen. Alle Einflussparameter sind in folgender **Abbildung 4** dargestellt.

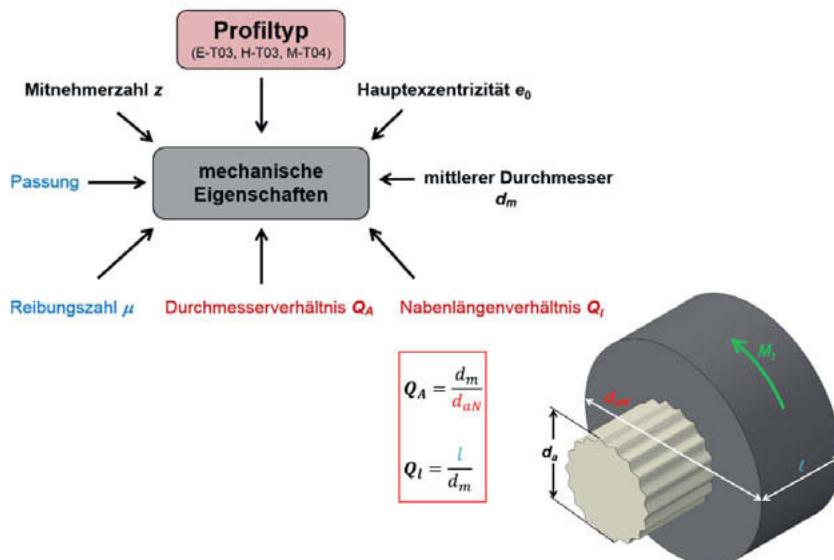


Abbildung 4: Einflussparameter einer WNV auf Basis der komplexen Trochoiden (links oben) sowie Darstellung des Durchmesser- sowie Nabellängenverhältnisses (rechts unten)

Die beiden Verhältnisse Q_A und Q_l werden hierbei vom Nabenaußendurchmesser d_{aN} sowie der Nabellänge l bestimmt. Wie in Abbildung 4 ersichtlich, ist dabei das Verhältnis Q_A ein Maß für die Nabewandstärke sowie das Verhältnis Q_l ein Maß für die Verbindungslänge. Diese beiden Größen werden in der Regel von den angrenzenden Bauteilen, wie z.B. einem Zahnrad bei Verwendung der WNV als Zahnradsitz, bestimmt und wirken sich damit signifikant auf die

Größe und Festigkeit der Verbindung aus. Die im Rahmen dieser Arbeit gewählten Werte bzw. Wertebereiche für die Einflussparameter werden in **Tabelle 3** Abschnitt 5 angegeben.

3. Numerische Ermittlung der Kerbwirkungszahl β_c der optimierten Profile und Vergleich

Die numerische Variantenuntersuchung zur Ermittlung einer optimalen Trochoide für die reine Torsionsbelastung hat gegenläufige Tendenzen der mechanischen Beanspruchung und Reibkorrosion gezeigt, wie in folgender **Abbildung 5** für das M-T046 Profil dargestellt.

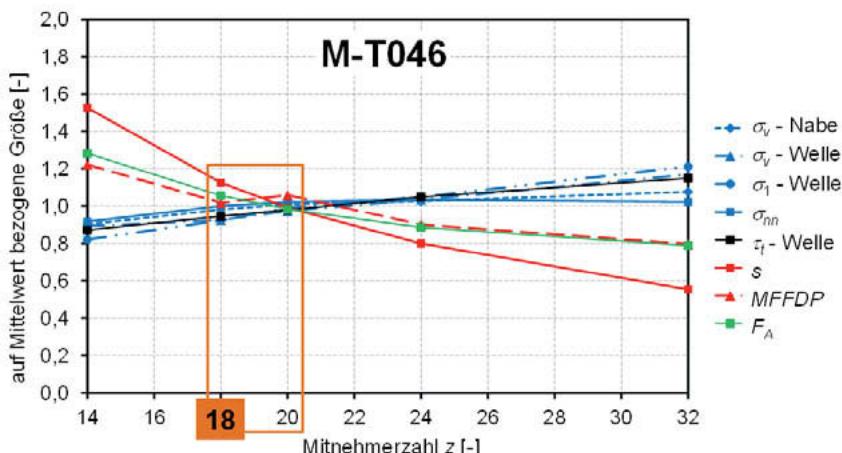
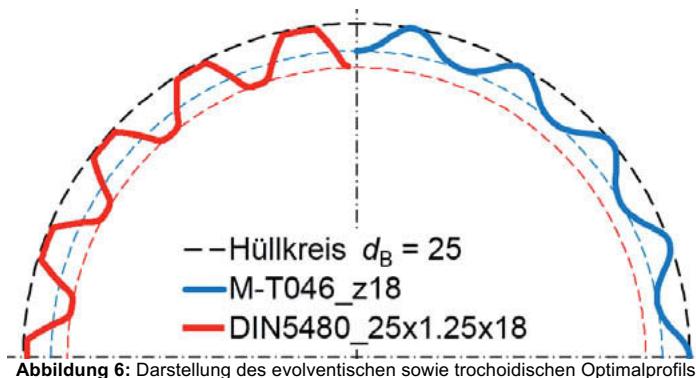


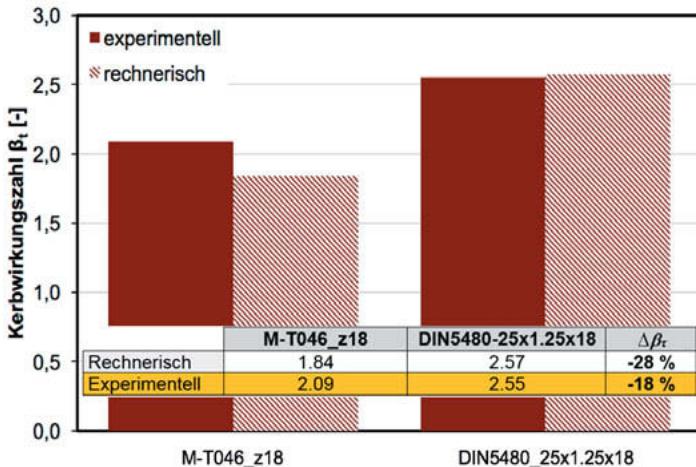
Abbildung 5: Ermittlung der optimalen Mitnehmerzahl z für die allgemeine Anwendung für das M-T046 Profil

Die mechanische Beanspruchung wurde hierbei über die Vergleichsspannung σ_v der Nabe und Welle, der 1. Hauptspannung σ_1 der Welle, der Flächenpressung σ_{nn} in der Verbindung sowie der Torsionsspannung τ_t in der Welle (freier Profilbereich) charakterisiert. Die Reibkorrosion wurde über den Schlupf s zwischen Welle und Nabe sowie dem Reibkorrosionsparameter MFFDP [5] bewertet.

Das M-T046 Profil, welches ein modifiziertes M-T04 Profil darstellt, zeigt für die Mitnehmerzahl im Bereich $z = 18$ bis 20 ein optimales Tragverhalten, wie anhand des Schnittpunktes aller Beanspruchungsgrößen in Abbildung 5 erkennbar. Mit diesem modifizierten Profiltyp kann die Kapazität der komplexen Trochoiden noch besser ausgenutzt werden. Die Profilkontur ist in **Abbildung 6** (blau) der optimierten Evolvente (rot) gegenübergestellt.



Durch Wahl dieser Mitnehmerzahl wurde die Vergleichbarkeit zum optimierten Evolventenzahnprofil bewahrt und der Vergleich beider Profiltypen auf Basis der Kerbwirkungszahl β_r für Torsion vorgenommen. Die folgende **Abbildung 7** zeigt eine Gegenüberstellung der rechnerisch (numerisch) mit der experimentell bestimmten Kerbwirkungszahl β_r für die beiden optimierten Profiltypen.



Die Kerbwirkungszahlen β_r wurde hierbei entsprechend [6] auf Basis der Formzahl α_r sowie des bezogenen Spannungsgefälles G' berechnet. Zunächst ist eine sehr geringe Abweichung

von 0,8 % des experimentellen (Ermittlung im nachfolgenden Abschnitt 4 dargestellt) vom rechnerischen (numerischen) Wert für das evolventische Profil feststellbar. Auch für das M-T046 Profil zeigt sich mit 12 % Abweichung noch eine sinnvolle Übereinstimmung. Damit kann die Anwendbarkeit der Methode zur rechnerischen Ermittlung von β_r bestätigt werden. Die größere Differenz beim M-T046 Profil ist nach dem jetzigen Stand der Untersuchungen durch die Kombination von mechanischer und tribologischer Beanspruchung begründet. Im Vergleich der beiden optimierten Profile zeigt das M-T046 Profil eine um ca. 28 % geringere rechnerische Kerbwirkungszahl β_r für Torsion. Für die experimentellen Werte ergibt sich eine Reduktion der Kerbwirkungszahl β_r von 18 % (s.a. folgender Abschnitt). Das M-T046 Profil besitzt folglich eine höhere Dauerfestigkeit und ein verbessertes Tragverhalten auch bei dynamischer Belastung.

4. Experimentelle Untersuchungen sowie Kerbwirkungszahl β_r

Versuchsvorbereitung

Für die zeitnahe Herstellung der optimierten Profilwellen wurde die Drahterosion als Fertigungsverfahren gewählt. Dieses Verfahren bietet durch den Wegfall spezieller Verzahnwerkzeuge die maximale Variabilität der Fertigung, sodass es keine geometrischen Einschränkungen bei der Herstellung der Profilkontur gab.

Die Proben wurden vor dem eigentlichen Einsatz im Prüfstand hinsichtlich ihrer Oberflächenrauigkeit, des Knickspiels (sehr sensibles Maß zur Bestimmung der Passung von Zahnwellenverbindungen vgl. FVA 505 [7]) und der Profilgenauigkeit vermessen.

Statische Torsion

In den grundlegenden Versuchen wurden die Übertragungsfähigkeiten der erodierten Proben bei statischer Torsionsbelastung überprüft. Die Streckgrenzenbelastung der Prüflinge mit DIN 5480-Profil lag bei 1180 Nm. Die Prüflinge mit dem Trochoidenprofil M-T046-Profil erreichten 1480 Nm und damit ca. 25 % mehr statische Drehmomentkapazität.

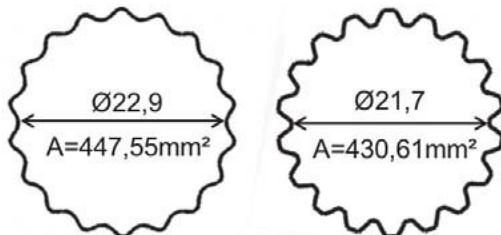


Abbildung 8: Kerndurchmesser und Querschnittsfläche von Trochoiden M-T046_z18 (links) und Evolvente DIN 5480-25x1,25x18 $\rho_{IP}/m=0,4$ (rechts)

Vergleicht man die beiden Profile auf Basis ihrer polaren Widerstandsmomente aus den Kerndurchmessern, so liegt das flachere Trochoidenprofil mit $W_p = 2358 \text{ mm}^3$ um 17,5 % höher als das Evolventenprofil mit $W_p = 2006 \text{ mm}^3$, d.h. ein großer Teil der Drehmomentkapazität ist durch den größeren Kernquerschnitt begründet (vgl. **Abbildung 8**). Das flachere Trochoidenprofil (Flankenwinkel ca. 50°) beansprucht die Nabe dabei entsprechend höher, was bei der vorliegenden experimentellen dickwandigen Nabe mit 98 mm Nabenaußendurchmesser unkritisch war.

Dynamische Torsion

Die dynamischen Torsionsuntersuchungen wurden analog zu FVA 467 II [2] ölgeschmiert mit einem Spannungsverhältnis $R = 0,2$ auf Unwuchtmasseprüfständen entsprechend dem Treppenstufenverfahren nach Hück [8] durchgeführt. Ziel dieser dynamischen Untersuchungen war dabei die Ermittlung der Dauerfestigkeiten der Verbindungen bis zu einer Lastwechselzahl von 1×10^7 .

Die nach Hück berechneten Mittelwerte und die zugehörigen Kerbwirkungszahlen für Torsion, bezogen auf d_B (\approx Wellen-/Profilaußendurchmesser), sind in **Tabelle 1** gegenübergestellt.

Der Vergleich zwischen Spalte 1 und 2 zeigt deutlich die Wirkung der vergrößerten Zahnußausrundung mit einer Reduzierung der Kerbwirkungszahl von 3,04 auf 2,55. Aus dem Vergleich der Spalten 2 und 3 kann der Fertigungseinfluss zwischen Fräsen und Drahterodieren abgelesen werden, was für die Beurteilung der Kerbwirkung der optimierten Trochoiden in Spalte 4 wichtig ist. Die etwas unterschiedliche Auslaufform hat bei der vorliegenden Nabelage 1 (Nabe weit vom Auslauf der Welle entfernt) keinen Einfluss. Die optimierte Trochoiden M-T046 hat danach eine um 17,6 % kleinere Torsions-Kerbwirkungszahl als die Evolvente nach DIN 5480 mit vergrößertem Fußrundungsradius $p_{fp}/m = 0,4$. Dieser Tragfähigkeitsgewinn bei dynamischer Torsion ist damit vergleichbar mit dem Tragfähigkeitsgewinn bei statischer Torsion.

Tabelle 1: Nach Hück bestimmte Mittelwerte und daraus berechnete Kerbwirkungszahlen für Torsion

		DIN 5480-25x1,75x13, $\rho_{fp}/m = 0,16$, 42CrMo4+QT, freier Auslauf, gefräst, Nabellage 1, $R = 0,2$ FVA467II [2]	DIN 5480-25x1,25x18 $\rho_{fp}/m = 0,4$, 42CrMo4+QT, gebundener Auslauf, gefräst, Nabellage 1, $R = 0,2$	DIN 5480-25x1,25x18 $\rho_{fp}/m = 0,4$, 42CrMo4+QT, 2-teilige Welle, erodiert, Nabellage 1, $R = 0,2$	Trochoid M-T046 z = 18 42CrMo4+QT, 2-teilige Welle, erodiert, Nabellage 1, $R = 0,2$
Nach Hück berechnete Werte	Mittel-last in Nm	393	591	278	333
	Lastamplitude in Nm	262	394	185	222
Experimentell ermittelte Kerbwirkungs-zahl für Torsion $\beta_T(d_B)$		3,04	2,55	4,55	3,75

Für die weitere Nutzung zur Auslegung wirtschaftlich spanend hergestellter Trochoiden kann der fertigungsbedingte Oberflächeneinfluss nach den Regeln der DIN 743 [6] isoliert werden und eine Umrechnung der Kerbwirkung des M-T046-Profils auf den gefrästen Zustand erfolgen. Das Ergebnis ist in **Tabelle 2** angegeben.

Tabelle 2: Gegenüberstellung der abgeschätzten Tragfähigkeit der gefrästen, opt. Trochoiden und der gefrästen optimierten Evolventen

		Abschätzung: Opt. Trochoid M-T046 z = 18 42CrMo4+QT, gebundener Auslauf, gefräst, Nabellage 1, $R = 0,2$
Mittellast in Nm	591	708
Lastamplitude in Nm	394	472
Kerbwirkungszahl für Torsion $\beta_T(d_B)$	2,55	2,09

5. Auslegungskonzept für das optimierte M-T046 Profil

Basierend auf den numerischen Untersuchungen aus Abschnitt 3 wurden Berechnungsgleichungen für die maximale Beanspruchung des optimierten M-T046 Profils mit $z = 18$ Mitnehmern entwickelt. Diese können später in eine Auslegungsrichtlinie für derartige Profile einfließen. Für die rechnerische Ermittlung des Größeneinflusses auf Basis eines

variablen Kopfkreisdurchmessers d_a , wie in folgender **Abbildung 9** dargestellt, musste die bezogene Exzentrizität ε zum Erhalt der geometrischen Ähnlichkeit konstant gehalten werden.

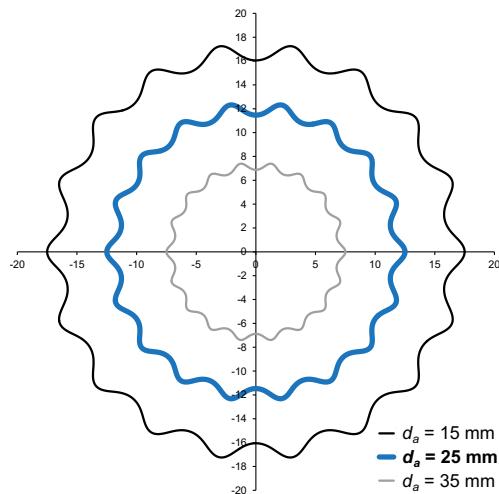


Abbildung 9: Variation der Profilgröße über den Kopfkreisdurchmesser d_a bei konstanter bezogener Exzentrizität ε

Dem Auslegungskonzept liegen die numerisch bestimmten Maximalwerte der betrachteten Beanspruchungsgrößen Flächenpressung σ_{nn} , Torsionsspannung τ_t der Welle sowie Vergleichsspannung σ_v der Nabe zugrunde. Die Gültigkeitsbereiche der präsentierten Berechnungsgleichungen werden in **Tabelle 3** dargestellt.

Tabelle 3: Wertebereiche der Einflussparameter mit Angabe der Referenzvariante (fett)

Einflussparameter	Wertebereich
Kopfkreisdurchmesser d_a [mm]	15 / 25 / 35
Durchmesserverhältnis Q_A [-]	0.45 / 0.60 / 0.75
Nabenlängenverhältnis Q_L [-]	0.60 / 0.80 / 1.00
Reibungszahl μ [-]	0.12

Vergleichsspannung σ_v und Flächenpressung σ_{nn}

Unter Vorgabe einer Sicherheit S_F gegen Fließen sowie eines Werkstoffes und damit der Streckgrenze R_e bzw. der zulässigen Flächenpressung können die Maxima von σ_v und σ_{nn} entsprechend der folgenden Gln. (1) und (2) für die Reibungszahl $\mu = 0,12$ bei statischer Belastung berechnet werden.

$$\sigma_{nn,\max} = \frac{25.91 M_t K_N}{d_a^3} \leq p_{F,zul} \quad (1) \quad \sigma_{v,\max} = \frac{26.98 M_t K_N}{d_a^3} \leq \frac{R_e}{S_F} \quad (2)$$

Der Faktor K_N kann hierbei für eine gegebene Kombination aus Q_A und Q_r grafisch ermittelt werden [9]. Die Testberechnungen zeigten eine sehr gute Genauigkeit der Ergebnisse für die beiden Spannungen. Die Gln. (1) sowie (2) können sowohl für die Dimensionierung als auch für die Nachrechnung des M-T046 Profils eingesetzt werden.

Torsionsspannung in der Welle τ_t

Für die Ermittlung der aus technischer Sicht interessanten maximalen Torsionsspannung $\tau_{t,\max}$ in der Welle wurde eine numerisch sowie eine auf den konformen Abbildungen basierende analytische Berechnungsgleichung entwickelt.

$$\text{Numerisch: } \tau_{t,\max} = \frac{9.2 M_t}{d_a^3} \quad (3) \quad \text{Analytisch: } \tau_{t,\max} = K_{t,\max} \frac{M_t}{\pi R_m^3} \quad (4)$$

Der Faktor $K_{t,\max}$ in Gl. (4) stellt hierbei eine Funktion der Exzentrizität e_0 dar und kann grafisch ermittelt werden (angegeben in [9]). Die Testberechnungen zeigten auch hier eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Gleichungen.

Danksagung

Für die Finanzierung der Forschungsarbeiten im Projekt AiF 18406 BG bedanken sich die Autoren bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) und der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF).

Literaturverzeichnis

- [1] Norm DIN 5480, 2006-03-00. Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser
- [2] Wendler, J.; Wild, J.: Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. Forschungsvorhaben Nr. 467 II (AiF 16661 BG), Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., (FVA-Heft 1224), 2017

- [3] Ziae, M.: Entwicklung kontinuierlicher unrunder Innen- und Außenkonturen für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen und Ermittlung analytischer Lösungsansätze, Zwischenbericht DFG-Vorhaben DFG ZI 1161/1
- [4] Ziae, M.: Optimale Welle-Nabe-Verbindungen mit mehrfachzyklischen Profilen – Vergleichende Untersuchungen an komplexen Trochoiden. 5. VDI-Fachtagung: Welle-Nabe-Verbindungen, Gestaltung, Fertigung, Anwendungen. VDI-Berichte 2176, Nürtingen, 2012.
- [5] Ziae, M.: Analytische Untersuchungen unrunder Profilfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen. Habilitationsschrift, TU Chemnitz, 2002.
- [6] Norm DIN 743-2, 2000-10-00. Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen
- [7] Lau, P.: Beanspruchungsgerechte Dimensionierung von Gelenkwellen mit Profilverschiebung (Längenausgleich), Forschungsvorhaben Nr. 505 I Frankfurt/Main, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., (FVA-Heft 1138), 2015
- [8] Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. Zeitschrift für Werkstofftechnik, Heft 14, S. 406-417, 1983
- [9] Mörz, F.; Selzer, M.: FVA 742 I, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 742 I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (AiF 18406 BG), Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Oktober 2017

Analytische Ansätze zur Ermittlung der Torsionsbeanspruchung und der Kerbwirkungszahl in Wellen mit kontinuierlichen unrunden Konturen

Was wirklich geschah!

Prof. Dr.-Ing. habil. **Masoud Ziaeı**, M.Sc. **Marcus Selzer**,
Professur Maschinenelemente, Westsächsische Hochschule Zwickau

Kurzfassung

Der Einsatz von unrunden Konturformen auf dem Gebiet der formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen stößt in der Regel auf unzureichende Auslegungsvorschriften, sodass der Einsatz der aufwendigen numerischen Methoden wie z.B. FEA unabdingbar ist. Im vorliegenden Beitrag wird die Vorgehensweise analytischer Lösungen für torsionsbelastete Querschnitte mit unrunden Konturen zunächst allgemein und dann anhand einiger praktischer Beispiele dargestellt. Die ermittelten Werte werden den numerischen und experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt.

1. Grundlagen zur Torsion bei unrunden Profilen

Bei Torsionsbelastung bleiben die Querschnitte unrunder Profilwellen nicht eben. Die Verformung des Querschnittes in Axialrichtung wird als *Verwölbung* bezeichnet. Eine Wölbfunktion $\varphi(x, y)$ definiert das axiale Verformungsfeld, welche später beschrieben wird. Nach der SAINT-VENANTSchen Formulierung wird zuerst eine dem zu untersuchenden Profil entsprechende Torsionsfunktion $\varphi(x, y)$ gefunden, die in erster Linie von der Konturgeometrie abhängt. Die Torsionsfunktion soll eine harmonische Funktion sein. Das heißt

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0, . \quad (1)$$

Bild 1 stellt den Querschnitt einer torsionsbelasteten Welle mit einer unrunden Kontur dar. Die Position eines beliebigen Punktes vor dem Aufbringen der Belastung ist mit A bezeichnet, während A' die neue Position des Punktes infolge der Torsion darstellt. Aus der Geometrie der Verschiebungen kann man schreiben

$$\begin{aligned} u_x &= r \cos(\beta + \delta) - r \cos \beta = x(\cos \delta - 1) - y \sin \delta \\ u_y &= r \sin(\beta + \delta) - r \sin \beta = x \sin \delta + y(\cos \delta - 1) \end{aligned} \quad (2)$$

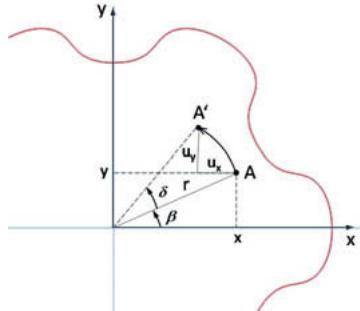


Bild 1: Geometrie der Torsionsverschiebungen bei einem unrunder Querschnitt

wobei β der Winkel zwischen dem Ortsvektor r und der x -Achse ist. Der Drehwinkel des Punktes ist mit δ gekennzeichnet.

Geht man von kleinen Verschiebungen aus, so gilt

$$\begin{aligned} u_x &= -\alpha z y \\ u_y &= \alpha z x \\ u_z &= \alpha \phi(x, y) \end{aligned} \quad (3)$$

wobei man α als die Drillung der Profilwelle bezeichnet. Sie beträgt $\alpha = \delta / l$. Hierbei bezeichnet l die Länge der Welle.

Geht man von einer unbelasteten Mantelfläche aus und beschreibt den Zusammenhang zwischen Verschiebungen und Verzerrungen mit Hilfe Gl. (3) bei Berücksichtigung des Hookeschen Gesetzes, so erhält man für die Torsionsspannungen

$$\begin{aligned} \tau_{zx} &= G \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) = G \alpha \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} - y \right), \\ \tau_{zy} &= G \left(\frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) = G \alpha \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} + x \right), \\ \sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = \tau_{xy} &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Die Torsionsspannung lässt sich dann aus der vektoriellen Addition der Komponenten ermitteln $\tau_t(x, y) = \sqrt{\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2}$. Die Schwierigkeit beim derartigen Lösen für das Torsionsproblem besteht oft darin, eine geeignete Torsionsfunktion $\phi(x, y)$ für das zu untersuchende Profil zu finden. Diese ist für einige Standardprofile wie z.B. Ellipse vorhanden. Es liegt jedoch keine allgemeine Lösung für ein beliebiges Profil vor.

2 Komplexe Formulierung des Torsionsproblems

Die Theorie der komplexen Funktionen ist eine sehr effektive Methode zum Lösen des Torsionsproblems für unrunde Profile. Es wird zuerst nach einer komplexen Torsionsfunktion $F(z)$ gesucht, die aus der oben genannten reellen Torsionsfunktion $\phi(x, y)$ und ihrer harmonischen konjugierten Funktion $\psi(x, y)$ besteht:

$$F(z) = \phi(x, y) + i\psi(x, y). \quad (5)$$

Die Funktion $\psi(x, y)$ ist in der Tat der o.g. Wölbung gleich. Das Torsionsproblem kann dann als gelöst betrachtet werden, wenn eine Abbildungsfunktion $z = \omega(\zeta)$ existiert, die das Gebiet des Einheitskreises $|\zeta| < 1$ (in der komplexen Standard- bzw. ζ -Ebene) auf das vom Querschnitt der Profilwelle dargestellte Gebiet (in der physikalischen z -Ebene) *konform* abbildet (s. **Bild 2**).

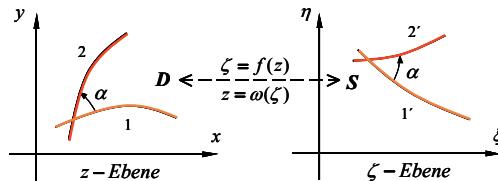


Bild 2: Zur Definition der konformen Abbildung

Formulierung der Aufgabe mit komplexer Torsionsfunktion

Da infolge einer Torsionsbelastung die Mantelfläche der Profilwelle lastfrei bleibt, tritt dort die Beanspruchung nur in Tangentialrichtung auf (s. **Bild 3**). Es gilt deshalb $\tau_{zn} = 0$.

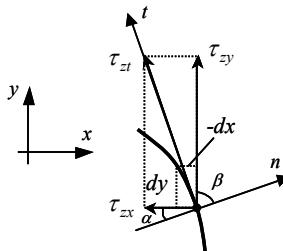


Bild 3: Randbedingung bei torsionsbelastetem Profil

woraus sich folgende Gleichung für die Randbedingung ergibt

$$\tau_{zx} \cos \alpha + \tau_{zy} \cos \beta = 0. \quad (6)$$

Aus dem Bild 3 erhält man folgende Beziehungen

$$\cos \alpha = \frac{dy}{ds} \text{ und } \cos \beta = \frac{-dx}{ds}, \quad (7)$$

wobei $ds = \sqrt{(dx)^2 + (dy)^2}$ gilt. Aus Gl. (6) und (7) ergibt sich

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \cdot \frac{dy}{ds} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \cdot \frac{-dx}{ds} = y \frac{dy}{ds} + x \frac{dx}{ds}. \quad (8)$$

Daraus erhält man mit Hilfe der CAUCHY-RIEMANNSchen Bedingungen folgende Gleichung

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{dx}{ds} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{dy}{ds} = y \frac{dy}{ds} + x \frac{dx}{ds}, \quad (9)$$

wobei ψ die zu der Funktion ϕ konjugierte Funktion ist. Schließlich kann durch Integration der Gl. (9) die Randbedingung für die Mantelfläche der Profilwelle zu

$$\psi = \frac{1}{2} (x^2 + y^2) + C_0 \quad (10)$$

ermittelt werden. C_0 bezeichnet eine beliebige Konstante, die für die Vollwelle gleich Null gesetzt werden kann. Gl. (10) kann in komplexer Form für den Rand des Einheitskreises folgendermaßen geschrieben werden

$$\psi = \frac{1}{2} z \bar{z} = \frac{1}{2} \omega(\zeta) \overline{\omega(\zeta)} \quad (11)$$

Unter Berücksichtigung der komplexen Torsionsfunktion $f(\zeta) = \phi + i\psi$ kann die Funktion ψ als der Realteil der Funktion $\frac{1}{i}f(\zeta) = \psi - i\phi$ betrachtet werden. Es gilt also

$$2\psi = \frac{1}{i}f(\zeta) + \overline{\frac{1}{i}f(\zeta)}. \quad (12)$$

Aus Gln. (11) und (12) ergibt sich

$$\frac{1}{i}f(\lambda) + \overline{\frac{1}{i}f(\lambda)} = \omega(\lambda)\overline{\omega(\lambda)}, \quad (13)$$

wobei $\lambda = e^{i\theta}$ ist. Daraus folgt

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\frac{1}{i}f(\lambda)}{\lambda - \zeta} d\lambda + \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \overline{\frac{\frac{1}{i}f(\lambda)}{\lambda - \zeta}} d\lambda = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\omega(\lambda)\overline{\omega(\lambda)}}{\lambda - \zeta} d\lambda. \quad (14)$$

Da die Funktion $f(\zeta)$ (bzw. die Funktion $\frac{1}{i}f(\zeta)$) innerhalb des Einheitskreises analytisch ist, ergibt sich aus Gl. (14)

$$\frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\frac{1}{i}f(\lambda)}{\lambda - \zeta} d\lambda = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{\omega(\lambda)\overline{\omega(\lambda)}}{\lambda - \zeta} d\lambda + C, \quad (15)$$

wobei C eine Konstante ist. Schließlich erhält man mit Hilfe der CAUCHYSchen Integralformel folgende Gleichung für die Torsionsfunktion

$$f(\zeta) = \frac{1}{2\pi} \int_{\gamma} \frac{\omega(\lambda)\overline{\omega(\lambda)}}{\lambda - \zeta} d\lambda + C, \quad (16)$$

wobei die Konstante C für Vollwellen gleich Null gesetzt werden kann. γ bezeichnet den Rand des Einheitskreises. Das auf der rechten Seite der Gl. (16) auftretende Integral besitzt die Form eines CAUCHYSchen Integrals und lässt sich für umfangreiche praktische Abbildungsfunktionen problemlos lösen.

Die Torsionssteifigkeit D für die Profilwelle lässt sich dann folgendermaßen berechnen:

$$D = \frac{G}{4} \left(\int_{\gamma} \bar{\omega}^2(\lambda) \omega(\lambda) d\omega(\lambda) - \int_{\gamma} [(f(\lambda) + \overline{f(\lambda)}) d[\omega(\lambda)\overline{\omega(\lambda)}]] \right). \quad (17)$$

Folgende Beziehung besteht zwischen der Drillung und der Torsionssteifigkeit $\alpha = \frac{\delta}{l} = \frac{M_t}{D}$.

Es kann nachgewiesen werden, dass das in Gl. (17) auftretende Integral für ein rundes Profil null wird; d.h. das Kreisprofil weist bei gleicher Materialmenge für die Welle die größte Torsionssteifigkeit auf. Nach MUSCHELISCHWILI [1] können die Torsionsspannungen mit Hilfe folgender komplexer Gleichung berechnet werden

$$\tau_{zx} - i\tau_{zy} = \frac{M_r G}{D} \left[\frac{f'(\zeta)}{\omega'(\zeta)} - i\frac{\omega(\zeta)}{\omega'(\zeta)} \right]. \quad (18)$$

Diese Gleichung ist sehr hilfreich bei der Ermittlung des Spannungszustandes in torsionsbelasteten Polygonwellen. Es ist offensichtlich zu erkennen, dass sich die Lösung des Torsionsproblems auf die Findung einer geeigneten Abbildung des Einheitskreises auf den Polygonquerschnitt reduziert. Darauf basierend sind praktisch zwei Fälle zu unterscheiden. Wenn die Abbildung direkt aus den Parametergleichungen der Kontur in der Form:

$$\omega = R \cdot \zeta + \lambda_1 \cdot \zeta^{n+1} + \lambda_2 \cdot \zeta^{2n+1} + \dots \quad (19)$$

herzuleiten ist, kann man diese in die Gl. (16)/(18) einsetzen und die Torsionsspannungen ermitteln. Dies tritt normalerweise bei Epitrochoïden (E-Profilen) auf. Um jedoch eine brauchbare Abbildungsfunktion für die anderen Profile „näherungsweise“ zu ermitteln, wurde die Methode der sukzessiven Approximation nach Kantorowitsch [4] eingesetzt. Diese Methode wurde auch in [2] für die torsionsbelasteten Polygonprofile angewendet. Der Ausgangspunkt ist die Parameterbeschreibung der Randkurve des Profils, welche zuerst in der Form

$$x = f(t, e_0), \quad y = g(t, e_0) \quad (20)$$

geschrieben wird. Darauf basierend lässt sich die komplexe Form der Abbildungsfunktion durch $\omega = f(t, e_0) + i g(t, e_0)$ definieren. Hierbei ist t der Parameterwinkel und e_0 die Hauptexzentrizität des Profils. Die Randkurve kann anschließend in der komplexen Form $\omega = F(e^{it}, e_0)$ ausgedrückt werden. Hierbei bezeichnet e die EULERsche Zahl und nicht die Hauptexzentrizität e_0 . Danach erhält man den allgemeinen Ausdruck für die Abbildungsfunktion wie folgt

$$\omega = \dots + a_{-2} e^{-2it} + a_{-1} e^{-it} + a_0 + a_1 e^{it} + a_2 e^{2it} + \dots \quad . \quad (21)$$

Da im Allgemeinen der Parameter t mit dem Polarwinkel θ in der Modellebene nicht gleich ist, wird eine Abhängigkeit zwischen t und θ durch folgende Reihe angenommen

$$t = \theta + e_0 f_1(\theta) + e_0^2 f_2(\theta) + e_0^3 f_3(\theta) + \dots \quad (22)$$

wobei $f_1(\theta), f_2(\theta), \dots$ periodische reelle Funktionen von θ sind, welche noch zu ermitteln sind. Durch Einsetzen von Gl. (22) in Gl. (21) und Auswahl der geeigneten f_n -Funktionen können alle negativen Exponenten, und damit die unerwünschten Pole, in der Abbildungsfunktion eliminiert werden. Dadurch ergibt sich in der Tat ein E-Profil.

Im Folgenden werden nun einige Beispiel aus den verschiedenen Forschungsvorhaben dargestellt.

Beispiel 1: E-T03-Profil aus [2]

Es handelt sich bei den E-Profilen um reine Epitrochoiden mit mehreren Exzentrizitäten. Für das in [2] behandelte E-T03 Profil kann direkt aus den Parametergleichungen eine geeignete Abbildungsfunktion des Wellengebietes ermittelt werden, welche für die Herleitung der Torsionsspannungsgleichung notwendig ist. Für den in [2] untersuchten Fall lautete diese wie folgt:

$$\omega(\zeta) = 10,751 \cdot \zeta + 1,188 \cdot \zeta^9 + 0,396 \cdot \zeta^{17} + 0,132 \cdot \zeta^{25} + 0,033 \cdot \zeta^{33} \quad (23)$$

Die Abbildungsfunktion bildet den Einheitskreis auf dem Profilgebiet konform und störungsfrei ab (s. folgendes):

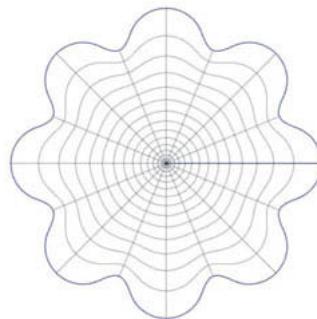


Bild 4: Auf Basis von Gl. (23) abgebildetes Wellengebiet für das E-T03 Profil,

Profildaten: $d_m = 21,502$ mm, $e_0 = 9,504$ mm, $z = 8$

Die Gültigkeit der Methode der konformen Abbildungen wurde im weiteren Vorgehen auch für weitere Hauptexzentrizitäten des E-T03 Profils untersucht. Das nachfolgende Bild 5 zeigt hierzu ein ergänztes E-T03 Profil mit reduzierter Hauptexzentrizität e_0 sowie den Vergleich der analytisch sowie numerisch ermittelten Verläufe der Torsionsspannung τ_t über einen Mitnehmer.

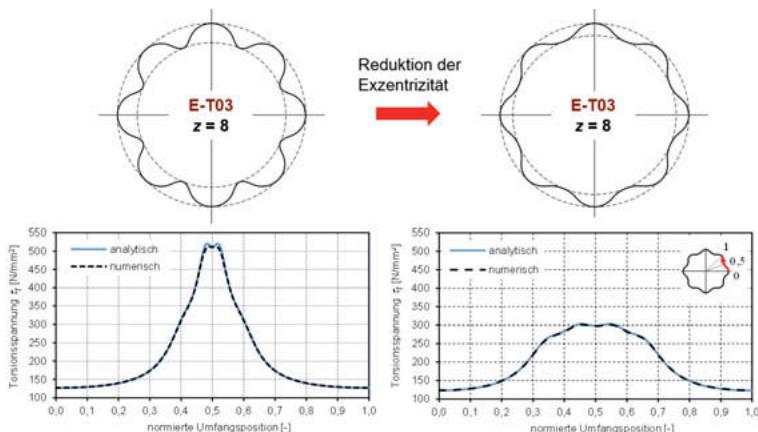


Bild 5: Vergleich der analytisch mit der numerisch ermittelten Torsionsspannung τ_t für zwei E-T03 Profile mit variabler Hauptexzentrizität e_0 sowie $z = 8$ Mitnehmern, $M_t = 500$ Nm

Wie anhand der Verläufe der Torsionsspannung τ_t zu erkennen, weist der analytisch ermittelte Verlauf eine sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Werten auch bei reduzierter Hauptexzentrizität e_0 auf. Lediglich im Bereich des Spannungsmaximums gibt es eine geringfügige Abweichung für das E-T03 Profil mit großer Exzentrizität (links), welche auf eine unzureichende FE-Netzdichte zurückgeführt werden kann.

Beispiel 2: H-Profil aus [3]

Die H-Profil sind der Gegenstand des DFG-Vorhabens [3], welches an der Westsächsischen Hochschule Zwickau gemeinsam mit der TU Chemnitz Professur Maschinenelemente und Produktentwicklung durchgeführt wird. Für diese Profile lassen sich keine Abbildungsfunktionen direkt aus den Parametergleichungen der Profilkontur herleiten, da hierbei Mehrfachpole auftreten (S. Bild 6 Mitte). Folglich wurde für diesen Profiltyp die Methode der sukzessiven Approximation nach [4] zur Ermittlung geeigneter Abbildungsfunktionen angewendet. Unter Verwendung der Methode lässt sich der Profilquerschnitt vollständig abbilden, wie beispielhaft in nachfolgendem Bild 6 links anhand eines H-Profil mit $z = 9$ Mitnehmern dargestellt. Für dieses Profil konnte damit die Abbildungsfunktion entsprechend Gl. (24) ermittelt werden.

$$\begin{aligned} \omega(\zeta) = & 12,103 \cdot \zeta + 0,29314 \cdot \zeta^{10} + 0,06334 \cdot \zeta^{19} + 0,00721 \cdot \zeta^{37} + 0,00287 \cdot \zeta^{46} + 0,00121 \cdot \zeta^{55} + \dots \\ & \dots - 0,00057 \cdot \zeta^{64} + 0,00027 \cdot \zeta^{73} + 0,00006 \cdot \zeta^{82} + 0,00002 \cdot \zeta^{91} \end{aligned} \quad (24)$$

Der Vergleich der analytisch sowie numerisch ermittelten Verläufe der Torsionsspannung τ_t auf der Mantelfläche der Profilwelle über einen Mitnehmer zeigt auch für dieses Profil eine sehr gute Übereinstimmung und damit Anwendbarkeit der Methode.

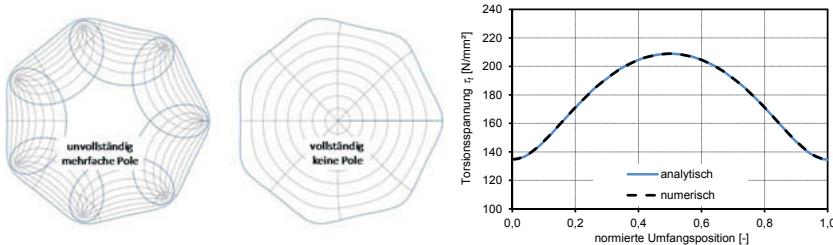


Bild 6: Abbildung des H-Profilquerschnitts unvollständig durch die entsprechende Parameterbeschreibung (links), vollständig durch die sukzessive Approximation (Mitte) sowie, analytisch sowie numerisch ermittelte Verläufe der Torsionsspannung τ_t eines H-Profiles (rechts) für $d_a = 25$ mm, $d_m = 24,35$ mm, $e_0 = 0,325$ mm sowie $z = 9$

Beispiel 3: M-T04-Profil [2]

Für ein M-T04-Profil mit $z = 6$ Mitnehmern und einer bezogenen Exzentrizität von $\varepsilon = 2,3\%$ ergibt sich die direkt aus den Parametergleichungen hergeleitete Abbildung entsprechend **Bild 7** links, welche jedoch nicht vollständig bzw. zum Einsatz in der Torsionstheorie ungeeignet ist.

$$\omega(\zeta) = 17,7766 \cdot \zeta + 0,4088 \cdot \zeta^7 + 0,1124 \cdot \zeta^{13} + 0,2862 / \zeta^5 - 0,1329 / \zeta^{11}. \quad (25)$$

Die aus der sukzessiven Näherungsweise ermittelte Abbildung ist zwar größer, kann aber eine vollständige Abbildung erzeugen (siehe Bild 7 Mitte).

$$\omega(\zeta) = 17,69 \cdot \zeta + 0,716 \cdot \zeta^7 + 0,073 \cdot \zeta^{13} - 0,02 \cdot \zeta^{19} - 0,012 \cdot \zeta^{25} - 0,0014 \cdot \zeta^{31} + 0,0013 \cdot \zeta^{37} + 0,00095 \cdot \zeta^{43} - 0,0003 \cdot \zeta^{49} \quad (26)$$

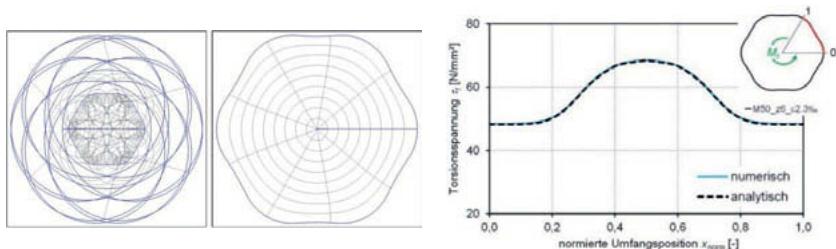


Bild 7: Links: nicht geeignete Abbildung nach Gl. (25) Mitte: vollständig abgebildeter Wellenbereich des M-T04-Profil nach Gl. (26) rechts: Numerisch und nach Gl. (27) ermittelte Verläufe der Torsionsspannung τ_t über einem Mitnehmer des M-T04-Profil mit $z = 6$ sowie $\varepsilon = 2,3 \%$, $R_m = 17,66$ mm und $M_t = 500$ Nm

Basierend auf der komplexen Formulierung des Torsionsproblems wurde die folgende Beziehung für die Torsionsspannung τ_t hergeleitet.

$$\tau_t(\theta) = \frac{M_t}{\pi R_m^3} \frac{2,03 + 0,167 \cos(6\theta) + 0,015 \cos(12\theta) - 0,0053 \cos(18\theta) - 0,0028 \cos(24\theta) - 0,0002 \cos(30\theta) + 0,0004 \cos(36\theta) + 0,0002 \cos(42\theta)}{\sqrt{1,074 + 0,59 \cos(6\theta) + 0,0924 \cos(12\theta) - 0,0053 \cos(18\theta) - 0,0343 \cos(24\theta) - 0,0031 \cos(30\theta) + 0,0069 \cos(36\theta) + 0,0041 \cos(42\theta)}} \quad (27)$$

Die maximale Torsionsspannung $\tau_{t,max}$ (bei $\theta = \frac{\pi}{z}$) lässt sich wie folgt berechnen:

$$\tau_{t,max} = a_\tau \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot R_m^3} \quad (28)$$

Die entsprechenden Werte für a_τ sind aus **Tabelle 1** für das M-T04-Profil und variable Mitnehmerzahlen z sowie bezogene Exzentrizitäten ε zu entnehmen.

Tabelle 1: Koeffizienten a_τ für das M50-Profil

z	4	6	8	10
$\varepsilon [\%]$	5,2	2,3	1,0	0,5
a_τ	2,39481	2,42596	2,34116	2,27252

Die Gl. (28) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen [2]. Darüber hinaus bestätigen die experimentell ermittelten Messergebnisse die Gültigkeit bzw. die Genauigkeit der Gl. (28) anhand zweier M-T04-Profile mit $z = 6$ Mitnehmern und unterschiedlichen Exzentrizitäten (s. **Bild 8**).

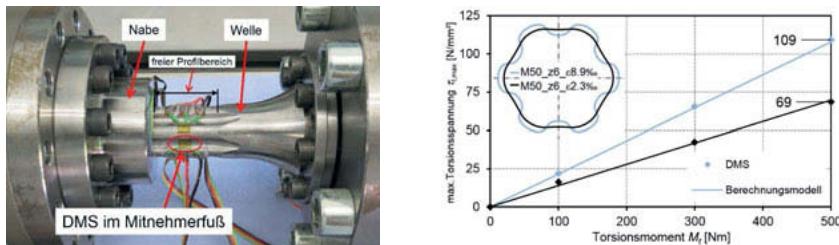


Bild 8: Links: DMS im Mitnehmerfuß zur Validierung der theoretischen Ergebnisse, rechts: Vergleich der experimentellen (DMS) mit der nach Gl. (28) analytisch berechneten maximalen Torsionsspannung

Beispiel 4: M-T046 aus [5]

Dieses Profil wurde in einem FVA-Vorhaben als eine Alternative für die optimierte Zahnwellenprofilverbindung entwickelt [5]. Da es sich hierbei auch um eine hybride Trochoide handelt, musste die geeignete Abbildungsfunktion aus der sukzessiven Vorgehensweise ermittelt werden. Hierbei wurde festgestellt, dass die Konvergenz der sukzessiven Approximation u.a. von der Profilexzentrizität abhängt. Für ein M-T046 Profil mit Nennradius $R_n = 12,287377$ mm, $z = 18$ Mitnehmern sowie $\epsilon_0 = 0,0069956$ bei einem Bauraum von $d_a = 25$ mm wurde die folgende Abbildungsfunktion ermittelt.

$$\begin{aligned} \omega(\zeta) = & 12,93 \cdot \zeta + 0,2056 \cdot \zeta^{19} + 0,041856 \cdot \zeta^{37} + 0,011 \cdot \zeta^{55} + 0,00324 \cdot \zeta^{73} + \dots \\ & \dots 0,0014 \cdot \zeta^{91} + 0,00055 \cdot \zeta^{109} + 0,00005 \cdot \zeta^{127} \end{aligned} \quad (29)$$

Bild 9 stellt für zwei Exzentrizitätswerte des M-T046 Profils die Verläufe der Torsionsspannungen über einen Mitnehmer in Umfangsrichtung dar. Aus dem Bild 9 ist eine sehr gute Übereinstimmung mit den FE-Ergebnissen für die beiden Profile zu erkennen.

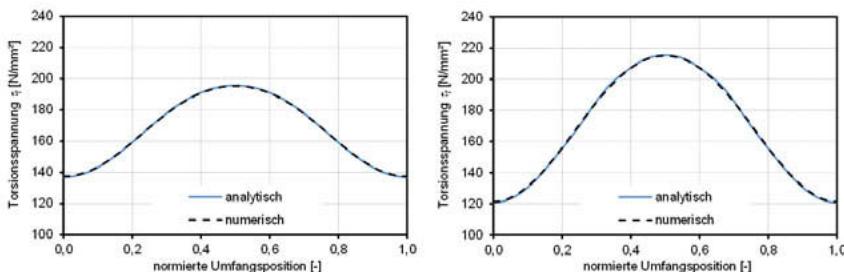


Bild 9: Verläufe der Torsionsspannung τ_t auf der Mantelfläche der Welle über einen Mitnehmer in Umfangsrichtung (links $e_0 = 0.0043723$ mm sowie rechts $e_0 = 0.0069956$ mm), $M_t = 500$ Nm

Danksagung

Für die Finanzierung der Forschungsarbeiten bedanken sich die Autoren bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) sowie der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA).

Literatur

- [1] Mußchelischwili, N.I.: Einige Grundaufgaben zur mathematischen Elastizitätstheorie. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1971.
- [2] Entwicklung kontinuierlicher unrunder Innen- und Außenkonturen für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen und Ermittlung analytischer Lösungsansätze. Abschlussbericht an DFG zum Vorhaben ZI 1161/1
- [3] Entwicklung eines analytischen Berechnungskonzeptes für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen mit hypotrochoidischen Konturen, Zwischenbericht an DFG zum Vorhaben LE 969/18-1 ZI 1161/2-1.
- [4] Kantorowitsch, L.W., Krylow, W.I.: Näherungsmethoden der höheren Analysis. VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin, 1956.
- [5] Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten. Abschlussbericht zum FVA-Vorhaben 742-I

Unrund-Drehen formschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen

Dipl.-Ing. Reiner Jörg,

J. G. WEISSER SÖHNE GmbH & Co., St. Georgen

Die Erfolgs-Geschichte eines Familienunternehmens

Technologie-Fabrik für Präzisions-Drehmaschinen



WEISSER fokussiert konsequent auf multifunktionale Fertigungssysteme und Präzisions-Drehmaschinen. Das Unternehmen gehört zu den technologisch weltweit führenden Herstellern mit dem Anspruch der Lösungsführerschaft

WEISSER Technologie Fabrik

High-Tech Werkzeugmaschinenbau



made in BLACK FOREST

Infrastruktur mit besten Voraussetzungen

Fakten:

SOLIDE BASIS

Hersteller von multifunktionalen Präzisions-Drehmaschinen
Lösungsführend bei Customizing-Prozessen
Anbieter von Schlüsselfertigen Komplettlösungen (Turnkey)
Engineering und Fertigung ausschließlich in St. Georgen
Herstellung und Montage auf 18.000 qm Produktionsfläche
510 Mitarbeiter, davon ca. 10 % Auszubildende
Jahresabsatz ca. 250 Maschinen
Jahresumsatz 100 - 120 Millionen Euro
Zertifiziert nach DIN EN ISO 9001, VDA 6.1



Systemvergleich Unrunddrehen **OSZILIEREND** und zweispindelverfahren

Anhand der Herstellung einer Polygon-Welle-Nabe-Verbindung mit **10-fach Hypotrochoide**



Hypotrochoide Profile

Polygonale Welle-Nabe-Verbindungen (PWNV)

Vorteile einer polygonalen Verbindung:

- durch homogene Kraftleitung und Kegel Selbstzentrierung
- geringe Kerbwirkung bei Kraftleitung
- höhere Wechselseitigkeit
- prädestiniert zur Übertragung für hohe Drehmomente bei kleinstem Bauraum

Erkennbare Trends für den zukünftigen Einsatz von PWNV Verbindung im Fahrzeuggetriebebau

- Verbindung Zahnrad – Kranzrad
- Ersetzen der Vielzahlwelle bei Kegelräder

Vorteile:

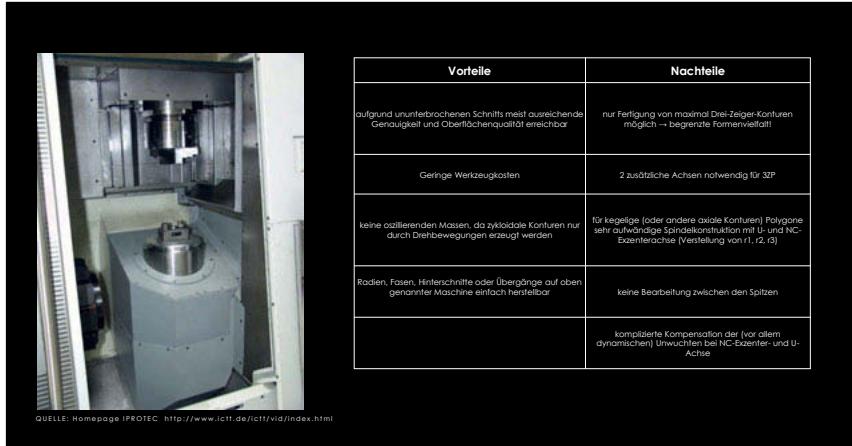
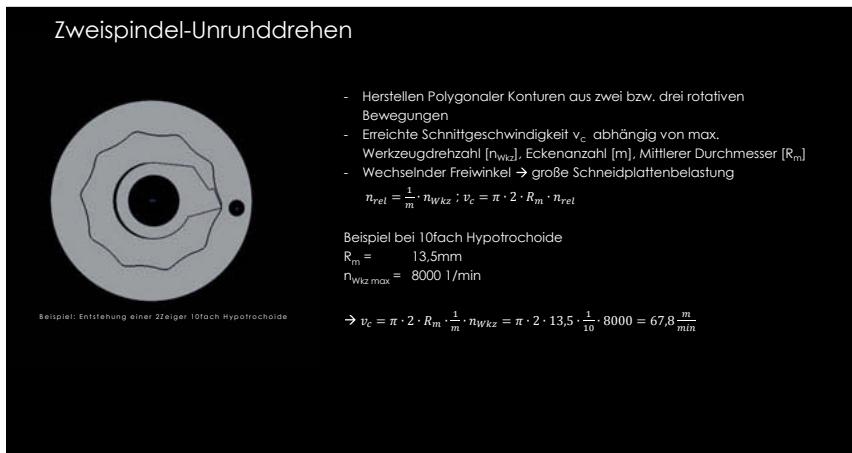
- Kostenersparung
- Geringe CO₂ Emission
- Kürzere Verbindung – kleiner Bauraum



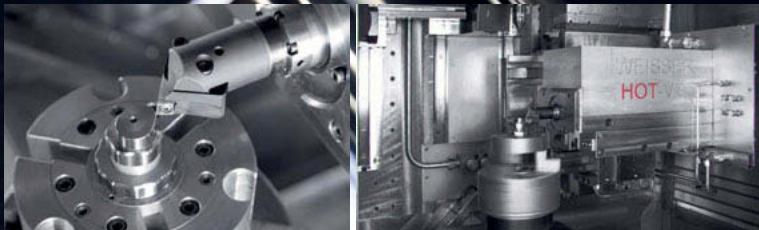
Fertigungsverfahren zur Polygonherstellung

Fräsen	Schleifen	Rotations-Unrund- Drehen	Oszillations-Unrund-Drehen (WEISSER- HOT- System)
 kombiniertes Dreh- und Fräzenzentrum WEISSER ARTERY <ul style="list-style-type: none"> - geometrisch bestimmte Schneide - aufwändiges NC-Programm - unterbrochener Schnitt - reicht hohe Taktzeiten 	 kombiniertes Dreh- und Schleifzentrum WEISSER A120 <ul style="list-style-type: none"> - geometrisch unbestimmte Schneide - aufwändiges NC-Programm - lange Werkstücke zwischen den Spitzen bearbeitbar - Erzeugung von kegelförmigen Polygonen aufwändig; 	 2011: Homepage PROTEC: http://www.ictt.de/ctt/vdi/index.htm <ul style="list-style-type: none"> - geometrisch bestimmte Schneide - kontinuierlicher und unterbrochener Schnitt möglich - einfaches NC-Programm, da zur Konkurenzerzeugung nur 6 bzw. 9 Parameter notwendig - echte konische Form möglich (relative Exzentrität) 	 Drehbearbeitungszentrum mit WEISSER HOT-Einheit <ul style="list-style-type: none"> - geometrisch bestimmte Schneide - verkürzt wesentlich die Bearbeitungszeit - für die Oszillationsdrehen - Werkzeugschneide - generiert hohe Oberflächenqualität - sehr hohe Prozessierbarkeit

Zweispindel-Unrunddrehen



Hochdynamischer Oszillationsantrieb



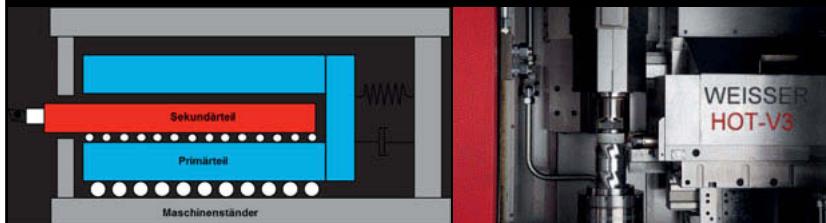
Die radiale, oszillierende Bewegung der Werkzeugschneide

bezüglich der Drehachse wird mit einem hochdynamischen Antrieb generiert.

Trotz der hohen Nenn-Beschleunigung von 30 g, können aufgrund der besonderen Dämpfungseigenschaften

ohne jegliche Krafteinwirkung in den Maschinen-Grundaufbau, nahezu alle Werkstückformen hochgenau hergestellt werden.

HOT V3



Technische Daten HOT V3

Beschleunigte Masse

$m = 2,4 \text{ kg}$

Max. Beschleunigung ohne Regelreserve

$\alpha_{\max} = 900 \text{ m/sec}^2$

Max. Beschleunigung im Prozess (inklusive Regelreserve)

$\alpha_{\max} = 600 \text{ m/sec}^2$

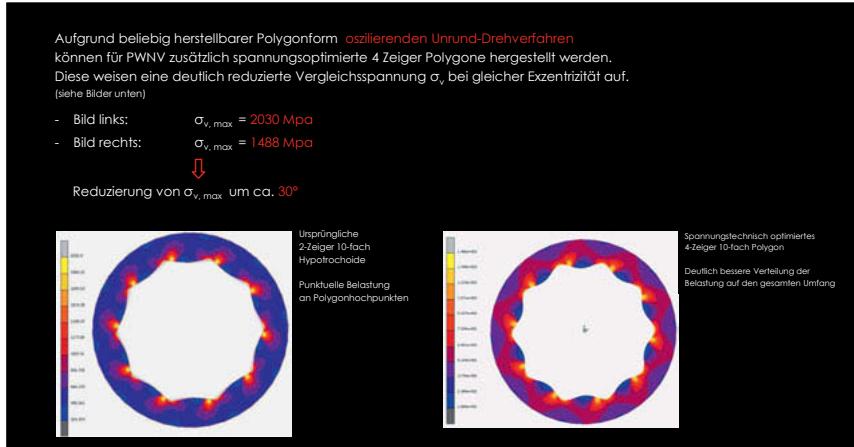
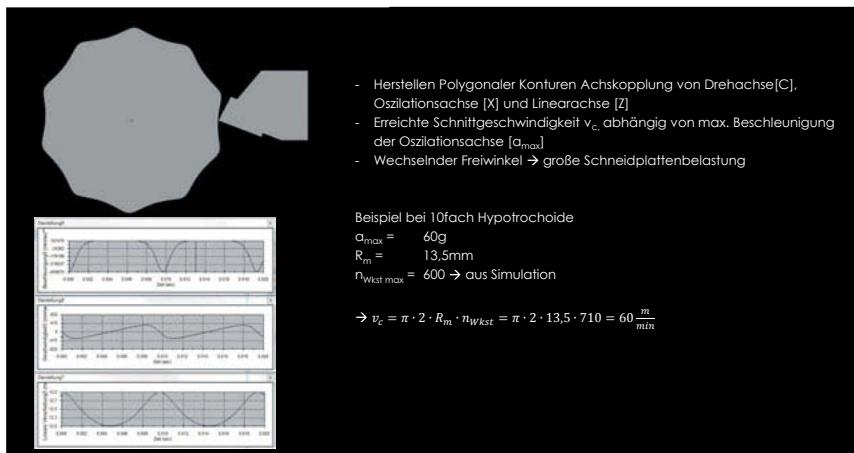
Nenn-Beschleunigung bei 100 % ED

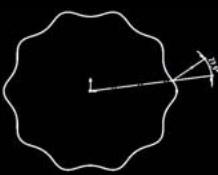
$\alpha_{\text{nenn}} = 370 \text{ m/sec}^2$

Hub

8 mm

Zuschaltbare Impulsenkopplung





Beispiel: Freiwinkel bei 10fach Hypotrochide 27,9°

- Bei Konkaven Konturen mit einem Freiwinkel von max. 30° kann beim oszillierenden Unrund-Drehverfahren noch eine gute Oberflächenbeschaffenheit erreicht werden.
(Erfahrungswerte Fa. Weisser)

Vorteile	Nachteile
mit bewährter Technik (z.B. WEISSEr HOT) Polygone relativ einfach herstellbar	aufwändige Technologie und Steuerungstechnik der hochdynamischen X2-Achse (Führungen, Antrieb, etc.)
Bearbeitung runder Abschriften sehr einfach möglich	Aufgrund verschiedener Durchmesser meist zwei X-Achsen nötig (X1, X2)
(fast) alle axioiden Konturen inkl. Freiformflächen einfach herstellbar	begrenzte Steifigkeit des Systems
einfache Bearbeitung langer Werkstücke zwischen den Spalten	begrenzte Frequenz da abhängig von Dynamik der X2-Achse (Oszillation)
(fast) beliebige Profilformen herstellbar	Hakenwerkzeug für Innenbearbeitung
Radien, Fasen, Hinterschritte oder Übergänge einfach herstellbar	
Geringe Werkzeugkosten	



Das Original: WEISSE **HOT**- System (Hyperspeed Oval Turning)

Intelligentes High-Tech-Konzept



Das HOT-System ist in einer separaten Aufbaeueinheit integriert

Die Bewegungen der Werkzeugschneide erfolgen in Richtung der X-Achse, d. h. orthogonal zur Werkstück-Spindelachse. Die Schneide kann in dieser gedachten Ebene variabel positioniert werden, so dass sich radiale und sternförmige Konturen oder hemisphärische Unrundheiten ideal herstellen lassen.

UNRUND-Bearbeitungs-Applikationen

Beispiel: 5er Polygonnabe weich + hart

5er Polygonnabe weich

- N = 600 U / min; f = 0,1 mm / U; ap = 0,05 – 0,5 mm
- mit KSS
- mit Impulsenkopplung
- 6 Schritte sind notwendig (Zeit pro Schritt: 35 Sekunden)
- WSP: DCGT 111304-UM 1125 Fa. Sandvik; Standzeit 5 Teile
- Formabweichung ca. 0,047

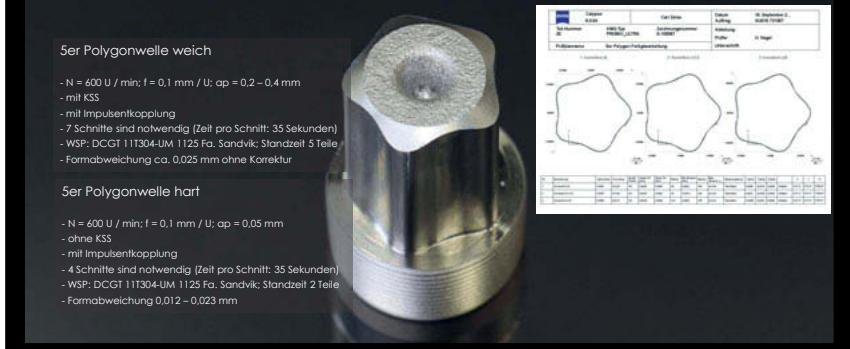
5er Polygonnabe hart

- N = 600 U / min; f = 0,1 mm / U; ap = 0,05 mm
- ohne KSS
- mit Impulsenkopplung
- 4 Schritte sind notwendig (Zeit pro Schritt: 35 Sekunden)
- WSP: DCGT 111304-UM 1125 Fa. Sandvik; Standzeit 2 Teile
- Formabweichung 0,010 – 0,014 mm



UNRUND-Bearbeitungs-Applikationen

Beispiel: 5er Polygonwelle weich + hart



UNRUND-Bearbeitungs-Applikationen

Beispiel: Nocke weich



WEISSER Unrund-Drehen HOT (Hyperspeed Oval Turning)



Das von **WEISSER** entwickelte Unrund-Drehverfahren

- verkürzt wesentlich die Bearbeitungszeit
- frei programmierbar oszillierenden Werkzeugschneide
- generiert hohe Oberflächenqualität
- hat eine integrierten Werkzeugwechsel
- sehr hohe Prozessstabilität

Spannungsoptimierung von Pressverbänden mit additiv gefertigten Naben

Numerische und experimentelle Untersuchungen

M.Sc. **J. Kröger**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. **H. Binz**, Dipl.-Ing. **M. Wagner**,
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD),
Universität Stuttgart

Kurzfassung

Zur Senkung der Spannungsspitzen in der Trennfuge von Pressverbänden werden bisher überwiegend einfache Gestaltungsmaßnahmen genutzt, mit denen allerdings kein zufriedenstellendes Optimierungsergebnis erzielt werden kann. Der vorliegende Beitrag nutzt die erweiterten Gestaltungsfreiheiten von additiv gefertigten Naben, um den Fugendruck an Pressverbänden zu optimieren. Mit innenliegenden Strukturen kann die Nabesteifigkeit lokal beeinflusst werden, sodass gezielt ein unkritischer Spannungszustand eingestellt werden kann. Verschiedene Strukturen werden mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente in ihrem Steifigkeitsverhalten verglichen und die Ergebnisse können direkt auf den Pressverband übertragen werden. Neben numerischen Untersuchungen wurden auch Versuche durchgeführt, um die theoretischen Erkenntnisse zu belegen.

Abstract

Simple design methods are often used to decrease the pressure peaks in the interstice of press fits but usually the optimization results are nonsatisfying. In this paper the design flexibility of additive manufactured hubs is used to optimize the pressure in the interstice of press fits. With inlying structures the stiffness of the hub can be influenced locally. As a consequence the pressure in the interstice can be adjusted to an uncritical level. With the method of finite elements different inlying structures are compared in their stiffness-behavior. The optimized results of a stiffness investigation can be transferred directly to the press fit. Experimental results confirmed the numerical conclusions.

1. Einleitung

In Pressverbänden treten aufgrund des Steifigkeitssprungs an den Nabenkanten Spannungsspitzen auf (Bild 1). Diese können die statische und dynamische Festigkeit des Pressverbands beeinflussen. Empfindlich für Spannungsspitzen sind insbesondere Naben aus spröden Werkstoffen, welche nicht in der Lage sind, die überhöhten Spannungen durch lokales Plastifizieren abzubauen [1]. Außerdem nehmen die Spannungsspitzen einen Einfluss auf die Reibdauerbeanspruchung des Pressverbands, wobei eine Reduktion der Spannungsspitzen anzustreben ist, wenn kein schädigendes Gleiten erwartet wird [2, 3]. Bisher werden verschiedene Gestaltungsmaßnahmen genutzt, um die Spannungsspitzen zu reduzieren. Diese beruhen meist auf einer Änderung der äußeren Bauteilabmessungen. Beispiele für Gestaltungsmaßnahmen sind z. B. in [4] und [5] gegeben (Bild 1). Die an diesen Literaturstellen vorgestellten Maßnahmen liefern besonders im Hinblick auf eine unkritische Reibdauerbeanspruchung häufig nicht zufriedenstellende Ergebnisse, da der Fugendruck oft drastisch absinkt. Durch die additiven Fertigungsverfahren ergeben sich bisher unbekannte Gestaltungsfreiheiten, welche genutzt werden können, um den Spannungszustand in der Trennfuge gezielt zu beeinflussen, sodass sich ein konstanter Fugendruck bis zur Nabekante einstellt. Dieser Beitrag konzentriert sich auf die Spannungsoptimierung durch gezielte Steifigkeitsregulierung an der Nabe mit Hilfe von inneren Hohlräumen bzw. Strukturen, die durch das additive Fertigen eingebracht werden können.



Bild 1: Spannungsüberhöhung an Pressverbindingen (links) und beispielhafte Gestaltungsmaßnahmen in Anlehnung an [4] (rechts)

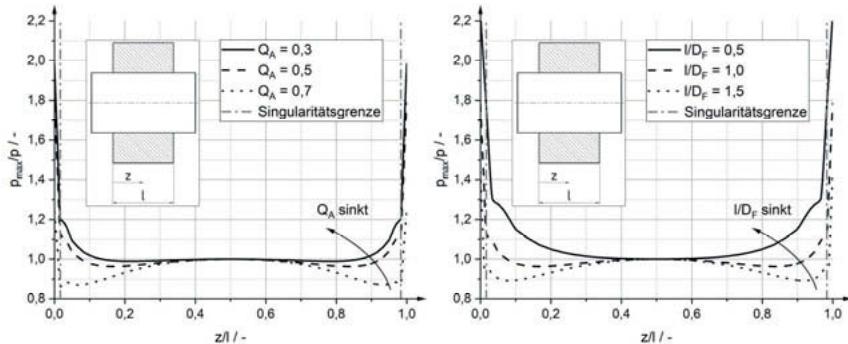
2. Voruntersuchungen und Eigenschaften der Probenkörper

Für eine gezielte Optimierung des Fugendrucks ist die Kenntnis der Beanspruchungen in der Trennfuge des Pressverbands unerlässlich. Dafür wurde zunächst eine Standardgeometrie für einen Querpressverband festgelegt, der für die folgenden Untersuchungen herangezogen werden soll. Die geometrischen Größen zeigt Tabelle 1.

Tabelle 1: Geometrieparameter der untersuchten zylindrischen Querpressverbände

	Abmessungen	Rauheit R_z	Werkstoff
Nabe	$D_F = 30 \text{ mm (H7)}$; $Q_A = 0,5$; $I/D_F = 1$	$12,5 \mu\text{m}$	X2CrNiMo17-12-2
Welle	$d = 30 \text{ mm (u6)}$	$6,3 \mu\text{m}$	42CrMo4

Aus den gewählten Geometrieparametern ergibt sich ein Ist-Übermaß ($U_i = 61 \mu\text{m}$, $\xi_i = 1,97 \%$), welches mit einer Nabentemperatur von 210°C thermisch gefügt werden kann. Für die Welle wurde eine einfache zylindrische Wellengeometrie gewählt, um ihren Einfluss auf den Spannungszustand in der Trennfuge zu eliminieren. Weiterhin wurde auf Basis der Geometrie nach Tabelle 1 der Einfluss des Durchmesserverhältnisses des Außenteils Q_A und des Längen-Fugendurchmesser-Verhältnisses I/D_F auf die Spannungsüberhöhung in der Trennfuge untersucht. Bild 2 zeigt exemplarisch eine Auswahl der Untersuchungsergebnisse. Daraus wird deutlich, dass die Spannungsüberhöhung mit zunehmend dickwandigeren und bei kurzen Außenteilen zunehmen. Erklären lässt sich der Anstieg der Spannungsspitzen bei zunehmend dickwandigeren Außenteilen mit der gleichermaßen ansteigenden Nabeneigigkeit, die einer Verformung der Nabe entgegensteht. Bei kurzen Nabenhügeln klingen die Spannungsüberhöhung zur Nabenzentrale hin weniger stark ab, was zu erhöhten Beanspruchungen im Bereich der Nabekante führt. Die Spannungsüberhöhung tritt bei den untersuchten Parametern über eine Länge von ca. $0,1 \cdot D_F$ auf.

Bild 2: Einflussgrößen Q_A und I/D_F auf den Fugendruck

3. Strukturen zur gezielten Beeinflussung der Bauteilsteifigkeit

Aufgrund der zunehmenden Bedeutung von Leichtbau-Lösungen existiert eine Vielzahl von Strukturen, die beispielsweise für Sandwichelemente verwendet werden. Durch den gezielten Einsatz dieser Strukturen kann die Bauteilsteifigkeit lokal beeinflusst werden. Anregungen für mögliche Strukturen liefert dabei auch die Natur, wie z. B. der menschliche Knochenaufbau oder verstiefende Strukturen in Pflanzenblättern und -stielen.

In einem ersten Schritt wurden Strukturen hinsichtlich ihrer Steifigkeit untersucht, die durch einfache geometrische Zusammenhänge beschreibbar sind. Dazu gehören Stabtragwerke, Wabenstrukturen und Tubuskerne. Die Steifigkeit dieser Strukturen kann mittels einer überschaubaren Anzahl von Geometrieparametern beeinflusst werden. Die wichtigsten Einflussgrößen auf die Steifigkeit einer Struktur sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Einflussgrößen auf die Steifigkeit ausgewählter Strukturgattungen

	Beispiel	Einflussgrößen
Stabtragwerke		Stabquerschnitt, Staborientierung /-winkel, Tragwerks-hauptabmessungen, ...
Wabenstruktur		Wabenwandstärke, Wabenhauptabmessungen, Eck-winkel, ...
Tubuskerne		Tubusdurchmesser, Tubuslänge, Tubusabstände, ...

4. Numerische Berechnungsmodelle

Für den Optimierungsprozess wurden neben numerischen Berechnungsmodellen des Pressverbands zusätzlich Berechnungsmodelle für standardisierte Zellen in ANSYS Workbench erstellt. Die standardisierten Zellen dienen dazu, die Berechnungsdauer der einzelnen Strukturtypen zu verringern, indem zunächst an einem eingespannten und am Innendurchmesser mit einem Druck beaufschlagten Teilstück der Nabe eine Steifigkeitsuntersuchung durchgeführt wird. Die Geometrie des Teilstücke ist in Tabelle 3 definiert. Da das Steifigkeitsverhalten des Teilausschnitts identisch mit dem der vollständigen Nabe ist, kann anhand der standardisierten Zellen eine prozentuale Reduktion der Steifigkeit an der Stelle z ($S_{Reduktion}(z)$) angestrebt werden, die in ihrem Betrag der prozentualen Spannungsüberhöhung an der Stelle z ($p_{Überhöhung}(z)$) in der Trennfuge des zu optimierenden Pressverbands entspricht (Gl. 1).

So kann die in kurzer Zeit generierte Struktur direkt von der standardisierten Zelle – ohne Anpassungen an der Struktur – auf die vollständige Nabe übertragen werden. Durch dieses Vorgehen konnten die Berechnungszeit und der Speicherbedarf um 90 % reduziert werden.

$$1 - \frac{p(z)}{p_{\max}(z)} = p_{\text{Überhöhung}}(z) = S_{\text{Reduktion}}(z) = 1 - \frac{S_{\text{Ziel}}(z)}{S_{\text{vorhanden}}(z)} \quad (1)$$

Tabelle 3: Geometrieparameter der standardisierten Zellen

Geometrie	Parameter
	$\alpha = 20^\circ$ $D_F = 30 \text{ mm}$ $D_{aA} = 60 \text{ mm}$ $L = 5 \text{ mm}$ (senkrecht zur Zeichnungsebene)

Das FEM-Modell des gesamten Pressverbands dient dazu, die Beanspruchungen in der Nabe und der Welle sowie insbesondere in der Trennfuge im gefügten, unbelasteten Zustand zu untersuchen. Die mit den standardisierten Zellen optimierten Strukturen werden im Rahmen dieser Untersuchungen nur auf einer Seite der Nabe eingebracht, um bei der Ergebnisdarstellung einen direkten Vergleich mit dem nicht optimierten Ausgangszustand zu haben. Dieses Vorgehen ist solange möglich, wie die Spannungsüberhöhungen bis zur Nabenzentrale abklingen. Bei beiden Modellen handelt es sich um 3D-FEM-Modelle, da dies die geometrische Ausbildung der Strukturen erfordert.

5. Numerische Ergebnisse

Steifigkeitsuntersuchungen an standardisierten Zellen

Mit Hilfe der standardisierten Zellen wurden verschiedene Strukturgattungen numerisch untersucht. Darunter auch Strukturen, die in axialer Nabendurchmesserrichtung einen veränderlichen Querschnitt aufweisen. Dadurch soll der von der axialen Nabendurchmesser abhängige Betrag der Spannungsüberhöhungen in die Optimierung mit einbezogen werden. Bild 3 zeigt die untersuchten Strukturen mit den Ergebnissen der Steifigkeitsuntersuchung. Weiterhin wurden verschiedene Einflussgrößen wie z. B. Strukturwinkel und Wandstärke bzw. Stabquerschnitt von Wabenstrukturen und Stabtragwerken untersucht, um eine gezielte Optimierung am Press-

verband zu ermöglichen. Die numerischen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Änderung der Geometrieparameter für jede Strukturgattung verschiedene Auswirkungen hat.

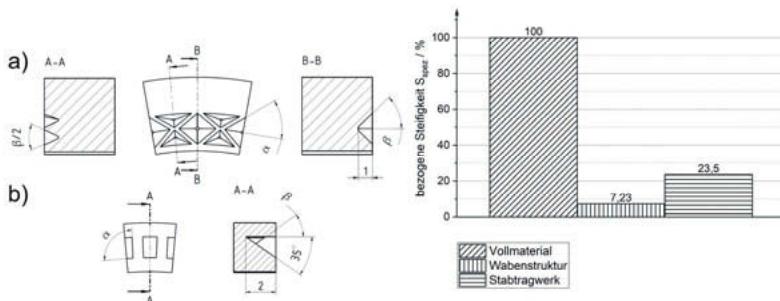


Bild 3: Untersuchte Strukturgattungen, Wabenstruktur (a) und Stabtragwerk (b) (links) und minimale Steifigkeit der abgebildeten Strukturgattungen im Vergleich zum Vollmaterial (rechts)

So wirkte sich eine Änderung der beiden Strukturwinkel α und β stärker auf die Steifigkeit der Wabenstruktur aus als auf die Struktur mit Stabtragwerk (Bild 4). Außerdem hat der Winkel β keinen Einfluss auf die Steifigkeit des Stabtragwerks. Hingegen konnte mit einer Variation der Wandstärke bzw. des Stabquerschnitts bei Stabtragwerken eine größere Änderung der Steifigkeit erzielt werden, als es bei Wabenstrukturen möglich war (Bild 5).

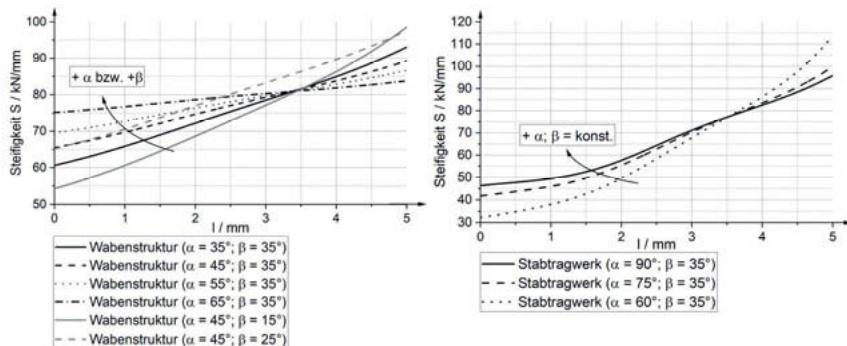


Bild 4: Einfluss des Strukturwinkels α bzw. β auf die Steifigkeit einer Wabenstruktur (links) und Einfluss des Strukturwinkels α auf ein Stabtragwerk (rechts)

Gleichermaßen gilt für beide Strukturgattungen, Wabenstruktur und Stabtragwerk, dass der Neigungswinkel α der Strukturwände jeweils den größeren Einfluss auf die Steifigkeit der jeweiligen Struktur hat.

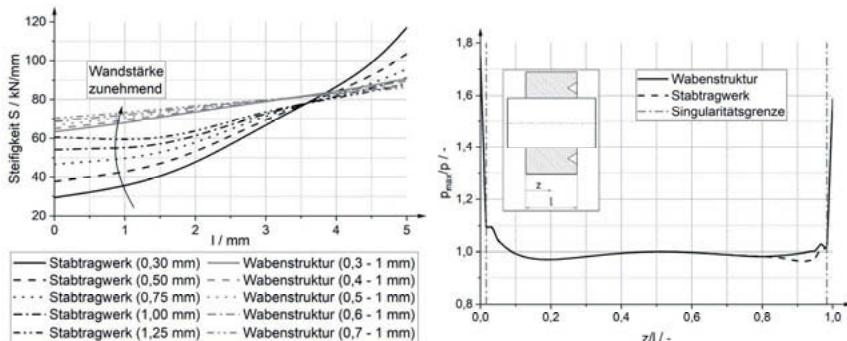


Bild 5: Steifigkeit von Wabenstrukturen bzw. Stabtragwerken bei verschiedenen Wandstärken (links) und Fugendruckverläufe der optimierten Pressverbände (rechts)

Spannungsoptimierung am Pressverband

Mit den gewonnenen Erkenntnissen über das Steifigkeitsverhalten an den standardisierten Zellen können nun Pressverbände mit geringem Aufwand optimiert werden. Dafür wurden die untersuchten Strukturen von den standardisierten Zellen auf den bereits definierten

Pressverband direkt übertragen. Dies ist möglich, da zuvor bei der Modellbildung darauf geachtet wurde, dass das Steifigkeitsverhalten von Pressverband und standardisierter Zelle identisch ist. Durch den Einsatz einer Wabenstruktur und eines Stabtragwerks (s. Bild 3) wurden zwei identische Pressverbände optimiert. Für beide Strukturen gilt gleichermaßen, dass die Strukturausbildung in axialer Nabenrichtung erheblich kleiner ausfällt, als der Bereich, in dem die Spannungsüberhöhungen zuvor aufgetreten sind. Die generierte Wabenstruktur hat eine axiale Länge von 1 mm und das Stabtragwerk von 2 mm (Bild 3). Die Wandstärken bzw. Stabquerschnitte betragen an ihrer schwächsten Stelle bei ca. 0,3 mm. Die Fugendruckverläufe der beiden optimierten Pressverbände sind in Bild 5 (rechts) dargestellt. Bei beiden optimierten Naben bildet sich im Übergangsbereich von der eingebrachten Struktur hin zum Vollmaterial ein Steifigkeitssprung aus, der allerdings erheblich geringer ausgeprägt ist als der Steifigkeitssprung im Bereich der Nabenkante an einem nicht optimierten Pressverband. Außerdem kann der neu entstandene Steifigkeitssprung durch weitere gestalterische Maßnahmen verringert werden. Als Ergebnis der Optimierungen konnte eine Reduktion der ursprünglich vorhandenen Spannungsüberhöhungen von ca. 10 % auf etwa 1 – 2 % erreicht werden. Der Fugendruck wurde jeweils außerhalb des Einflussbereichs der Spannungssingularität ausgewertet (vgl. Singularitätsgrenze in Bild 5 (rechts)).

6. Experimentelle Ergebnisse

Mit experimentellen Untersuchungen wurden die numerischen Ergebnisse validiert. Dafür wurden zunächst die Wellen konventionell und die beiden optimierten Nabensätze additiv – mittels Laserstrahlschmelzen (SLM) – hergestellt und im Bereich des Nabensitzes nachbearbeitet. Anschließend wurden Wellen und Nabensätze auf einem Koordinatenmessgerät vom Typ Zeiss PRISMO vollständig vermessen. Die Außenmantelfläche der Nabensätze wurde außerdem auf der halben Nabellänge abgedreht (Bild 7), um in diesem Bereich genauere Messergebnisse der Nabenaufweitung zu erhalten. Die Wellen und Nabensätze wurden entsprechend ihrer Abmaße gepaart, sodass sich jeweils ein Übermaß einstellt, welches dem vorgegebenen möglichst genau entspricht. Da die Übermaße über die Nabensätze aufgrund von Fertigungstoleranzen teilweise erheblich abweichen (Bild 6), wurden die tatsächlichen Übermaße zurück auf die FEM-Modelle übertragen und erneut berechnet.

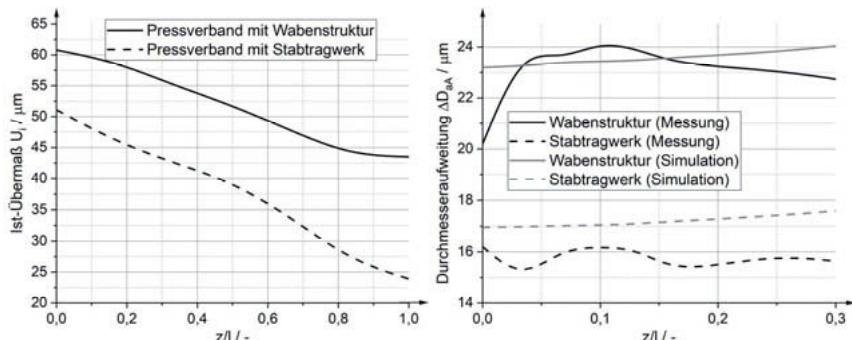


Bild 6: Tatsächliche Übermaßverläufe der gepaarten Pressverbände (links) und Gegenüberstellung der numerisch und experimentell ermittelten Nabenaufweitungen (rechts)

Die Naben wurden in einem Umluft-Kammerofen vom Typ Nabertherm auf 250 °C erwärmt und anschließend von Hand gefügt. Abschließend wurden die Pressverbände auf dem Koordinatenmessgerät erneut vermessen. Die Messung der Nabenaufweitung, welche sich aus dem Außendurchmesser vor und nach dem Fügen ergibt, wurde den numerischen Ergebnissen gegenübergestellt (Bild 6). Die am Koordinatenmessgerät ermittelte Differenz der Nabenaufweitung zwischen den beiden verschiedenartig optimierten Nabben, lässt sich durch das unterschiedliche Übermaß erklären (Bild 6). Der Vergleich der Messdaten mit der Simulation zeigt, dass das Simulationsmodell die tatsächlich auftretenden Gegebenheiten gut abbildet. Unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit des Koordinatenmessgeräts von etwa 1 μm , der Oberflächenqualität des Nabenaußendurchmessers und einem Unsicherheitsfaktor aufgrund des unbekannten Elastizitätsmoduls der Charge additiv gefertigten Werkstoffen sind die erzielten Ergebnisse zufriedenstellend. Es wurden Materialkennwerte herangezogen, deren Zugproben zu einem früheren Zeitpunkt auf derselben Maschine additiv gefertigt wurden. Bild 7 zeigt die optimierten Pressverbände im gefügten Zustand.



Bild 7: Gefügte Pressverbände mit teilweise abgedrehten Naben für genauere Durchmesser-
messungen

7. Vergleich mit herkömmlichen Optimierungsmethoden nach dem Stand der Technik

Um das Ergebnis der im Rahmen dieser Untersuchungen erarbeiteten Optimierungsmöglichkeit mit denen einfacher Optimierungsmöglichkeiten zu vergleichen und das Potenzial dieser neuartigen Optimierung aufzuzeigen, wurden herkömmliche Optimierungsmethoden zum Vergleich herangezogen. Dabei wurden Pressverbände mit den identischen geometrischen Größen durch einen Radius an der Nabenkante ($R = 1,8$ mm) bzw. durch eine stirnseitige Nut optimiert (vgl. Bild 1), wie es in [4] vorgeschlagen wird. Bild 8 zeigt das Ergebnis der Vergleichsuntersuchungen. Insbesondere wird daraus deutlich, dass ein Abrunden der Nabenkante durch einen Radius den Steifigkeitssprung – und damit auch die Spannungsüberhöhung – nur um den Betrag des Radius axial verschiebt. Ebenso geht aus Bild 8 hervor, dass eine einfache, stirnseitige Nut die Nabensteinfigkeit und damit auch den Fugendruck um ein Vielfaches zu weit absenkt. Dadurch steigt das Risiko von schädlichem Gleiten stark an. Ebenso zeigt sich bei der Nut nach [4], dass sich am Übergang zur Nut ($z/l \approx 0,8$) eine Überhöhung des Fugendrucks einstellt, welche durch eine sprunghafte Änderung der Nabensteinfigkeit in diesem Bereich begründet werden kann.

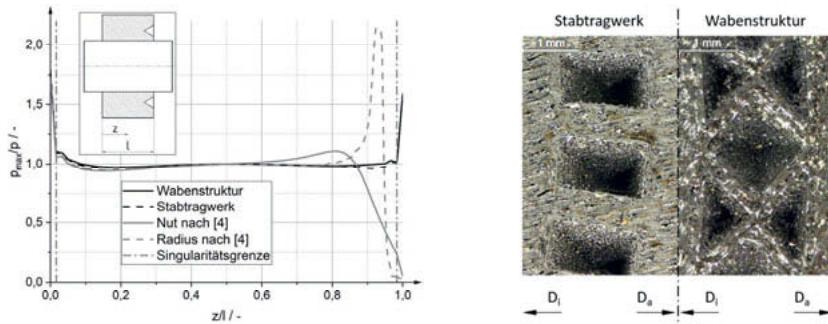


Bild 8: Vergleich des Fugendruckverlaufs mit bekannten Optimierungsmethoden nach [4] (links) und lichtmikroskopische Aufnahmen der optimierten Strukturen (rechts)

Im Vergleich zu den einfachen Optimierungsmethoden, wie sie in [4] vorgeschlagen werden, zeigen die im Rahmen dieser Untersuchung generierten Strukturen ein erheblich besseres Optimierungsergebnis, das durch einfache geometrische Anpassungen einer Nabe nicht erreicht werden kann. Die Ergebnisse stützen damit das erwartete Potenzial additiv gefertigter Nabben im Hinblick auf die Spannungsoptimierung.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund ihres Steifigkeitssprungs im Bereich der Nabenkanten unterliegen Pressverbände dem Nachteil, dass es in dessen Einflussbereich zu einer Überhöhung der Spannungen kommt, die bei der analytischen Auslegung nach [6] nicht berücksichtigt werden. Die Höhe der entstehenden Spannungen können aufgrund der erhöhten Kerbwirkung zum frühzeitigen Erreichen der Gestaltfestigkeit führen, eine Reibdauerbeanspruchung verursachen oder zu statischem Versagen durch das Erreichen der Trennfestigkeit führen. Da bestehende Möglichkeiten zur Minderung dieser Spannungsüberhöhung überwiegend keine zufriedenstellenden Lösungen liefern, wurde im Rahmen dieser Untersuchung eine neuartige Optimierungsmethode ausgearbeitet. Dabei wird die Nabensteinigkeit im betreffenden Bereich durch spezielle Strukturen entsprechend verringert. Als Grundlage für die Umsetzung dieser Idee dient das additive Fertigen. Durch Untersuchungen zum Zusammenhang der Steifigkeits- und Fugendruckreduktion können mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse Pressverbände effizient optimiert werden. Bild 9 zeigt den Ablauf des aktuellen Optimierungsprozesses.



Bild 9: Ablaufschema des Optimierungsprozessesw

Die hier durchgeföhrten Untersuchungen haben dargelegt, dass die additiven Fertigungsverfahren neuartige Wege zur Spannungsoptimierung von Pressverbänden eröffnen und damit eine hervorragende Grundlage für weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet bilden. Dazu zählen beispielsweise die Anwendbarkeit auf weitere Werkstoffkombinationen, die Anwendung anderer Strukturgattungen oder die Entwicklung automatischer Optimierer für die Strukturparameter.

Literaturverzeichnis

- [1] Blacha, M.: Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung von Querpressverbänden mit Naben aus monolithischer Keramik. Universität Stuttgart, Dissertation, 2009
- [2] Gropp, H.; Wächter, K.; Adler, T.: Die Verhinderung von Mikrogleitbewegungen, Passungsrostbildung und Reibdauerbrüchen bei dynamisch hoch belasteten Pressverbindungen durch konstruktive Gestaltung. VDI Berichte Nr. 2004, S. 77 – 94
- [3] Gropp, H.; Ziae, M: Tendenzielle Ermittlung von zulässigen Werten für das erweiterte Ruiz-Chen-Kriterium bei reibdauerbeanspruchten torsionsbelasteten Pressverbindungen. VDI Tagung Nürtingen 2012, VDI Berichte Nr. 2176, S. 37 – 47
- [4] Haberhauer, H., Bodenstein, F.: Maschinenelemente – Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2014
- [5] Häusler, N.: Der Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen, Darmstadt, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1974
- [6] DIN 7190-1: Pressverbände – Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände. Berlin: Beuth-Verlag, 2017

Funktionsbezogene Gestaltung und schädigungsbezogene Auslegung hybrider Faserverbund-Metall-Antriebswellen

Zur effizienten Vorentwicklung von Antriebswellen mit Pinverbindung

Sebastian Spitzer, Albert Langkamp, Maik Gude,

Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Technische Universität Dresden;

Florian Lenz, Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH, Dresden

Kurzfassung

Für Leichtbau-Antriebswellen in Faserverbundbauweise mit metallischer Lasteinleitung wird eine Methode zur effizienten Gestaltung und Dimensionierung im Rahmen einer Vorauslegung vorgestellt und exemplarisch angewendet. Dabei wird am Beispiel der Pinverbindung besonders auf wesentliche Schädigungs- und Versagensmoden und deren Parameter eingegangen. Basierend darauf werden einfach handhabbare analytische Beschreibungen vorgestellt, mit denen Ingenieure in der Praxis innerhalb kürzester Zeit Antriebswellen mit Pinverbindung vorauslegen können.

Abstract

For the preliminary design and dimensioning of lightweight composite drive shafts with metallic load introduction, an efficient method is presented and exemplarily applied. Using the pin connection as load introduction system, essential damage and failure modes and their parameters will be discussed. Based on this, easily manageable analytical descriptions are presented with which engineers can very efficiently predesign drive shafts with pin connections in a practical way.

1. Die Pinverbindung als Lasteinleitungssystem

Faserverbundwerkstoffe gewinnen aufgrund ihrer hervorragenden mechanischen Eigenschaften für den Einsatz in strukturell hochbelasteten Strukturen wie Antriebswellen zunehmend an Bedeutung [1-4]. Als Anschlusslement an angrenzende zumeist metallische Strukturen bietet neben der etablierten Bolzen- und Profilverbindung [2] die Pinverbindung (vgl. Bild 1) ihrerseits

durch die Vielzahl der möglichen Gestaltungsparameter das Potential, die Lasten werkstoffgerecht in den Wellenkörper einzuleiten.

So können Pinanzahl, -anordnung, -durchmesser und die Form des Nabengrundkörpers speziell auf den Fasertyp, den Langenaufbau, die Faserarchitektur und die Wellengeometrie abgestimmt werden. Durch Ablage trockener Fasern auf den Lasteinleitungselementen können diese besonders robust und wirtschaftlich bereits im Preformingprozess integriert werden

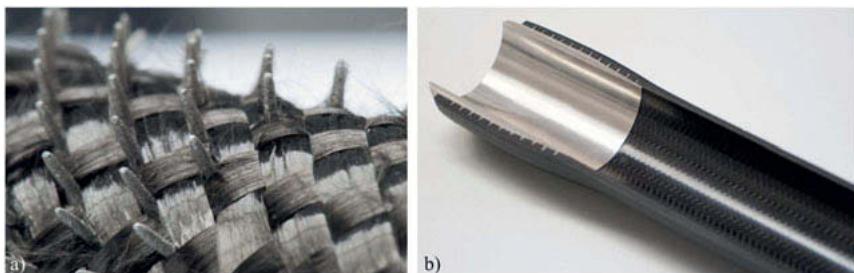


Bild 1: Eingeflochtenes Lasteinleitungselement (a) und Längsschnitt einer konsolidierten Antriebswelle mit Pinverbindung (b)

Die Umsetzung hybrider Metall-Faserverbund-Bauweisen wird jedoch erschwert, da die Vielzahl der einstellbaren Werkstoff- und Strukturparameter zu einem vielschichtigen und komplexen Entwicklungs- und Auslegungsprozess führt.

Eine signifikante Reduktion der Aufwände und Risiken bei der Entwicklung hybrider Metall-Faserverbund-Bauweisen kann durch eine funktionsbezogene Gestaltung und schädigungsbezogene Auslegung hybrider Faserverbund-Metall-Verbindungen erreicht werden. Hierfür ist die Kenntnis der bei Torsionsbelastung auftretenden Struktur- und Schädigungseffekte und den wesentlichen konstruktiven und werkstofflichen Parametern erforderlich.

Struktur- und Schädigungsverhalten der Pinverbindung unter Torsionslast

Im „freien“ Wellenbereich (Bereich I) führt der Bruch des Wellenkörpers (Mode 1b) zum Verlust der Tragfähigkeit. Im hybriden Lasteinleitungsbereich (Bereich II) werden die Pinelemente beim Überschreiten der Fließspannung geschädigt (Mode 5a), wobei die Tragfähigkeit erhalten bleibt, bis bei weiterer Laststeigerung die Pinelemente abscheren und die Tragfähigkeit deutlich absinkt (Mode 5b). Unterhalb des ersten Pinkreises sind das Fließen der Nabe (Mode 6a) bzw. der Bruch (Mode 6b) für die Gestaltung und Dimensionierung relevant. Weitere Versagensmode (Mode 2, 3, 4) sind möglich, spielen aber eine untergeordnete Rolle. [4]

Bild 2 zeigt die wesentlichen konstruktiven Elemente der Pinverbindung sowie die als relevant identifizierten Versagensmoden und die zugehörigen äußereren, konstruktiven, fertigungstechnischen und werkstofflichen Parameter.

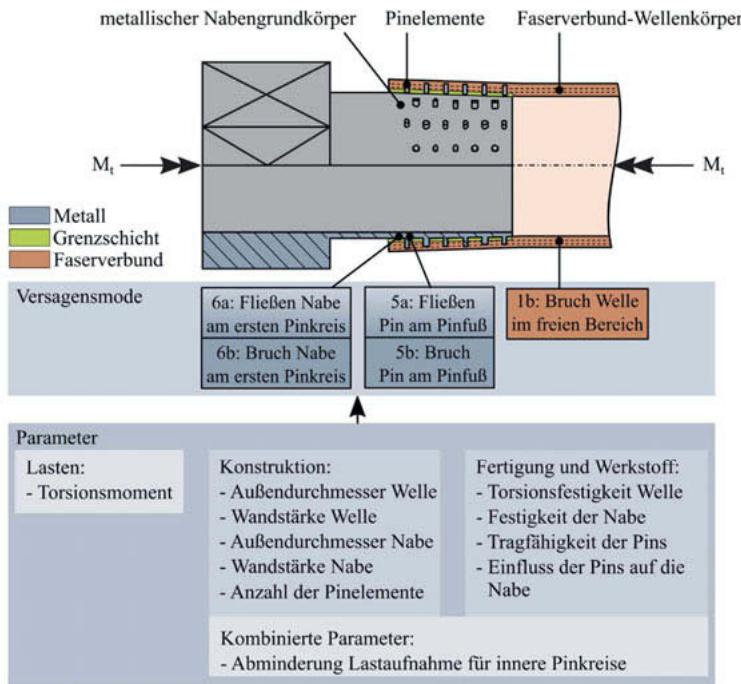


Bild 2: Torsionsbelastete Faserverbundwelle mit Pinverbindung, den Orten relevanter Schädigungs- und Versagensmoden und den wesentlichen Einflussparametern [4]

Versagensbedingungen

Für eine effiziente Vorauslegung eignen sich einfach handhabbare Formeln, welche das Auftreten der relevanten Versagensmoden in Form einer Versagensbedingung analytisch beschreiben. Diese Versagensbedingungen lassen sich als Funktion relevanter Parameter beschreiben:

Mode n: $F(\text{Parameter 1}, \text{Parameter 2}, \dots, \text{Parameter n}) = 1$.

Ausgehend von dem in der Praxis üblichen Fall eines begrenzten Bauraums für den freien Wellenbereich ist der Außenradius r_{wa} des Wellenkörpers vorgegeben. Unter Verwendung der

Torsionsfestigkeit des Faserverbund-Wellenwerkstoffes R_{tw} wird die Wandstärke der Welle t_w bestimmt, womit sich der Außenradius der Nabe r_{NapK1} ergibt. Über technologische Randbedingungen, die den minimal möglichen Abstand der einzelnen Pinelemente (4 mm) definieren, kann die Anzahl der Pins im ersten Pinkreis n_{PPK1} errechnet werden. Unter Verwendung der Tragfähigkeit eines einzelnen Pins C_p und der Abminderung der Tragwirkung der Pins in den mittleren Pinkreisen k_p lässt sich deren notwendige Anzahl n_{PPK} zur Übertragung des geforderten Torsionsmoments M_t bestimmen. Hieraus ergeben sich die notwendige Länge des Nabengrundkörpers l_N und der Nabewinkel α_N . Durch die aufgeschweißten Pins verringert sich die Festigkeit der Nabe, was durch den Faktor k_N berücksichtigt wird. Nachfolgend sind die in [5] hergeleiteten Versagensbedingungen für die konstruktiven Elemente der einer hybriden Antriebswelle mit Pinverbindung aufgeführt.

Faserverbund-Wellenkörper:

$$\text{Mode 1b: } \frac{M_t}{2\pi \cdot r_{Wa}^2 \cdot t_w \cdot R_{tw}} = 1, \quad (1)$$

Pinelemente:

$$\text{Mode 5b: } \frac{M_t}{r_{NapK1} \cdot C_p \cdot (n_{PPK1} + k_p \cdot n_{PPK1+n})} = 1, \quad (2)$$

Nabengrundkörper

$$\text{Mode 6a: } \frac{M_t}{2\pi \cdot r_{NapK1}^2 \cdot t_{NPK1} \cdot k_N \cdot R_{mN}} = 1. \quad (3)$$

Gestaltungs- und Auslegungsprozess

Bild 3 zeigt den Prozess zur Gestaltung und Dimensionierung der Faserverbund-Antriebswelle mit Pinverbindung, der aus den folgenden Einzelphasen besteht:

- Phase 1: Gestaltung und Auslegung der Welle,
- Phase 2: Gestaltung und Auslegung der Nabe,
- Phase 3: Auslegung der Pins.

Nach der Gestaltung und Auslegung der Welle ist der Nabengrundkörper derart auszuführen, dass sich eine gleichmäßige Lastverteilung im Verbindungsbereich ausbildet, wobei die Tragfähigkeit des Nabengrundkörpers sicherzustellen ist. Anschließend lassen sich die Pins auslegen. Neben der mechanischen Tragfähigkeit werden zwei weitere Auslegungsaspekte aufgrund ihrer hohen Relevanz in den Prozessablauf aufgenommen: Zum einen ist die Auslegung der Welle gegen Stabilitätsversagen (nach KLESCHINSKI, [6]) zu berücksichtigen.

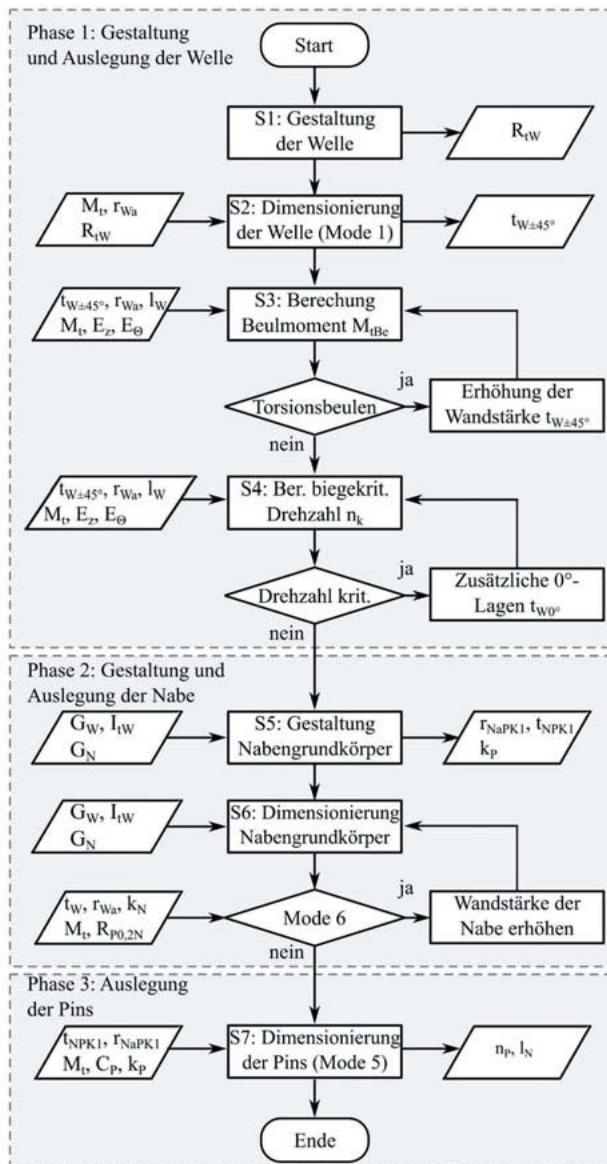


Bild 3: Prozessablaufdiagramm zur Gestaltung und Dimensionierung hybrider Faserverbund-Antriebswellen mit Pinverbindung

Zum anderen muss die Auslegung der Welle gegen dynamische Instabilität durchgeführt werden, da es sich bei Faserverbund-Antriebswellen meist um schnelldrehende Bauteile handelt. Hierfür wird die biegekritische Drehzahl n_k bestimmt [6]. Die Wandstärke der Welle t_w wird um einen Index erweitert, welcher die Orientierung der Fasern angibt. $\pm 45^\circ$ -Lagen werden in der torsionslasttragenden Schicht und für die Erhöhung der Beulsteifigkeit verwendet ($t_{W\pm 45^\circ}$). 0° -Lagen kommen in einer zusätzlichen Schicht zwischen den $\pm 45^\circ$ -Lagen zum Einsatz, um die Biegesteifigkeit zu erhöhen (t_{W0°).

Bild 4 zeigt Varianten für die Ausgestaltung des Verbindungsreiches. Je nach Ausführungsform kommt es im Lasteinleitungsbereich zu einer ungleichmäßigen Spannungsverteilung, welche die Tragfähigkeit der Pinelemente in der Verbindungsmitte absenkt. Hierfür wurden in [5] Abminderungsfaktoren (k_p) numerisch bestimmt, die bei der Vorauslegung zu berücksichtigen sind.

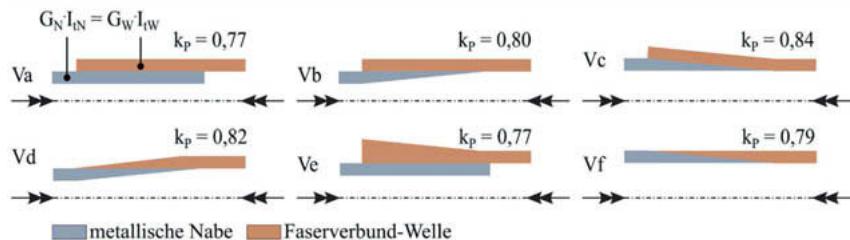


Bild 4: Gestaltungsvarianten und Abminderungsfaktoren k_p für die Lastaufnahme von Pinelementen in den nachfolgenden Pinkreisen P_{Kn+1}

Anwendungsbeispiel

Tabelle 1 stellt die Anforderungen an zwei exemplarische Antriebswellen wie sie z.B. in einem Strahltriebwerk eingesetzt werden können und die Schritte zu deren analytischer Vorauslegung dar.

Als Werkstoffsystem für den Faserverbund-Wellenkörper wird ein Geflecht aus einer TOHO TENAX HTA40 Faser mit 6:6 Bindung in Kombination mit einer Epoxidharzmatrix verwendet [7]. Für diesen Werkstoff wurde in [5] eine Torsionsfestigkeit $R_{HTA40 \text{ 6:6}}$ von 211 MPa berechnet. Aufgrund der hohen Steifigkeit wird für die axialversteifenden Schichten eine TORAY M55J Faser mit einem Modul von $E_{M55J} = 588 \text{ GPa}$ eingesetzt.

Der Abminderungsfaktor der Festigkeit der metallischen Nabe im Einflussbereich der Pinelemente ($k_N = 0,7$) und die Einzelpintragfähigkeit ($C_p = 400 \text{ N}$) wurden experimentell in [5] bestimmt.

Tabelle 1: Berechnungsschritte und exemplarische Ergebnisse

Bemerkung	Parameter	Welle 1	Welle 2
Anforderungen			
Geometrie	d_{\max} [mm]	30	90
	l_w [mm]	500	1000
Lasten	M_{\max} [Nm]	10000	1250
	n_{\max} [1/min]	17000	20000
Sicherheitsbeiwert	S [-]	1,2	
Phase 1: Gestaltung und Auslegung der Welle			
Schritt 1: Werkstoffgestaltung der Welle			
	Werkstoff $\pm 45^\circ$ -Schicht	HTA40 B3	
nach Gude und Spitzer [7, 5]	R_{HTA40} 6:6 [MPa]	211	
	Werkstoff 0° -Schicht	M55 J	
	E_{M55J} [GPa]	588	
Schritt 2: Dimensionierung der Welle			
nach (1)	$t_{w\pm 45^\circ}$ [mm]	5,0	4,5
Schritt 3: Berechnung des Beulmoments			
nach Kleschinski [6]	M_{Be} [Nm]	5744	12302
	S_{WBe} [-]	4,6	1,2
Schritt 4: Berechnung der biegekritischen Drehzahl			
nach Kleschinski [6]	n_k [u/min]	15304	11478
nach Spitzer [5]	E_{znk} [GPa]	87446	35539
	t_{w0° [mm]	0,4	2,0
Gesamtwandstärke Welle	t_{wges} [mm]	5,4	6,4
Phase 2: Gestaltung und Auslegung der Nabe			
Schritt 5: Gestaltung des Nabengrundkörpers			
nach Bild 4	Variante	Vc	
Schritt 6: Dimensionierung des Nabengrundkörpers			
Nach Spitzer [5]	$R_{p0.2N}$ [MPa]	785	
Nach Spitzer [5]	k_N [-]	0,7	
	d_{aN} [mm]	28	88
nach (3)	t_N [mm]	2,1	1,7
Phase 3: Auslegung der Pins			
Schritt 7: Dimensionierung der Pins			
	C_P [N]	400	

	η_{PPK1}	22	69
nach (2)	$M_{PPK1} [\text{Nm}]$	102,6	1013,2
nach Bild 4	k_p	0,8	
	M_{PPK1+n}	1147,4	8986,8
	η_{PK1+n}	13	11
	$L_{LEE} [\text{mm}]$	47	38
Massen Masse Welle	$m_w [\text{g}]$	285	2305
Masse eines LEE	$m_{LEE} [\text{g}]$	117	111
Masse Gesamtsystem	$m_{ges} [\text{g}]$	566	2584

In Bild 5 sind die vorausgelegten Wellen dargestellt. Die Anordnung der axialversteifenden 0° -Lagen erfolgt dabei unter der ersten torsionslasttragenden Schicht.

Welle 1, $d_{aW} = 30 \text{ mm}$, $l_W = 500 \text{ mm}$

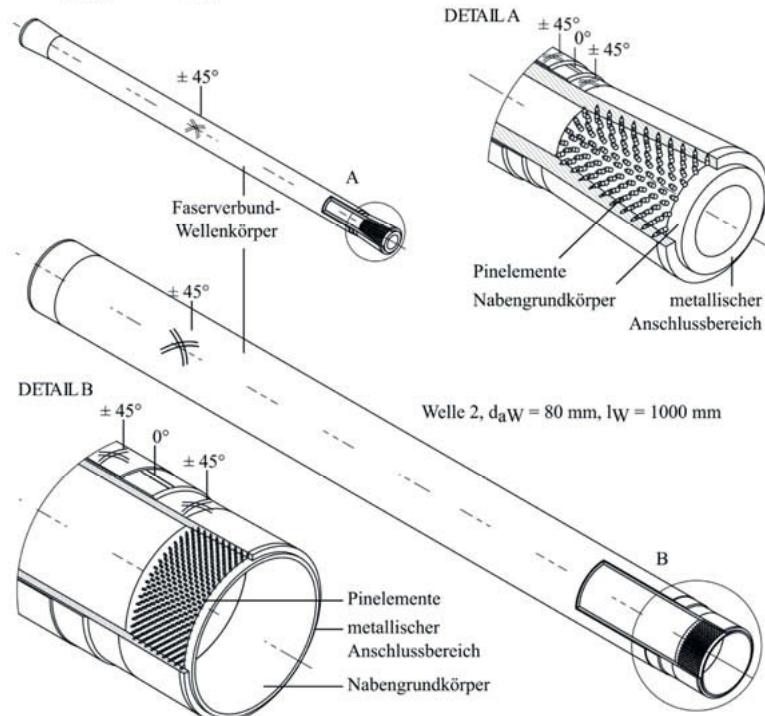


Bild 5: Anwendungsbeispiele Welle 1 (60 - 80 kN Schubbereich) und Welle 2 (250 – 350 kN Schubbereich)

Zusammenfassung

Innovative hybride Leichtbauweisen sind gerade für hochbeanspruchte Elemente wie Antriebswellen prädestiniert und weisen im Vergleich zu monolithischen Bauweisen erhebliche Vorteile im Hinblick auf einen gezielteren Werkstoffeinsatz und eine flexiblere Bauteilgestaltung auf. Damit lassen sich Strukturkonzepte realisieren, für die bei gleicher oder gesteigerter Funktionalität die Bauteilmasse deutlich reduziert werden kann.

Eine Überführung in die industrielle Praxis ist derzeit jedoch erheblich erschwert, da im Vergleich zu monolithischen Bauweisen deutlich mehr Parameter eingestellt werden müssen. Dies ist bei der Konstruktion, der Auslegung und der Fertigung zu berücksichtigen. Daraus resultiert ein vielschichtiger und langwieriger Entwicklungsprozess, welcher den zunehmenden Forderungen nach kürzeren Entwicklungszeiten entgegensteht. Einfach handhabbare Gestaltungs- und Dimensionierungshinweise ermöglichen dem gegenüber eine effiziente und robuste Vorauslegung hybrider Leichtbaustrukturen und tragen damit zu einer Verkürzung der Entwicklungszeit bei.

Die Erkenntnis über auftretende Schädigungs- und Versagensformen der Pinverbindung unter Torsionslast sind die Basis für die vorgestellten Handlungsbedingungen. Darauf aufbauend lassen sich vereinfachte Formeln für einen effizienten Gestaltungs- und Auslegungsprozess ableiten. Die am Beispiel der hybriden Antriebswelle aufgezeigte Vorgehensweise lässt sich auf andere Hybridstrukturen übertragen. Damit ermöglicht die vorgestellte Vorgehensweise die systematische Erarbeitung von im klassischen Maschinenbau etablierten Gestaltungs- und Dimensionierungsmethoden für hybride Leichtbaustrukturen. Ingenieure werden damit in die Lage versetzt, innovative Hybridbauweisen zuverlässig und effizient in die industrielle Anwendung zu überführen.

Förderhinweis

Das IGF-Vorhaben AIF-Nr. 17085 BR/1 der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und –entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken dem AIF-Fachverband Verbrennungskraftmaschinen für die gute Zusammenarbeit und Finanzierung.

Literatur

- [1] Haldenwanger, H.: Development of plastics parts for the racing and standard versions of the Audi-Quattro. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1982.
- [2] Schürmann, H. et al.: Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden. Springer Verlag Heidelberg, 2007.
- [3] Hufenbach, W. et Al.: Welle-Nabe-Verbindungen für Leichtbauantriebswellen in Faserverbund-Metall-Mischbauweise. Tagungsbeitrag. 5.VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen. Nürtingen 2012.
- [4] Hufenbach, W. et al: Hochleistungsantriebswellen in ultraleichter Mischbauweise: Neue praxisgerechte Gestaltungsrichtlinien für hochbeanspruchte Welle-Nabe-Verbindungen. Informationstagung Turbomaschinen, Magdeburg 2014.
- [4] Spitzer, S., et al.: Failure mode based design and dimensioning method for metal-composite-structures. SAMPE Europe Conference 2017, Stuttgart
- [5] Spitzer, S.: Zur werkstoffgerechten Gestaltung und Auslegung hybrider Antriebswellen in Metall/Faser-Kunststoff-Verbund-Bauweise., TU Dresden Diss. 2018
- [6] Kleschinski, M.: Antriebswellen aus Faser-Kunststoffverbunden. Auslegung und Optimierung unter Berücksichtigung des ermüdungsbedingten Torsionsbeulens. Shaker Verlag Aachen 2007.
- [7] Gude, M., et al. 2014. Design and automated manufacturing of profiled composite driveshafts. Science and Engineering of Composite Materials, 22 (2), pp. 187-197.

Erhöhung der dauerfesten Übertragungsfähigkeit und Wellendauerfestigkeit einer Pressverbindung – Press-Presslöt-Verbindung mit alternativen Beschichtungen

Dipl.-Ing. IWE **Stefan Karsch**, Dipl.-Ing. **Konstantin Andrusch**,
Prof. Dr.-Ing. habil. **Uwe Füssel**,

Institut für Fertigungstechnik, Professur Fügetechnik und Montage,
Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Die Übertragungsfähigkeit einer Pressverbindung (PV) kann durch Aufbringen einer metallischen Lot-Zwischenschicht erhöht werden. Dabei entsteht eine kombinierte Fügeverbindung aus kraftschlüssiger PV und stoffschlüssiger Presslötverbindung (PLV), die Press-Presslöt-Verbindung (PV-PLV). Bisher wurden die dafür benötigten Lotschichten galvanisch aufgebracht. Im Beitrag werden mit dem thermischen Spritzen und dem Reibaufragtslöten alternative Beschichtungsverfahren für PV-PLV vorgestellt. Bei diesen wurde ein Fugendruckabfall durch Einebnungs-, Verdichtungs- und Verdrängungseffekte festgestellt. Dennoch werden sehr hohe Verbindungsfestigkeiten bis zu einem PV-äquivalentem Haftbeiwert $\mu_{PV\text{eq.}} = 0,6$ bereits nach dem Fügen erreicht. Eine zusätzliche Erhöhung durch Trainieren ist ebenso möglich. Dauerfestigkeitsversuche haben gezeigt, dass die PV-PLV auf maximal statisch ertragbarem Drehmoment zyklisch belastet werden kann. Dabei tritt bei Belastungen unterhalb der Wellendauerfestigkeit kein Versagen der Lotschicht auf. Ebenso ist ein Verschleiß an Welle und Nabe durch Reibkorrosion nahezu nicht vorhanden. Zusätzlich wird die Wellendauerfestigkeit beim Einsatz einer PV-PLV um ca. 35 % Vergleich zur PV nach DIN 743 erhöht.

Abstract

The transmission capability of press fits (PV) can be largely increased by a solder-metal intermediate layer. In that case, a combined joint connection consisting of force-fitted PF and firmly bonded pressure-solder-joints (PLV) is created (PV-PLV). Previously the necessary solder layer has been created by electroplating. In this paper alternative coating processes are presented. Thermal spraying and friction deposit soldering are suitable for usage in PV-PLV. By these processes, the joint pressure is decreases due to leveling of surface roughness, compression of porosities and extrusion of solder material, though. However, high strength up to PV equivalent friction coefficient $\mu_{PV\text{eq.}} = 0,6$ can be reached. Mechanical training can further increase this strength. The fatigue strength of the soldered layer is given at a load below the

fatigue limit of the shaft. Fretting corrosion largely decreases in comparison to elementary PV. Additionally, the fatigue limit of the shaft can be increased by about 35 percentage.

1. Einleitung

Die Pressverbindung (PV) ist im Motoren, Getriebe und Anlagenbau eine einfache, kostengünstige und gleichzeitig effektive Art eine Welle-Nabe-Verbindung (WNV) zu erzeugen. Aufgrund immer weiter steigender Anforderungen an die Leistungsfähigkeit von Antrieben, stößt die PV zunehmend an Ihre Grenzen. In zahlreichen Forschungsvorhaben wird daher daran gearbeitet, die Übertragungsfähigkeit der PV zu erhöhen [1; 2; 3; 4]. Eine Möglichkeit dies zu erreichen, ist die Einbringung einer minderfesten metallischen Zwischenschicht, im nachfolgenden als Lot bezeichnet. Hierbei entstehen zusätzlich zu der kraftschlüssigen Verbindung partielle, stoffschlüssige Presslotverbindungen (PLV). Diese kombinierte Fügeverbindung wird als Press-Presslot-Verbindung (PV-PLV) bezeichnet. Unter Beibehaltung der Vorteile einer elementaren PV bietet die PV-PLV zusätzlich zur Steigerung der Verbindungsfestigkeit eine integrierte Überlastsicherung, eine Erhöhung der Wellendauerfestigkeit im Vergleich zur nach DIN 7190 ausgelegten PV und deutlich verminderten Verschleiß, insbesondere Passungsrostbildung. Eine weitere Steigerung der Verbindungsfestigkeit ist durch Trainieren, einem mechanischen Verdrehen von Welle gegen Nabe erreichbar.

Die Aufbringung der Lotschicht basierte in den ersten Untersuchungen [5; 4; 6] auf 5 - 10 µm starken, galvanisch aufgetragenen Zink- und Kupferschichten. Das elektrochemische Abscheiden (Galvanik) eignet sich für Kleinstserien bzw. für Versuchs- und Probenkörper. Für die industrielle Serienfertigung von WNV-Baugruppen ist dieses Verfahren hingegen nicht erwünscht. Daher wurden mit dem thermischen Spritzen, und dem Reibaufragslöten alternative Beschichtungsverfahren für die Anwendung der PV-PLV untersucht. Dabei wurde ein vereinfachter Versuchsaufbau verwendet, welcher in Abschnitt 2 näher beschrieben wird.

Um den Einfluss der alternativen Beschichtungsverfahren auf die Schichthaltbarkeit und die Bauteilfestigkeit unter Dauerbelastung zu ermitteln, wurden des Weiteren Untersuchungen an realen WNV durchgeführt.

2. Ermittlung der Eignung von alternativen Beschichtungsverfahren zur Galvanik

Die Eignung unterschiedlicher Beschichtungsverfahren zum Einsatz in einer PV-PLV wurde in dem AiF-geförderten Projekt 16350 BR [7] anhand eines vereinfachten Versuchsaufbau untersucht. Dieser bestand aus zwei ebenen, kreisringförmigen Fügeflächen, welche von außen aufeinander gepresst und verdreht wurden (**Bild 1**, **Bild 2**). Diese Geometrie ermöglichte eine kostengünstige Untersuchung eines breiten Spektrums an Lotwerkstoffen und Schichteigenschaften im Fugendruckbereich von 30 bis 120 MPa.

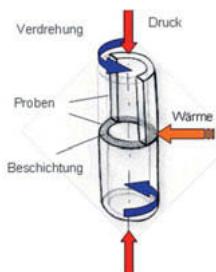


Bild 1: Prinzipskizze Probengeometrie

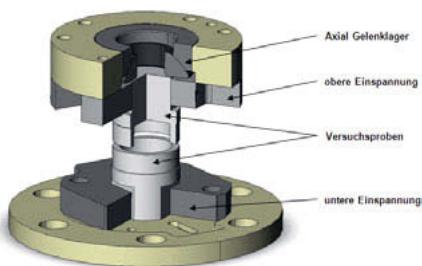


Bild 2: Probeneinspannung zum Fügen und Trainieren

2.1. Thermisches Spritzen

Unter dem thermischen Spritzen werden Beschichtungsverfahren zusammengefasst, bei denen draht- oder pulverförmiges Zusatzmaterial an- oder aufgeschmolzen und mit großer Geschwindigkeit auf eine Substratoberfläche geschleudert wird (**Bild 3**). Um eine ausreichend hohe Haftfestigkeit zu erzeugen, muss die Substratoberfläche gereinigt und aufgeraut sein. Im Allgemeinen wird dies durch Strahlen mit Korund oder Hartgusskies erreicht [8]. Dies kann beim Einsatz in einer WNV Rissausgangspunkte darstellen und somit die Dauerfestigkeit herabsetzen. Des Weiteren weisen thermisch gespritzte Schichten eine Porosität auf, welche in einer PV-PLV zu einem Fugendruckabfall führen können.

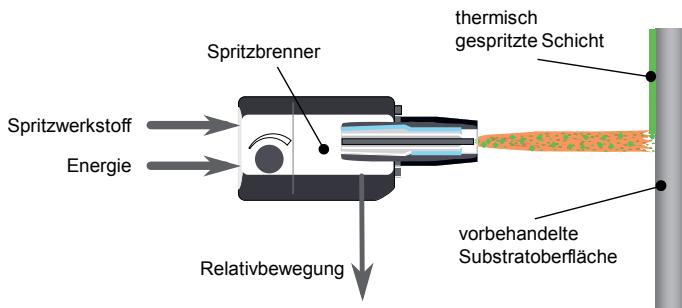


Bild 3: Prinzip des thermischen Spritzens vgl. [9]

Den Beschichtungsverfahren **Kaltgasspritzen (KG)** und **Flammspritzen (FS)**, stellvertretend für alle thermischen Spritzverfahren, konnte in [7] die Eignung für einen Einsatz in einer PV-PLV nachgewiesen werden. Die hohe Oberflächenrauheit der so erzeugten Schich-

ten führt zu einer erheblich schnelleren Trainierbarkeit im Vergleich zu den galvanisch erzeugten Schichten. Nach Erreichen eines Maximums, fällt die Verbindungsfestigkeit leicht ab und geht in ein Plateau über. Dieser Effekt ist bei dem Kaltgasspritzen stärker ausgebildet als beim Flammspritzen (vgl. **Bild 4**).

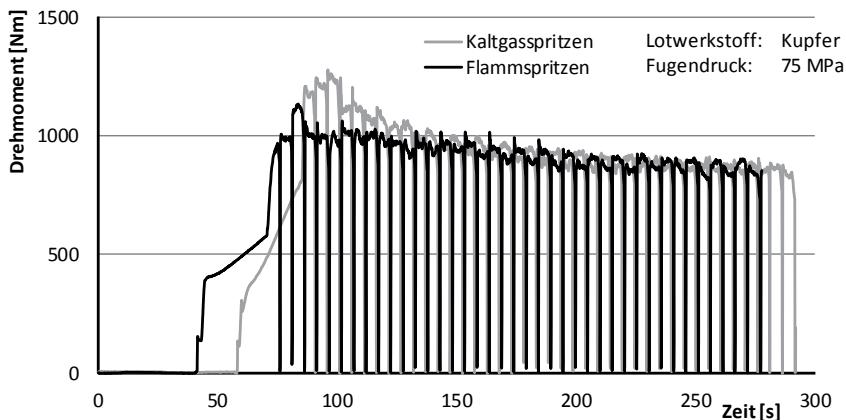


Bild 4: Erreichtes Drehmoment während des Trainierens für kupferbeschichtet PV-PLV, Gegenüberstellung von Kaltgas- und Flammspritzen [7]

2.2. Reibauftragslöten

Das Reibauftragslöten (RALö) ist ein Beschichtungsverfahren bei dem der Beschichtungswerkstoff in Bolzenform auf das Substrat (hier: Welle) gepresst wird. Die Kombination aus Anpresskraft F und Rotation n_B des Bolzens erzeugt Reibungswärme und bewirkt ein Abscheren des Bolzenwerkstoffes. Durch eine Relativbewegung n_W von Bolzen zu Substrat entsteht eine „kontinuierlich plastisch geformte Metallschicht auf der Oberfläche der Welle“ [10]. Dieses Prinzip ist in **Bild 5** dargestellt.

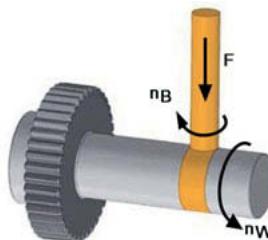


Bild 5: Verfahrensprinzip des Reibauftragslöbens [10]

Die mittels **Reibaufragslöten** hergestellten Schichten sind für den Einsatz in einer PV-PLV geeignet. Die erreichbaren Verbindungsfestigkeiten sind auf gleichem Niveau wie galvanisch beschichtete Proben [7]. Des Weiteren ist dieses Beschichtungsverfahren aufgrund seiner Emissionsfreiheit gut in eine moderne Montagefabrik integrierbar [11].

2.3. Lotfolien und Lotpasten

Zur Herstellung von elementaren, stoffschlüssigen Lötverbindungen, kommen häufig Loteinlegeteile bzw. Lotfolien oder Lotpasten zum Einsatz. Da hierbei konstruktiv immer ein Lötspalt vorgesehen ist, können diese problemlos appliziert werden und zusätzlich durch die hohen Temperaturen können die in den Pasten enthaltenen Lösungsmittel entweichen.

Für den Einsatz in einer PV-PLV sind Lotfolien prinzipiell geeignet. Die erreichten Verbindungsfestigkeiten sind mit den vorgenannten Verfahren vergleichbar jedoch ist die Applikation der Folien in einer realen WNV deutlich eingeschränkt [7]. Lotpasten sind hingegen ungeeignet, da die Lösungsmittel die Verbindungsaubildung behindern und nicht entweichen können [7].

2.4. Beschichtungswerkstoffe

Die Lotwerkstoffe **Zink, Kupfer und Aluminium eignen sich uneingeschränkt für den Einsatz in der PV-PLV**, wobei kaltgasgespritzte Al-Schichten die höchste Verbindungsfestigkeit erreicht haben. Messing ist ebenso geeignet jedoch liegt die Verbindungsfestigkeit deutlich unter denen von Zink, Kupfer und Aluminium. Dem gegenüber steht ein konstantes Niveau über eine große Anzahl von Verdrehzyklen (**Bild 6**).

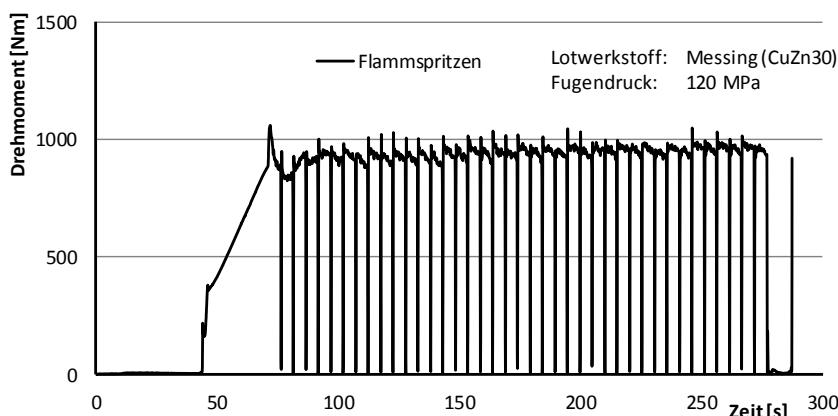


Bild 6: Erreichtes Drehmoment während des Trainierens für PV-PLV mit Messing (CuZn30) als Lotschicht [7]

Der Lotwerkstoff Nickel ist aufgrund seiner großen Härte nur bedingt geeignet. Mit Nickel kann eine sehr hohe Verbindungsfestigkeit erreicht werden. Dabei kommt es während des Trainierens zu Ausbrüchen und plastischen Verformungen an der Grundwerkstoffoberfläche [7]. Im realen Anwendungsfall stellen diese Rissausgangspunkte dar, womit die Lebensdauer der WNV stark eingeschränkt wird. Lotwerkstoffe sehr geringer Härte, wie das untersuchte Zinnlot SnAg3, sind hingegen prinzipiell geeignet, jedoch sind mit diesen nur geringe Verbindungsfestigkeiten erreichbar [7].

2.5. Schichtdickeinfluss

Ein Einfluss der Schichtdicke auf die Ausbildung der PV-PLV konnte anhand der vorliegenden Stirnversuche nicht ermittelt werden. Aus dem vereinfachten Versuchsaufbau ergibt sich, dass das Absinken des Fugendrucks infolge von Einebnungs-, Verdrängungs- und Verdichtungerscheinungen in der Lotschicht nicht berücksichtigt wird, da die Steuerung den von außen aufgebrachten Fugendruck stets nachregelt. Daher wurden in einem weiteren Forschungsvorhaben [12] reale WNV untersucht und der Fugendruckabfall charakterisiert. Dies erfolgte anhand der aus den Stirnversuchen gewonnenen Referenz-Scherfestigkeitskurven, basierend auf den Stützstellen 30, 75 und 120 MPa, (

Bild 7) und wird im nachfolgenden Abschnitt dargestellt.

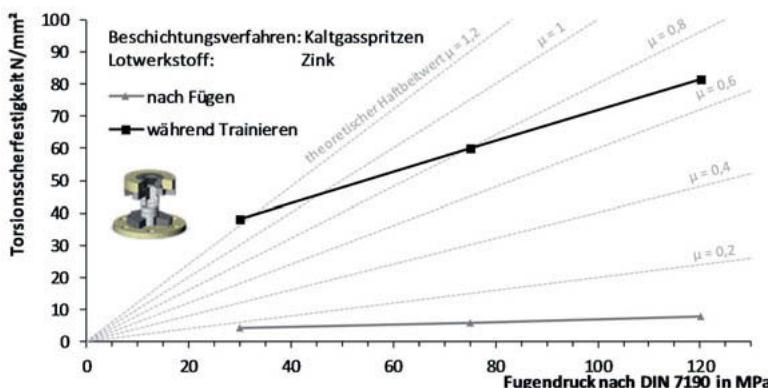


Bild 7: Scherfestigkeit von Stirnproben, welche mittels Kaltgasspritzten mit Zink beschichtet wurden, in Abhängigkeit vom Fugendruck [7]

3. Fugendruckabfall bei PV-PLV mit alternativen Beschichtung

Beim Einsatz des thermischen Spritzens und des Reibauftragslöten in einer realen PV-PLV konnten die anhand der Stirnversuche ermittelten fugendruckabhängigen Scherfestigkeiten nicht erreicht werden. Dies ist darauf zurück zu führen, dass es in der realen WNV zu einem Fugendruckabfall durch die Effekte Einebnung, Verdichtung und Verdrängung der Lotschicht kommt.

Die Verfahren Kaltgas- und Flammspritzen sind im Fugendruckabfall miteinander vergleichbar und liegen auf ähnlichen Niveaus. Eine signifikante Abhängigkeit von unterschiedlichen Schichtdicken konnte nicht festgestellt werden. Damit kann begründet werden, dass der Anteil des Ausfüllens der Porosität gegenüber dem Einebnen der Rauheitsspitzen der untersuchten Verbindungen eine untergeordnete Rolle spielt [12]. Für die reibauftragsgelötenen Schichten wurde hingegen eine Abhängigkeit des Fugendruckabfalls von der Schichtdicke festgestellt. Diese kann auf die stark ausgeprägte Balligkeit dieser Beschichtung zurückgeführt werden (**Bild 8**), welche während des Fügens und des Trainievorgangs eingeebnet wird.

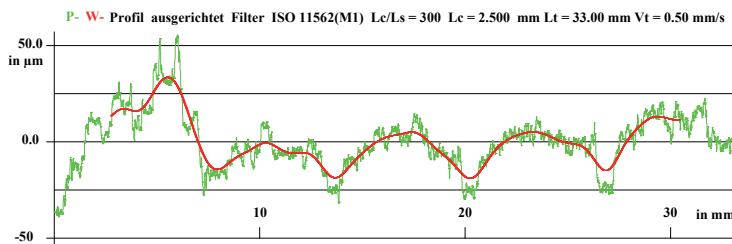


Bild 8: Profil einer reibauftragsgelötenen Schicht auf einer Welle in axialer Richtung

Die Ermittlung der Höhe des Fugendruckabfalls basierte auf der Differenz des Fugendrucks der realen WNV zu dem Fugendruck aus dem Stirnversuch bei gleicher Scherfestigkeit (vgl. **Bild 9**), welcher in [12] angewendet wurde:

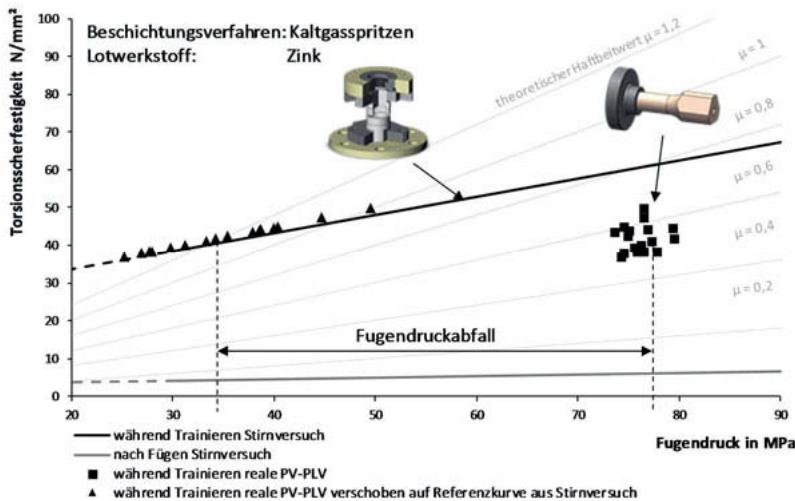


Bild 9: Bestimmung des Fugendruckverlust realer PV-PLV auf Basis der Referenz-Torsionsscherfestigkeitskurven aus den Stirnversuchen

4. Dauerfestigkeit der PV-PLV unter reiner Torsion

4.1. Dauerfestigkeit der PV-PLV unterhalb der Wellendauerfestigkeit

Um das Verhalten von Zn-Schichten unter Dauerbelastung zu untersuchen, wurden dynamische Versuche bis zu der Grenzlastwechselzahl von 2×10^6 LW durchgeführt. Alle Proben haben 2×10^6 LW als Durchläufer absolviert. Zu Beginn des dynamischen Versuches zeigte sich bei einigen Proben jedoch ein ausgeprägtes „Driften“ (Bild 10).

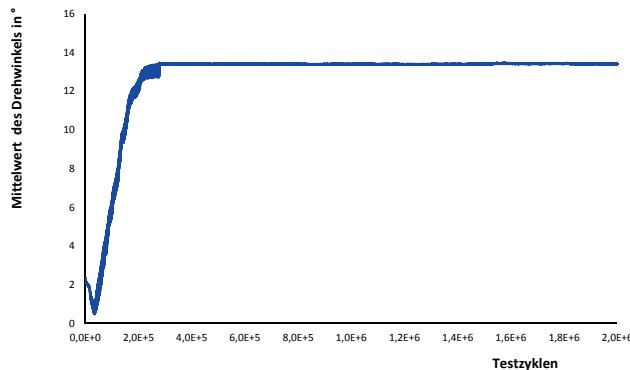


Bild 10: Drehwinkelverlauf über Zyklenzahl während eines dynamischen Versuchs mit ausgeprägtem Driften

Für diese Proben war außerdem typisch, dass sich das ertragbare Drehmoment bis zum Losbrechen der Verbindung nach der dynamischen Belastung gesteigert hatte. Demzufolge ist das **maximale statische Drehmoment (Losbrechmoment) nach dem Trainieren dauerfest übertragbar, wenn das Belastungsniveau unterhalb der Dauerfestigkeit der Welle liegt und ein Driften am Beginn zulässig ist. Andernfalls ist die maximale dynamische Belastung auf 80 % der maximalen Festigkeit während des Trainierens festzulegen.**

Zusätzlich wurde eine Probe mit 2×10^7 LW beaufschlagt, anschließend aufgetrennt und die Fügezone untersucht. Dabei konnte eine starke Verminderung der Reibkorrosion gegenüber einem klassischen Pressverband erkannt werden (Bild 11)

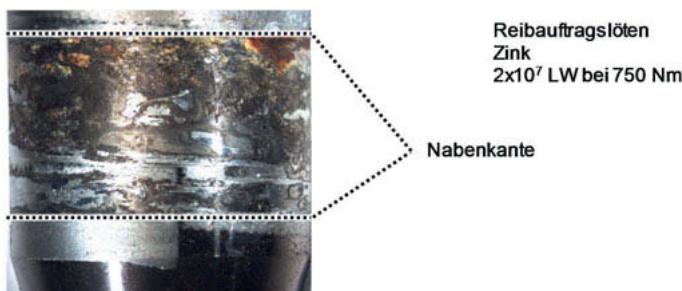


Bild 11: Fügezone einer reibauflagrlöten Probe nach 2×10^7 Lastwechseln [12]

Weiterhin ergab eine EDX-Analyse (Bild 12), dass nach der Lastwechselzahl von 2×10^7 noch immer Zink im Nabenkantenbereich der belasteten Nabekante nachweisbar ist. Die Lotschicht wirkt bei Überlast oder partiellem Schlupf als Schmierschicht und somit schützend gegenüber dem Grundwerkstoff.

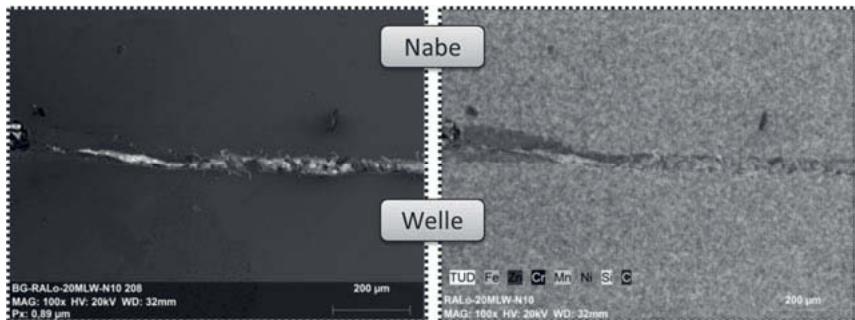


Bild 12: REM-Aufnahme (links) mit EDX-Analyse (rechts) an drehmomenteinleitender Nabekante nach 2×10^7 LW bei 750 Nm, Reibauftragslöten, Zink [12]

4.2. Einfluss der PV-PLV mit alternativen Beschichtungen auf die Wellendauerfestigkeit

Die durchgeführten Versuche mit Zn-Schichten haben gezeigt, dass die Wellendauerfestigkeit mit der PV-PLV grundsätzlich erreicht werden kann.

Der Bereich der Dauerfestigkeit der Welle unter reiner Torsionsbelastung lag, sowohl bei dem Vergütungsstahl 34CrNiMo6, als auch bei dem Gusswerkstoff EN-GJMB-550-4 deutlich über dem Niveau aus dem Forschungsvorhaben FVA 390 I+II [4] und oberhalb der Dauerfestigkeit einer herkömmlichen PV nach DIN 743 (Bild 13).

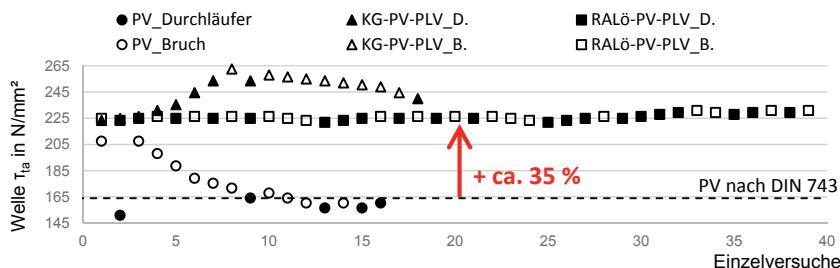


Bild 13: Vergleich Treppenstufenversuche PV mit PV-PLV.
Wellenwerkstoff: 34CrNiMo6; 2×10^6 LW [12]

Dieses Verhalten kann mit einer erhöhten Werkstofffestigkeit oder einer geringeren Kerbwirkung durch die Lotschicht erklärt werden. Anhand von Werkstoffuntersuchungen konnte letzteres ausgeschlossen werden. **Somit konnte festgestellt werden, dass durch die PV-PLV die Kerbwirkung des Presssitzes auf die Welle deutlich verringert wird und dadurch die Wellendauerfestigkeit signifikant erhöht wird.** Der Einfluss unterschiedlicher Beschichtungseigenschaften, resultierend aus den verschiedenen Beschichtungsverfahren, ist dabei vernachlässigbar. Hingegen zeigten Versuche mit Al-Schichten, dass der **Einfluss der Lotwerkstoffe merklich vorhanden ist und berücksichtigt werden muss.**

5. Zusammenfassung

Es konnte gezeigt werden, dass mit dem thermischen Spritzen und dem Reibauftragslöten alternative Beschichtungsverfahren zur Galvanik für den Einsatz in einer PV-PLV geeignet sind. Allerdings kommt es bei diesen Verfahren zu Einebnungs-, Verdichtungs- und Verdrängungseffekten, welche ein Absinken des aus dem Wellen- und Nabendurchmesser ermittelten Fugendrucks auswirkt. Dennoch werden sehr hohe PV-äquivalente Haftbeiwerte bis $\mu_{\text{PVaq.}} = 0,6$ nach dem Fügen und höher nach dem Trainieren erreicht. In der Auslegung der PV-PLV müssen diese Effekte zukünftig berücksichtigt werden.

Des Weiteren konnte nachgewiesen werden, dass die PV-PLV unterhalb der Wellendauerfestigkeit ohne nennenswerte Schädigung der Lotschicht zyklisch belastet werden kann.

Die PV-PLV kann darüber hinaus im Bereich der Wellendauerfestigkeit eingesetzt werden. Hierbei wurde eine signifikant niedrigere Kerbwirkung in Abhängigkeit der unterschiedlichen Lotwerkstoffe ermittelt.

6. Literatur

- [1] **Gräfensteiner, M. und Leidich, E.** Analyse und Synthese charakterisierender Kennwerte zur funktionsgerechten Gestaltung von Wirkflächenpaaren in reibschlüssigen Verbindungen. Frankfurt am Main : FVV-Heft 1077, 2015.
- [2] **Ullrich, D., Wagner, M. und Binz, H.** Untersuchungen zu Auslegungsgrenzen und Steigerung der maximalen Übermaße bei zylindrischen Pressverbindungen. Sachstandsbericht FVA 810 I : Forschungsvereinigung Antriestechnik e.V., 2018.
- [3] **Haberling, C., et al.** Gestaltung und Ermittlung charakterisierender Kennwerte von reibschlussoptimierten Oberflächen. Frankfurt am Main : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., 2014. Forschungsreport. Forschungscluster GECKO.

- [4] **Füssel, U., et al.** Press-Presslöt-Verbindungen - Erhöhung der Momentenübertragungsfähigkeit bei Torsion und Umlaufbiegung durch Press-Presslöt-Verbindung. Dresden : FVA-Forschungshefte Heft 758, 2005.
- [5] **Füssel, U.** Anwendung des Preßlötens zur Herstellung von kombinierten Fügeverbindungen. TH Karl-Marx-Stadt : Dissertation, 1984.
- [6] **Füssel, U., Tersch, H. und Lipóth, I.:** Preß-Preßlöt-Verbindungen. - Verbindungs- und Schädigungsmechanismus als Voraussetzung für die Vorhersage des Festigkeitsverhaltens von Preß-Preßlöt-. FKM-Forschungshefte Heft 244 : VDMA-Verlag, 1999.
- [7] **Andrusch, K., Kämmerer, Ch. und Füssel, U.** Eigung alternativer Beschichtungsverfahren zur Herstellung von Press-Presslöt-Verbindungen. Abschlussbericht, TU Dresden : Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2013. Heft 1064.
- [8] **Lugeschieder, E.** Handbuch der thermischen Spritztechnik Technologien-Werkstoffe-Fertigung. Düsseldorf : DVS Verlag, 2002. Bd. 139.
- [9] **Linde Gas Division.** Linspray - the noble art of coating. Höllriegelskreuth : Linde AG, 2013.
- [10] **Nguyen, D. V.** Beschichtungsverfahren für die Press-Presslöt-Verbindungen - Reibauftraglöten. TU Dresden : Dissertation, 2014.
- [11] Anwendung Reibauftragslöten bei Press-Presslöt-Verbindungen im Getriebebau. **A. Braun, U. Füssel, B. Hommel.** Karlsruhe : 6. VDI Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen, 2014. Bd. VDI Berichte 2238. ISBN 978-3-18-092238-6.
- [12] **Andrusch, K., Füssel, U. und Karsch, S.** Dauerfestigkeitsuntersuchungen von Press-Presslöt-Verbindungen mit unterschiedlichen Lotschicht- und Grundwerkstoffeigenschaften. Dresden : FVA-Forschungsheft 1225, 2017.
- [13] **Pejko, M.** Fügbarkeitsbetrachtungen von Press-Presslöt-Verbindungen. Dissertation, TU Dresden : TUDpress, 2009. ISBN 978-3-941298-66-8.
- [14] **Lipóth, I., Füssel, U. und Kulosa, F.** Untersuchungen zum Fügen von Kupplungskörper und Schaltrad durch Kaltveschweißen von elementarer Pressverbindung oder durch Press-Presslöt-Verbindung. Dresden : Abschlussbericht, 2002.

Danksagung

Die Forschungsarbeiten wurde mit freundlicher Unterstützung der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und mit finanzieller Unterstützung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) unter den Projektnummern 16350BR und 17891BR durchgeführt. Dafür sei herzlich gedankt.

Druckverteilung in Klemmverbindungen mit geteilter Nabe

Prof. Dr.-Ing. **Hermann Freund**, Dr.-Ing. **Tillmann Freund**, Darmstadt

1. Einleitung

Klemmverbindungen der verschiedensten Bauformen gehören zu den reibkraftschlüssigen Welle - Nabe Verbindungen. Bei diesen wird zwischen Welle und Nabe ein Fugendruck aufgebaut, der die Übertragung von Kräften ermöglicht. Bei Klemmverbindungen wird der Fugendruck über Schraubenverbindungen zwischen den beiden Nabenhälften erzeugt (Bild 1). Die Übertragungsfähigkeit der Klemmverbindung wird wesentlich von der Druckverteilung in der Fuge bestimmt.

Modelle zur Beschreibung des Fugendruckes sind in [1] und [3] enthalten. Eine Absicherung der Modelle durch Versuche ist nicht enthalten. Ziel des Beitrages ist es daher die vorhandenen Modelle durch FEM – Simulationen abzusichern. Aus den Simulationsergebnissen werden konstruktive Hinweise für die Gestaltung von Klemmverbindungen abgeleitet.

2. Analytische Beziehungen – Stand der Forschung

Im Bild 1 ist eine Klemmverbindung dargestellt. Die Schraubenverbindungen sind als Durchsteckverbindung ausgeführt. Jede Schraube erzeugt eine Klemmkraft F_{Kl} (Bild 1).

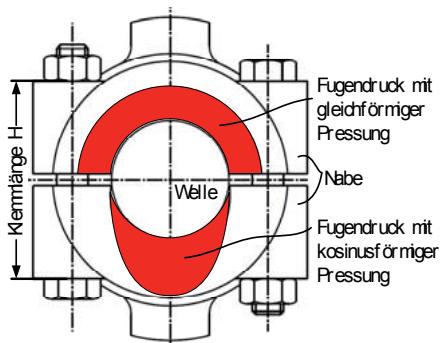


Bild 1: Klemmverbindung [1]

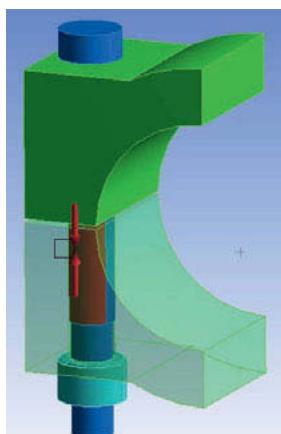


Bild 2: Modell der Klemmverbindung

Eine optimale Kraftübertragung würde sich bei einer konstanten Fugenpressung einstellen (Bild 1 oben). Bedingt durch die Krafteinleitung über die seitlichen Bereiche wird sich in der Praxis jedoch eine ungleichförmige Fugenpressung einstellen.

2.1 Modell mit konstanter Fugenpressung

Bei weichen Naben wird mit konstantem Fugendruck gerechnet [1], [3]. Dieser Druck wird als Bezugsdruck verwendet.

$$p_q = \frac{n F_{kl}}{D_F L} \quad (1)$$

Wegen der gleichmäßigen Druckverteilung wird auf jedem Flächenstück der Trennfuge die Normalkraft erzeugt, die über das COULOMB'sche Reibgesetz mit dem konstanten Reibkoeffizienten μ die Reibungskraft dF_R erzeugt. Das übertragbare Drehmoment ergibt sich durch Integration über den Umfang der Trennfuge zu [1]:

$$T_k = \frac{D_F}{2} \int_0^{2\pi} dF_R = \frac{\pi \mu n D_F F_{kl}}{2} = \frac{\pi \mu L D_F^2 p_q}{2} \quad (2)$$

2.2 Modell mit veränderlicher Fugenpressung

Für steife Naben wird für den Fugendruck eine Kosinus-Verteilung benutzt [3]. Das Maximum des Druckes mit dem Wert p_q liegt im Scheitelpunkt der Fuge – in der Trennfuge ergibt sich kein Fugendruck (Bild 1). An jedem Flächenelement dA wird nun eine vom lokalen Fugendruck abhängige Reibungskraft dF_R erzeugt. Das übertragbare Drehmoment ergibt sich ebenfalls durch Integration über den Umfang der Trennfuge zu [3]:

$$T_k(\phi) = 2D_F \int_0^{\pi/2} dF_R(\phi) = \mu L D_F^2 p_q \quad (3)$$

Das übertragbare Drehmoment verringert sich gegenüber dem ersten Fall um den Faktor $\pi/2$. Durch die Kosinus-Verteilung reduziert sich das übertragbare Drehmoment also um ca. 20%.

3. Simulation der Druckverteilung

3.1 Nabe mit Durchsteckverbindung

Die Gestaltung der Nabe hat einen großen Einfluss auf die Druckverteilung. Der Außen-durchmesser der Nabe wird daher bezogen auf den Fugendurchmesser in einem großen Bereich variiert. Die beiden Hälften der Nabe werden über Schrauben verspannt. Wegen der vorhandenen Symmetrie wird die Simulation nur mit einem Viertel der Nabe ausgeführt. Der Schraubenkopf und die Mutter werden durch eine Ersatzgeometrie erfasst. Der Schaft der Schraube wird im gewindefreien Teil über den Nenndurchmesser, im Gewinde über den Flankendurchmesser erfasst.

Zwischen den Auflageflächen der Schraube bzw. Mutter mit der Nabe und im Gewindefbereich befinden sich lineare Kontaktlemente. Diese können Normal- und Schubkräfte übertragen. Die Schraube wird dann im Schaft über Gap-Elemente getrennt. An diesen wird die Überlappung iterativ erhöht bis sich in der Verbindung die gewünschte Vorspannkraft einstellt. Die Auswertung erfolgt in der Fuge über Druckfaktoren.

Der Druckfaktor am Berechnungspunkt i ist wie folgt definiert:

$$DF = \frac{p_i}{p_q} \quad (4)$$

Analog lässt sich die Tragfähigkeit der Verbindung durch den globalen Druckfaktor erfassen:

$$GDF = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i}{p_q} \quad (5)$$

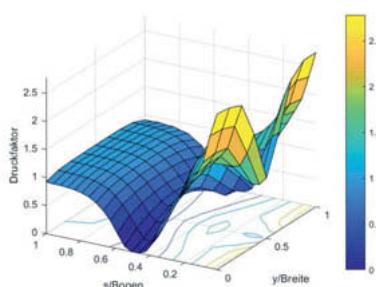


Bild 3: DA/d = 1,25; GDF = 1,06

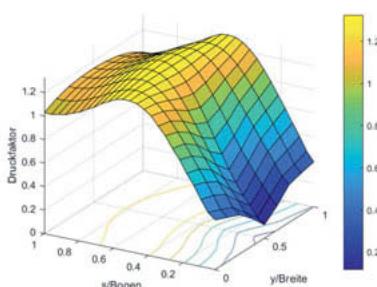


Bild 4: DA/d = 2,25; GDF = 0,85

Im Bereich der Fuge ergeben sich die größten Ungleichmäßigkeiten. In der Fugenmitte ($s/Bogen = 1$) entsteht ein nahezu konstanter Druck. Alle Varianten (DA/d) haben ein ausgeprägtes Maximum (Minimum) ungefähr bei der halben Fugenlänge. Die dünne Nabe ($DA/d = 1,25$) zeigt im Fugenbereich eine sehr starke Kantenpressung. Obwohl ein Bereich mit sehr kleinem Druck vorliegt, führt die Verteilung zu einem resultierenden Druck der über dem idealen Druck liegt. Die Tragfähigkeit ist um ca. 6% erhöht. Die Varianten mit $DA/d > 2$ haben ein Druckmaximum bei der halben Fugenlänge. Dann fällt der Druck in Richtung der Fuge sehr schnell ab. Die Verteilungen führen zu einem resultierenden Druck der unterhalb dem Bezugldruck liegt.

4. Konstruktive Hinweise

Die Gestalt der Verbindung wird bei gegebenem Wellendurchmesser von der Nabendurchmesser, der Höhe der Krafteinleitung und dem äußeren Nabendurchmesser bestimmt. Richtwerte für die Gestaltung sind z.B. in Schlecht [3] zu finden. Dort wird für den äußeren Nabendurchmesser der Bereich von 2 – 2,2 angegeben. Die Untersuchungen zeigen aber dass in diesem Bereich bereits ein ungünstiger Druckaufbau entlang der Fuge stattfindet. Es wird daher folgende konstruktive Empfehlung für den äußeren Nabendurchmesser ausgesprochen:

a) Verbindungen mit Durchsteckverbindungen

DA/d Bereich: 1,3 – 1,5

b) Verbindungen mit Einschraubverbindungen

DA/d Bereich: 1,5 – 1,75

Der kleinere Wert kann realisiert werden wenn die lokale Pressung noch unterhalb des zulässigen Wertes liegt

$$p_q \leq 2 p_{zul} \quad (6)$$

Die Nabendurchmesser wird durch die gewählte Schraubengröße festgelegt. Jede Schraubverbindung kann einen Bereich verspannen der ungefähr dem doppelten Kopfdurchmesser entspricht. Die Höhe des Krafteinleitungsbereiches ergibt sich aus den zur Verfügung stehenden Schraubenlängen. Bei Durchsteckverbindungen sollte der Abstand zwischen dem Schraubenkopf und der Mutter mindestens den 6-fachen Nenndurchmesser haben (Bild 1).

5. Zusammenfassung

Es wird die Druckverteilung in der Fuge von Klemmverbindungen mit geteilter Nabe ermittelt. Dabei zeigt sich das bei Naben mit Durchsteckverbindungen die Druckverteilung durch die Gestaltung der Nabengeometrie beeinflusst wird. Die angestrebte gleichmäßige Verteilung ist am besten durch dünne Naben erreichbar. Es wird daher empfohlen die bisherige Auslegungspraxis zu ändern.

Literatur

- [1] Freund, H.: Konstruktionselemente 1; BI-Wissenschaftsverlag, 1991
- [2] Freund, H.: FEM-Berechnung der Druckverteilung in Klemmverbindungen mit geschlitzter Nabe; Antriebstechnik 35 (1996) H 2 S 61 – 63
- [3] Schlecht, B.: Maschinenelemente 1; Pearson, 2010

Beitrag zur Verbesserung der Anwendung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle

Improvement of the application of interference fits with knurled shaft

Florian Mörz, M. Eng., Prof. Dr.-Ing. A. Lohrengel, Dr.-Ing. G. Schäfer,
Institut für Maschinenwesen, Technische Universität Clausthal

Kurzfassung

Pressverbindungen mit gerändelter Welle stellen eine Alternative zu klassischen Pressverbindungen dar. Sie kombinieren die Vorteile von reib- und formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen. Damit ist es möglich bei gleicher Baugröße höhere Lasten mit der Verbindung zu übertragen. Allerdings ergeben sich bei der praktischen Ausführung oft Probleme bei der Herstellung der Rändel-Geometrie. Im Folgenden soll eine Möglichkeit vorgestellt werden, welche die praktische Umsetzung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle erleichtern kann.

Abstract

Interference fits with knurled shaft are an alternative to normal press-fit-connections. They are combining the advantages of frictional and positive locking shaft-hub-connections. These connections allow the increasement of the transferred loads with constant overall size.

In practical applications the manufacturing of the knurling on the shaft of the shaft-hub-connection can lead to problems. The following article is meant to provide a possibility to improve the practical application of interference fits with knurled shaft.

1. Einleitung

Im Zuge der im Maschinenbau anhaltenden Entwicklung der Bauteile, die mit einer Steigerung der Auslastungsgrade einhergeht, sind Lösungen die eine Erhöhung der durchzuleitenden Lasten bei gleichen Abmessungen ermöglichen, sehr gefragt.

Rändelpressverbindungen, sind Pressverbände bei denen die Welle oder die Nabe mit einer Rändelung versehen werden. Damit kann die Übertragungsfähigkeit eines herkömmlichen Pressverbandes auf eine einfache und effektive Weise erheblich gesteigert werden.

Für den Einsatz von gerändelten Wellen in Längspressverbänden kommt aufgrund des Fügevorgangs hauptsächlich die Rändelform RAA mit achsparallelen Riefen nach DIN 82 [1] in Frage (vgl. Bild 1).

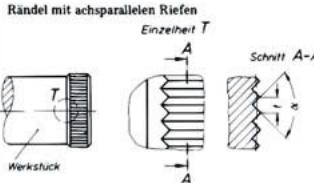
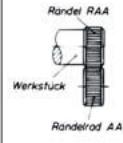
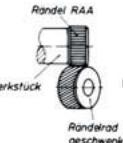
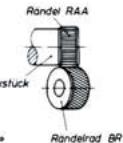
Form	Benennung und Darstellung	Herstellungsmöglichkeiten mit Rändelräder nach DIN 403		
RAA	<p>Rändel mit achsparallelen Riefen</p>  <p>Schritt A-A</p>	 <p>Rändel RAA</p> <p>Werkstück</p> <p>Rändelrad AA</p>	 <p>Rändel RAA</p> <p>Werkstück</p> <p>Rändelrad BL geschrägt 30°</p>	 <p>Rändel RAA</p> <p>Werkstück</p> <p>Rändelrad BR geschrägt 30°</p>

Bild 1: Rändelform RAA mit achsparallelen Riefen nach DIN 82 [1]

Diese Art der Kombination von Reib- und Formschluss in einer Welle-Nabe-Verbindung ist seit längerem bekannt. So hat sich bereits THOMAS [2] 1969 mit Pressverbänden mit unterbrochener Fuge (hier mit unterschiedlichen Stollen- und Nutenarten) beschäftigt. In jüngerer Zeit haben die Untersuchungen von BADER [3], LÄTZER [4] und MÄNZ [5] ausführlich den Einpressvorgang (schneidend und umformend) von Rändelpressverbindungen untersucht und empirische bzw. analytische Konzepte für die Auslegung derartiger Welle-Nabe-Verbindungen vorgestellt.

2. Herstellung der Rändelung

Rändelungen werden klassisch mit Hilfe von Rändelwerkzeugen, sogenannten „Rändelräder“ auf der entsprechenden Welle erzeugt (vgl. Bild 1, rechts). Dabei entsteht die Rändelung durch eine Umformung des Wellenmaterials und damit einer Angleichung an die jeweilige Kontur des Rändelwerkzeuges. Die hierfür verwendeten Werkzeuge unterscheiden sich in der Art und Anzahl der Rändel-Rollen sowie deren Anordnung, was einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Ergebnis des Rändelvorganges hat. Eine weitere Methode zur Herstellung von Rändelkonturen ist das Fräsen. Hier wird mit Hilfe spezieller Fräser die Rändelung spanend erzeugt. Außerdem ist eine umformende Herstellung von Rändelungen z.B. mittels Axialumformen [4] oder Profilrollen denkbar. Hierfür werden jedoch spezielle Werkzeuge für die jeweilige Kontur benötigt. Die klassischen Verfahren zur Herstellung von Rändelungen liefern für die meisten konventionellen Anwendungen (z.B. an Griffen oder Einstellhebeln) hinreichend genaue Ergebnisse.

Die Anforderungen von Pressverbindung mit gerändelter Welle können jedoch unter Umständen bei Anwendung der klassischen Verfahren zur Herstellung von

Rändelungen (besonders beim Umformen mittels Rändelrädern) führen. Als ein Beispiel sei hier die geforderte Maßhaltigkeit des gerändelten Nenn-Durchmessers der Welle z.B. bei sehr kleinen Wellen-Durchmessern angeführt.

Eine Möglichkeit dem entgegen zu wirken stellt das nachträgliche Bearbeiten der Rändelspitzen (z.B. durch Überschleifen oder Überdrehen) der zuvor erzeugten gerändelten Wellenbereiche dar. Die ursprüngliche Rändelkontur Bild 2, links wird dadurch entsprechend Bild 2 rechts um Δr_{Abtrag} verringert.

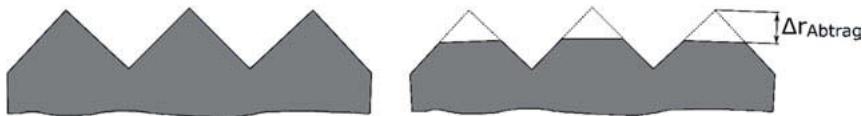


Bild 2: Schematische Darstellung einer unbearbeitete Rändelgeometrie (links) und nach dem Entfernen der Köpfe des Rändels (rechts)

Damit ist zwar ein zusätzlicher Arbeitsschritt nötig, aber diese Vorgehensweise birgt den Vorteil, dass eine qualitativ eher durchschnittliche Rändelung sehr genau auf eine geforderte Wellen-Durchmesser-Toleranz eingestellt werden kann. Außerdem kann damit eine gute Zentrierung der gerändelten Wellen in der zugehörigen Nabe gewährleistet werden. Dies ist abhängig vom Rändelprozess bei einer Rändelpressverbindung ohne Nachbearbeitung nicht zwangsläufig gewährleistet.

3. Auslegung der Rändelpressverbindungen mit abgetragenen Rändelzähnen

Für die Auslegung von Rändelpressverbindungen mit abgetragenen Zahnköpfen wurde basierend auf dem in [5] vorgestellten analytischen Auslegungskonzept (vgl. Bild 3) ein erster Ansatz erarbeitet. Dabei wird die veränderte Kontur der Rändelung von Rändelpressverbindungen mit abgetragenen Zahnköpfen, sowie die unterschiedlichen Kraft- und Spannungssituationen beim Fügevorgang und bei der Belastung der Verbindung berücksichtigt. Erste Berechnungen zur Validierung des erarbeiteten Konzeptes zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und experimentell ermittelten, übertragbaren Drehmomenten. Die berechneten Ergebnisse für die Einpresskräfte von Rändelpressverbindungen mit abgetragenen Zahnköpfen weisen dagegen größere Abweichungen auf und bedürfen weiterer, vertiefter Untersuchungen.

Zusammenfassung

Mit dem vorgestellten Ansatz zur Nachbearbeitung der Rändelung und dem Abtragen der Zahnköpfe wird eine Vorgehensweise vorgestellt, die es ermöglichen soll das Potential von Rändelpressverbindungen in der Praxis besser auszuschöpfen. Der angewendete Berechnungsansatz zeigt bei den bisher untersuchten Proben eine recht gute Übereinstimmung der gemessenen und der berechneten Drehmomente auf. Damit soll eine Möglichkeit für eine breitere Anwendung von Rändelpressverbindungen bzw. von Rändelpressverbindungen mit abgetragenen Zahnköpfen und deren Auslegung aufgezeigt werden.

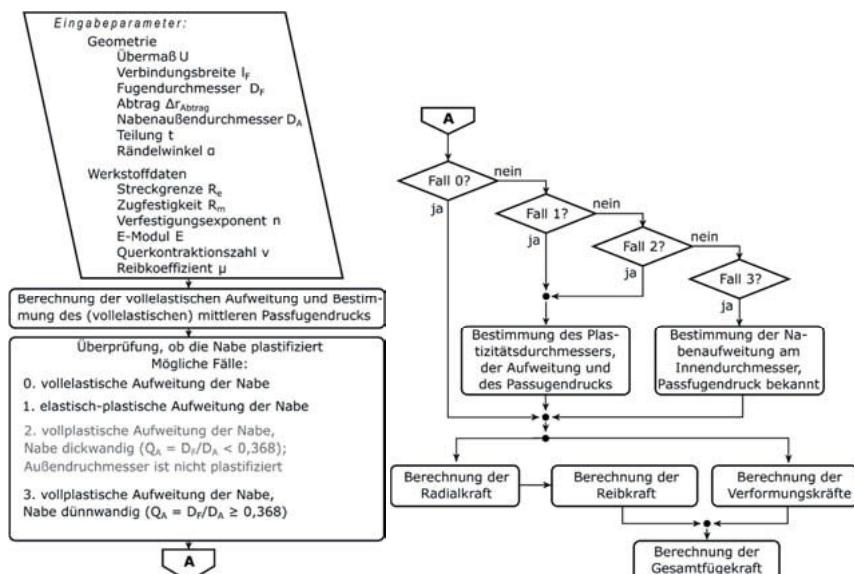


Bild 3: Berechnungsablauf zur Bestimmung der Fügekraft (umformend) einer Rändelpressverbindung mit abgetragenem Zahnkopf nach [5]

Literatur

- [1] DIN 82, Rändel, Deutsche Norm, 1973
- [2] Thomas, K.: Die Presspassung mit unterbrochener Fuge. Technische Universität Hannover, Diss., 1969
- [3] Bader, M.: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung. Graz, Technische Universität, Diss., 2009
- [4] Lätzer, M.: Füge und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelpressverbindungen, Technische Universität Chemnitz, Diss. 2016
- [5] Mänz, T.: Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Technische Universität Clausthal, Diss., 2017

Auslastungsgrenzen elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbindungen am Beispiel von Hohlwellen

Dipl.-Ing. **Christian Günther**, Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**,
Univ.-Prof. Dr. sc. ETH **Alexander Hasse**,
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT),
Technische Universität Chemnitz

Kurzfassung

Für die festigkeitsseitige Berechnung von Pressverbindungen mit Hohlwellen mittels der relevanten Norm DIN 743 existieren derzeit keine abgesicherten Kerbwirkungszahlen. Das dieser Arbeit zugrundeliegende Forschungsprojekt versucht diese Lücke zu schließen. Die experimentellen und analytischen Untersuchungsergebnisse zeigen dabei die Notwendigkeit zur gesonderten Berücksichtigung von Hohlwellen in der genannten Norm auf. Auf Basis der Versuchsdaten wird ein Vorschlag für geeignete Berechnungsvorschriften für Kerbwirkungszahlen von Hohlwellen, analog zur bestehenden Berechnung von Vollwellen, präsentiert.

1. Einleitung

Die Dimensionierung von Pressverbindungen erfolgt auf Basis der Normen DIN 7190 [1] und DIN 743 [2]. Die darin enthaltenen Kerbwirkungszahlen wurden für Vollwellen ermittelt und statistisch abgesichert. Eine Übertragung auf Hohlwellen, die im Zusammenhang mit Leichtbau zunehmend an Bedeutung gewinnen, ist nicht ohne Weiteres möglich. Zur Sicherstellung einer gegenüber Vollwellen vergleichbaren Drehmomentübertragung sind hohe Übermaße erforderlich, mit der Folge einer zumeist plastischen Beanspruchung der Welle. Die zur Nachweisrechnung empfohlenen Regelwerke und Richtlinien DIN 743 und FKM-Richtlinie [3] stoßen hier derzeit an ihre Grenzen.

Innerhalb des aktuell laufenden FKM-Forschungsprojektes 6050 wird daher eine Berechnungsvorschrift mit Auslastungsgrenzen für elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbindungen mit glatter (ungekerbter) oder abgesetzter (gekerbter) Hohlwelle erarbeitet. Ein Forschungsschwerpunkt dabei ist aus o.g. Gründen die Ermittlung von Kerbwirkungszahlen bei Pressverbindungen mit glatten Hohlwellen unter Einzellast zur Einarbeitung in DIN 743.

2. Methodik und Untersuchungsrandbedingungen

Für die Ermittlung gültiger Kerbwirkungszahlen wurden die Ergebnisse von Gestaltfestigkeitsuntersuchungen, analytischer und numerischer Rechnungen sowie von Werkstoffuntersuchungen und einer Literaturrecherche ausgewertet und gegenübergestellt. Die Untersuchungsrandbedingungen sind nachfolgend in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Untersuchungsrandbedingungen

Werkstoffe:	<ul style="list-style-type: none"> • C45E+N (Welle und Nabe) • 42CrMo4S+QT (Welle und Nabe)
Belastungsarten:	<ul style="list-style-type: none"> • Umlaufbiegung ($R = -1$) • Wechseltorsion ($R = -1$)
Bauteilgeometrie:	<ul style="list-style-type: none"> • Glatte Hohlwelle / Nabe im Querpressverband 

3. Ermittlung relevanter Werkstoff-Kennwerte

Sowohl für die analytische Berechnung der Kerbwirkungszahlen aus den experimentell ermittelten Dauerfestigkeiten, als auch für den Abgleich mit den numerischen Simulationsergebnissen ist die Kenntnis der real vorhandenen Festigkeitskennwerte sowie des realen Verfestigungsverhaltens der verwendeten Werkstoffe zwingend erforderlich. Diese wurden an den Halbzeugen in statischen, dynamischen und zyklischen Versuchen ermittelt (Tabelle 2).

Tabelle 2: Ermittelte Werkstoff-Kennwerte

	C45E+N	42CrMo4S+QT
Streckgrenze:	351 MPa	872 MPa
Zugfestigkeit:	687 MPa	1012 MPa
Zug-Druck-Wechselfestigkeit:	257 MPa	439 MPa
Ertragbare Wechseldehnungsamplitude:	0,14 %	0,19 %

4. Ermittlung der Kerbwirkungszahlen

Die Ermittlung der Kerbwirkungszahlen für glatte Hohlwellen stützt sich auf am IKAT durchgeführte Dauerfestigkeitsversuche unter den in Tabelle 1 genannten Randbedingungen. Ermittelt wurden nachfolgend aufgelistete Kerbwirkungszahlen (Tabelle 3). Zum Vergleich sind

die für Vollwellen gleicher Außengeometrie und gleichen Werkstoffs über DIN 743 ermittelten Kerbwirkungszahlen dargestellt.

Tabelle 3: Kerbwirkungszahlen für Pressverbindungen im Vergleich

	Umlaufbiegung ($R = -1$)		Wechseltorsion ($R = -1$)	
	C45E+N	42CrMo4S+QT	C45E+N	42CrMo4S+QT
DIN 743 (Vollwelle):	2,30	2,71	1,49	1,76
Versuch (Hohlwelle):	3,04	3,87	1,30	1,71

Die Ursachen der teilweise signifikanten Unterschiede liegen in den verschiedenen Spannungszuständen im Vergleich Hohlwelle / Vollwelle sowie Umlaufbiegung / Wechseltorsion. Bei gleichem Übermaß herrschen im hochbeanspruchten Volumen der Hohlwelle infolge des Pressverbandes signifikant höhere Druckspannungen in alle Raumrichtungen gegenüber der Vollwelle. Spannungsmechanisch ist das prinzipiell ein günstiger Zustand, da Druckspannungen das Risswachstum behindern.

Die bei zusätzlich aufgebrachter Torsionsbelastung infolge der Schubspannungen wirkende riss-initierende 1. Haupt(normal)spannung bzw. deren Amplitude erreicht dadurch erst bei höheren Torsionsmomenten eine kritische und zum Versagen führende Größe. Damit begründen sich die für Torsion minimal niedrigeren Kerbwirkungszahlen relativ zur Vollwelle.

Bei einer aufgebrachten Biegebelastung wirken auf der Zugseite der Welle zusätzlich axiale Zugspannungen. Diese führen in Verbindung mit den aus dem Pressverband begründeten hohen (insbesondere tangentialen) Druckspannungen bereits früh zu einer kritischen Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergie-Hypothese. Die höhere Werkstoffbelastung führt damit bereits bei einer geringeren Biege(zug)spannung bzw. deren Amplitude zum Werkstoffversagen. Dies begründet die höheren ermittelten Kerbwirkungszahlen.

Eine Übertragung der experimentellen Ergebnisse in die DIN 743 kann analog der dortigen Form mit den in Tabelle 4 dargestellten Formeln erfolgen. Die Berechnung der Kerbwirkungszahlen würde damit für Voll- und Hohlwellen getrennt erfolgen.

Die graphische Darstellung (Bild 1) der mittels der genannten Formeln berechneten Kerbwirkungszahlen verdeutlicht nochmal die Unterschiede sowie die Notwendigkeit zur separaten Ermittlung für Hohlwellen. Dies gilt insbesondere bei wechselnder Biegebelastung, da die

bisherige Berechnung in DIN 743 bei Anwendung auf Hohlwellen signifikant auf der unsicheren Seite liegt.

Tabelle 4: Berechnungsformeln für Kerbwirkungszahlen für Pressverbindungen

	DIN 743 (aktuell / Vollwelle)	DIN 743 (Vorschlag / Hohlwelle)
Biegung:	$\beta_\sigma(d_{BK}) \approx 2,7 \cdot \left(\frac{\sigma_B(d)}{1000 \text{ N/mm}^2} \right)^{0,43}$	$\beta_\sigma(d_{BK}) \approx 3,85 \cdot \left(\frac{\sigma_B(d)}{1000 \text{ N/mm}^2} \right)^{0,65}$
Torsion:	$\beta_\tau(d_{BK}) \approx 0,65 \cdot \beta_\sigma(d_{BK})$	$\beta_\tau(d_{BK}) \approx 0,44 \cdot \beta_\sigma(d_{BK})$

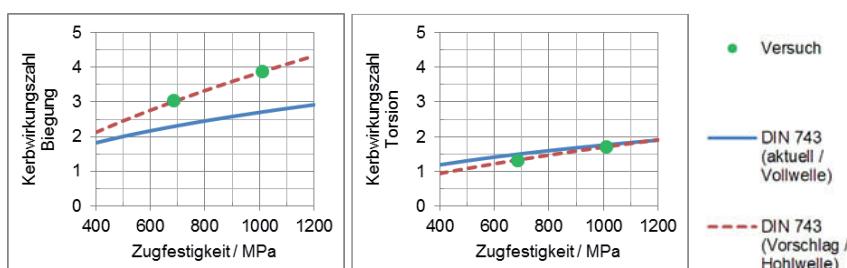


Bild 33: Darstellung der Kerbwirkungszahlen für Pressverbindungen

5. Zusammenfassung

Die experimentellen Untersuchungen an Pressverbindungen mit Hohlwellen zeigen die Notwendigkeit einer gesonderten Berücksichtigung dieser in DIN 743. Es stehen nunmehr Berechnungsvorschriften für Kerbwirkungszahlen bei Biege- oder Torsionsbelastung zur Einarbeitung in die Norm bereit. Zur statistischen Absicherung der Erkenntnisse werden weitere stichprobenartige Versuche empfohlen. Die Anwendbarkeit der Norm DIN 743 wird durch die vorliegenden Ergebnisse zukünftig auf Pressverbindungen mit Hohlwellen erweitert werden können, wodurch ein Beitrag zur sicheren und effizienten Auslegung dieser geleistet wird.

- [1] DIN 7190: Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V. Beuth Verlag 2017
- [2] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V. Beuth-Verlag 2012
- [3] R. Rennert, E. Kullig, M. Vormwald, A. Esderts und D. Siegele: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Frankfurt/Main: VDMA Verlag GmbH 2012

Reibdauerbeanspruchte Fügeverbindungen

Partielle Tragbildausbildung und deren Festigkeitsbewertung

Dipl.-Ing. **S. Hauschild**, Prof. Dr.-Ing. **E. Leidich**,
Prof. Dr. sc. ETH **A. Hasse**,
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,
Technische Universität Chemnitz

Bewährte Standardwerke, wie z.B. die DIN 743 für Wellen und Achsen [1] oder die FKM-Richtlinie [2], geben dem Anwender sowohl für den statischen als auch für den dynamischen Festigkeitsnachweis einen klar strukturierten Leitfaden vor. Die entsprechenden Betriebsfestigkeitsberechnungen und Lebensdauervorhersagen der Bauteile sind wichtige Bestandteile der frühen Entwicklungs- und Optimierungsphasen. Dabei handelt es sich um eine rein spannungsmechanische Betrachtungsweise. Die hier in Rede stehenden Fügeverbindungen fallen aufgrund der zusätzlichen Oberflächenschädigung, bspw. durch Reibkorrosion, nicht in den Gültigkeitsbereich und sind quantitativ nur schwer bewertbar. Für Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) ist durch die Einbindung experimentell ermittelter Kerbwirkungszahlen (die verfahrensbedingt den tribologischen Einfluss beinhalten) eine Festigkeitsbewertung nach dem Nennspannungskonzept in den oben genannten Standardwerken möglich. Bauteilverbindungen mit von der Welle abweichender komplexerer Bauteilgeometrie bzw. mit normabweichenden Werkstoffkombinationen erfordern ein Berechnungskonzept auf Basis örtlicher Spannungen, das den reibkorrosiven Festigkeitsabfall berücksichtigt. Die in der Realität auftretenden lokal begrenzten Oberflächenschädigungen in den Fügeverbindungen (partielle Tragbildausbildung) verschärfen die Problematik zusätzlich. Festigkeitsbewertung basierend auf nominellen Kontaktgrößen (Schlupf, Fugendruck) können daher im Sinne einer sicheren Bauteilauslegung den Schadensmechanismus nicht wirkungsgerecht berücksichtigen. Vielmehr erscheint es zielführend, eine Worst-Case-Betrachtung anzustellen und den jeweils für ein tribologisches System geltenden kritischsten Beanspruchungsfall aus kritischer Flächenpressung p und kritischer Relativbewegung s zu detektieren. Der daraus abzuleitende kritische Reibkorrosionsfaktor ist dann für die Auslegung heranzuziehen. Die Nachteile einer möglichen Überschätzung des Schädigungspotentials werden als gering angesehen, da im praxisrelevanten Bereich der Gradient des Festigkeitsabfalls sehr steil ist [3], [4] und sich daher aus Sicherheitsgründen Zwischenwerte verbieten.

Experimentelle Untersuchungen

Unter Berücksichtigung des tribologischen Systems bestehend aus dem Grundwerkstoff und dem Gegenwerkstoff lassen sich im Hinblick einer Reibdauerbeanspruchung zahlreiche potentielle Einflussfaktoren ableiten. Darunter zählen naturgemäß die Festigkeitskenngrößen wie die Zugfestigkeit, die Dauerfestigkeit aber auch die Härte der Werkstoffe. Darüber hinaus ist auch der Reibwert eine nicht zu vernachlässigende Kenngröße einer Fügeverbindung und muss aufgrund der dynamischen oszillierenden Relativbewegungen im hochtrainierten Zustand berücksichtigt werden. Neben den bereits genannten Einflussparametern sind in jeder Festigkeitsbetrachtung die äußereren Belastungen auf die Bauteile von enormer Bedeutung. Anders als bei freien Oberflächen ist in diesem Zusammenhang nicht nur allein die spannungsmechanische Belastung für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis zu betrachten sondern auch die Kontaktbeschreibenden Kenngrößen des Schlupfes und des Fugendrucks. Gerade diese haben nachweislich einen signifikanten Einfluss auf die Langzeitfestigkeit reibdauerbeanspruchter Fügeverbindungen [4].

Nachfolgend sollen die angesprochenen Einflussfaktoren kurz diskutiert und die am Labormodell und Reibwertprüfstand erzielten Ergebnisse vorgestellt werden. Generell haben die Untersuchungen im noch laufenden Projekt IGF-Nr. 17761 BR/1 gezeigt, dass sich die Reibwerte einer Stahlverbindung unter Variation der Kontaktpartner im hochtrainierten Zustand nur unwesentlich unterscheiden. Im Mittel kann demnach der Reibwert mit $\mu = 0,85$ realitätsnah für alle Stahl-Stahl-Kontakte abgeschätzt werden. Internationale Literaturquellen [5], [6] bestätigen diese Reibwertangaben und stellen für den Anwender für zukünftige Auslegung von schlupfbehäfteten Fügeverbindungen eine zwingend anzuwendende Randbedingung dar. Die durchgeführten Reibdauerfestigkeitsuntersuchungen am Labormodell basierten in erster Linie auf der Ermittlung der kritischsten tribologischen Beanspruchung. Dies impliziert eine Parameterstudie des Einflusses von Fugendruck und Schlupf auf die Ermüdungsfestigkeit reibdauerbeanspruchter Verbindungen. Die Untersuchungen zeigten, dass sowohl die Stahl-Paarung C45+N vs. C45+N als auch die 34CrNiMo6 +QT vs. C45 +N Paarung die niedrigste Reibdauerfestigkeit unter einer tribologischen Beanspruchung von $p = 40$ MPa und $s = 10$ μm aufwiesen (**Bild 1**). Markant ist in diesem Zusammenhang, dass die in der Literatur bekannten Zusammenhänge des Einflusses des Fugendrucks [5], [7], [8], [9] sowie des Schlupfes [4], [10] qualitativ bestätigt werden konnten, eine unmittelbare Quantifizierung des kritischsten Zustandes in kombinierter Form jedoch erstmals gelang.

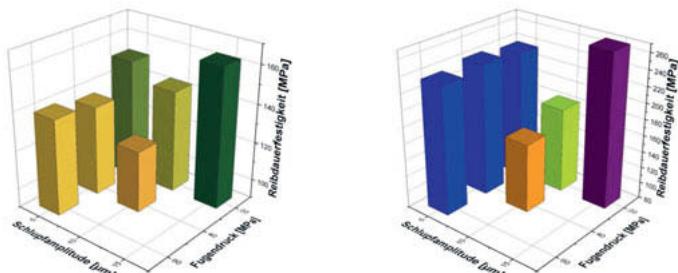


Bild 1: Nominelle Reibdauerfestigkeit der C45+N vs. C45+N und der 34CrNiMo6+QT vs. C45+N Verbindung in Abhängigkeit des Fugendrucks und der Schlupfamplitude

Basierend auf dem tribologisch kritischsten Beanspruchungsniveau wurden weiterführende Untersuchungen durchgeführt. Eine der wichtigsten Erkenntnisse bezog sich hierbei auf die Mittelspannungsempfindlichkeit reibdauerbeanspruchter Fügeverbindungen. Durch eine durchgeführte Signifikanzanalyse an den Spannungsverhältnissen $R = 0$ und $R = -1$ konnte gezeigt werden, dass eine vorliegende Zugmittelspannung keinen Einfluss auf die Langzeitfestigkeit reibdauerbeanspruchter Bauteile ausübt. Diese Erkenntnisse unterstützen die bereits 1976 veröffentlichten Untersuchungen von Kreitner [11]. In Anbetracht des in der Fachwelt bekannten hohen Kerbwirkungseffekts der Reibkorrosion erscheint der nicht vorhandene Mittelspannungseffekt in Analogie zu den Schrauben, die ebenfalls einer hohen Kerbwirkung unterliegen, weitestgehend plausibel. Zusätzlich wird dieser Aspekt durch die neuen Erkenntnisse im Vorhaben FVA-321 VI [12], welches die Mittelspannungs-empfindlichkeit gekerbter Bauteile betrachtete, unterstellt. Ebenfalls basierend auf dem tribologisch kritischsten Beanspruchungsniveau von $p = 40$ MPa und $s = 10$ μm durchgeführte Reibdauerfestigkeitsuntersuchungen konzentrierten sich auf den Werkstoffeinfluss von Grund- und Gegenwerkstoff. Die Grundwerkstoffuntersuchungen sahen dabei eine Variation des Grundwerkstoffes im industriell wichtigen Anwendungsfeld der Werkstofffestigkeit von $R_m = 400 - 1200$ MPa vor, wobei der Gegenwerkstoff mit C45+N konstant gehalten wurde. Die Ergebnisse zeigten eine signifikante Zunahme der Kerbempfindlichkeit bei hochfesten Werkstoffen, siehe Bild 2. Verdeutlicht wird dies durch die steigende Festigkeitsdifferenz zwischen Werkstoffwechselfestigkeit und Reibdauerfestigkeit der untersuchten Werkstoffe. In Analogie zu den Grundwerkstoffuntersuchungen wurde zur Detektierung des Gegenwerkstoffeinflusses der Grundwerkstoff konstant gehalten und die Gegenwerkstoffe mit C22+N, C45+N, C45+QT, und 34CrNiMo6+QT variiert.

Um den Gegenwerkstoffeinfluss sowohl bei hochfesten Grundwerkstoffen als auch bei niedrigfesten Werkstoffen zu beurteilen, kam bei den Untersuchungen sowohl der Grundwerkstoff C45+N als auch der 34CrNiMo6 +QT zum Einsatz. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl beim niederfesten als auch beim hochfesten Grundwerkstoff hinsichtlich einer Gegenwerkstoffvariation kein Einfluss vorliegt. Zur Verdeutlichung dieses Verhaltens wurde in **Bild 2** die nominelle Reibdauerfestigkeit der geprüften Verbindungen über den Härteunterschied $\Delta HV10$ aufgetragen. Der Härteunterschied einer Verbindung definiert sich hierbei als die Härte des Grundwerkstoffes subtrahiert mit der Härte des Gegenwerkstoffes. Die gezeigte Unabhängigkeit vom Gegenwerkstoff reibdauerbeanspruchter Verbindungen besitzt jedoch nur im Bereich des tribologisch kritischsten Beanspruchungsniveaus seine Berechtigung. Dies begründet sich durch die in diesem Betriebspunkt vorherrschenden Schlupfbewegungen von $s = 10 \mu\text{m}$, die keinen ausgeprägteren Verschleiß in der Verbindung hervorrufen [13]. Dies und die bereits einleitend beschriebene Unabhängigkeit des hochtrainierten Reibwertes hinsichtlich einer Werkstoffvariation eliminieren die durch den Gegenwerkstoff zu berücksichtigenden Einflussgrößen auf die Reibdauerfestigkeit.

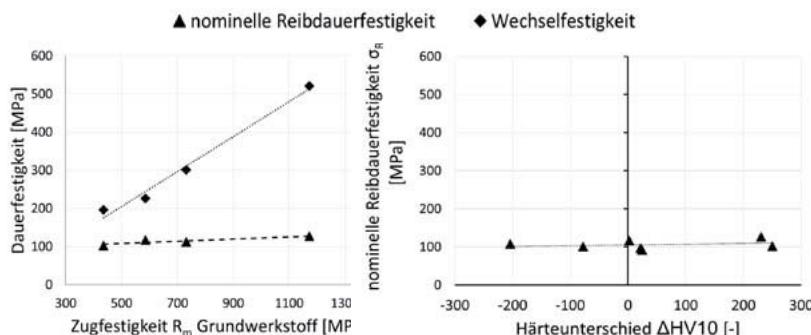


Bild 2: links: Nominelle Reibdauerfestigkeit in Abhängigkeit des Grundwerkstoffes (Zugfestigkeit R_m); rechts: nominelle Reibdauerfestigkeit in Abhängigkeit des Gegenwerkstoffes (Härteunterschied $\Delta HV10$)

FE-Simulation und Ableitung von Reibkorrosionsfaktoren

Basierend auf den, im vorhergehenden Kapitel, erzielten experimentellen Ergebnisse wurden zur Beurteilung der örtlichen Ermüdungsbeanspruchungen am Versagensort umfangreiche FE-Simulationen durchgeführt. Dieses Vorgehen integriert sowohl die experimentell ermittel-

ten Reibwerte als auch die im Laufe der Versuche über ein Laserextensometer erfassten Bewegungsabläufe, zwischen den Grund- und Gegenwerkstoffen. Die durch Einbindung dieser Daten erzielte Simulationsmethodik wird als sehr realitätsnahe Abbildung des Versuches angesehen und stellt damit ein geeignetes Instrument zur Überführung der nennspannungsbezogenen Versuchsdaten hin zu einem örtlichen Beanspruchungszustand dar. Der so erhaltene Hauptspannungszustand wird im Anschluss dem örtlichen Festigkeitsnachweis der FKM-Richtlinie [2] zugeführt. Unter Einbeziehung der separat experimentell ermittelten Zug-Druck-Wechselfestigkeit der untersuchten Werkstoffe (**Bild 2**) kann dann der Festigkeitsnachweis nach aktueller FKM-Richtlinie durchgeführt werden. Die so errechneten Auslastungsgrade verdeutlichen jedoch das in der Fachwelt bekannte Ergebnis, dass durch die rein spannungsisierte Bewertung der FKM-Richtlinie eine Reibdauerbeanspruchung nicht abgebildet werden kann. Folglich wurde in dem Vorhaben [14] und durch die Arbeit von Vidner [15] ein empirisch zu ermittelnder Reibkorrosionsfaktor für die Berechnungsmethodik der FKM-Richtlinie vorgeschlagen. Dieser ersetzt bei reibdauerbeanspruchten Fügeverbindungen den Rauheitsfaktor $K_{R,\sigma}$, siehe Gl. (1), der in seiner ursprünglichen Definition bei gefügten Verbindungen ohnehin keine Verwendung findet. Im Anschluss daran wird durch eine Rückrechnung unter gleichzeitiger Annahme des Auslastungsgrades von $a_{BK,ov} = 1$ (100%ige Auslastung) und der Eliminierung des Mittelspannungseinflusses ($M_\sigma = 0$) der Reibkorrosionsfaktor $K_{R,\sigma,RD}$ ermittelt. Die so ermittelten Reibkorrosionsfaktoren implizieren demnach den reibkorrosiven Schädigungsanteil im vollen Umfang.

$$K_{WK} = \frac{1}{n_\sigma} \cdot \left[1 + \frac{1}{R_f} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\sigma}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S \cdot K_{NL,E}} \quad (1)$$

$$K_{R,\sigma,RD} = 0,719 \cdot e^{-0,00122 \cdot R_m} \quad (2)$$

Angelehnt an die im Kapitel experimentelle Untersuchungen vorgestellten Abhängigkeits-schaubilder zeigen auch die Darstellung des Reibkorrosionsfaktors eine signifikante Abhängigkeit vom Grundwerkstoff und keinen Einfluss durch Variation des Gegenwerkstoffs, siehe **Bild 3**. In Analogie zu diesen Ergebnissen kann der Reibkorrosionsfaktor auf Basis der vorliegenden Stützstellen angenähert durch eine Exponentialfunktion beschrieben werden Gl. (2) und impliziert alleinig den Grundwerkstoffeinfluss in Form der Zugfestigkeit R_m .

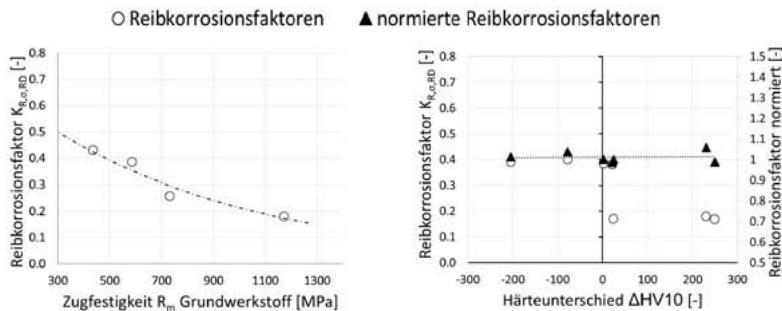


Bild 3: links: Reibkorrosionsfaktoren in Abhängigkeit der Zugfestigkeit R_m des Grundwerkstoffes; rechts: Reibkorrosionsfaktoren und normierte Reibkorrosionsfaktoren in Abhängigkeit des Härteunterschiedes $\Delta HV10$ – Normierung erfolgte anhand der Reibkorrosionsfaktoren der Eigenpaarungen ($\Delta HV10 \approx 0$)

Validierung des Berechnungskonzeptes

Die Validierung des auf dem örtlichen Konzept der FKM-Richtlinie beruhenden Berechnungsverfahrens, unter Berücksichtigung der ermittelten Reibkorrosionsfaktoren, erfolgte anhand realitätsnaher Fügeverbindung. Die hier in Rede stehenden Verbindungen sind angelehnt an eine Pleuelverbindung und besitzen neben dem als Grundwerkstoff zu definierenden Pleuel einen eingepressten Lagerring mit einem nominellen Fugendruck von $p = 10$ MPa. Der Lagerring fungiert hierbei als Gegenwerkstoff. Infolge der dynamischen Zugbeanspruchung der Pleuelverbindung unter einem Spannungsverhältnis von $R = 0,03$ werden innerhalb der Kontaktfuge Relativbewegungen induziert. Diese auf Steifigkeitsunterschiede zurückgehenden induzierten Schlupfbewegungen führen in Verbindung mit der vorliegenden Flächenpressung zu einer typischen Reibdauerbeanspruchung. Zur Quantifizierung der am Pleuel vorherrschenden Gestaltfestigkeit wurden so sechs Pleuelvarianten geprüft. Die Variation der Versuche beruht dabei auf einer ausgeprägten Werkstoffvariation hinsichtlich des Grund- und Gegenwerkstoffes siehe **Bild 4**. Auf Basis der experimentell ermittelten nominellen Festigkeit der Pleuelverbindungen erfolgt anschließend eine örtliche Bewertung des Spannungszustandes am Versagensort. Diese Betrachtung beruht wiederum auf einer realitätsnahen Simulation des experimentellen Versuches und impliziert die hochtrainierten Reibwerte der jeweiligen Werkstoffkombination. Im Anschluss wird der lokale Spannungszustand am Versagensort dem örtlichen Festigkeitsnachweis der FKM-Richtlinie zugeführt. Abweichend zur gegenwärtigen Vorgehensweise in der Richtlinie wird jedoch nun der entsprechende Reibkorrosionsfaktor nach

Gl. (2) verwendet und die Mittelspannungsempfindlichkeit, basierend auf den Ergebnissen im experimentelle Untersuchungen, zu $M_\sigma = 0$ gesetzt. **Bild 4** zeigt eine diesbezüglich Gegenüberstellung des örtlichen Festigkeitsnachweises nach aktueller Vorgehensweise in der FKM-Richtlinie (■) und unter Berücksichtigung des Reibkorrosionsfaktors (■). Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Implementierung des reibkorrosiven Schädigungsanteils durch den Reibkorrosionsfaktor Gl. (2) in Gl. (1) eine signifikante Steigerung der Berechnungsgenauigkeit erreicht werden konnte.

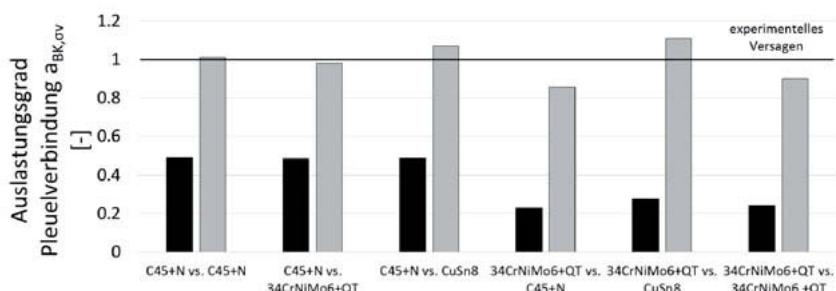


Bild 4: Validierung der Berechnungskonzepte unter Berücksichtigung des experimentellen Versagens der Pleuelverbindungen

Das den Ergebnissen zugrunde liegende Forschungsvorhaben IGF-Nr. 17761 BR/1 wurde im Rahmen der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen Otto von Guericke e.V. (AiF) mit freundlicher Unterstützung durch die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) gefördert. Diesen und dem unter Leitung von Obmann Dr.-Ing. R. Böschen (MTU Friedrichshafen GmbH) geführten projektbegleitenden Ausschuss gebührt für die entgegengebrachte Unterstützung außenordentlicher Dank.

Literatur

- [1] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Achsen und Wellen, Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2012.
- [2] R. Rennert, E. Kullig, M. Vormwald, A. Esderts und D. Siegele, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Frankfurt/Main: FKM-Richtlinie: VDMA Verlag GmbH, 2012.
- [3] Z. Y. Li, X. L. Liu, G. Q. Wu und W. Sha, „Observation of fretting fatigue cracks of Ti6Al4V titanium alloy,“ *Materials Science & engineering A*, Nr. 707, pp. 51-57, 2017.
- [4] O. Vingsbo und S. Söderberg, „On fretting maps,“ *Wear*, Nr. 126, pp. 131-147, 1988.
- [5] K. Nakazawa, M. Sumita und N. Maruyama, „Effect of relative slip amplitude on fretting fatigue of High Strength steel,“ *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, Nr. 17, pp. 751-759, 1994.
- [6] J. Hintikka, A. Lehtovaara und A. Mäntylä, „Fretting-induced friction and wear in large flat-onflat contact with quenched and tempered steel,“ *Tribology International*, Nr. 92, pp. 191-202, 2015.
- [7] Z. Xu, J. Peng, J. Liu, Z. Cai und M. Zhu, „Effect of contact pressure on torsional fretting fatigue damage of 316L austenitic stainless steel,“ *Wear*, pp. 680-689, 2017.
- [8] W. Funk, Der Einfluss der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente, TH Darmstadt, Dissertation, 1968.
- [9] T. Omori, T. Morita, K. Okada und H. Maeda, „Relationship between local stress amplitude at contact edges and fretting fatigue strength of austenitic stainless steel JIS SUS316,“ *Tribology International*, Bd. 92, pp. 328-334, 2015.
- [10] O. Jin und S. Mall, „Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses,“ *Wear*, Nr. 256, pp. 671-684, 2004.
- [11] L. Kreitner, Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente, TH Darmstadt, Dissertation, 1976.
- [12] E. Leidich, S. Vetter, B. Schlecht und K. Neikes, „Mittelpunktseinfluss bei Wellen und Achsen, FVA 321 VI,“ FVA-Abschlussbericht, Frankfurt, 2018.
- [13] S. Heredia und S. Fouvry, „Introduction of a new sliding regime criterion to quantify partial, mixed and gross slip fretting regimes: Correlation with wear and cracking processes,“ *Wear*, Nr. 269, pp. 515-524, 2010.
- [14] E. Leidich und J. Vidner, Auslegungsrichtlinie Reibkorrosion, Auslegungsrichtlinie zur Vermeidung von Reibkorrosionsschäden an Fügeverbindungen in Hubkolbenverbrennungskraftmaschinen Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt am Main: FVV Heft 984, 2011.
- [15] J. Vidner, Methode zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von reibdauerbeanspruchten Systemen, TU Chemnitz: Springer Vieweg, Dissertation, 2016.

Effiziente Gestaltung und Vordimensionierung hybrider Antriebswellen in Faserverbund-Metall-Mischbauweise

Dr.-Ing. **F. Lenz**, Dr.-Ing. **U. Martin**,
Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH, Dresden;
Dipl.-Ing. **S. Spitzer**, Prof. Dr.-Ing. **N. Modler**,
Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Für Hochleitungs-Faser-Kunststoff-Verbunde stellen Antriebswellen eine attraktive Anwendung dar. Um dem steigenden Kostendruck zu begegnen, wurden in der Leichtbau-Zentrum Sachsen GmbH (LZS) und dem Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik (ILK) der TU Dresden Auslegungs- und Dimensionierungsrichtlinien erarbeitet, die in diesem Manuscript am Beispiel der DRESDNER PROFILVERBINDUNG praxisnah dargestellt werden. Über die erfolgreiche Prüfung von Antriebswellen-Prototypen aus dem Nutzfahrzeugbereich kann die Anwendbarkeit dieser Bauweise aufgezeigt werden.

1. Einleitung

Bei hochbelasteten Antriebswellen lassen sich durch den Einsatz von Faser-Kunststoff-Verbunden (FKV) die Massen und Massenträgheitsmomente signifikant verringern, was insbesondere bei verkehrstechnischen Systemen und schnell laufenden Maschinen einen deutlichen Wettbewerbsvorsprung ermöglicht. Zudem können über die Nutzung von FKV die Eigenfrequenz, die Dämpfung und die Korrosionsbeständigkeit eines Antriebsstrangs verbessert werden.

Die Umsetzung derartiger Produkte unterliegt jedoch großen Hürde, da die Vielzahl der wählbaren Werkstoffe und Fertigungsverfahren sowie geometrischen Parameter in Kombination mit fehlenden Standards bei der Gestaltung und Dimensionierung zu einem aufwändigen Entwicklungsprozess führen.

Vor diesem Hintergrund erarbeitet das Team von LZS gemeinsam mit dem ILK Methoden zur Gestaltung und Auslegung hybrider Leichtbaustrukturen und wendet diese in der Produktentwicklung an. So kann die Entwicklungsgeschwindigkeit nachhaltig gesteigert werden. In diesem Manuscript wird dies exemplarisch für die in Dresden entwickelte sog. „SMOOTHED SPLINE“ (SSP-)Verbindung aufgezeigt (Bild 1).

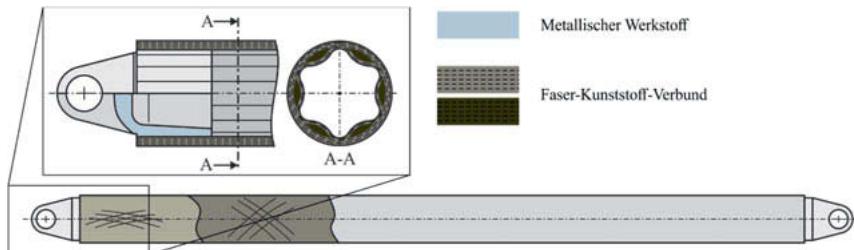


Bild 1: Schematische Darstellung einer hybriden Antriebswelle mit SSP-Verbindung im Lasteinleitungsbereich

Als Bezugspunkt für das Auslegungsvorgehen soll hier eine automobile Antriebswelle mit $D_a = 65$ mm und einem geforderten Tragvermögen $M_{max} > 4500$ Nm dienen. Als Anwendungsbeispiel (Abschnitt 4) dient eine exemplarische Antriebswelle für Nutzfahrzeuge.

2. Vorarbeiten

In vorangegangenen Veröffentlichungen [1-4] wurden Grundlagen für die Gestaltung und Dimensionierung von formschlussdominierten Lasteinleitungssystemen für hybride Antriebswellensysteme aufgezeigt. Durch umfassende experimentelle Untersuchungen und begleitende parametrische Simulationen konnten die zentralen Versagensmerkmale identifiziert werden. In Bild 2 sind diese charakteristischen Versagensformen der Profilverbindung zusammengefasst.

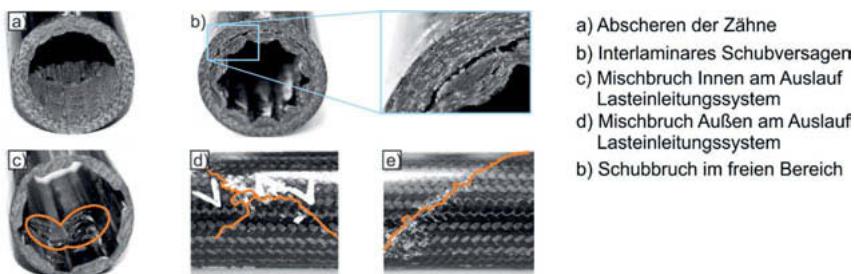


Bild 2: Experimentell ermittelte Versagensformen der SSP-Verbindung

Die entwickelten parametrischen FE-Modelle und in [1] aufgezeigten spezifischen Versagenskriterien für die Profilverbindung ermöglichen die Aufstellung von Verbindungsangepassten Vordimensionierungs-Diagrammen. Bild 3 zeigt ein solches Nomogramm für ein beispielhaftes Material (Epoxidharz mit geflochtener Kohlenstofffaser verstärkt).

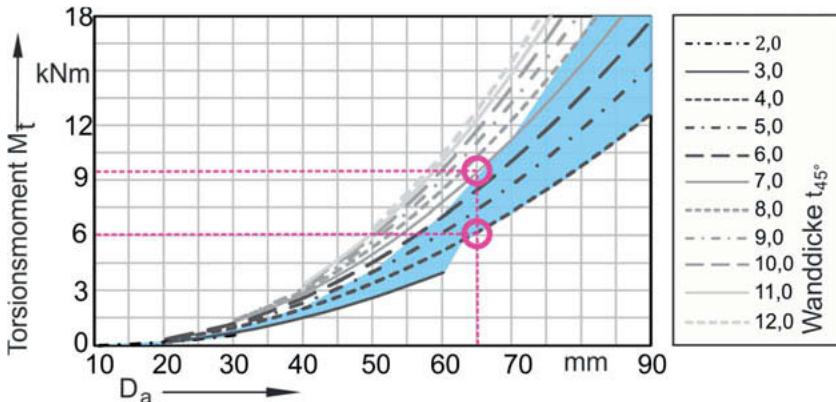


Bild 3: Auswahl-Nomogramm mit dem für die SSP-Verbindung geeignetem Anwendungsbereich (Blau)

3. Grobgestaltung der SSP-Verbindung

In [1] konnte eine „mittlere“ Geometrie mit ausgeglichenem Eigenschaftsspektrum erarbeitet werden. Diese eignet sich mit den in Bild 4 genannten Orientierungswerten gut für eine erste Gestaltung.

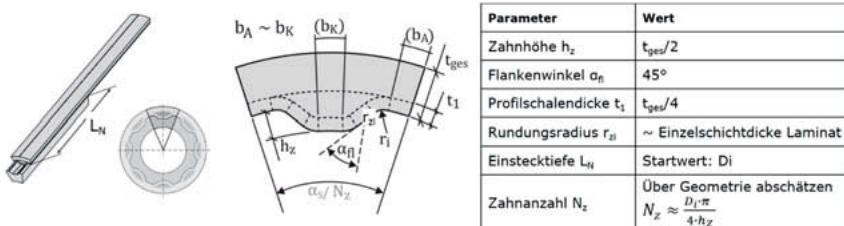


Bild 4: Gestaltungsparameter für die SSP-Verbindung

Die zur Grobgestaltung benötigte Gesamtwanddicke der $\pm 45^\circ$ orientierten Torsionslagen t_{ges} kann aus Bild 3 entnommen werden. Bei dem gewählten Beispiel mit $D_a = 65$ mm kann t_{ges} je nach gewünschter Tragwirkung zwischen 4 mm und 8 mm gewählt werden, so dass einerseits Stabilitätsversagen (Torsionsbeulen) vermieden wird und andererseits das Lasteinleitungsvermögen der Profilverbindung nicht überschritten wird. Entsprechend dem gewählten Wert kann die Geometrie nach Bild 4 gestaltet werden.

Je nach Anwendungsfall kann die Tragfähigkeit der Verbindung durch eine detaillierte numerische Untersuchung weiter gesteigert werden.

4. Anwendungsbeispiel

Im Nutzfahrzeugbereich liegt ein besonders attraktives Anwendungsfeld für hybride Antriebswellen, da hier gesteigerte Nutzlasten einen deutlichen Wettbewerbsvorteil darstellen. Allerdings bestehen hier auch besonders hohe Anforderungen an die Kosteneffizienz und die Robustheit des Leichtbau-Systems.

Für beide Aspekte bietet die SSP-Verbindung deutliche Vorteile. Die konzeptionell vorgesehene Endlosfertigung des innenprofilierten Grundkörpers erlaubt eine deutliche Kostenreduktion [4] im Vergleich zum klassischen Wickelverfahren, während die formschlüssige Profilverbindung effiziente Montageprozesse und eine hohe Leistungsdichte, d.h. Tragfähigkeit in dem beschränkten Bauraum in der Verbindung beinhaltet.

Im Rahmen eines Entwicklungsprojektes mit der MAN Truck & Bus AG wurde eine solche Komponente gestaltet, ausgelegt und prototypisch umgesetzt. In der hier vorgestellten Validierungsstufe kam zur Faserablage das Flechtverfahren und zur Infiltration mit dem polymeren Matrixmaterial das RESIN TRANSFER MOLDING (RTM) Verfahren zum Einsatz. Die vier in Originalgröße hergestellten Probekörper wurden quasistatisch bis zur Prüfstands-Belastungsgrenze geprüft (Bild 5). Die Spezifika der Antriebswelle unterliegen der Geheimhaltung, weshalb die Ergebnisse nur qualitativ dargestellt werden können.

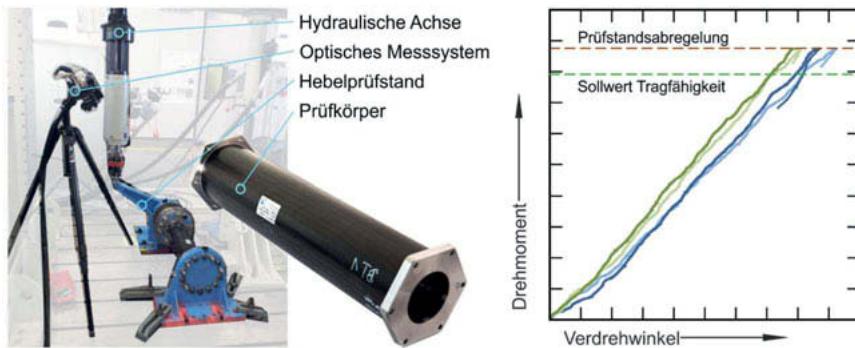


Bild 5: Darstellung der Prüfmuster-Tests im ILK-Hebelprüfstand (links), Detailaufnahmen der Prüfmuster (mitte) und exemplarischen Prüfplots (rechts)

Die vProbekörper wiesen nach initialen Strukturdehnungseffekten in dem gesamten Lastspektrum ein effektiv lineares Belastungs-Verformungs-Verhalten auf, was eine Schadensfreiheit nahelegt. Zudem erfüllten alle bauteilnahen Probekörper die Tragfähigkeitsanforderung bis über den geforderten Sollwert.

5. Zusammenfassung

Die vom Team aus Leichtbau-Zentrum Sachsen und dem Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik entwickelten Gestaltungs- und Dimensionierungsrichtlinien für hybride Leichtbausysteme wurden am Beispiel der in Dresden entwickelten SSP-Verbindung beispielhaft vorgestellt. Mit diesem Vorgehen ist eine schnelle Vorauslegung und –gestaltung in der Praxis ermöglicht. Am Beispiel einer prototypisch umgesetzten und erfolgreich geprüften Antriebswelle für den Nutzfahrzeugbereich kann das Anwendungspotential dieser innovativen Technologie erfolgreich aufgezeigt werden.

Förderhinweis

Das IGF-Vorhaben AIF-Nr. 17085 BR/1 der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und –entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken dem AIF-Fachverband Verbrennungskraftmaschinen für die gute Zusammenarbeit und Finanzierung der Grundlagenuntersuchungen als Basis der in Abschnitt 2 und 3 gezeigten Ergebnisse.

Vorveröffentlichungen:

- [1] Lenz, F.: Die Innenprofilierung als Lasteinleitungsprinzip für modulare Antriebswellensysteme aus Hochleistungs-Faser-Kunststoff-Verbunden. Dissertation, Technische Universität Dresden. Dresden: 2017
- [2] Lenz, F., Spitzer, S., Liebsch, A., Langkamp, A., Gude, A.: Zur Gestaltung und Dimensionierung von Pinverbindungen als Lasteinleitungssystem für Faserverbund-Antriebswellen. VDI-Bericht Nr. 2238. Düsseldorf: 2014, S. 253-259
- [3] Hufenbach, W., Langkamp, A., Lenz, F., Spitzer, S., Liebsch, A., Münter, S.: Ultraleichte Antriebswelle - Hochleistungsantriebswellen in ultraleichter Mischbauweise. Abschlussbericht FVV. Frankfurt: 2014, S. 177-207
- [4] Gude, M., Lenz, F., Gruhl, A., Witschel, B., Ulbricht, A., Hufenbach, W.: Design and automated manufacturing of profiled composite driveshafts. Science and Engineering of Composite Materials Bd. 22. Berlin: 2015, S. 187–197

Einsatz von 3D-Drucktechnik bei der Herstellung hydraulischer Spannbuchsen

Eine kostengünstige und flexible Alternative zu konventionellen hydraulischen Spannbuchsen

Dipl.-Ing. **Normann Koldrack**, Universität Rostock

Kurzfassung

Es wird gezeigt, wie mit dem Einsatz von 3D-Drucktechnik hydraulische Spannbuchsen aus Kunststoff hergestellt werden können. Dabei wird besonders auf die Problematik der Druckdichtigkeit und Oberflächenqualität eingegangen. Eine mögliche Bauform und erste Ergebnisse von Prüfstandversuchen werden präsentiert.

1. Einleitung

Steigende Anforderungen an Produktvielfalt, Bauteilkomplexität und Flexibilität, bei gleichbleibenden Qualitätsanforderungen stellen Unternehmen vor große Herausforderungen. Additive Fertigungsverfahren sind ein gefragtes Hilfsmittel dafür. Jedes der drei unterschiedenen Anwendungsgebiete der additiven Fertigung bringt seine Vorteile. So führt das Rapid-Prototyping mit dem Druck physischer Modelle zu einer Zeiter sparnis im Produktentwicklungszyklus (PEP). Rapid-Tooling dient der Fertigung komplexer Werkzeuge oder Werkzeugbestandteile. Abformmodelle können beispielsweise direkt gedruckt werden ohne eine aufwändige manuelle Herstellung von Modellen. Die größten Potentiale liegen jedoch in der Fertigung von Bauteilen und Produkten, was als „Rapid-Manufacturing“ bezeichnet wird.

Durch die verbesserten Festigkeitswerte der Druckmaterialien und durch eine Zunahme der Materialvielfalt können auch Rapid-Prototyping-Verfahren (wie das FDM-Verfahren) für die Erzeugung von Bauteilen eingesetzt werden. [1]

Eine mögliche Verwendung dieser neuen Möglichkeiten ist der Einsatz gedruckter Bauteile als kraftschlüssige Verbindungselemente zwischen Welle und Nabe. Besonders interessant ist hier das hydromechanische Prinzip, da hier Konstruktionen komplett frei von beweglichen Bauteilen möglich sind.

2. Aufbau und Funktion von hydromechanisch wirkenden kraftschlüssigen Verbindungen

Bei hydromechanisch wirkenden kraftschlüssigen Verbindungen wird eine Hydraulikflüssigkeit in einer Kammer eingeschlossen. Wird der Druck des Mediums erhöht, kommt es zu zwei Effekten. Zum einen verformt sich die Kammer und strebt die Form einer Kugel an. Zum anderen dehnt sich das Material entsprechend dem E-Modul und der herrschenden Spannung aus. Das unter Druck gesetzte Füllmedium gewährleistet hier, dass der Druck an allen Wänden gleichmäßig verteilt ist.

Für den Fall, dass die Kammer als rotationssymmetrische Hülse geformt ist und in ihrer Verformung gehindert wird, wird eine gleichmäßige Flächenpressung erzeugt (siehe Bild 1).

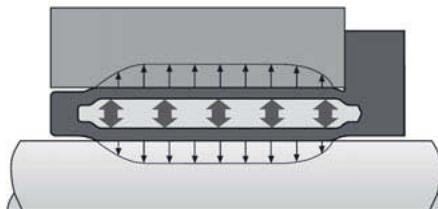


Bild 1: Wirkprinzip einer hydraulischen Spannbuchse (HSB) [2]

3. Entwicklung von funktionsfähigen Prototypen mittels 3D-Druck

Als 3D-Drucker für die Herstellung von Prototypen wurde der *uPrint SE Plus* der Firma Stratasys Ltd. ausgewählt. Dieser FDM-Drucker verwendet Acrylnitril-Butadien-Styrol-Copolymer (ABS) als Druckmaterial. Das ABS wird als festes Ausgangsmaterial einem Extruder zugeführt und kurz unter dem Schmelzpunkt, in teigigem Zustand auf die Bauplattform oder darunterliegende Schichten aufgetragen. Die thermische Energie im erhitzen Material reicht dabei aus um sich mit dem umliegenden Material zu verbinden. Das Verschmelzen der Schichten wird hauptsächlich durch die Oberflächenspannung ausgelöst [3]. Dieser Effekt wirkt sich auf die Oberflächenbeschaffenheit aus. Allerdings kann kein vollständiger Übergang zwischen den Bahnen erreicht werden. Dies hat zur Folge, dass es zwischen einigen Ebenen zu Fehlstellen kommen kann. Somit ist die Herstellung eines Druckkörpers mit dem FDM-Verfahren allein nicht möglich.

Des Weiteren weisen diese, aus einzelnen Schichten hergestellten Bauteile, eine Welligkeit auf der Oberfläche auf. Diese verläuft parallel zur Druckebene und ist hauptsächlich abhängig

von der gedruckten Schichtdicke. Für einen schnellen Druckvorgang und homogene Materialeigenschaften ist es vorteilhaft eine größere Schichtdicke zu wählen, da es zu weniger Übergängen zwischen den einzelnen Lagen kommt. Allerdings nimmt mit steigender Schichtdicke auch die Welligkeit an der Bauteilloberfläche zu.

Eine bekannte Möglichkeit [1,4,5] diese Welligkeit zu verringern ist es, die gedruckten Kunststoffteile mit einem Lösungsmittel mindestens teilweise zu benetzen. Eine Vielzahl von Lösungsmittel auf der Basis von Estern, Ketonen, Ethylendichloriden und Aceton sind denkbar. Die Auswirkungen dieser Behandlung wurden bereits vielfach untersucht [4,5,6,7] und die konkreten Parameter unter der Verwendung von Aceton für diesen Anwendungsfall in [8] dargestellt.

Eine erste Variante einer gedruckten HSB ist in Bild 2 zu sehen. Diese wurde so entworfen, dass sie eine bestehende HSB (siehe Bild 3) ersetzen kann.

Vorteile bei derart hergestellten Buchsen sind die flexible, vergleichsweise schnelle Herstellung und die geringen Fertigungskosten. Durch das Wegefallen vieler Arbeitsschritte bei der Herstellung, im Vergleich zu üblichen HSB, konnte die Buchse in Bild 2 in weniger als 1,5 h gedruckt werden. Nach Abschluss der Acetonbehandlung ist diese direkt einsatzfähig. Bei Fertigungskosten von ca. 0,5 €/cm³ ist es möglich diese neuartigen Buchsen bereits in der Prototypenphase für weniger als 40 € (Materialkosten) zu produzieren.



Bild 2: mögliche Ausführung einer HSB

Bild 3: Handelsübliche HSB der Firma ETP Transmission AB

4. Prüfstandversuche

Um die Einsatzfähigkeit zu belegen, wurde an der Universität Rostock ein Prüfstand aufgebaut. An diesen ist es möglich das zu übertragende Moment und die Drehzahl einzustellen. Weiterhin wird der Schlupf sowohl an der Nabe, als auch an der Welle gemessen.

Für erste Versuche wurde eine HSB mit 40 mm Innendurchmesser, 48 mm Außendurchmesser und 53 mm Klemmlänge gedruckt und mit Aceton behandelt. Der notwendige Druck zum Spannen der Buchse wurde von außen, durch das Einpressen von Fett, generiert.

In einer ersten Versuchsreihe wurden vier HSBs erzeugt. Es zeigte sich, dass bereits bei einem aufgebrachten Druck von 5 bar ein Moment von 20 Nm übertragbar ist.

Simulationen und weitere Versuche legen nahe, dass Drücke bis über 15 bar möglich sind. Versuche hierzu und zur Standfestigkeit folgen.

- [1] Gebhardt, A.: Generative Fertigungsverfahren. 4. Aufl. München: Carl Hanser Verlag 2013
- [2] ETP Transmission AB: ETP-EXPRESS-PRODUCT-SHEET. www.etp.se
- [3] Sun, Q. et. Al.: Effect of processing conditions on the bonding quality of FDM polymer filaments. *Rapid Prototyping Journal*, Vol. 14, Issue: 2, 2008
- [4] Abdullah, Z.; et. Al.: The influence of aceton to improve surface finish of 3d printed part for ABS and PLA material. *International Journal of Engineering and Management*, Vol. 1, No. 2, 2017
- [5] Galantucci, Luigi Maria; Percoco, Gianluca; et. Al.: Experimental study aiming to enhance the surface finish of fused deposition modeled parts. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* Vol. 58, Issue 1, 2009
- [6] Garg, Ashu; Bhattacharya, Anirban; et. Al.: Chemical vapor treatment of ABS parts built by FDM: Analysis of surface finish and mechanical strength. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol 89, Issue: 5–8, 2017
- [7] Gávay, Bence Pál: Investigation and optimization of 3D printers setting and surface treatment; Masterarbeit. Universität de Girona, 2016.
- [8] Koldrack, N.; Schmitt, P.: Über den Einfluss von Aceton auf die Zugfestigkeit und Welligkeit von 3D-gedrucktem ABS-P430. 16. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2018

Prüfmöglichkeiten für Welle-Nabe-Verbindungen

Prof. Dr.-Ing. **Frank Forbrig**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Masoud Ziaeı**,
Fakultät Kraftfahrzeugtechnik, Fakultät Automobil- und Maschinenbau
Westsächsische Hochschule Zwickau

1 Motivation

Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) sind hoch belastete Komponenten des Antriebstranges. Neben den Belastungen aus Torsions- und Biegemomenten werden WNV i.d.R. zusätzlich tribologisch beansprucht (Reibkorrosion und daraus resultierende Reibdauerermüdung). Die am häufigsten verwendeten WNV wie Press-, Passfeder- bzw. Zahnwellenverbindungen lassen sich mit den bekannten Normen DIN 7190 [1], [2] DIN 6892 [3] sowie DIN 5466 [4] für herkömmliche Lastfälle und standardisierte Geometrien einfach berechnen. Hinweise zur Berechnung der Gestaltfestigkeit finden sich für diese WNV in der DIN 743 [5]. Dies reicht aber häufig für die Praxis nicht aus, da viele Anwendungen z.B. aufgrund von Leichtbau von standardisierten Geometrien und Materialkombinationen abweichen. Dazu gehören beispielweise Anwendungen mit dünnwandigen Naben, Hohlwellen, extrem kurze WNV welche in Wechselwirkung mit angrenzender Geometrie stehen (Mehrfachkerbwirkung), neuartige WNV mit epitrochoidischen oder hypotrochoidischen Profil [6] sowie spezielle Materialkombinationen (Faserverbunde, Keramiken, ...). Diese geometrisch u./o. werkstofftechnisch besonderen WNV weisen z.T. andere Lastübertragungsmechanismen auf und werden dementsprechend anders mechanisch und tribologisch beansprucht. Da sich aber die tribologische Beanspruchung nur mit Einschränkungen und Vereinfachungen (z.B. konstante Reibwerte) simulativ abbilden lässt, sind experimentelle Untersuchungen zur Bewertung der Leistungsfähigkeit und der Lebensdauer von WNV immer noch notwendig. Im Posterbeitrag werden deshalb die Prüfmöglichkeiten für WNV an der Westsächsischen Hochschule Zwickau vorgestellt.

2 Prüfstände für statische und dynamische Torsion

Die Hauptaufgabe von WNV in Antriebssträngen ist die Leistungsübertragung und somit eine Beanspruchung auf Torsion. Alle bekannten Berechnungsvorschriften [1],[2],[3],[4] für WNV beziehen sich vorrangig auf die Torsionsmomentübertragung. Obwohl in fast allen Getriebe-anwendungen zur Torsionsmoment- auch noch eine Biegebelastung der WNV erfolgt, ist es dennoch wichtig das Verhalten der WNV nur unter statischer Torsion (Versagenskriterien bei Maximalbelastung, einzigartige Missbrauchsfälle) sowie nur unter dynamischer Torsion zu

kennen. Das wichtigste Ergebnis der Untersuchungen mit dynamischer Torsion ist die Gestaltfestigkeit der Verbindung sowie die daraus abgeleitete Kerbwirkungszahl β_t . Diese Kerbwirkungszahl β_t ist dann wiederum notwendig für den Festigkeitsnachweis der Wellen bei kombinierter Belastung.

Im **Bild 1** ist ein servohydraulischer Prüfstand zum Prüfen von WNV unter dynamischer Torsion dargestellt. Die Regelung erlaubt dabei das Einstellen von jedem gewünschten Spannungsverhältnis R , wobei vorrangig die rein wechselnde oder rein schwellende Beanspruchung für die Charakterisierung der Lebensdauer von Interesse ist. Besonders für formschlüssige WNV sind aber auch statische Untersuchungen bis zum Versagen der Verbindung interessant. Das maximale Prüfmoment beträgt $M_t = \pm 3.000 \text{ Nm}$, bei einer von der Probengeometrie abhängigen Prüffrequenz $f = 5 \dots 20 \text{ Hz}$.

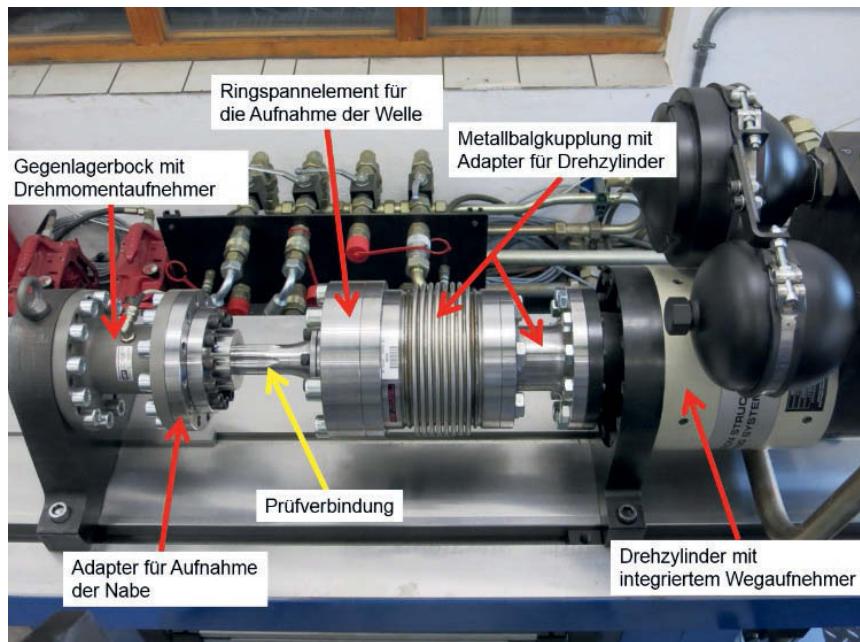


Bild 1: Servohydraulischer Prüfstand zur statischen und dynamischen Untersuchung von WNV unter reiner Torsion

Bild 2 zeigt einen mechanischen Resonanzprüfstand für dynamische Torsion. Zwei, versetzte und gegenüber angeordnete gekapselte Massen werden über einen Zahnriemen angetrieben.

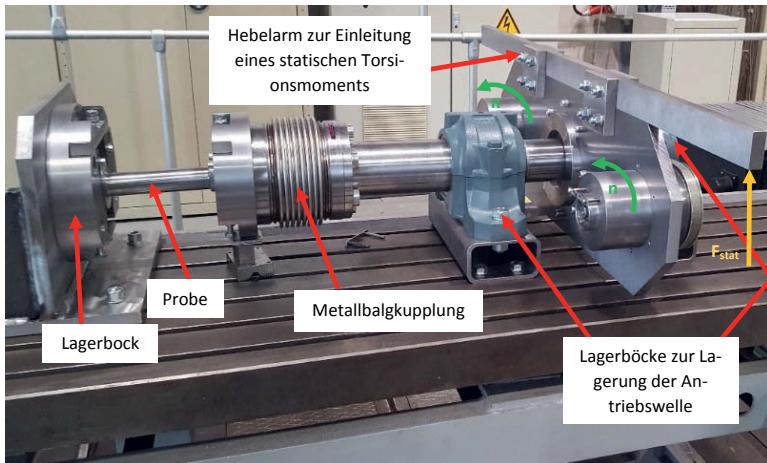


Bild 2: Mechanischer Resonanzprüfstand zur dynamischen Untersuchung von WNV unter reiner Torsion

Durch die gleichmäßige Rotation entsteht bezüglich der Probe ein dynamisches umlaufendes Kräftepaar, welches in der Probe ein rein wechselndes Torsionsmoment ($R = -1$) zur Folge hat. Zusätzlich kann über den an der Traverse angebrachten Hebelarm eine statische Vorspannkraft in die Prüfstandswelle eingebracht werden mit der Untersuchungen von WNV unter schwelender Torsion ($R \leq 0$) möglich sind. Es können an diesem Prüfstand Torsionsmomentamplituden von $M_{ta} = 1.800 \text{ Nm}$ bei einer typischen Prüffrequenz von 15 Hz realisiert werden.

3 Prüfstand für kombinierte Belastung aus Biegung und Torsion

Praktisch werden WNV in Getrieben zwangsläufig zusätzlich durch ein Biegemoment belastet. Die Gestaltfestigkeit der Welle mit WNV lässt sich dabei aufgrund der schwer analytisch erfassbaren Einflussgrößen wie z.B. die Tribologie nicht im rechnerischen Festigkeitsnachweis erfassen. Die dafür notwendigen Untersuchungen lassen sich auf den in **Bild 3** dargestellten elektrischen Verspannprüfstand durchführen. Mit diesem Prüfstand kann die Torsion über die elektrische Verspannung ($R_t = 1$) dargestellt werden. Gleichzeitig ist es möglich mit variablen

Massen über ein Hebelsystem eine statische Querkraft einzuleiten, aus der ein umlaufendes Biegemoment ($R_s = -1$) folgt. Durch Variation der elektrischen Verspannung und der Querkraft lassen sich somit beliebige Verhältnisse von Torsion-/Biegemoment stufenlos einstellen.

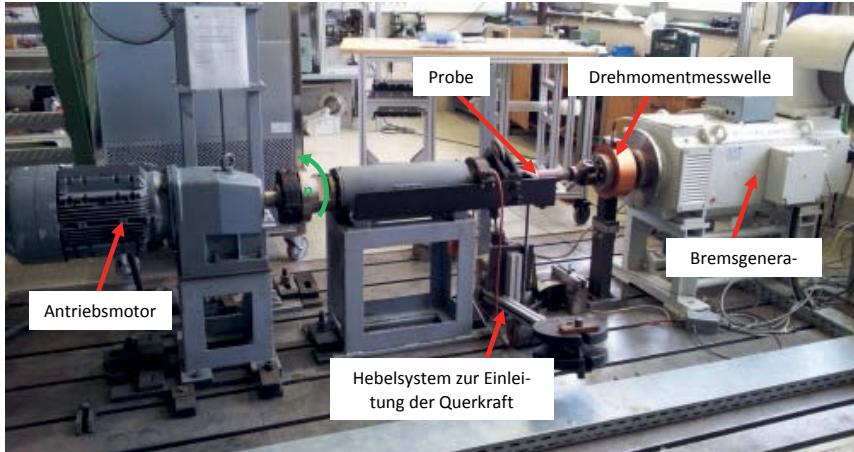


Bild 3: Elektrischer Verspannprüfstand zur Untersuchung von WNV unter kombinierter Torsions- und Biegemomentbelastung

Die Umlaufbiegung kann auf 3.000 Nm und die statische Torsionsmomentbelastung auf 2.500 Nm stufenlos verstellt werden. Die Prüffrequenz ist wieder von der Steifigkeit der zu untersuchenden Probe abhängig. Erfahrungsgemäß liegt die Prüffrequenz bei 15 Hz. Die mittlere Laufzeit für eine Probe (mit Grenzlastspielzahl von $1 \cdot 10^7$ LW) beträgt mehr als eine Woche.

4 Fazit

Die vorgestellten Prüfstände erlauben die Untersuchung von Welle-Nabe-Verbindungen bis zu einem Wellendurchmesser von 45 mm. Die Prüffrequenz ist stark von der Steifigkeit und vom „Spiel“, besonders bei formschlüssige Verbindungen abhängig. Trotz allem sind die Prüfstände so konzipiert, dass akzeptable Prüffrequenzen möglich sind, um in überschaubaren Zeiträumen eine große Anzahl von Versuchen durchzuführen. Zur Durchführung und Auswertung von

Gestaltfestigkeitsuntersuchungen wird das bekannte Treppenstufenverfahren angewendet. Analog dazu können aber auch mit geeigneten Auswerteverfahren Untersuchungen im Zeitfestigkeitsgebiet, sowie Untersuchungen mit Schmierstoffen (Ölumgebung) durchgeführt werden.

5 Literatur

- [1] DIN 7190-1: Pressverbände –Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Beuth Verlag, 2013.
- [2] DIN 7190-2: Pressverbände –Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für kegelige, selbsthemmende Pressverbände, Beuth Verlag, 2013.
- [3] DIN 6892: Passfedern – Berechnung und Gestaltung, Beuth Verlag, 2012.
- [4] DIN 5466: Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen, Beuth-Verlag, 2000.
- [5] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Beuth-Verlag, 2012.
- [6] Ziae, M.: Analytische Untersuchungen unrunder Profilfamilien und numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen, Habilitation, TU Chemnitz, 2002.

Neuentwickelte Welle-Nabe Verbindung mit maximaler Drehmomentübertragung, Selbstzentrierung, Spielbehaftet, geeignet für Robotermontage /-demontage

Dipl.-Ing. Karl-Heinz Schoppe, mimatic GmbH, Betzigau

Das technische Innovationsvorhaben wurde durch das BMWi gefördert: ZIM (Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand). Der Innovationsgrad wird durch angemeldete Patente bestätigt.

Es war die Aufgabe eine Schnittstelle zu entwickeln, die bisherigen Lösungen hinsichtlich Drehmomentübertragung, Kerbfreiheit und Montagefreundlichkeit überlegen ist. Ein hoher Grad an Selbstzentrierung und Rundlauf sollte gegeben sein. Weitere Randbedingungen wie Montagefreundlichkeit, Gewichts- und Volumenoptimierung und Planlauf durch Axialanschlag waren zu berücksichtigen.

Klassische Welle –Nabe Verbindungen (vgl. Konstruktionselemente Prof. Dr.-Ing. Andreas Ettemeyer) waren den Anforderungen nicht in allen Punkten gewachsen. Die Veröffentlichungen von Prof. Dr.-Ing. habil. Masoud Ziae (Neue Berechnungs- konzepte zur Dimensionierung von standardisierten Polygonprofilen für formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen) sind eingeflossen.

Bei formschlüssigen Welle – Nabe Verbindungen spielt die Herstellbarkeit eine entscheidende Rolle. U.a. deswegen sind in der Vergangenheit bei Polygonen bevorzugt Varianten von Hypotrochoiden verwendet worden. Bei der beschriebenen Neuentwicklung brauchte auf diesen Aspekt keine Rücksicht genommen zu werden, da moderne CNC-Maschinen neue Möglichkeiten hinsichtlich Präzision und Programmierbarkeit bieten.

Die Neuentwicklung wurde analytisch berechnet, unter unterschiedlichen Lastannahmen mit Finiten Elementen simuliert und dem genormten Viererpolygon gegenüber gestellt. Anschließende Praxistests haben die theoretischen Ergebnisse bestätigt, bzw. übertrroffen.

Bisher gibt es keine Veröffentlichungen zu der Entwicklung mit dem internen Projekttitle ma.

Es besteht das Interesse die Entwicklung mit Partnern in anderen Industriebereichen zur Anwendung zu bringen, bzw. zur Anwendungsreife weiter zu entwickeln.

Übertragbarkeit modellbasierte Haftreibwerte auf Realbauteilverbindungen

Dipl.-Ing. **Friedemann Reiß**, Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**,
Prof. Dr. sc. ETH **Alexander Hasse**,
Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik,
Technische Universität Chemnitz

1. Einleitung

Die Übertragungsfähigkeit von kraft- bzw. reibschlüssigen Verbindungen wird im Wesentlichen durch die Normalkraft und die Reibungszahl μ nach dem Coulomb'schen Reibgesetz in den Kontaktflächen bestimmt. Die Reibungszahl (im Folgenden auch: Reibwert) ist daher ein maßgebender Dimensionierungsparameter. In zahlreichen Veröffentlichungen sowie Normen und Richtlinien [1] [2] findet der Konstrukteur (im Zusammenhang mit reibschlüssigen Verbindungen) Angaben zu Haft- und Gleitreibwerten in Abhängigkeit der Werkstoffkombination und den Schmierbedingungen in der Kontaktfuge. Ermittelt wurden die Reibwerte meist in Laborversuchen, wobei die Versuchsbedingungen zwar genannt aber meist nicht eindeutig definiert und nicht einheitlich sind. Heute bekannte wichtige Einflüsse wie Fertigungsverfahren und Riefenrichtungen und die daraus resultierenden Oberflächentopographien, sowie Randschichtegenschaften der Kontaktpartner und Umgebungsbedingungen werden nicht berücksichtigt. Die (Haft-)Reibung wird demnach nicht als tribologische Systemeigenschaft sondern vorwiegend als Werkstoffkenngröße abgebildet. Aus den genannten Unzulänglichkeiten resultieren teils große Streuungen der tabellierten Haftreibwerte, die zur Verunsicherung in der Praxis führen. Aus Sicherheitsgründen wird der Berechnungsingenieur bei der Auslegung von reibschlüssigen Verbindungen (z. B. Pressverbindungen, Flanschverbindungen) auf die niedrigsten Werte zurückgreifen (müssen), woraus zwangsläufig ökonomisch und zunehmend auch ökologisch ungünstige Lösungen resultieren.

Aufgrund des globalisierungsbedingten stetig steigenden Wettbewerbs und den zunehmenden Forderungen nach Leichtbau rückt die Kenntnis des real wirkenden (Haft)-Reibwertes in reibschlüssigen Verbindungen zunehmend in den Fokus des Konstrukteurs. Zu dessen Ermittlung stehen prinzipiell zwei Vorgehensweisen zur Verfügung. Die erste Variante sind Messungen am Realbauteil und besitzen die höchste Aussagekraft, sind aber unverhältnismäßig teuer. Günstiger wäre die zweite Variante mit standardisierten Modellprüfständen, bei denen aber die Übertragbarkeit eindeutig zu klären ist.

Mit dem AiF/DFG-Forschungscluster GECKO [3] wurde eine fundierte Grundlage zur standardisierten Ermittlung von Reibwerten an Modellprüfständen gelegt, um über die Literaturwerte hinaus verbesserte und neue Reibwerte ermitteln zu können. Offen blieb die Validierung der Übertragbarkeit der experimentell ermittelten Haftreibwerte auf Realanwendungen und die dafür erforderlichen Randbedingungen. Das FVV-Forschungsvorhaben „Untersuchungen zur Übertragbarkeit von modellbasierten Haftreibwerten und Reibcharakteristiken auf gefügte Realbauteilgeometrien“ schließt diese Lücke mit einem praxisnahen Leitfaden zur Ableitung von Modellversuchen auf den bewährten, von der Industrie anerkannten Prüfständen der Forschungsstelle [4].

Für die Realbauteilversuche wurden dazu die drei typischen Verbindungsarten Querpressverband, Stirnpressverbindung und Flanschverbindung ausgewählt. Für die Modellversuche standen das bereits vielfach für bilaterale Projekte genutzte Standardprüfverfahren mit Torsionsbelastung und das in GECKO entwickelte Prüfverfahren mit Querkraftbelastung zur Verfügung. Geprüft wurden die Oberflächenzustände gedreht, (flach-)geschliffen und zirkulargräßt an den nachfolgenden Materialkombinationen.

- Pressverbindung: C45 vs. C45, 16MnCr5E vs. 16MnCr5E
- Stirnpressverbindung: 20MnCr5 vs. EN-GJS-400; 42CrMo4+QT vs. C45
- Flanschverbindung: C45 vs. C45

Zusätzlich wurden die u. a. reibwerterhöhenden Maßnahmen Aufschmelzungen (Laserstruktur), 3M™ Friction Shim Typ 25 in das Untersuchungsprogramm aufgenommen.

2. Ergebnisse

Parameterübergreifend wurde in den Modelluntersuchungen festgestellt, dass sich bei Kontaktpartnern mit fertigungsbedingt parallel ausgerichteten Riefen und dazu paralleler Belastungsrichtung (z. B. geschliffene oder gedrehte torsionsbeanspruchte Pressverbindung) eine Reibwertcharakteristik vom Typ B ohne lokales Maximum beim Übergang vom Haften zum Gleiten ausbildet, Bild 1. Hingegen dominiert bei kreuzgerichteten Oberflächenstrukturen die Deformation mit der Folge einer Reibwertcharakteristik vom Typ A; d. h. es bildet sich ein ausgeprägtes lokales Maximum aus. Um bei der Charakteristik vom Typ B eine fundierte (auch praxisnahe) Vergleichsgrundlage des Reibwertes zu erhalten, wurde die Reibwertdefinition aus GECKO weiterentwickelt und verschiebewegabhängig, äquivalent dem Prinzip zur Ermittlung der 0,2%-Dehnngrenze im Zugversuch, definiert. Auf Basis dieser Vergleichsgrundlage konnte die direkte Übertragbarkeit der Modellreibwerte auf gedrehte oder geschliffene zylindrische **Pressverbindungen** nachgewiesen werden.

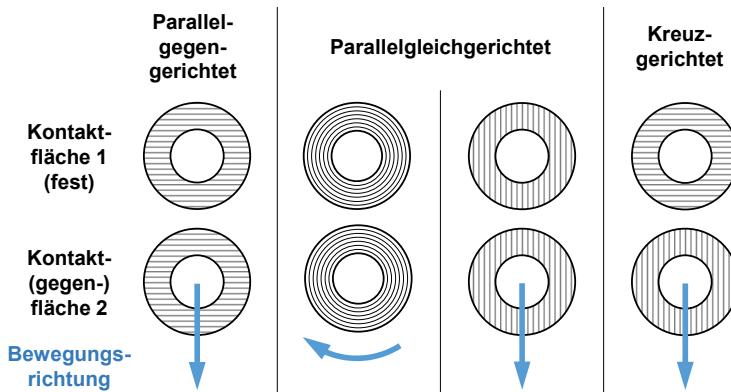


Bild 1: Beispielhafte Ausrichtung der Bewegungsrichtung zur Anordnung der Oberflächenstruktur an kreisringförmigen Kontaktflächen

Für die **Stirnpressverbindungen** wurden bei beiden Materialpaarungen vergleichbare Reibwerte ermittelt. Bei den Versuchen mit Reibscheiben wurden bei den Modellversuchen dagegen etwa 10 % niedrigere Reibwerte als bei den Realbauteilen gemessen. Die Gründe dafür könnten Unterschiede bei der Belegungsdichte der Reibscheiben sein. Da die Modellreibwerte auf der sicheren Seite liegen und die Unterschiede vergleichsweise gering sind, wird eine direkte Übertragbarkeit auf Realanwendungen postuliert.

Die Übertragbarkeit der Modellreibwerte auf **Flanschverbindungen** stellt hohe Anforderungen an die Modellbildung. Zunächst ist die hohe Flächenpressung im Bereich der Druckkegel der Schrauben zu beachten. Deshalb wurden zur Ableitung des nominellen Fugendruckes für die Modellversuche FE-Simulationen zur Ermittlung der lokalen Verteilung der Flächenpressung durchgeführt. Wegen der großen Wirkflächen sind enge Toleranzen für die Form- und Lageabweichungen vorzusehen, wie die anfänglichen Versuche im Vorhaben zeigten. Quantitative Angaben können hier nicht getroffen werden; jedoch sollte die Tolerierung tendenziell die Außenanlage bevorzugen. Ziel muss dabei sein, dass der wirksame Reibdurchmesser entweder der angenommenen Lage entspricht oder einen größeren Durchmesser annimmt, um die Übertragungsfähigkeit laut Dimensionierung sicherzustellen. Unter Berücksichtigung der lokalen Flächenpressung wiesen auch die Flanschverbindungen eine gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Modellversuche zu den Realbauteilversuchen auf.

3. Schlussfolgerungen

Die Ergebnisse und Erkenntnisse des Vorhabens wurden in einem Leitfaden zur experimentellen Ermittlung von Haftribewerten für Realbauteilanwendungen mit Hilfe von Modellprüfständen für den Anwender zusammengefasst. Er enthält konkrete Empfehlungen und Hinweise zu den verschiedenen Einflussparametern, die zur Sicherstellung der Übertragbarkeit zu beachten sind. Darüber hinaus unterstützt der Leitfaden die Auswahl des geeigneten Prüfverfahrens (Torsion oder Querkraft) durch Hinweise, welche Eigenschaften in der Kontaktfläche des Realbauteils dafür maßgebend sind.

Die hier genutzten Prüfstände stehen den Anwendern für bilaterale Vorhaben (wie in der Vergangenheit schon vielfach praktiziert) zur Verfügung. Zertifizierungen können damit ebenfalls erfolgen; die Forschungsstelle verfügt über diesbezügliche Erfahrungen.

Die gewonnenen Ergebnisse sind nach dem Forschungscluster GECKO in Summe ein weiterer Baustein zu einer allgemeingültigen Auslegungsrichtlinie für reibschlüssige Verbindungen.

4. Danksagung

Das den Ergebnissen zugrunde liegende Forschungsvorhaben IGF-Nr. 18500 BR/1 wurde im Rahmen der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen Otto von Guericke e.V. (AiF) mit freundlicher Unterstützung durch die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) gefördert. Diesen und dem unter Leitung von Obmann Dr.-Ing. A. Stich (Audi AG) geführten projektbegleitenden Ausschuss gebührt für die entgegengebrachte Unterstützung außenordentlicher Dank.

- [1] DIN 7190, *Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln*, Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V. Beuth Verlag, 2001.
- [2] VDI 2230, *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*, Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 2003.
- [3] E. Leidich, M. Gräfensteiner, S. Schiefer, D. Bartel, A. Kießling, O. Zimmer und J. Schille, „GECKO - Gestaltung und Ermittlung charakterisierender Kennwerte von reibschlussoptimierten Oberflächen,“ Abschlussbericht/Gesamtbericht, FVV Heft 1076, Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren e. V., Frankfurt/Main, 2015.
- [4] E. Leidich, F. Reiß und M. Gräfensteiner, „Untersuchungen zur Übertragbarkeit von modellbasierten Haftribewerten und Reibcharakteristiken auf gefügte Realbauteilgeometrien,“ Abschlussbericht, FVV-Heft Nr. 1148, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Frankfurt/Main, 2018.

Elastisch-plastische Auslegung: Untersuchung von Pressverbindungen mit hohen Übermaßen

Experimentelle und numerische Absicherung der elastisch-plastischen Auslegung

M.Sc. **D. Ulrich**, Prof. Dr.-Ing. **H. Binz**,
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design,
Universität Stuttgart

Kurzfassung

Durch elastisch-plastische Auslegung kann die Übertragungsfähigkeit von Pressverbindungen im Vergleich zur rein elastischen Auslegung ohne wesentlichen Mehraufwand gesteigert werden. Aufgrund verschiedener Einschränkungen und mangelnder experimenteller Absicherung wird die in DIN 7190-1 enthaltene Auslegungsmethode in der Praxis jedoch nur selten angewandt. In einem öffentlich geförderten Vorhaben sollen experimentelle Untersuchungen in Verbindung mit möglichst realitätsnahen Finite-Elemente-Analysen zu einer fundiert abgesicherten Auslegungsmethode für elastisch-plastisch beanspruchte Pressverbindungen führen.

Abstract

By elastic-plastic dimensioning, the transmission capacity of press-fit connections can be increased in comparison to purely elastic dimensioning without significant additional effort. However, due to various limitations and a shortage of experimental validation, the design method contained in DIN 7190-1 is rarely used in practice. In a publicly funded project, experimental investigations in combination with close to reality finite element analyses are intended to contribute to a well-founded, reliable design method for press fits subjected to elastic-plastic stress.

1. Einleitung

Die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit von Welle-Nabe-Verbindungen bildet einen wichtigen Baustein bei der Steigerung der Leistungsdichte von antriebstechnischen Systemen. Bei Pressverbindungen (PV) geschieht dies auf effiziente Weise durch eine Vergrößerung des geometrischen Übermaßes und des damit verbundenen Fugendrucks. Zudem ermöglicht die

Anwendung höherer Übermaße eine Realisierung von breiteren Toleranzfeldern, wodurch teure Feinbearbeitungsvorgänge eingespart werden können.

In praktischen Anwendungen wird die Höhe des Übermaßes jedoch häufig durch die Elastizitätsgrenze der eingesetzten Werkstoffe begrenzt, sodass bedeutende Tragfähigkeits- und Leichtbaupotenziale ungenutzt bleiben.

2. Elastisch-plastisch beanspruchte Pressverbindungen

Das derzeit übliche Verfahren zur Auslegung von zylindrischen Pressverbindungen nach DIN 7190-1 lässt neben einer rein elastischen auch eine teilplastische Auslegung der Nabe zu [2]. Bild 1 zeigt eine teilplastisch beanspruchte Nabe, deren Volumen in Übereinstimmung mit den Annahmen der Norm durch eine definierte Grenze in einen elastischen und einen plastischen Bereich aufgeteilt werden kann.

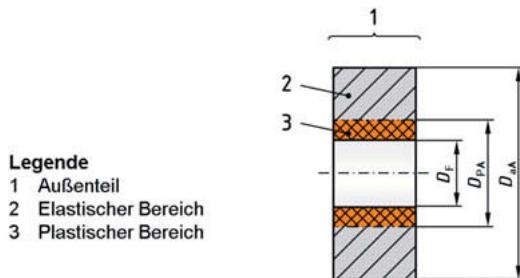


Bild 1: Elastisch-plastisch beanspruchte Nabe nach DIN 7190-1 [2]

Die analytische Berechnung nach DIN 7190-1, die auf den Arbeiten von Kollmann und Önöz [3, 4] beruht, unterliegt im Wesentlichen den folgenden Annahmen und Einschränkungen:

- ebener Spannungszustand
- elastisch-idealplastisches Werkstoffverhalten der Nabe
- mindestens 10 % Bruchdehnung des Nabengusswerkstoffes
- maximal 30 % Plastifizierung des Nabenvolumens

Obwohl sich die Berechnungsmethode für die elastisch-plastische Auslegung formal kaum von der rein elastischen Auslegung unterscheidet, wird sie derzeit kaum angewendet. Dieser Umstand ist vor Allem den folgenden Einschränkungen der Norm geschuldet:

- sehr konservative Auslegungsvorschrift mit teils unbegründeten Einschränkungen
- hohe Abweichung des angenommenen Spannungszustands von der Realität, insbesondere bei hohen Übermaßen

- für den praxisrelevanten Einsatzbereich weitgehend fehlende experimentelle Absicherung der Beanspruchung von elastisch-plastisch ausgelegten WNV

3. Herausforderung und Projektziele

Mit elastisch-plastischen FE-Analysen kann gezeigt werden, dass insbesondere bei axial gefügten PV erhebliche Abweichungen der Nabenebeanspruchung von den idealen Annahmen der Norm auftreten. Dies muss bei der Untersuchung von PV mit hohen Übermaßen berücksichtigt werden, da das thermische Fügen, welches dem idealen Aufbringen eines Übermaßes am nächsten kommt, nur bis zu einem werkstoffabhängigen Grenzwert möglich ist. In Bild 2 wird die numerisch bestimmte Abweichung der elastisch-plastischen Nabenebeanspruchung an einer PV mit bezogenem Übermaß von $\xi = 10\%$ dargestellt (thermisch fügbar: ca. 2 %).

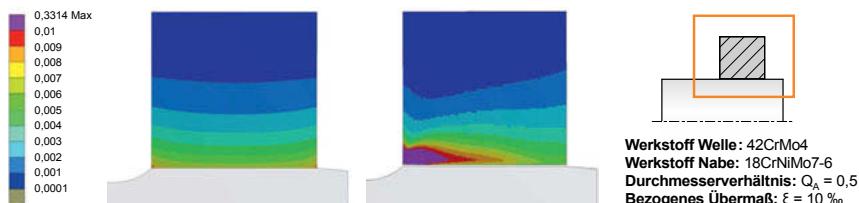


Bild 2: Plastische Vergleichsdehnung ε_{pv} einer Nabe im ideal gefügten (links) und axial aufgepressten Zustand (rechts)

Da bisher wenige experimentelle wissenschaftliche Untersuchungen zu der Thematik vorliegen, wie z. B. von Biederstedt [1], und daher nur wenig über das Versagensverhalten von elastisch-plastisch beanspruchten Nabene bekannt ist, sollen im Rahmen des Vorhabens verschiedene experimentelle Untersuchungen in Kombination mit möglichst realitätsnahen FE-Analysen zur Erreichung der folgenden Ziele herangezogen werden:

- Identifikation von wissenschaftlich fundierten Auslegungsgrenzen
- Ableitung abgesicherter Auslegungsempfehlungen für die praktische Anwendung

4. Geplanter Untersuchungsablauf

Anhand von praxisrelevanten Werkstoffkombinationen sollen verschiedene Pressverbindungen sowohl im genormten Übermaßbereich nach DIN 7190-1 als auch mit höheren Übermaßen ausgelegt und anschließend umfassend analysiert werden. In Bild 3 ist der geplante Untersuchungsablauf dargestellt, der durch eine Analyse des Fügevorgangs, der Bauteilverformung und der statischen bzw. dynamischen Tragfähigkeit wichtige Rückschlüsse auf die elastisch-plastische Auslegung von Pressverbindungen erlaubt. Dadurch können die

Auslegungsgrenzen von PV verlässlich ermittelt und validierte Handlungsempfehlungen für deren sichere elastisch-plastische Auslegung definiert werden.

Die Ergebnisse aus dem Abgleich der experimentellen und numerischen Untersuchungen sollen schließlich zu einer verbesserten Auslegungsmethode für elastisch-plastisch beanspruchte Pressverbindungen führen.

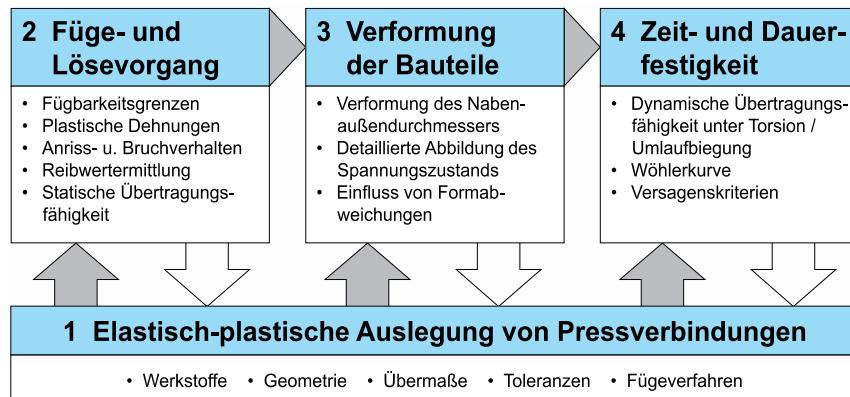


Bild 3: Geplante Vorgehensweise

Literaturverzeichnis

- [1] Biederstedt, W.: Presspassungen im elastischen, elastisch-plastischen und plastischen Verformungsbereich. Technische Rundschau : Blaue TR-Reihe. Bern : Hallwag, 1963
- [2] DIN 7190-1: Pressverbände – Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände. Berlin : Beuth, 2017
- [3] Kollmann, F. G.; Önöz, I. E.: Ein verbessertes Auslegungsverfahren für elastisch-plastisch beanspruchte Querpressverbände. Konstruktion 35 (1983), H. 11, S. 439–444
- [4] Kollmann, F. G.: Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Auslegung, Auswahl. Berlin; Heidelberg [u. a.] : Springer, 1984

Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Förderung des vorgestellten Vorhabens „Untersuchungen zu Auslegungsgrenzen und Steigerung der maximalen Übermaße bei zylindrischen Pressverbindungen“ (FVA 810-I) durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie sowie für die gute Zusammenarbeit mit dem Arbeitskreis „Welle-Nabe-Verbindung“ der FVA.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung

Optimisation of the carrying capacity of tooth shaft connections through extension of the standard

M.Sc. **J. Wild**, Prof. Dr.-Ing. **A. Lohrengel**, Dr.-Ing. **G. Schäfer**,

Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen,

Technische Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld

Kurzfassung

Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 finden breite Anwendung in der Antriebstechnik, insbesondere zur Übertragung dynamischer und oft stoßartig auftretender Torsionsmomente. Im Zuge einer stetig steigenden Leistungsdichte in der Praxis werden immer häufiger die Tragfähigkeitsgrenzen erreicht. Hieraus resultierte die Motivation für [2] zur Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. Dieser Beitrag ist ein Auszug des zuvor benannten Werkes. Er beschränkt sich auf die Optimierung der Tragfähigkeit durch normative Erweiterung, wobei aufbauend auf den in diesem Tagungsband im Beitrag *Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form* beschriebenen System zur Geometriegenerierung evolventischer Zahnwellenverbindungen, weitere Systemänderungen vorgenommen und zudem neue geometriebeschreibende Variablen implementiert wurden. Damit ist die evolventische Profilform jetzt gezielt zur Tragfähigkeitssteigerung modifizierbar. Innerhalb dieses Beitrags wird die Profilmodifizierung erläutert. Weiterführend wird auf an profilmodifizierten Verbindungen gewonnene numerische und experimentelle Ergebnisse eingegangen.

1. Einleitung

Praxisrelevante Ursache für das rissbedingte Systemversagen von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 [1] ist im Allgemeinen die sich zugseitig ausbildende Spannungskonzentration im Zahnußbereich der Welle, vgl. die Bild 1. [2]

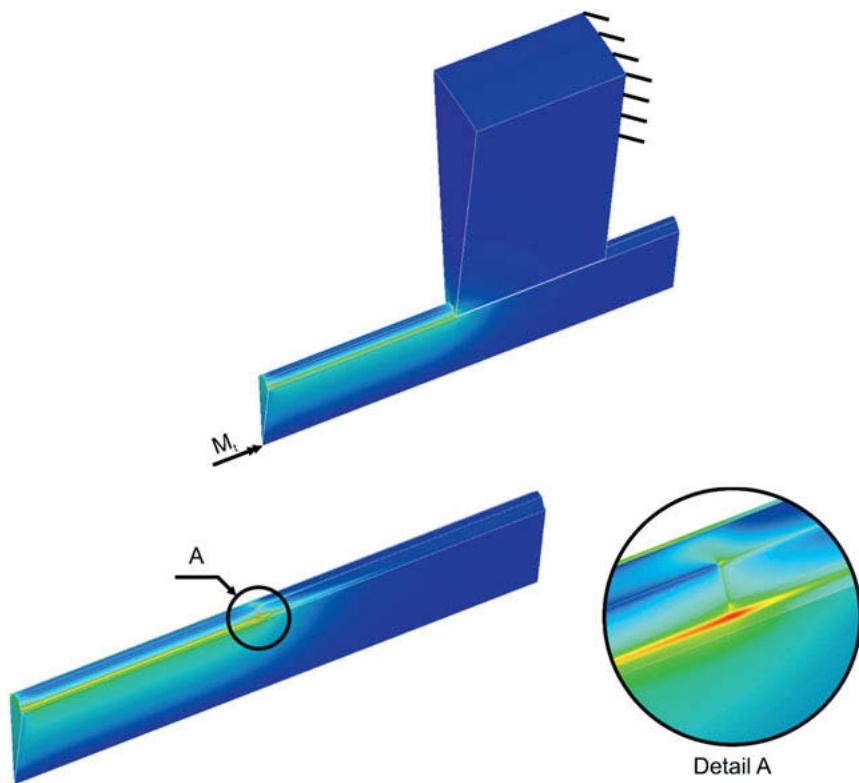


Bild 1: Charakteristische Vergleichsspannung nach von Mises eines torsionsbelasteten Sektormodells am Beispiel der Zahnwellenverbindung DIN 5480 – 45 x 1,5 x 28 ($\alpha = 30^\circ$; $\rho_{f1}/m = 0,16$; $c_{f1}/m = 0,12$; $R_{hw} = 0$; $A_{hw} = 0$) [2]

Wild analysierte in [2] im Rahmen einer umfangreichen numerischen Parameterstudie das Systemverhalten von Zahnwellenverbindungen auf mannigfaltige Art und Weise. So wurde unter anderem die Lage des Spannungsmaximums in axialer und radialer Richtung untersucht. Zumindest bei optimaler Gestaltung von Zahnwellenverbindungen liegt das auslegungsrelevante Spannungsmaximum soweit von der Evolente als Kernprofilform entfernt im Fußrundungsradius der Welle, dass eine entsprechende Beeinflussung als marginal eingestuft wird. Ein Quervergleich zu anderen Profilformen wie beispielsweise Novikov oder den komplexen Trochoiden zeigt allerdings, dass deutlich größere Gestaltfestigkeiten realisierbar sind. Eine

geometrische Analyse liefert jedoch, dass diese an Verbindungen mit deutlich unterschiedlichem Flankenwinkel α sowie erwartungsgemäß signifikant günstigeren (Wellen-)Fußrundungsradien ρ_{f1} sowie (Wellen-)Fußkreisdurchmessern d_{f1} realisiert wurden, vgl. Bild 2. [2]

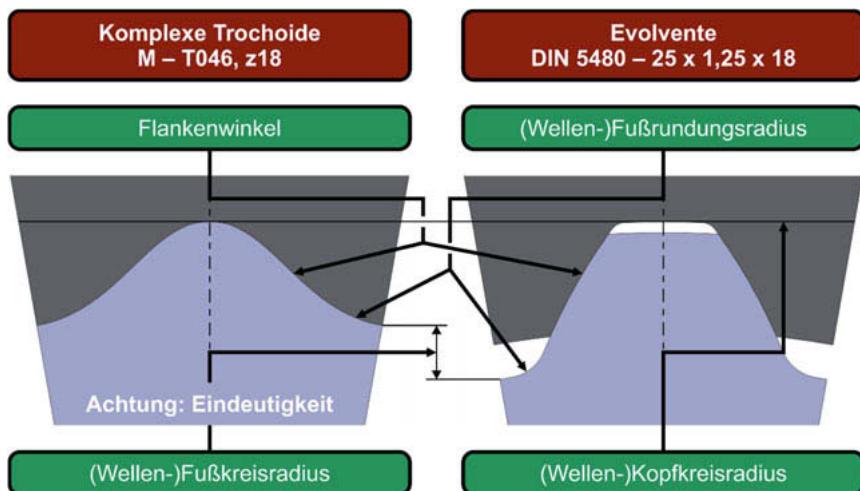


Bild 2: Geometrische Gegenüberstellung der in dem Forschungsvorhaben FVA 742 I [3] für einen Bezugsdurchmesser d_B von 25 mm ausgewiesene komplexe Trochoide maximaler Tragfähigkeit mit der korrespondierenden optimalen Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 bei gleicher Mitnehmerzahl (gleicher Maßstab) [2]

Die in Bild 2 aufgezeigte geometrische Diskrepanz kann als Resultat normativer Restriktionen sowie der fehlenden Funktionalität der gegenwärtig gültigen DIN 5480 nicht behoben werden und führt damit zu einem praktischen, nicht aber zu einem wissenschaftlich korrekten Vergleich. Mit Verweis auf die eingangs erwähnte Analyse zur Lage des Spannungsmaximums bei Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 sowie unter Beachtung der allgemeinen Kerbtheorie wird allerdings erwartet, dass sich für die evolventische Profilform zumindest sehr ähnliche Tragfähigkeiten bei geometrischer Abstimmung ergeben. Hieraus resultiert das Ziel der funktionalen Erweiterung der DIN 5480, so dass zuvor benanntes möglich wird und der bislang sehr praktische Vergleich zu einem wissenschaftlichen überführt werden kann. [2]

2. Stand der Technik

Wie in dem ebenfalls in diesem Tagungsband enthaltenen Beitrag mit dem Titel *Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen in erweiterter Form* dargelegt, ist für eine freie Parametervariation von Zahnwellenverbindungen auf Basis der DIN 5480 eine umfangreiche Umgestaltung zur Nenngeometriegeringerung erforderlich. Damit sind prinzipiell (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} und Flankenwinkel α in bestimmten Grenzen varier- und somit abstimmbar, allerdings nicht der (Wellen-)Fußkreisdurchmesser d_{f1} . Durch die Entwicklung der normativen Erweiterung wird Abhilfe geleistet. Bezuglich des (Wellen-)Kopfkreisdurchmessers d_{a1} sei an dieser Stelle erwähnt, dass dieser, selbstredend nach festen mathematischen Regeln, immer etwas kleiner ist als der Bezugsdurchmesser d_B . Da entsprechend benannter Durchmesser den Innendurchmessern von Wälzlagern entspricht, ist in Konsequenz die Montierbarkeit der Lager über die Steckverzahnung hinweg immer sichergestellt. Dies ist eine Besonderheit der DIN 5480 und wird beibehalten. Hieraus resultierend kann der (Wellen-)Kopfkreisdurchmesser d_{a1} der evolventischen Profilform nicht jenem der komplexen Trochoiden angepasst werden. Der entsprechende Tragfähigkeitseinfluss wird jedoch ohnehin als vernachlässigbar gering eingeschätzt. [2]

3. Definitionen, Entwicklungen und Vorfeldbetrachtungen

Wie zuvor beschrieben, soll in das neu entwickelte System zur Geometriebestimmung evolventischer Zahnwellenverbindungen eine Möglichkeit zur Lagemodifizierung des (Wellen-)Fußkreisdurchmessers d_{f1} implementiert werden. Funktional ist dieser von der Lage des (Naben-)Kopfkreisdurchmessers d_{a2} abhängig. Somit gelingt eine geometrische Abstimmung durch Anpassung des zuletzt benannten Kreises. Bestandteil zur Berechnung sowohl des (Wellen-)Kopfkreisdurchmessers d_{a1} als auch des (Naben-)Kopfkreisdurchmessers d_{a2} ist der jeweilige Profilverschiebungsfaktor x . Da jedoch nur der (Naben-)Kopfkreis modifiziert werden soll und der (Wellen-)Kopfkreis, im Hinblick auf oben erwähnte Montagebedingung, nicht modifiziert werden darf, ist eine weitere Anpassung des bereits stark modifizierten Systems der DIN 5480 erforderlich. So wird die Definition des (Wellen-)Kopfkreisdurchmessers d_{a1} unabhängig vom (Wellen-)Profilverschiebungsfaktor x_1 definiert, ohne dass sich eine quantitative Veränderung dieser Größe ergibt. Somit ist nunmehr die Profilmodifizierung auf Basis des Profilverschiebungsfaktors x zur geometrischen Abstimmung möglich, vgl. Bild 2.

Die oben geschilderte Art der Profilmodifizierung unter Verwendung des Profilverschiebungsfaktors x führt zu einem sehr kleinen Bauraum für den (Wellen-)

Fußrundungsradius ρ_{f1} , so dass in Konsequenz keine sehr großen Fußrundungen realisierbar sind. Aus kerbwirkungstechnischer Sicht ist dies aber erstrebenswert. So wird in Weiterführung das Gleichungssystem um den Profilmodifizierungsfaktor y erweitert. Dieser erlaubt die Einflussnahme auf die Größe des (Naben-)Kopfkreisdurchmessers d_{a2} und damit auf den (Wellen-)Fußkreisdurchmesser d_{f1} , ohne die Lage der Profilbezugslinie zu verändern. Die Anwendung des Profilmodifizierungsfaktors y vergrößert somit den für den (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} nutzbaren Bauraum. Nabenzugsgesetzen wirken die durch Profilverschiebungsfaktor x und Profilmodifizierungsfaktor y realisierten Profilmodifizierungen in umgekehrter Art und Weise wie auf die Welle. Wenn also der zur Gestaltung des (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} zur Verfügung stehende Bauraum vergrößert wird, wird jener der Nabe kleiner. Auch wenn zunächst die Vergrößerung des (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} angestrebt wird, darf der (Naben-)Fußrundungsradius ρ_{f2} nicht zu klein werden. Wird dies nicht beachtet, so kann sich beispielsweise ein wellenbezogenes Versagen einer Zahnwellenverbindung bei entsprechender Vergrößerung des (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} in ein nabenzugsgesetztes Versagen wandeln. Dies zeigen von Wild in Kooperation mit dem Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal durchgeführte experimentelle Untersuchungen, vgl. [2]. Diesem Sachverhalt Rechnung tragend ist die von Wild in [2] entwickelte Möglichkeit zur Profilmodifizierung eine Kombination aus Profilverschiebungsfaktor x sowie Profilmodifizierungsfaktor y . Die Anwendung der Profilmodifizierung erfolgt jedoch aus Gründen der Einfachheit und Anschaulichkeit nicht direkt über die zuvor benannten Faktoren, sondern über die neuen Parameter Reduzierungsfaktor der wirksamen Berührhöhe R_{hw} und Aufteilungsschlüssel der Reduzierung der wirksamen Berührhöhe A_{hw} . Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass die Systemimplementierung auf eine Art und Weise erfolgte, dass, wenn keine Profilmodifizierung angewendet wird, sich Verzahnungen gemäß DIN 5480 ergeben. Es handelt sich somit um keine standardmäßig funktionale Veränderung, sondern um eine reine Erweiterung der normativen Möglichkeiten. [2]

4. Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen durch normative Erweiterung

Auf Basis der im 3. Kapitel dargelegten funktionalen normativen Erweiterung um die Möglichkeit der Profilmodifizierung wurden von Wild in [2] numerische Analysen am Beispiel des Bezugsdurchmessers d_B von 25 mm durchgeführt. Diese Randbedingung wurde in Analogie zum Forschungsvorhaben FVA 742 I als zu untersuchendes Szenario beibehalten. Ziel der nume-

rischen Untersuchungen war es zunächst das allgemeine Potential der Profilmofifizierung aufzuzeigen. Darüber hinaus wurde die entsprechend neu entwickelte Funktionalität zur geometrischen Abstimmung einer evolventischen Profilform sowie einer komplexen Trochoiden genutzt, um einen Tragfähigkeitsvergleich bei geometrischer Äquivalenz durchführen zu können. Auf die gewonnenen Ergebnisse wird nachfolgend eingegangen. [2]

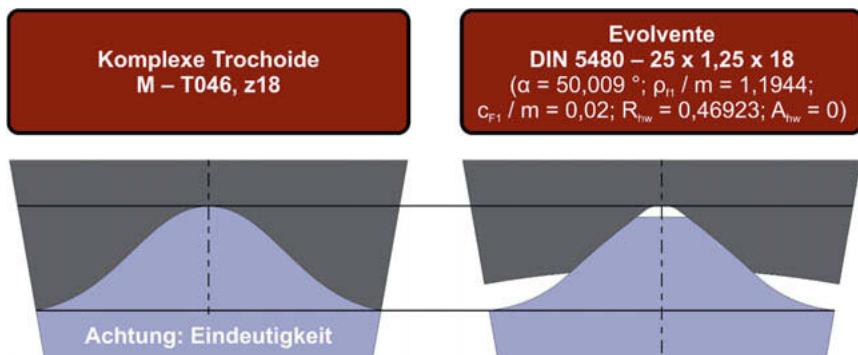


Bild 3: Ergebnis der geometrischen Abstimmung zwischen der komplexen Trochoiden M – T046, z18 sowie der evolventischen Zahnwellenverbindung DIN 5480 – 25 x 1,25 x 18 ($\alpha = 50,009^\circ$; $p_f1/m = 1,1944$; $c_F1/m = 0,02$; $R_{hw} = 0,46923$; $A_{hw} = 0$) durch Profilmofifizierung der Evolente (gleicher Maßstab) [2]

Im Rahmen einer optimabbezogenen Parameteranalyse wurde unter Berücksichtigung einer Extremwertbetrachtung der allgemeine Einfluss des Profilmofifizierungsfaktors y auf den optimalen (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1} analysiert. Hier zeigte sich, dass der optimale (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1opt} nicht als konstantes Verhältnis p_{f1}/m , sondern vielmehr in Abhängigkeit des Radius der Vollausrundung definiert werden sollte. Bei nun bekanntem optimalem (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1opt} und exzessiver Anwendung des Profilmofifizierungsfaktors y wurde weiterführend untersucht, ob sich die Lage des optimalen Moduls m_{opt} verändert. Hier ergab sich eine geringfügige Verlagerung. Dieser Effekt hat allerdings nur einen marginalen Einfluss auf die Tragfähigkeit. Abschließend wurde für den optimalen Modul m_{opt} mit optimalem (Wellen-)Fußrundungsradius ρ_{f1opt} der Einfluss des Flankenwinkels α diskutiert. Für das analysierte Flankenwinkelintervall α von 20° bis 45° kann folgendes zusammengefasst werden: Während für Verbindungen ohne Profilmofifizierung gilt, dass, je kleiner der

Flankenwinkel α ist, desto größer ist die Tragfähigkeit, wandelt sich diese Aussage bei exzessiver Profilmodifizierung in das Entgegengesetzte. Somit muss es einen Werteteilbereich der Profilmodifizierung geben, bei dem tatsächlich optimale Flankenwinkel α existieren. Für die Profilmodifizierung kann festgehalten werden, dass bei entsprechender Anwendung signifikante Tragfähigkeitssteigerungen möglich sind. Im Rahmen der theoretischen Grenzwertbetrachtung ergibt sich für die Evolvente sogar noch einmal eine nennenswert höhere Tragfähigkeit als bei der in FVA 742 I als optimal ausgewiesene komplexe Trochoide.

Abschließend wurde die geometrische Abstimmung der Evolvente zur komplexen Trochoiden mit der Bezeichnung M – T046, z18 vorgenommen, vgl. Bild 3. Die numerischen Analysen zeigen, dass die Tragfähigkeiten beider Profilformen erwartungsgemäß sehr ähnlich sind, die komplexe Trochoide sogar geringfügig weniger trägt. Um absolute Gewissheit über diese Aussage zu erhalten, wurden von Wild in Kooperation mit dem Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal in [2] weiterführend statische und dynamische Experimente durchgeführt. Die Ergebnisse der statischen Experimente bestätigen die numerisch erarbeiteten Erkenntnisse. Resultat der dynamischen Untersuchungen ist, dass die Tragfähigkeit der komplexen Trochoiden M – T046, z18 deutlich geringer ist als numerisch prognostiziert und damit auch als jene der Evolvente. Eine Sichtung der Prüflinge der im Forschungsvorhaben FVA 742 I analysierten komplexen Trochoiden offenbarte jedoch, dass sich, bedingt durch die gegenwärtig deckungsgleiche Gestaltung von Welle und Nabe bei den komplexen Trochoiden, die Nabe erwartungsgemäß in den Zahnfuß der Welle eingräbt. Grund hierfür ist, dass der theoretische Grenzfall der Achskongruenz zwischen Wellen- und Nabenzähnern nach entsprechendem Prüflingseinbau in der Praxis nicht realisierbar ist. Als Folge entsteht eine, vom Betrag des Achsversatzes zwischen Welle und Nabe bzw. den hierdurch induzierten Lasten und der Schwingungszahl abhängige, neue, sehr scharfe Kerbe, die das Tragfähigkeitspotential signifikant verringert. Somit kann das dynamisch bestimmte experimentelle Ergebnis der komplexen Trochoiden aus FVA 742 I zumindest für einen Profilformvergleich nicht zugrunde gelegt werden. Da jedoch bekanntlich Form- und Kerbwirkungszahlen über die Stützziffer als Proportionalitätsfaktor miteinander verknüpft sind, und die oben erwähnten statischen Versuche hinreichend genaue Übereinstimmung zeigen, ist die in der Einleitung dargelegte Theorie, dass die Tragfähigkeit von Novikovprofilen und der Profilform der komplexen Trochoiden bei geometrischer Vergleichbarkeit nicht nennenswert zu jener der von Wild in [2] weiterentwickelten evolventischen Profilform differiert, nun auch experimentell nachgewiesen. Unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Vorteile bei der Fertigung von Zahnwellenverbindungen mit evolventischer (Kern-)Profilform, der einfachen Einflussnahme auf die Profilform dadurch, dass die

Wirkung der Parameter auf geometrische Veränderungen absolut transparent ist, schlussfolgert Wild in [2], dass mit den umfangreichen systematischen Weiterentwicklungen eine Abkehr von der Evolvente nicht sinnvoll ist. [2]

5. Zusammenfassung

Dieser Beitrag ist ein Auszug aus [2]. Innerhalb dessen wurde, aufbauend auf den ebenfalls in diesem Tagungsband zu findenden Beitrag mit dem Titel *Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen* beschriebenen systematischen Änderungen zur Geometriegenerierung evolventischer Zahnwellenverbindungen, weiterführend erforderliche systematische Änderungen in Vorbereitung zur Implementierung der Profilmodifizierung über neu eingeführte Parameter erläutert. Hierdurch ist insbesondere die Beeinflussung des (Wellen-)Fußkreisdurchmessers d_{f1} durch Veränderung der wirksamen Berührhöhe h_w möglich. Es wurde erläutert, dass mit profilmodifizierten evolventischen Zahnwellenverbindungen signifikant größere Tragfähigkeiten als mit Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480, realisierbar sind. Darüber hinaus wurde die Profilmodifizierung zur geometrischen Abstimmung der Evolvente mit der in FVA 742 I analysierten komplexen Trochoiden M – T046, z18 verwendet. Zu diesem Sachverhalt wurde bei numerischer und experimenteller Absicherung dargelegt, dass die komplexe Trochoiden keine Tragfähigkeitsvorteile hat.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Norm DIN 5480, 2006-03-00: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser
- [2] Wild, J. (erscheint demnächst): Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. Dissertation.
- [3] Wild, J.; Mörz, F.; Selzer, M. (erscheint demnächst): Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten. Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (Hg.), Frankfurt/Main.

Leichtbau und Tragfähigkeitssteigerung bei Zahnwellenverbindungen

Methodisches Vorgehen zur Auslegung umformend hergestellter und auf Torsion belasteter dünnwandiger Leichtbau-Profilwellen

Marius Jakob, M.Sc., Institut für Maschinenwesen,
Technische Universität Clausthal

1. Gewichtseinsparung durch dünnwandiger Rohre anstelle von Vollwellen

Zahnwellenverbindungen mit Profilformen nach DIN 5480 [1] werden heute in der Regel als Vollwellen ausgeführt und vielseitig im gesamten Maschinenbau zur Drehmomentübertragung eingesetzt. Im Automotivbereich besteht auf Grund der Forderungen nach Leichtbau und höherem Leistungsgewicht verstärkt der Wunsch nach einer hohen Auslastung über das ganze Bauteil hinweg. Eine Gewichtsreduktion kann durch Materialeinsparungen an unkritischen Stellen, wie zum Beispiel im Wellenkern, erreicht werden. Aktuelle Auslegungsrichtlinien erlauben das Aussparen des Kerns allerdings nur in engen Grenzen, da mit zunehmendem Bohrungsdurchmesser eine zusätzliche Spannungserhöhung im Zahnußbereich eintritt, während

der Zahnpfotbereich weiterhin gering belastet bleibt.

Die Verwendung von dünnwandigen Röhren als Ausgangsmaterial, aus denen lastangepasste Zahnprofile umformend hergestellt werden, versprechen eine deutliche Steigerung der Drehmomentübertragbarkeit bezogen auf den Materialeinsatz. Die Herstellung dünnwandiger Profile ist bereits mit mehreren Herstellungsarten möglich, wie z.B. mit dem GROB oder FELSS –Verfahren. Im Rahmen eines ZIM-Forschungsprojektes soll die Lücke der rechnerischen Auslegung geschlossen werden.



Bild 1: Aus einem Rohr umformend hergestellte, dünnwandige Profilwelle als Beispiel für eine Möglichkeit der Tragfähigkeitssteigerung bei geringerem Gewicht.

2. Verwendetes Herstellungsverfahren erlaubt freie und optimierbare Profilkonturen

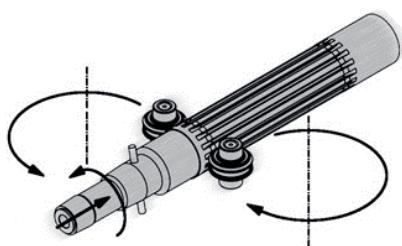


Bild 2: Herstellungsverfahren nach GROB [2]

Die oftmals in der Praxis verwendeten und ge normten Zahnwellen weisen eine Evolventen- Kontur auf, die sich aus historischen Gründen aus der Zahnradherstellung mit Zahnstangen ergeben hat. Aktuelle Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal zeigen, dass durch eine modifizierte Verzahnungsgestaltung – insbesondere im Bereich der Fußausrundung – Tragfähigkeits-steigerungen möglich sind [3].

Die Herstellung des in Bild 1 gezeigten Profils erfolgte mit dem GROB-Verfahren, vgl. Bild 2. Das Profil wird dabei mit Hilfe von Profilwalzen stückweise von außen in das Ausgangsrohr geformt. Die Innenkontur der Profilwelle bildet sich über die Kontur eines Stützdornes, der während des Umformvorgangs eingebracht wird. Sowohl der Dorn als auch die Profilwalzen sind in der Kontur nahezu frei gestaltbar. Das Profil lässt sich im Vergleich zu den restriktiven Vorgaben klassischer Verzahnungsformen damit viel freier gestalten und damit zielgerichteter hinsichtlich kerbarmer Geometrie und lastangepasster Flanken optimieren.

3. Auslegung und Optimierung mittels FEM und statistischer Versuchsplanung (DoE)

Als Ausgangsdesign wird eine Geometrie entwickelt, die sich durch eine nahezu gleichmäßige Wandstärke über dem Umfang auszeichnet. Das Profil wird über eine Vielzahl von Parametern, definiert, welche die Form und damit die Tragfähigkeit beeinflussen. Die Geometrie wird mittels CAD vollparametrisch aufgebaut. Durch die Verwendung einer bidirektionalen Schnittstelle kann die Geometrie mit einem FEM-Programm gekoppelt werden und die Dauerfestigkeit der Profilwelle über einen FKM-Nachweis vorausgesagt werden. Erste experimentelle Dauerversuche an gefertigten WNV bestätigen dabei die Richtigkeit der aufgestellten FEM-Berechnungen.

Bei der Optimierung der Parameter zeigt sich, dass sich einige Geometrieparameter bereits durch die Wahl des Ausgangsrohrs ergeben oder vorab festgelegt werden können. Mit vorgegebenem Außendurchmesser und Wandstärke des Ausgangsrohrs sowie der Zähnezahl verbleiben bei dieser Profilform nur fünf Parameter (Fußkreisdurchmesser $D_{w,F,1}$, Eingriffswin-

kel $\alpha_{W,OE}$, Ausrundung des Innenradius des Kopfes $R_{W,K,0}$, Aufteilung zwischen Kopf- und Fußbereich $\alpha_{W,TL}$, Flankenlänge $L_{W,Tr}$), welche hinsichtlich der Drehmoment-übertragbarkeit zu optimieren sind, vgl. Bild 3.

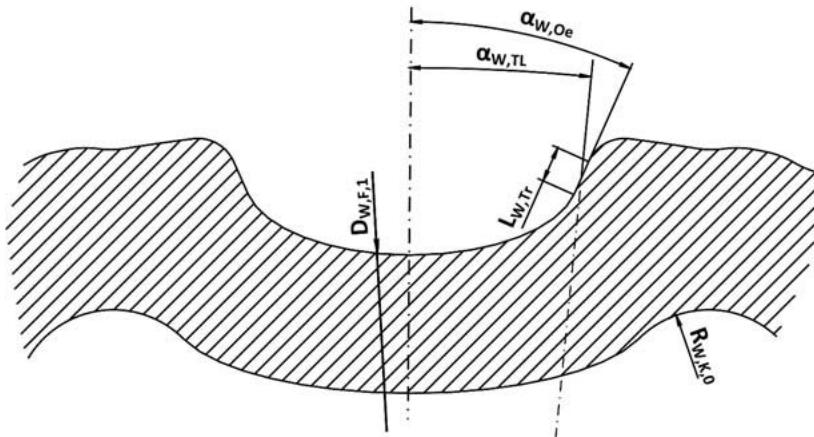


Bild 3: Querschnittsgeometrie eines Mitnehmers einer dünnwandigen Profilwelle. Bei Vorgabe der Ausgangsrohrgröße, der Zähnezahl und fertigungsspezifischer Randbedingungen müssen bei diesem Profil nur fünf Geometriegrößen methodisch optimiert werden.

Zu berücksichtigen sind hierbei die gegenseitigen Wechselwirkungen der Eingangsparameter. Damit eine Skalierbarkeit bei unterschiedlichen Rohrgrößen und Zähnezahlen gewährleistet werden kann, werden aus den absoluten Größen Verhältnisse gebildet, vgl. Quelle [3], und diese optimiert.

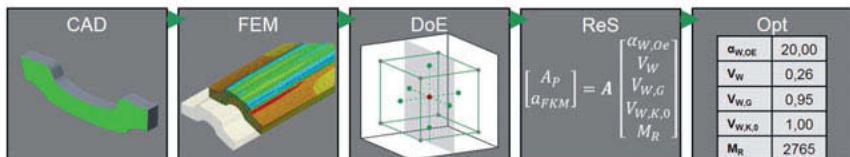


Bild 4: Optimierung der Profilwelle in fünf Schritten. Die Kopplung eines vollparametrisierten CAD-Modells mit FEM ermöglicht eine automatisierte Variantenberechnung auf Basis einer statistischen Versuchsplanung. Die Varianten bilden dabei die Stützstellen für ein, mittels Regression aufgestelltes, mathematisches Ersatzmodell, mit dessen Hilfe die optimierte Geometrie ermittelt werden kann.

Mit Hilfe von numerischen Variantenberechnungen, welche sich nach den Vorgaben eines statistischen Versuchsplanes/Design of Experiments (DoE) durch Veränderung der Parameter ergeben, kann mittels Regression ein mathematisches Ersatzmodell gebildet werden. Hinweise zur Festlegung der Systemgrenzen des Designraumes liefert Quelle [4].

Das gebildete Ersatzmodell beschreibt die (Wechsel-)Wirkungen der Eingangsgrößen auf die Ausgangsgrößen, wie zum Beispiel der Einfluss des Fußkreisdurchmessers und des Eingriffswinkels auf die dynamische Beanspruchbarkeit. An Hand des Ersatzmodells können ohne erneute aufwändige FEM-Berechnung Zwischenwerte berechnet werden.

Mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen kann nun ein Optimum der Parameter über das mathematische Ersatzmodell gefunden werden. Diese Variantenberechnungen werden für unterschiedliche Zähnezahlen und Rohrgrößen wiederholt.

4. Baureihenentwicklung und Auslegung ohne FEM

Eine daraus entwickelte Baureihe soll dem Anwender erstmals eine Auslegung dünnwandiger auf Torsion belasteter Profilwellen mit Hilfe von Form- und Kerbwirkungszahlen ohne FEM ermöglichen.

Das entwickelte Berechnungsverfahren (Optimierung mit FEM und DoE) kann darüber hinaus genutzt werden, um beliebige Welle-Nabe-Verbindungen methodisch auf mehrere Zielgrößen zu optimieren, wenn die Geometrie von mehreren Größen abhängig ist.

Literatur

- [1] DIN 5480 - 1: 2006-03, Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser - Teil 1: Grundlagen (DIN 5480-1:2006)
- [2] ERNST GROB AG, Bildquelle: http://www.ernst-grob.jp/cms/upload/verfahren/kalt_walzverfahren_blech/kaltwalzen_von_rohren/Big_Verfahren_Kaltwalzen_Rohre_V2.jpg
- [3] Wild, J.: Ankündigung: Dissertation zur Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen; Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 42, 2017, S. 21 – 32
- [4] Jakob, M.: Beitrag zur Vorauslegung dünnwandiger und auf Torsion belasteter Profilwellen; Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 42, 2017, S. 33 – 40
- [5] Jakob, M.: Auslegung und Optimierung von Bauteilgeometrien mittels FEM und DoE am Beispiel dünnwandiger Profilwellen, in: Stelzer, R (Hrsg.): 16. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2018, Bayreuth, 2018

Günstiger als ein Sicherungsring, haltbarer als eine Wellenmutter: Der Umformring

Analyse einer kraft- und formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung und Entwicklung von Gestaltungsempfehlungen

Dipl.-Ing. **C. Teichmann**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. **B. Künne**,
Fachgebiet Maschinenelemente, Technische Universität Dortmund

Kurzfassung

Die axiale Festlegung von Maschinenelementen auf Wellen erfolgt meistens mittels eines Sicherungsringes oder einer Wellenmutter. Der Sicherungsring ist kostengünstig, aber nur für kleinere Kräfte geeignet. Zur Übertragung größerer Kräfte wird häufig eine Wellenmutter verwendet. Die Fertigung des Gewindes und der Nut für das Sicherungsblech verursachen jedoch zusätzliche Kosten. Der Umformring kombiniert die positiven Eigenschaften beider Sicherungselemente: Die Verbindung kann große Kräfte bei geringen Fertigungs- und Montagekosten übertragen. In einem aktuellen Forschungsprojekt wird die optimale Geometrie für die Verbindung ermittelt. Einerseits soll die Verbindung für eine hohe Haltekraft ausgelegt werden, andererseits ist für den Herstellungsprozess eine geringe Fügekraft wünschenswert. Zur Lösungsfindung werden drei Methoden eingesetzt: Betrachtung der analytischen Gleichungen der Umformtechnik, Finite-Elemente-Simulationen sowie die statistische Versuchsplanung. Erste Versuchsreihen bestätigen das Potenzial dieser Verbindung.

1. Einführung

Der Umformring ist Gegenstand des Forschungsprojektes „Untersuchung einer innovativen Umformring-Verbindung auf deren technische Eigenschaften und Entwicklung von Auslegungsvorschriften“, das durch das Zentrale Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) gefördert wird. Die Patent-, Literatur- und Marktrecherche hat zahlreiche Möglichkeiten aufgezeigt, eine Nabe auf einer Welle zu fixieren [1], [2]. Zu den genormten Sicherungselementen zählen zum Beispiel der Sicherungsring nach DIN 471 oder die Wellenmutter nach DIN 981. Neben dem Einsatz als Welle-Nabe-Verbindung kann der Umformring auch weitere Bauteile miteinander verbinden und dabei sogar eine druckdichte Verbindung ermöglichen. Je nach Einsatzfall kann auf aufwendig zu kontrollierende Schweißverbindungen oder fertigungsintensive Gewindevorschraubungen verzichtet werden. Zur Fertigungskontrolle der Verbindung wird die Fügekraft gegenüber dem zurückgelegten Fügeweg gemessen. Aufgrund der Volumenkonstanz

ist mittels des Fügeweges eine Aussage über das erfolgreiche Fügen der Verbindung möglich. Auf diese Weise kann die Qualitätssicherung bei einer industriellen Fertigung mit geringem Aufwand erfolgen. Damit die Verbindung eine hohe Haltekraft aufweist, gleichzeitig aber mit einer geringen Fügekraft hergestellt werden kann, wird im Projekt die optimale Geometrie für die Verbindung ermittelt.

2. Methoden

Sowohl für das Herstellen der Verbindung als auch für deren Prüfung kommt im Projekt eine Zugprüfmaschine vom Typ *Zwick Z100* zum Einsatz. Die Fügegeschwindigkeit beträgt 1 mm/s. Die Trenngeschwindigkeit fällt mit 0,1 mm/s deutlich geringer aus, um bei der Messung der Haltekraft dynamische Effekte ausschließen zu können. Für den Fügevorgang wird ein Einpressring verwendet, der auf dem überstehenden Teil des Bolzens geführt wird und die Fügekraft vom Stempel der Traverse auf den Umformring überträgt. Für die Bestimmung der Haltekraft wird die gefügte Probe auf einen Auspressring gestellt, sodass der Stempel den Bolzen durch die Nabe drückt. Der Versuchsaufbau ist in Bild 1 dargestellt.

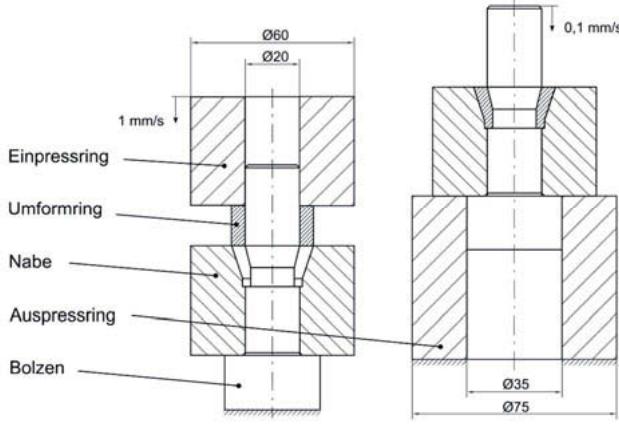


Bild 1: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Fügekraft (links) und Haltekraft (rechts) nach [3]

Zur analytischen Kausalitätsfindung werden die Grundlagen der Umformtechnik auf die Umformring-Verbindung übertragen. Dabei wird das Fügen des Umformrings mit dem Verfahren des Hohl-Vorwärts-Fließpressens angenähert. Die Gleichungen werden den Besonderheiten der Umformring-Verbindung angepasst. Da die Kräfteberechnung von der Geometrie der Nut abhängig ist, werden vier verschiedene Geometriefälle definiert, die sich durch die Kombina-

tion der Längen und Winkel der Schrägen ergeben. In Bild 2 sind die Komponenten der Fügekraft schematisch in der Nutgeometrie angetragen.

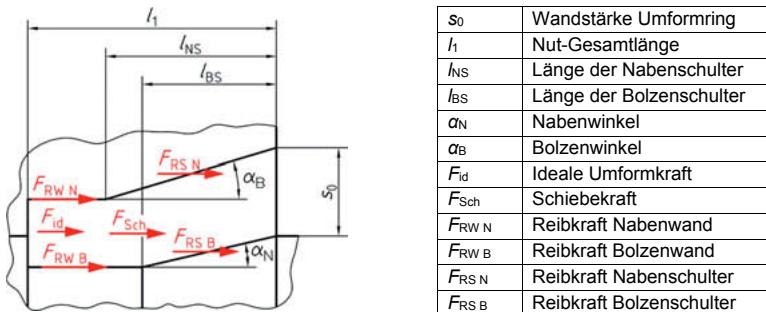


Bild 2: Kraftkomponenten der am Umformring wirkenden Fügekräfte nach [4]

Zur analytischen Berechnung der Haltekraft wird das Versagen durch drei Versagensfälle definiert. Das Versagen der Verbindung tritt mit dem Eintreten eines der drei Versagensfälle auf. Der erste Versagensfall tritt ein, wenn die Haftkraft des Umformrings auf dem Bolzen überschritten wird und dadurch die Nabe mit dem Umformring gegenüber dem Bolzen verschoben wird. Der zweite Versagensfall ist durch Überschreiten der zulässigen Flächenpressung zwischen Nabe und Umformring definiert. Der dritte Versagensfall berücksichtigt das Abscheren des Umformrings zwischen Nabe und Bolzen. Für alle drei Versagensfälle werden entsprechende Gleichungen aufgestellt. Mittels eines *MATLAB*-Skriptes wird die Umformring-Verbindung unter Gleichsetzen der nach der Haltekraft aufgelösten Gleichungen so ausgelegt, dass keine Überdimensionierung hinsichtlich einzelner Versagensfälle erfolgt. Das Ergebnis ist eine Nutgeometrie, bei der der Materialeinsatz sowie der Raumbedarf der Verbindung minimiert sind [4], [5]. Um die Annahmen der analytischen Gleichungen zu validieren, wird eine Versuchsreihe durchgeführt. Zur Reduzierung des Versuchsaufwands wird für das Aufstellen des Versuchsplans die statistische Versuchsplanung angewendet. Aufgrund geometrischer Zwangsbedingungen der Nutgeometrie kann nicht jede Faktorstufe beliebig mit anderen Faktorstufen kombiniert werden. Daher ist der Einsatz eines orthogonalen Versuchsplans nicht möglich und die klassischen Versuchspläne, wie zum Beispiel der vollfaktorielle Versuchsplan, scheiden zur Bestimmung der Wirkfläche aus. Mit Hilfe der Software *JMP Pro 13* wird ein I-optimaler Versuchsplan aufgestellt. Um den Aufwand zur Fertigung der Proben und Durchführung der Versuche an der Zugprüfmaschine zu reduzieren, wird der statistische Versuchsplan zunächst mit Hilfe von FEM-Simulationen abgearbeitet. Dazu wird ein FEM-Modell in *ABAQUS* erstellt. Nutgeometrien, bei denen keine vollstän-

dige Nutfüllung erreicht wird oder ein Ausbeulen des Umformrings beim Fügen festzustellen ist, werden aus dem Versuchsplan entfernt [6], [7]. Abweichungen zwischen FEM-Simulation und Validierungsversuchen werden durch Anpassung der Schädigungsparameter reduziert [3]. In dem aufgestellten analytischen Berechnungsmodell werden Faktoren ergänzt, die mittels eines mathematischen Optimierungsalgorithmen in *MATLAB* so bestimmt werden, dass die Abweichung des Modells zu den Validierungsversuchen minimiert wird [4].

3. Ergebnisse

Für einen Nenndurchmesser von 20 mm beträgt die axiale Tragfähigkeit eines Sicherungsringes nach DIN 471 ca. 6 kN und die einer Wellenmutter nach DIN 981 ca. 24 kN [1]. Die in Versuchen ermittelte axiale Belastbarkeit der Umformring-Verbindung beträgt für die Geometrie der Machbarkeitsstudie ca. 20 kN [6]. Durch die Optimierung wird die Haltekraft auf ca. 60 kN gesteigert [3]. Sollten die Herstellungskosten geringer als bei der Verwendung einer Wellenmutter oder gar eines Sicherungsringes ausfallen, bietet der Umformring ein großes Potenzial, sich am Markt zu etablieren. Dazu wird bis zum Abschluss des Projektes die Wirtschaftlichkeit ermittelt.

- [1] Fork, D.: Berechnung der Belastbarkeit von axialen Sicherungselementen. Projektarbeit, TU Dortmund 2017
- [2] Hüskens, N.: Technisch-wirtschaftliche Analyse axialer Sicherungselemente im Vergleich zum innovativen Maschinenelement Umformring. Bachelorarbeit, TU Dortmund 2017
- [3] Bucher, J.: Entwicklung eines Schädigungsmodells zur Optimierung der Umformring-Verbindung mittels FEM-Analyse. Masterarbeit, TU Dortmund 2018
- [4] Rösner, M.: Anpassung eines analytischen Berechnungsmodells und Entwicklung einer grafischen Benutzeroberfläche zur Optimierung der Umformring-Verbindung. Projektarbeit, TU Dortmund 2018
- [5] Bucher, J., Thomas, J.: Entwicklung eines analytischen Berechnungsmodells zur Optimierung der Umformring-Verbindung. Projektarbeit, TU Dortmund 2017
- [6] Garsche, F., Theile, A.: Optimierung der Umformring-Verbindung mittels FEM-Simulation des Belastungsfalls. Projektarbeit, TU Dortmund 2017
- [7] Knipschild, J.: Untersuchung der Umformring-Verbindung mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung und einer FEM-Simulation. Masterarbeit, TU Dortmund 2018