



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2016



Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 41
(Dezember 2016)

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel und Prof. Dr.-Ing. Norbert Müller

Redaktion und Layout:

Dr.-Ing. Günter Schäfer und Dipl.-Ing. Sebastian Hofmann

Anschrift:

Institut für Maschinenwesen
Technische Universität Clausthal
Robert-Koch-Str. 32
D-38678 Clausthal-Zellerfeld

Tel: (0 53 23) 72-22 70

Fax: (0 53 23) 72-35 01

E-Mail: info@imw.tu-clausthal.de

<http://www.imw.tu-clausthal.de>

ISSN 0947-2274

Titelbild:

Besuch von Prof. Dr.-Ing. Wan Gang am IMW

Die Artikel stehen als *.pdf-Dokumente auf der Instituts-Homepage zur Verfügung.

Inhaltsverzeichnis

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

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

<i>Hofmann, S.:</i>	
Berechnung querbelasteter Schraubenverbindungen.....	5
<i>Schäfer, G.:</i>	
Kerbspannungen von Passverzahnungen auf Hohlwellen.....	21
<i>Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.:</i>	
Potential moderner Schmierstoff- und Beschichtungssysteme am Beispiel axial bewegter Zahnwellenverbindungen	29
<i>Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wild, J.:</i>	
Formzahlbasierte Einflussbestimmung des Moduls auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen	37
<i>Heß, M.:</i>	
Untersuchung an Laufflächen von Druckkammlagern im Mischreibungsbereich.....	47
<i>Schulze, M.; Wächter, M.; Stahr, K.:</i>	
Innovative Seiltrommelkonstruktionen für die Mehrlagen- wicklung mit Faserseilen	61

Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung

<i>Langenbach, J.:</i>	
Wie entstehen Produktideen? Neues Seminar vermittelt notwendige Vorgehensweisen und Methoden.....	79
<i>Wallat, P.; Paeseler, S.; Prumbohm, M.:</i>	
Einführung in die recyclinggerechte Produktgestaltung mittels digitaler Lerntools	85
<i>Kaczmarek, D.; Schäfer, G.; Sikora, M.:</i>	
Auslegungssoftware für Profilverbindungen	89

Systementwicklung, Versuchstechnik und Maschinenakustik

<i>Mörz, F.; Schäfer, G.:</i>	
Neuer Prüfstand für zügige Torsionsbeanspruchung.....	99
<i>Martinewski, V.; Cao, X.:</i>	
Performanceanalyse von Antriebssträngen mithilfe eines Rotations-Laservibrometers.....	103
<i>Jakob, M.:</i>	
Verlustmessung und Ermittlung von Reibungskennwerten an Kreuzgelenkwellen mit verzahntem Längenausgleich	109
<i>Schulze, M.:</i>	
Einsatz von Laser Profil Scannern bei der Mehrlagenwicklung von Seilen	113

Hochschule und Kontakte

<i>Schäfer, G.:</i>	
Alumnibesuch – Der Chinesische Wissenschaftsminister.....	129
<i>Jakob, M.; Martinewski, V.:</i>	
Maschinentechnische Exkursion.....	133
<i>Langenbach, J.; Scherf, S.:</i>	
TUCreate – Eine Werkstatt für Studenten am IMW.....	141

Ausstattung etc.

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes.....	145
Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2007	151
Erschienene Institutsmittellungen seit 2007	165
Autoren	169
Anfahrt	171

Vorwort

Liebe Geschäftspartner und Freunde des Instituts für Maschinenwesen,

man muss sich wohl an dieses Phänomen beschleunigter Zeitwahrnehmung gewöhnen. Es hilft ja nichts! Kurzum: Es ist schon wieder soweit. Ein Institutsjahr mit Konstruieren, Berechnen, Simulieren, Fertigen und Montieren, Testen und Auswerten sowie Beantragen und Berichten ist fast schon wieder vorbei. Wir möchten Ihnen wie gewohnt mit der Institutsmitteilung einen kurzen Einblick in die Aktivitäten am IMW geben.

Ein Höhepunkt des vergangenen Jahres war der Besuch eines ehemaligen IMW Kollegen. Der Minister für Wissenschaft und Technologie der Volksrepublik China stattete dem IMW im April einen Besuch ab. Im Vorfeld der Verleihung der Honorarprofessur der TU Clausthal traf sich Herr Dr.-Ing. Wan Gang mit ehemaligen Weggefährten am IMW zu einem gemütlichen und sehr persönlichen Austausch, um die gemeinsamen Momente aus alten Zeiten wieder zu beleben. Die angenehme und warmherzige Atmosphäre dieses Ereignisses wird den Teilnehmern noch lange im Gedächtnis bleiben.

Das reguläre Treffen der Ehemaligen fand dann im September im BMW Werk Steyr in Österreich statt und war wie bereits schon das Vorjahrestreffen bei der Firma Bertrandt in Tappenbeck aufgrund der perfekten Organisation, der exklusiven Betriebsführungen und des feierlichen Rahmens eine wirkliche Bereicherung dieser traditionellen Veranstaltung.

Eine weitere Exkursion, die das Institut für Maschinenbaustudenten organisierte, führte uns in den hohen Norden u. a. zu interessanten Adressen wie Mercedes, Enercon, Lufthansa, ArcelorMittal. Nähere Einzelheiten dazu können Sie dem Bericht entnehmen.

Im Februar wurde die Niedersächsische Arbeitsgemeinschaft Akustik (NAGA) gegründet und das IMW gehört zu den Gründungsmitgliedern. Durch diese Kooperation zwischen niedersächsischen Instituten und Forschungseinrichtungen soll die Zusammenarbeit intensiviert werden, mit dem Ziel, vorhandene Ressourcen effizienter nutzen zu können und gemeinsam sichtbarer und wettbewerbsfähiger zu werden. Als erstes Projekt wurde eine gemeinsame Ringvorlesung Akustik durchgeführt.

Unter dem Namen TUCreat haben wir im Herbst am Institut eine Studierendenwerkstatt eingerichtet, in der die angehenden Ingenieure ihre im Computer entwickelten Ideen selbständig in die Tat umsetzen können. Dafür stehen 3D Drucker und eine 5-Achs Fräsmaschine zur Verfügung. Da dieses Angebot auf großes Interesse stößt und gleichzeitig einen wertvollen weil

praxisnahen Ausbildungsinhalt darstellt, wollen wir die Ausstattung zukünftig erweitern.

Im Bereich der von der EU geförderten Forschung ist es uns erfreulicherweise gelungen, im Rahmen des EIT Raw Materials ein Projekt zu platzieren. Zusammen mit der TU Delft und der schwedischen Firma Sverea werden wir uns im nächsten Jahr um das Thema „Design for Recycling“ kümmern. Der in dieser Ausgabe enthaltene Bericht gibt Ihnen anhand der vorgestellten Vorarbeiten bereits einen ersten Einblick in diese wichtige Thematik, die im heutigen Entwicklungsprozess leider häufig zu kurz kommt.

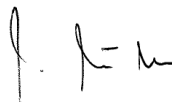
Im Bereich der Freilaufkupplungen startet im nächsten Jahr ein gemeinsames Projekt mit der RWTH Aachen. Darin wollen wir mit Hilfe angepasster Werkstoffeigenschaften eine deutliche Lebensdauersteigerung für dieses Maschinenelement erreichen.

Weiterhin finden Sie mehrere Berichte über Zwischenergebnisse von zurzeit laufenden Forschungsvorhaben, wie z.B. zum Thema Auslegungssoftware für Profilverbindungen.

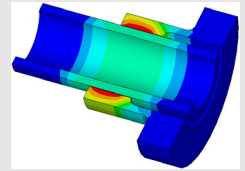
Die Studentenzahlen sind nach wie vor auf einem erfreulich hohen Niveau. Für den Studiengang Maschinenbau liegen sie sogar noch einmal leicht über dem Stand des Vorjahres. Insgesamt sind somit aus Clausthal stabile Verhältnisse zu vermelden.

Das trifft auch auf die Mannschaft des IMW zu, die sich in den letzten Jahren auch durch Nachwuchs im privaten Bereich erfreulicherweise stetig vergrößert hat. So ähnelt das gemeinsame Institutsgillen manchmal schon fast einem Kindergeburtstag. So muss es sein.

Wir wünschen Ihnen und Ihren Familien, auch im Namen aller Mitarbeiter, ein gesegnetes Weihnachtsfest und ein gesundes und erfolgreiches Jahr 2017.



Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik
und Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Berechnung querbelasteter Schraubenverbindungen

Hofmann, S.

Die Querbelastung von Schrauben stellt im klassischen Maschinenbau eine der typischen Belastungsarten für Schraubenverbindungen dar. Für die Berechnung dieser Belastungssituation bzw. Schraubenverbindungen im Allgemeinen existieren verschiedene Richtlinien und Normen. Im folgenden Artikel sollen einige davon bezüglich ihrer Aussagen für den Berechnungsfall der Querbelastung vorgestellt werden.



Bolted joints under transverse loads are a typical load situation for classical mechanical engineering. Several technical guidelines and standards exist for the calculation of this type of joint loads or bolted joints in general. The statements of some of these concerning this issue are to be presented in the following article.

Querbelastete Schraubenverbindungen

Eine typische Anwendung von Befestigungsschrauben im klassischen Maschinenbau ist z.B. die Flanschverschraubung, bei der zwei Kreisflansche in einem Wellenstrang miteinander verbunden werden. Ein Beispiel für eine Flanschverschraubung zeigt Abbildung 1. Aufgabe der Verbindung ist hierbei ein Drehmoment M_T von einem Wellenteil auf das nächste zu übertragen. Dies wird durch die Übertragung von Querkraften an den Verschraubungsstellen F_Q auf dem Lochkreis r_T der Verschraubung gewährleistet.

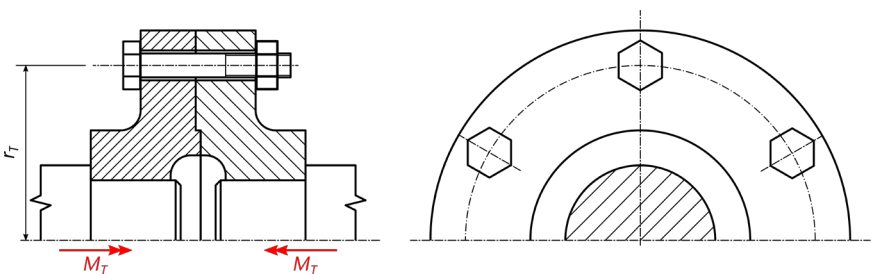


Abbildung 1: Beispiel für eine querbelastete Schraubenverbindung

Schraubenverbindungen zählen zu den lösbaren, kraftschlüssigen Verbindungen, weshalb die Querkräfte F_q in der Regel durch einen Reibschluss zwischen den durch die Schraubenvorspannkraft F_S verspannten Teilen übertragen werden. Weiterhin können Schraubenverbindungen natürlich auch unmittelbar durch Querkräfte beansprucht werden. Im Folgenden werden die wichtigsten Berechnungswerke für querbelastete Schraubenverbindungen angegeben sowie die Berechnung erläutert. Besonderes Augenmerk wird hierbei auf die Aussagen bezüglich der Lastverteilung, dynamischen Festigkeit und gegebenenfalls formschlüssigen Belastung gelegt. Eine mögliche Einteilung querbelasteter Schraubenverbindungen zeigt Abbildung 2.

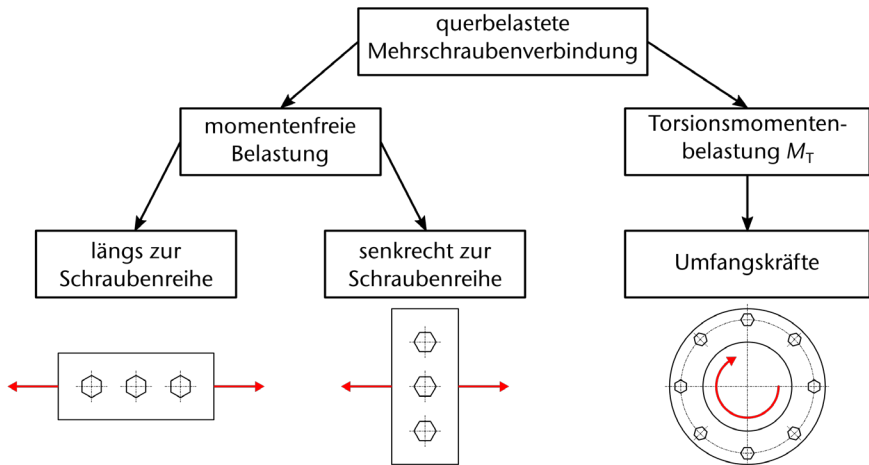


Abbildung 2: Systematik querbelasteter Schraubenverbindungen (nach /2/)

Berechnung nach VDI 2230

Die für den klassischen Maschinenbau wohl bedeutendste Berechnungsvorschrift für Schraubenverbindungen stellt die VDI-Richtlinie 2230 für die „Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen“ dar. Sie besteht aus zwei Teilen. Der erste Teil („Blatt 1“; /1/) stellt das Grundlagenwerk dar und behandelt die Berechnung für „Zylindrische Einschraubenverbindungen“. Hierzu sei angemerkt, dass für die Berechnung einer Schraubenverbindung nach /1/ nur einzelne Schrauben berechnet werden. Die der Berechnung einer Schraubenverbindung nach /1/ zugrunde liegende Vorstellung ist die zweier gegeneinander verspannten Federn, wie sie in Abbildung 3 dargestellt ist. Die Schraube wird hierbei durch eine Zugfeder symbolisiert, da sie sich unter Vorspannung längt und hierbei durch die Schraubenkraft F_S auf Zug beansprucht wird. Die verspannten

Teile (Flansch) werden infolge der Schraubenvorspannkraften gestaucht und auf Druck beansprucht. Hierbei wirken sie mit der Flanschkraft F_P der Schraubenvorspannung entgegen. Sie werden deshalb in der nachfolgenden Abbildung durch eine Druckfeder symbolisiert.

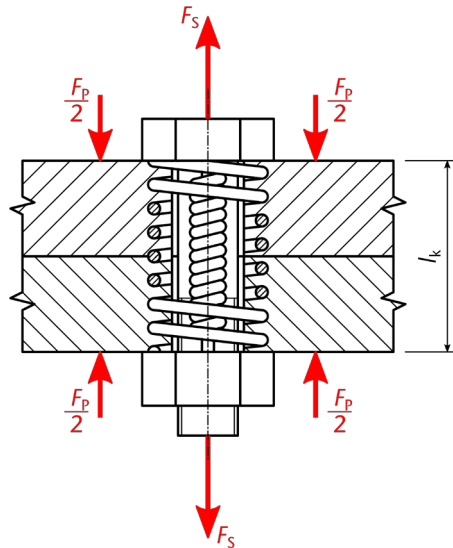


Abbildung 3: Modellvorstellung einer Schraubenverbindung (Federmodell)

Der genaue Berechnungsgang einer Schraubenverbindung nach /1/ berücksichtigt nicht nur die reinen Längenänderungen der Schraube und des Flanschs, sondern auch die Beeinflussung der Verformungsverhältnisse an der Stelle der Verschraubung durch die Betriebslasten. Ein großer Anteil der Richtlinie /1/ behandelt auch die Problematik der Schraubenmontage, bei der in der Regel nur mittelbar auf die infolge des Anziehens mit einem Drehmoment erreichte Schraubenvorspannung geschlossen werden kann. In der Regel geht ein Großteil der Montagearbeit durch Reibung unter dem Schraubenkopf und im Gewinde verloren und nur ein Bruchteil des Drehmoments wird wirklich in die gewünschte Vorspannung umgesetzt. Für genauere Ausführungen zu den bisher genannten Themen sei auf den Volltext in /1/ verwiesen, da in diesem Artikel hauptsächlich die Aussagen bezüglich einer Quer- bzw. Scherbelastung der Schrauben vorgestellt werden sollen.

Bezüglich einer Scherbelastung der Schrauben besteht in /1/ die Aussage, dass „es nicht zu Relativbewegungen zwischen der Schraube und/oder den verspannten Teilen (Gleiten) kommen darf. Bei SV [Schraubenverbindungen], wo diese Forderung nicht erfüllt werden kann bzw. nicht besteht, ist bei der Auslegung

sicherzustellen, dass bei Überlastung eine eingeschränkte weitere Nutzung möglich ist oder aber andere im Kraftfluss liegende Komponenten durch das Versagen an einer Sollbruchstelle geschützt werden“¹. Dies bestärkt zum einen den kraftschlüssigen Anspruch an Schraubenverbindungen, erlaubt jedoch unter bestimmten Voraussetzungen auch die Benutzung von Schrauben als formschlüssige Verbindungselemente.

Bevor auf die kraftschlüssige und formschlüssige Berechnung der Einschraubenverbindungen eingegangen wird, ist zuerst zu klären, wie aus einer Mehrschraubenverbindung einzelne Schrauben (gedanklich) herausgelöst werden können. Dies ist erforderlich, da wie bereits anfangs erwähnt, die Berechnungen nach /1/ nur für „Einschraubenverbindungen“ gelten. Hierzu gibt bereits „Blatt 1“ (/1/) der VDI-Richtlinie 2230 entsprechende Hinweise, welche in „Blatt 2“ (/2/) nochmals detaillierter erläutert werden.

In /2/ werden Hinweise gegeben, wie über Verfahren der Starrkörper-, Elastomechanik oder numerische Methoden (FEM) auf die Lastverteilung und somit die Schraubenbelastung der einzelnen Schrauben einer Mehrschraubenverbindung geschlossen werden kann. Bei Verfahren der Starrkörpermechanik werden nur Axial- und Querkräfte an den Einschraubenverbindungen berücksichtigt, Biegemomente infolge exzentrischer Krafteinleitungen werden jedoch vernachlässigt. Eine genauere Abschätzung der Belastungen an den einzelnen Schrauben einer Mehrschraubenverbindung kann durch die Erweiterung der Betrachtungen um elastische Verformungen und Nachgiebigkeiten erreicht werden. Die grundlegende Vorgehensweise zur analytischen Berechnung von Mehrschraubenverbindungen (MV) und dem anschließenden Herauslösen von Einschraubenverbindungen (EV) nach /2/ ist in Abbildung 4 dargestellt. Hierzu sei angemerkt, dass bei Betrachtung der MV als Starrkörpermodell sich automatisch ein unterhalb des Schraubenkopfs wirkender ($n = 1$) zentrischer Kraftangriff ($a = 0$) an der EV ergibt. Hieraus können sich zum Teil erhebliche Unsicherheiten für die ermittelten Belastungen an den anschließend nach /1/ zu berechnenden EV ergeben.

Rotationssymmetrische Schraubenfelder (sogenannte Kreisflansche), stellen einen im Maschinen- und Anlagenbau weit verbreiteten Sonderfall von Mehrschraubenverbindungen dar. Nach /2/ liegen für diese Art der MV in der Regel axialzentrische, also durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds verlaufende Belastungen vor, sodass für diese von einer gleichmäßigen Belastung aller Schrauben des Kreisflansches ausgegangen werden kann. Bei zusätzlicher Belastung mit einem Biegemoment würde sich diese Situation jedoch natürlich ändern. Weißt ein Kreisflansch mehrere konzentrische Lochkreise auf, so wird sich die Momentenübertragung auf diese aufteilen. Nach /2/ ist hierbei zu beachten, dass „die höchstbelastete Verschraubungsstelle nicht zwingend den höchsten Beitrag zur Momentenübertragung liefert“².

¹ Kapitel 5.5.6 in /1/

² Anhang A1 in /2/

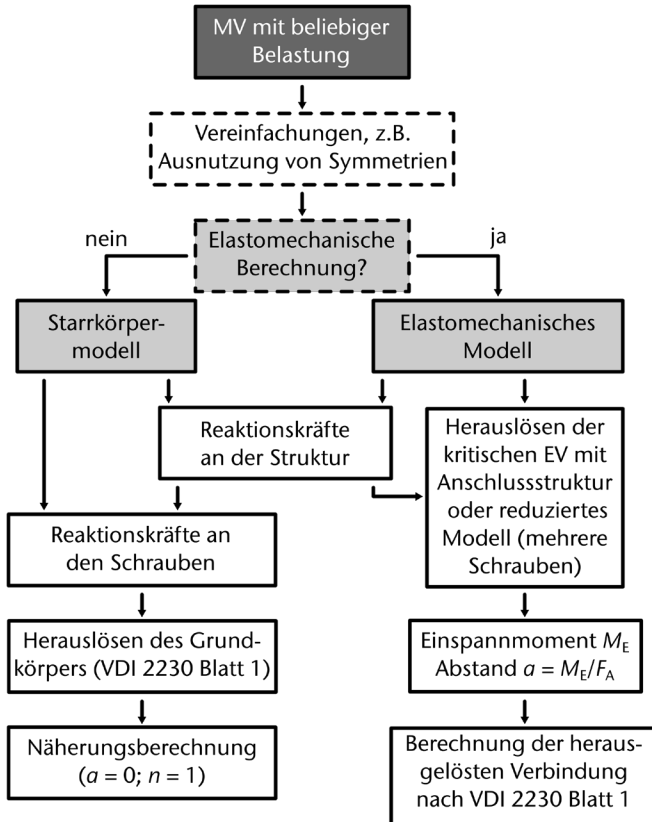


Abbildung 4: Grundlegende Vorgehensweise zur analytischen Berechnung von MV und Herauslösen einer EV (nach /2/)

Einen besonderen Einfluss auf die Lastaufteilung an Schraubenfeldern unter Torsionsbelastung hat die relative Lage der n_s Verschraubungsstellen zu den Stellen der Momenteinleitung und -ausleitung. Wird das Moment M_T sowohl innerhalb des Schraubenfelds eingeleitet, als auch ausgeleitet, so lässt sich nach /2/ die daraus am Lochkreis $r_{T,i}$ resultierende Querbelastung $F_{q,i}$ nach Gleichung 1 bestimmen. Weiterhin folgt aus Gleichung 1, dass sich die höchsten Belastungen am kleinsten Lochkreis $r_{T,min}$ des Kreisflansches ergeben. In diesem Fall sind zwar die Schrauben auf einem Teilkreis gleichbelastet, die Belastung der Schrauben verschiedener Teilkreise kann jedoch durchaus unterschiedlich ausfallen.

$$F_{q,i} = \frac{M_T}{n_s \cdot r_{T,i}}$$

Wird das Moment wiederum sowohl außerhalb des Schraubenfelds eingeleitet, als auch ausgeleitet, so gilt nach /2/ für die sich ergebenden Querbelastrungen Gleichung 2.

$$F_{q,i} = \frac{M_T \cdot r_{T,i}}{\sum_{i=1}^{n_k} r_{T,i}^2} \quad 2$$

Die höchstbelastete Einschraubenverbindung liegt somit auf dem größten Lochkreis. Liegt eine Mischung aus außen- und innenliegender Momentenein- und -ausleitung vor, so ist mit Gleichung 1 zu rechnen.

Anzumerken ist, dass für die Einstellung des berechneten Kräftegleichgewichts ein geringer Schlupf (Relativverschiebung) in der Trennfuge erforderlich ist. Dieser verhält sich direkt proportional zum Lochkreisradius. Ist eine schlupffreie Drehmomentübertragung erforderlich oder eventuell konstruktiv sichergestellt, so ist nur mit dem Lochkreis als lasttragend zu rechnen, der den geringsten Abstand von der Lasteinleitungsstelle hat.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass in Blatt 2 (/2/) eine Abgrenzung zu den im Stahlbau üblichen Berechnungsregeln (nach DIN EN 1090-2 [/3/] und DIN EN 1993-1-8 [/4/]) vorgenommen wurde. Diese besagt, dass die „Schraube grundsätzlich von einer Scherbelastung (ausgenommen Passschrauben) frei zu halten“³ ist. Im Betrieb ist deshalb höchsten falls geringer Schlupf zwischen Verbindungselementen und/oder verspannten Teilen zulässig. Diese Aussage entspricht den Grundaussagen von Blatt 1 (/1/), wird jedoch von der oben bereits beschriebenen Ausnahme in /1/ ebenfalls eingeschränkt.

Nach /1/ kann bei kreisförmigen Flanschverbindungen unter Torsionsbelastung, unabhängig von der Schraubenanzahl, von einer gleichmäßigen Lastverteilung auch für Scherbelastungen ausgegangen werden. Eine ausreichende Sicherheit der verspannten Teile gegen Ausfall durch Versagen in Querkraftrichtung ist gegeben, wenn die in Tabelle 1 angegebenen Mindestabstände zwischen den einzelnen Schrauben und Körperkanten eingehalten werden.

Tabelle 1: Mindestabstände für abschersichere Verbindungen nach /1/ (als Vielfache des Durchmessers d_h der Schraubendurchgangsbohrung)

	Randabstand	Lochabstand
In Querkraftrichtung	$3 \cdot d_h$	$3 \cdot d_h$
Senkrecht zur Querkraftrichtung	$1,5 \cdot d_h$	$3 \cdot d_h$

³ Kapitel 6.3.1.2 in /2/

Nach Überschreiten der Haftreibung geraten die Schrauben in Anlage und werden auf Scherung beansprucht. Die hierbei maximal ertragbare Scherbelastung hängt natürlich von der Scherfestigkeit τ_B der Schraube ab. Für Schrauben mit Festigkeitsklassen nach DIN EN ISO 898-1 (/5/) gelten nach /7/ die in Tabelle 2 wiedergegebenen (Mindest-)Scherfestigkeiten.

Tabelle 2: Scherfestigkeiten für Schrauben nach /7/

Festigkeitsklasse nach DIN EN ISO 898-1	4.6	5.6	8.8	10.9	12.9
τ_B / R_m	0,70	0,70	0,65	0,62	0,60
τ_B in MPa	280	350	520	620	720

Je nach Lage der Trennfuge bzw. Scherfuge ist mit dem entsprechend an dieser Stelle vorhandenen Scherquerschnitt A_t zu rechnen. Liegt der Schaft in der Scherfuge ist für den Scherquerschnitt mit dem an dieser Stelle liegenden Schaftdurchmesser d_i zu rechnen. Liegt das Gewinde in dem auf Scherung beanspruchten Bereich, so ist nach /1/ mit dem Spannungsquerschnitt A_s zu rechnen.

Nach /1/ ist davon auszugehen, dass sich die Vorspannkraft bis zum Versagen der Verbindung weitestgehend abbauen wird. Deshalb kann der Einfluss der Vorspannkraft auf die maximal zulässige Scherkraft $F_{Q,zul,S}$ vernachlässigt werden und es kann für die Schrauben eines querbelasteten Schraubenfelds einheitlich angenommen werden:

$$F_{Q,zul,S} = A_t \cdot \frac{\tau_B}{S_A} \quad 3$$

Hierbei stellt S_A die gewünschte Sicherheit gegen Abscheren dar. Bei einer kombinierten Zug- und Scherbelastung ist eine Berücksichtigung beider Anteile nur dann erforderlich, wenn beide Anteile 25 % der jeweils zulässigen Grenzkraft überschreiten.

Neben dem Abscheren der Schrauben, stellt die plastische Verformung der Durchgangsbohrung bzw. in Sonderfällen der Schrauben, die sogenannte Lochleibung, eine weitere wichtige Ausfallursache für querbelastete Schraubenverbindungen dar. Nach /1/ ist bei ausreichenden Rand- und Lochabständen nach Tabelle 1 und typischen Flanschdicken h von mindestens dem 0,2-fachen des Durchmessers der Schraubendurchgangsbohrung d_h von einer gleichmäßigen Beanspruchungsverteilung innerhalb der Bohrung auszugehen. Mit der Streckgrenze des in der Regel niedrigfesteren Bauteilwerkstoffs $R_{p0,2}$ ergibt sich für die maximal ohne plastische Verformung übertragbare Querkraft $F_{Q,zul,L}$ der in Gleichung 4 wiedergegebene Zusammenhang.

$$F_{Q,zul,L} = h \cdot d_t \cdot \frac{R_{p0,2}}{S_L} \quad 4$$

Hierbei ist d_t der in der Durchgangsbohrung wirkende Durchmesser der Schraube und S_L die Sicherheit gegen plastische Verformung durch Lochleibungsdruck. Bei hoch vorgespannten Schraubenverbindungen kann unter Verweis auf /4/ und infolge der an der Bohrungsoberfläche vorherrschenden Druckspannungen die Grenzbelastung um das bis zu 2,5-fache erhöht werden. Werden wiederum die in Tabelle 1 angegebenen Randabstände nicht eingehalten, verringert sich die zulässige Lochleibungskraft um die Hälfte.

Stoßartige dynamische Belastungen mit wechselnder Lastrichtung sind durch geeignete Maßnahmen zu verhindern. Weiterhin ist dynamischer Mikroschlupf (und die damit verbundene Reibkorrosion) durch eine ausreichende Gleitfestigkeit oder andere Maßnahmen zu vermeiden.

Für eine gleitfeste Verbindung nach /1/ ist eine erforderliche Mindestklemmkraft sicherzustellen, welche bei einer Haftreibungszahl μ in den q_F kraftübertragenden Trennfugen die angreifende Querkraft F_Q und/oder in den q_M drehmomentübertragenden Trennfugen das Drehmoment M_T übertragen kann. Für die erforderliche Mindestklemmkraft $F_{K,Q,erf}$ gilt:

$$F_{K,Q,erf} = \frac{F_Q}{q_F \cdot \mu} + \frac{M_T}{q_M \cdot r_T \cdot \mu} \quad 5$$

Die erforderliche Mindestklemmkraft muss durch die nach der Schraubenmontage verbleibende minimale Restklemmkraft $F_{KR,min}$ sichergestellt werden. Die minimale Restklemmkraft in der Trennfuge berechnet sich nach /1/ zu:

$$F_{KR,min} = \frac{F_{M,zul}}{\alpha_A} - F_{PA} \quad 6$$

Die minimale Restklemmkraft ergibt sich somit aus der maximal zulässigen Montagekraft $F_{M,zul}$ vermindert um die Unsicherheit des Anziehverfahrens, ausgedrückt durch den Anziehungsfaktor α_A , und die Flanscentlastungskraft F_{PA} . In der Flanscentlastungskraft ist die Entlastung der Trennfuge infolge der Betriebskräfte, eventuell auftretender Setzeffekte und thermischer Zusatzkräfte berücksichtigt. Letztlich kann somit eine Grenzgleitkraft $F_{Q,zul,\mu}$ mit einer Sicherheit gegen Gleiten S_G berechnet werden:

$$F_{Q,zul,\mu} = \mu \cdot \frac{F_{KR,min}}{S_G} \quad 7$$

Eine Hauptproblematik bei der Berechnung von Schraubenverbindungen bzw. kraftschlüssigen Verbindungen im Allgemeinen ist die bestmögliche Schätzung der wirkenden Reibwerte. Hierzu sind in /1/ Richtwerte unter Hinweis auf eine empfohlene experimentelle Absicherung gegeben. Üblicherweise können

zwischen technischen Oberflächen unter trockener Reibung Haftreibwerte von $0,1 \leq \mu \leq 1,0$ auftreten.

In /1/ werden für schwingend und zugleich formschlüssig beanspruchte Passschrauben folgende Aussagen zur Dauerfestigkeit getroffen: Die lastübertragende Trennfuge muss im Bereich des Passschachts liegen und es kann mit einer Dauerfestigkeit von $\tau_D = 23 \text{ MPa}$ gerechnet werden.

Berechnung nach DIN EN 1993 (Eurocode 3)

Um die Unterschiede und Gemeinsamkeiten bezüglich der Berechnung querbelasteter Schraubenverbindungen besser herausstellen zu können, werden im Folgenden – soweit möglich und sinnvoll – die im Maschinenbau üblichen Begrifflichkeiten verwendet.

Die unter dem Namen „Eurocode 3“ (EC3) bekannten Normen für die „Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten“ stellen die gängige Berechnungsgrundlage für Schraubenverbindungen im Stahlbau dar, wobei hier Schrauben im „Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen“ (/4/) der Richtlinie behandelt werden. Während im Maschinenbau Schrauben in so gut wie allen Fällen vorgespannt werden, wird im Stahlbau zwischen planmäßig vorgespannten, nicht planmäßig vorgespannten und nicht vorgespannten Verbindungen unterschieden. Weiterhin wird im Stahlbau in der Regel von Schraubengarnituren gesprochen, diese bestehen aus einer Schraube mit einer Mutter und je nach Bedarf einer oder mehrerer Scheiben. Wobei nach DIN EN 1090-2 (/3/) bei Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 die Scheiben an der Seite angebracht werden muss an der die Schraubenverbindungen beim planmäßigen Vorspannen gedreht wird. Bei Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 sind sowohl unterhalb des Schraubenkopfs als auch unterhalb der Mutter Scheiben vorzusehen. Weiterhin dürfen planmäßig vorgespannte Schraubengarnituren nicht mit zusätzlichen Sicherungselementen versehen werden.

Nach /3/ sind nicht planmäßig vorgespannte Schrauben mindestens handfest und so anzuziehen, dass die miteinander zu verbindenden Bauteile eine weitgehend flächige Anlage erreichen. Demgegenüber sind nach /3/ planmäßig vorgespannte Schrauben mit einer Mindestvorspannkraft $F_{p,C}$ anzuziehen, die 70% der Zugfestigkeit R_m der Schraube im der Schraubengröße entsprechenden Spannungsquerschnitt A_s ausnutzt. Hierzu sei angemerkt, dass die typischen Schraubengrößen im Stahlbau erst bei M12 beginnen. Soll die Schraubenverbindung gleitfest (also kraftschlüssig) ausgelegt werden, so ist dieses Vorspannkraftniveau einzuhalten. Weiterhin sind nach /3/ für die Sicherstellung eines möglichst hohen Reibwerts die Oberflächen der zu verbindenden Bauteile zu reinigen und von Graten oder eventuell vorhandenen („übermäßig dicken“) Farbanstrichen zu befreien. Für dementsprechend vorbereitete Kontaktflächen können nach /3/ die in Tabelle 3 aufgeführten Haftreibwerte angenommen werden.

Tabelle 3: Anzunehmende Haftreibwerte für Reibflächen nach /3/

Oberflächenbehandlung	Haftreibwert μ
kugel- oder sandgestrahlte Oberflächen, loser Rost entfernt, nicht körnig	0,5
kugel- oder sandgestrahlte Oberflächen: <ul style="list-style-type: none"> spritzaluminiert oder mit zinkbasiertem Produkt spritzverzinkt mit Alkali-Zink-Silikat-Anstrich versehen (Dicke von 50 μm bis 80 μm) 	0,4
mittels Drahtbürsten oder Flammstrahlen gereinigte Oberflächen, loser Rost entfernt	0,3
Oberflächen im Walzzustand	0,2

Nach /4/ können querbelastete Schraubenverbindungen in drei Kategorien aufgeteilt werden:

- Kategorie A: Scher-/Lochleibungsverbindungen
- Kategorie B: Gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
- Kategorie C: Gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Tragfähigkeit

Schraubenverbindungen der ersten Kategorie A können als formschlüssige Verbindungen bezeichnet werden. Als solche bedürfen sie in der Regel keiner Vorspannung oder besonderen Oberflächenbehandlung zur Sicherstellung eines (Mindest-)Haftreibwerts. Verwendet werden können Schrauben der Festigkeitsklassen 4.6 bis 10.9. Aufgrund der mit zunehmender Festigkeit abnehmenden Zähigkeit ist von der Verwendung von Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 abzusehen. Dies gilt insbesondere bei einer möglichen formschlüssigen Belastung.

Als Belastungsgrenzen sind bei formschlüssiger Beanspruchung, wie bereits bei VDI 2230 (/1/), die Schertragfähigkeit und der Lochleibungswiderstand zu berücksichtigen. Für die Schertragfähigkeit bzw. die damit verbundene maximal zulässige Scherkraft $F_{v,Rd}$ gilt nach EC3 (/4/):

$$F_{v,Rd} = A_t \cdot \frac{\alpha_v \cdot R_m}{S_A} \quad 8$$

Hierbei ist R_m die Zugfestigkeit der verwendeten Schraube, A_t der entsprechend wirkende Scherquerschnitt (Berechnung wie nach /1/) und S_A die Sicherheit gegen Abscheren. Der Faktor α_v gibt das Verhältnis zwischen der Scherfestigkeit τ_B und der Zugfestigkeit der Schraube R_m an. Im Gegensatz zu den Aussagen in /1/

die auf /7/ aufbauen (vergleiche Tabelle 2), werden in /4/ leicht unterschiedliche Werte für die Scherfestigkeitsverhältnisse angegeben (siehe Tabelle 4).

Tabelle 4: Scherfestigkeiten für Schrauben mit Gewinden in der Scherfuge (in diesem Fall ist als Scherquerschnitt A_τ der Spannungsquerschnitt A_S anzusetzen) nach /4/

Festigkeitsklasse nach DIN EN ISO 898-1	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
α_v	0,6	0,5	0,6	0,5	0,5	0,6	0,5
τ_B in MPa	240	200	300	250	300	480	500

Weiterhin werden in /4/ abhängig von der Lage der Scherfuge unterschiedliche Werte angegeben. Liegt das Gewinde innerhalb der Scherfläche, so ist bei einem hohen Streckgrenzenverhältnis mit einer geringeren Scherfestigkeit für Schrauben gleicher Zugfestigkeit zu rechnen. Liegt stattdessen der Schraubenschaft in der Scherfuge, so gilt für α_v in diesem Fall ein einheitlicher Wert von 0,6.

Werden Passschrauben verwendet, so darf nach /4/ das Gewinde in der Regel nicht in der Scherfuge liegen. Weiterhin sollte die Länge des auf Lochleibung beanspruchten Gewindes nicht mehr als 1/3 der Blechdicke t des beanspruchten Blechs betragen. Abbildung 5 stellt diese Aussage nochmals bildlich dar.

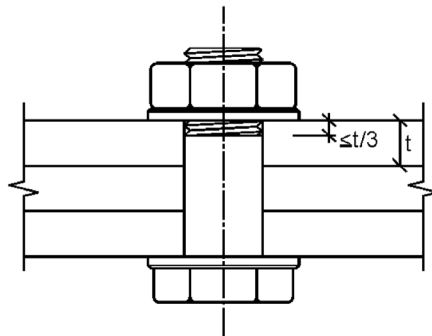


Abbildung 5: Ins Schraubenloch hineinragendes Gewinde einer Passschraube /4/

Für die Lochleibungstragfähigkeit $F_{b,Rd}$ gilt nach /4/ die folgende Formel:

$$F_{b,Rd} = k_1 \cdot \alpha_b \cdot \frac{R_m}{S_A} \cdot d \cdot t$$

Auffallend ist, dass nach /4/ mit der Zugfestigkeit R_m der verspannten Bauteile gerechnet wird, anstatt wie bei /1/ mit der Streckgrenze. Für den Faktor α_b ist mit dem kleinsten Wert aus α_d , dem Verhältnis der Zugfestigkeiten von Schraube zu verspannten Teilen $R_{m,Schraube}/R_{m,Flansch}$ oder dem Wert 1,0 zu rechnen. Der Faktor α_d beträgt für in Krafrichtung am Rand eines Schraubenfelds liegende Schrauben, mit dem Abstand zum Rand e_1 und dem Durchmesser der Durchgangsbohrung d_h

$$\alpha_d = \frac{e_1}{3 \cdot d_h} \quad 10$$

und für innen liegende Schrauben, mit dem Lochabstand p_1

$$\alpha_d = \frac{p_1}{3 \cdot d_h} - \frac{1}{4} \quad 11$$

Der Faktor k_1 ist bei quer zur Krafrichtung am Rand liegenden Schrauben mit dem kleinsten Wert aus Gleichung 12 anzusetzen, wobei e_2 der Randabstand und p_2 der Lochabstand ist (siehe hierzu Abbildung 6).

$$k_1 = \min\left(2,8 \cdot \frac{e_2}{d_h} - 1,7; 1,4 \cdot \frac{p_2}{d_h} - 1,7; 2,5\right) \quad 12$$

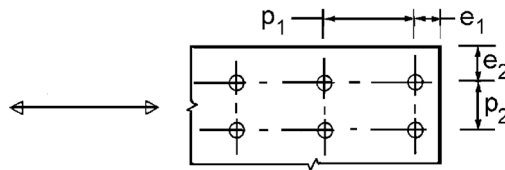


Abbildung 6: Bezeichnung der Rand- und Lochabstände /4/

Für quer zur Krafrichtung innenliegende Schrauben gilt für k_1

$$k_1 = \min\left(1,4 \cdot \frac{p_2}{d_h} - 1,7; 2,5\right) \quad 13$$

Die nach /4/ für obige Abbildung minimal einzuhaltenden Rand- und Lochabstände bei statischer Belastung sind in Tabelle 5 wiedergegeben.

Tabelle 5: Mindestabstände nach /4/ für statische Belastungen

	Randabstand	Lochabstand
In Quer kraftrichtung	$1,2 \cdot d_h$	$2,2 \cdot d_h$
Senkrecht zur Quer kraftrichtung	$1,2 \cdot d_h$	$2,4 \cdot d_h$

Für dynamische Belastungen (Ermüdungsbelastung) erhöhen sich die nach /4/ einzuhaltenden Rand- und Lochabstände und es gelten die in Tabelle 6 aufgeführten Mindestabstände.

Tabelle 6: Mindestabstände nach /4/ für Ermüdungsbelastung

	Randabstand	Lochabstand
In Querkraftrichtung	$1,5 \cdot d_h$	$2,5 \cdot d_h$
Senkrecht zur Querkraftrichtung	$1,5 \cdot d_h$	$2,5 \cdot d_h$

Liegt eine Kombination von Scher- (F_Q) und Zugbelastung (F_Z) vor, so ist die Interaktion mit folgender Formel zu berücksichtigen:

$$\frac{F_Q}{F_{v,Rd}} + \frac{F_Z}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1,0 \tag{14}$$

Hierbei ist $F_{t,Rd}$ die zulässige Grenzkraft für eine Zugbelastung der Schrauben.

Nach /4/ darf die Beanspruchbarkeit einer Schraubengruppe als Summe der Lochleibungstragfähigkeiten $F_{b,Rd}$ der einzelnen Schrauben angenommen werden, sofern die Abschertragfähigkeiten $F_{v,Rd}$ der einzelnen Schrauben mindestens so groß sind wie die jeweilige Lochleibungstragfähigkeit. Ist dies nicht der Fall so ist die Anzahl der Schrauben mit der kleinsten in der Gruppe vorhandenen Abscher- bzw. Lochleibungstragfähigkeit zu multiplizieren, um die Übertragungsfähigkeit der Schraubenverbindung zu bestimmen.

Dynamische Belastungen und die für diese Fälle geltenden Auslegungsformeln werden in Teil 1-9 (/6/) von EC3 behandelt. Querbelastete Schrauben in ein- oder zweischnittigen Scher-Lochleibungsverbindungen ist nach /6/ die Kerbfallzahl $\Delta \tau_C = 100$ MPa zugeordnet. Diese gilt wenn das Gewinde nicht in der Scherfläche liegt und die Schrauben der Festigkeitsklassen 5.6, 8.8 oder 10.9 ohne Lastumkehr dynamisch belastet werden. Die wirkende dynamische Schubbeanspruchung $\Delta \tau$ ist hierbei am Schaftquerschnitt zu ermitteln. /6/ gibt eine anzunehmende Wöhlerkurve für Schubbeanspruchungen $\Delta \tau_R$ an, anhand derer auch eine zeitfeste Auslegung querbelasteter Schraubenverbindungen möglich ist. Die Kerbfallzahl ist hierbei als diejenige Spannungsamplitude (Schubspannungsschwingbreite) definiert, die mit $2 \cdot 10^6$ Schwingspielen ertragbar ist (Position 1 in Abbildung 7). Der Abknickpunkt für die nach /6/ dauerhaft ertragbare Schubbeanspruchung $\Delta \tau_L$ (Schwellenwert der Ermüdungsfestigkeit; Position 2 in Abbildung 7) ist bei 10^8 Schwingspielen definiert und errechnet sich aus der zugeordneten Kerbfallzahl zu

$$\Delta \tau_L = 0,457 \cdot \Delta \tau_C = 45,7 \text{ MPa} \tag{15}$$

Wie oben bereits erwähnt, unterscheidet /4/ zwischen drei Kategorien querbelasteter Schraubenverbindungen. Während die bisher diskutierte Kategorie A den formschlüssigen Verbindungen zuzuordnen ist, stellen die Kategorien B und C (gleitfeste Verbindungen) kraft- bzw. reibschlüssige Verbindungen dar. Die Kategorien B und C unterscheiden sich hierbei nur durch die anzusetzenden Sicherheiten.

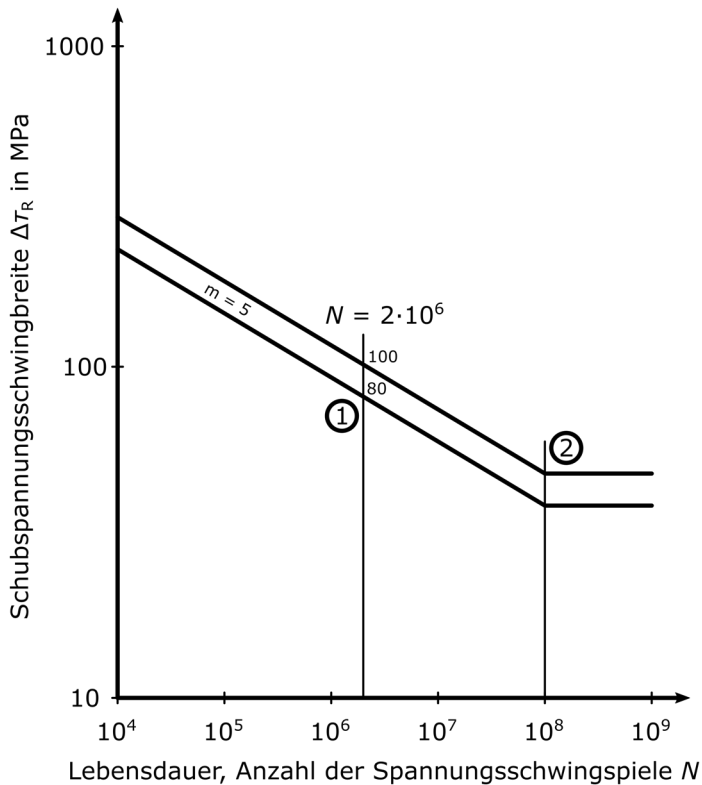


Abbildung 7: Ermüdungsfestigkeitskurve für Schubspannungsschwingbreiten (nach /6/)

Nach /4/ sind für gleitfeste Verbindungen Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9 mit kontrollierter Vorspannung zu verwenden. Die Vorspannkraft $F_{p,C}$ wird hierbei in der Regel auf eine 70 % Ausnutzung der Zugfestigkeit R_m der Schraube in ihrem Spannungsquerschnitt A_S ausgelegt.

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot R_m \cdot A_s \quad 16$$

Werden die für diesen Anwendungsfall im Maschinenbau eher unüblichen Langlöcher außer Acht gelassen, so errechnet sich die maximal reibschlüssig übertragbare Querkraft (Gleitwiderstand) $F_{s,Rd}$ nach /4/ zu

$$F_{s,Rd} = \frac{n \cdot \mu}{S_G} \cdot F_{p,C} \quad 17$$

Hier ist S_G die Sicherheit gegen Gleiten und n die Anzahl der Reiboberflächen. Der wirkende Haftreibwert μ kann dabei nach Tabelle 3 (/3/) angenommen werden.

Wird eine gleitfeste Verbindung zusätzlich zur Scherkraft F_Q durch eine Zugkraft F_Z belastet, wird sich die wirkende Vorspannung in der Verbindung verringern und sich dementsprechend ein geringerer Gleitwiderstand ergeben. Dieser Effekt wird nach /4/ durch einen für den Regelfall anzuwendenden pauschalen Ansatz berücksichtigt. Hierbei wird nach /4/ angenommen, dass 80 % der einwirkenden Zugkraft F_Z eine direkte Verringerung der Vorspannkraft $F_{p,C}$ bewirken. Es gilt in diesem Fall

$$F_{s,Rd} = \frac{n \cdot \mu}{S_G} \cdot (F_{p,C} - 0,8 \cdot F_Z) \quad 18$$

Zusammenfassung

Prinzipiell sind sich die Berechnungsweisen querbelasteter Schraubenverbindungen nach VDI 2230 (/1/ und /2/) und EC3 (/4/ und /6/) sehr ähnlich. Im Detail sind jedoch einige Unterschiede zu finden, die im Folgenden kurz dargestellt werden sollen.

Ein erster Unterschied sind die in EC3 gegenüber denen in VDI 2230 höheren Reibwertniveaus und die höheren dynamischen Scherfestigkeiten. Weiterhin sind auch die statischen Scherfestigkeiten unterschiedlich, diese sind jedoch in diesem Fall in EC3 geringer als in VDI 2230. Ebenso sind die einzuhaltenen Mindestrand- und -lochabstände nach EC3 geringer als nach VDI 2230. Während in VDI 2230 Hinweise gegeben werden, wie an Mehrschraubenverbindungen die am höchsten belasteten Schrauben bestimmt werden, sind in EC3 keinerlei derartige Hinweise zu finden. Die reibschlüssige Schraubenberechnung nach VDI 2230 bietet die Möglichkeit viele Einflussfaktoren und Effekte auf die Vorspannkraft zu berücksichtigen. Die entsprechenden Berechnungen nach EC3 beschränken sich hierbei auf die Haupteffekte.

Ein Hauptunterschied zwischen beiden Berechnungswerken bezüglich des in diesem Artikel behandelten Spezialfalls ist jedoch, dass in EC3 eine formschlüssige

Beanspruchung querbelasteter Schrauben explizit vorgesehen ist, während dies in VDI 2230 nur in Ausnahmefällen zulässig ist.

Abschließend sei angemerkt, dass die in diesem Artikel wiedergegebenen Aussagen zur Auslegung und Berechnung querbelasteter Schraubenverbindungen nur einen Auszug aus den gängigen Normen und Richtlinien zu diesem Thema darstellen. Für detaillierte Ausführungen und besonders im Zweifel sei auf die Originaltexte der in diesem Artikel zitierten Normen und Richtlinien verwiesen.

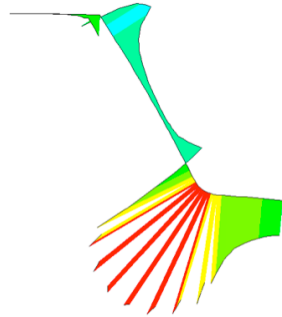
Literatur

- /1/ VDI 2230 Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubenverbindungen. Dez. 2014
- /2/ VDI 2230 Blatt 2: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Mehrschraubenverbindungen. Dez. 2014
- /3/ DIN EN 1090-2: Ausführung von Stahltragwerken und Aluminiumtragwerken – Teil 2: Technische Regeln für die Ausführung von Stahltragwerken. Okt. 2011
- /4/ DIN EN 1993-1-8: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen. Dez. 2010
- /5/ DIN EN ISO 898-1: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl – Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde. Mai 2013
- /6/ DIN EN 1993-1-9: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-9: Ermüdung. Dez. 2010
- /7/ Thomala, W.: Beitrag zur Berechnung der Haltbarkeit von Schraubenköpfen mit Kraft-Innenangriff. VDI-Z 126 (1984) 9

Kerbspannungen von Passverzahnungen auf Hohlwellen

Schäfer, G.

Zahnwellenverbindungen/Passverzahnungen stellen eine häufig angewendete Alternative unter den möglichen Welle-Nabe-Verbindungen dar. Für die Gestaltung stehen genormte Profile, wie z.B. die DIN 5480, zur Verfügung. Der Beitrag stellt Möglichkeiten zur Tragfähigkeitsoptimierung im Rahmen der genormten Profilgeometrie vor. Dabei wird die vollständige Austauschbarkeit und Paarbarkeit mit Gegenstücken mit genormter Standardgeometrie eingehalten. Um Leichtbaupotentiale zu nutzen, werden neben der Betrachtung der klassischen Vollwelle auch die aktuellsten Untersuchungen zur Tragfähigkeitssteigerung an Hohlwellen innerhalb der Grenzen des genormten Profils vorgestellt.



Splined shaft-hub-connections are commonly used in drive technology applications. The German geometry standard DIN 5480 recommends a very small foot root radius for milling processes, which leads to significant notch effects. The article shows a DIN 5480 compatible geometry variation with a decreased notch effect for solid shafts as well as for hollow shafts.

Einleitung

Passverzahnungen mit Evolventenflanken nach DIN 5480 sind als Welle-Nabe-Verbindung sind bei hohen auch stoßartigen Drehmomenten wegen ihrer begrenzten Nabendimensionen vielfach genutzte Elemente. Der Einsatz ist durch günstige Fertigungsverfahren sowohl in Klein- als auch in Großserien attraktiv. Zahlreiche experimentelle Untersuchungen am Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal zeigen den für die Gestaltfestigkeit kritischen Punkt der Verbindung klar auf. Abweichend von den klassischen Auslegungsansätzen der zulässigen Flächenpressung, ist die Spannung im Zahnfuß der Lastflanke auf der Welle der typischerweise kritische Punkt, siehe dazu auch Abbildung 1. Der Verlauf der Rastlinien dieses Dauerbruchs lässt den hier nach DIN 5480 mit $\rho_f = 0,16 \times m$ ausgeführten Zahnfußradius als Rissursprung deutlich zu erkennen. Der Zahnfußrundungsradius ist in der DIN 5480-1 /1/ abhängig vom Fertigungsverfahren definiert. Für die spanende Bearbeitung ist der zuvor genannte Radius $\rho_f = 0,16 \times m$ vorgesehen. Nach den allgemeinen Regeln der Kerbspannungslehre bietet sich die Betrachtung größerer Zahnfußradien oder alternativer Verrun-

dungen mit dem Ziel der Tragfähigkeitssteigerung an, siehe dazu auch schon den Beitrag aus dem letzten Jahr /3/.

Neben den in /4/ betrachteten einfachen und elliptischen Verrundungen wurde für diesen Beitrag die bionische Fußverrundung mit Zugdreiecken nach Mattheck /5/ zunächst auch am Beispiel der Vollwelle mit einer Verzahnung DIN 5480 45x2x30x21 untersucht. Im nächsten Schritt wurden die für Vollwellen bestimmten optimalen Fußverrundungen auf Hohlwellen angewendet. Der Bohrungsdurchmesser wurde dazu im Bereich von 0 bis 36 mm variiert, womit sich eine minimale Restwanddicke im Fußbereich von 1,72 mm bei Vollausrundung als Grenzwert ergibt.

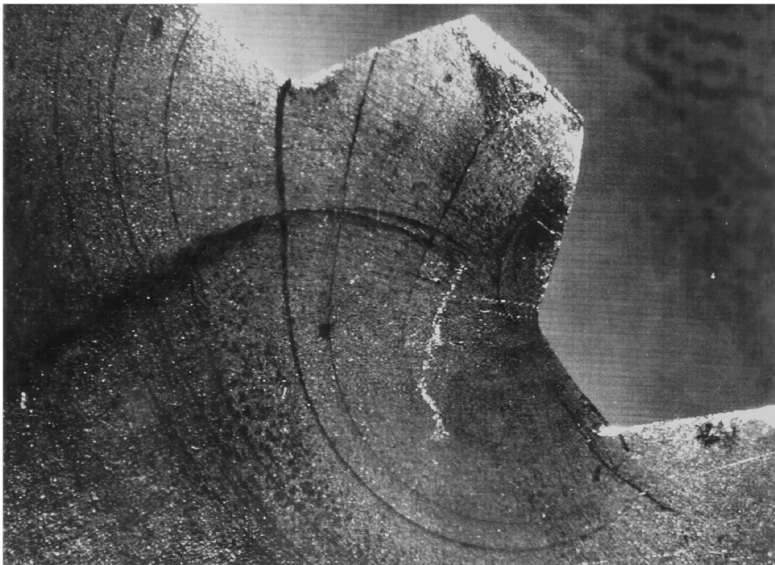


Abbildung 1: Dauerbruch mit Rastlinien an einer Zahnwelle nach DIN 5480 mit $\rho_f = 0,16 \times m$, Rissursprung in der Zahnfußausrundung

Fußrundungsvarianten

Neben der in Abbildung 1 dargestellten Fußausrundung für spanende Herstellung ist in DIN 5480-1 für die umformende Herstellung eine Zahnfußausrundung mit $\rho_f = 0,54 \times m$ vorgesehen. In der parallel dazu verfügbaren ISO 4156 /2/, deren Geometrie aus der ANSI 92.2 abgeleitet ist, werden unabhängig vom Herstellungsverfahren zwei Fußrundungsvarianten zur Wahl gestellt, siehe Abbildung 2. Der flache Fuß („flat root“) ist dabei mit $\rho_f = 0,2 \times m$ ausgeführt, der „fillet root“ ergibt sich durch den maximal möglichen Fußrundungsradius als Vollverrundung.

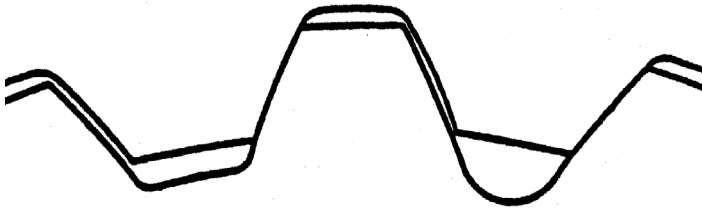


Abbildung 2: Zahnfußvarianten nach ISO 4156 /2/, links „flat root“ und rechts „fillet root“

Der Einfluss der Vollverrundung, bezogen auf den in DIN 5480 vorgeschlagenen Radius $\rho_f = 0,16 \times m$, zeigt Abbildung 3 anhand der 1. Hauptspannung in einer linearelastischen numerischen Simulation. Die Beanspruchung kann damit auf ca. 2/3 reduziert werden.

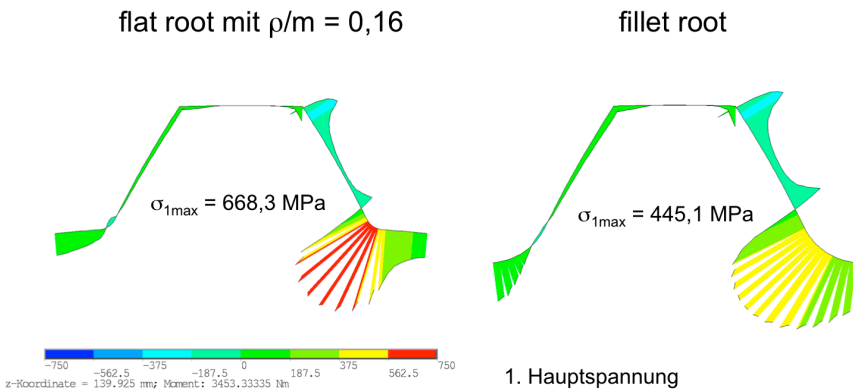


Abbildung 3: Vergleich der maximalen Beanspruchung im Zahnfuß bei gleicher Torsionsbeanspruchung für den flachen und den vollverrundeten Zahnfuß einer Vollwelle

In Abbildung 4 ist der Effekt der Spannungsreduktion als Formzahl über dem gesamten Variationsbereich von 0,16 bis zur Vollverrundung dargestellt. Der Anstieg von 0,48 bis zur Vollverrundung wird durch die signifikante Reduktion des Kernquerschnitts hervorgerufen. Das heißt, es gibt einen optimalen Radius für die Fußausrundung mit $\rho_f = 0,48 \times m$.

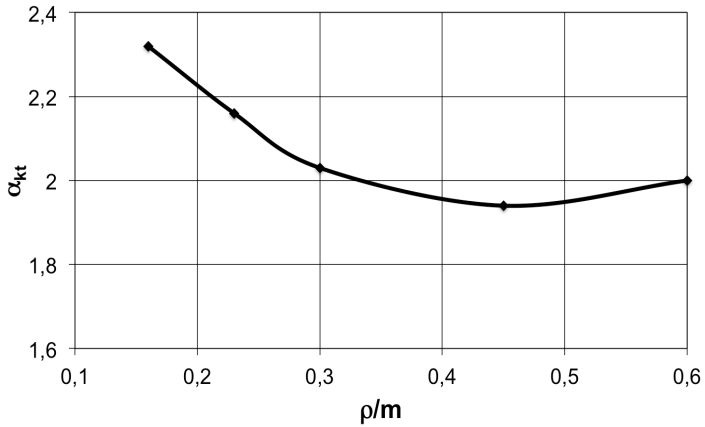


Abbildung 4: Torsionsformzahl für Varianten des bezogenen Zahnfußradius einer Wellenverzahnung nach DIN 5480 mit 30° Flankenwinkel

Als weitere Variante wurde die bionisch entwickelte Zahnfußverrundung mit Zugdreiecken nach Mattheck /5/, siehe Abbildung 5 untersucht. Aus Platzgründen werden die Ergebnisse dazu im folgenden Absatz nur im Zusammenhang mit Hohlwellen dargestellt, wobei die Fälle der sehr kleinen Bohrungen den Vollwellen entsprechen.

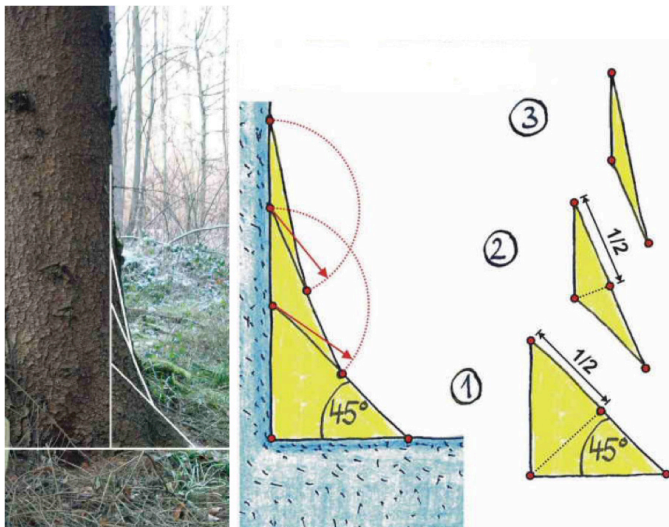


Abbildung 5: Ursprung und Konstruktion der Zugdreiecke nach Mattheck /5/

Hohlwellen

Wie bereits im Zusammenhang mit Abbildung 4 beschrieben, haben tiefer einschneidende Fußverrundungen im Grenzbereich durch den Verlust an Nennquerschnitt ungünstige Eigenschaften. Durch die zentrale Bohrung der Hohlwelle ist der Nennquerschnitt ebenfalls reduziert, was eine kleinere oder zumindest weniger tief einschneidende Zahnfußverrundung für Hohlwellen günstiger erscheinen lassen könnte. Um dies numerisch zu klären wurden die folgenden Vergleichsrechnungen mit konstantem Drehmoment und linearelastischem Werkstoffverhalten für die günstigen einfachen Verrundungen mit 0,48 x m und die Zahnfußgeometrie nach der Methode der Zugdreiecke durchgeführt, siehe auch /6/.

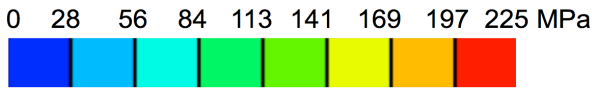
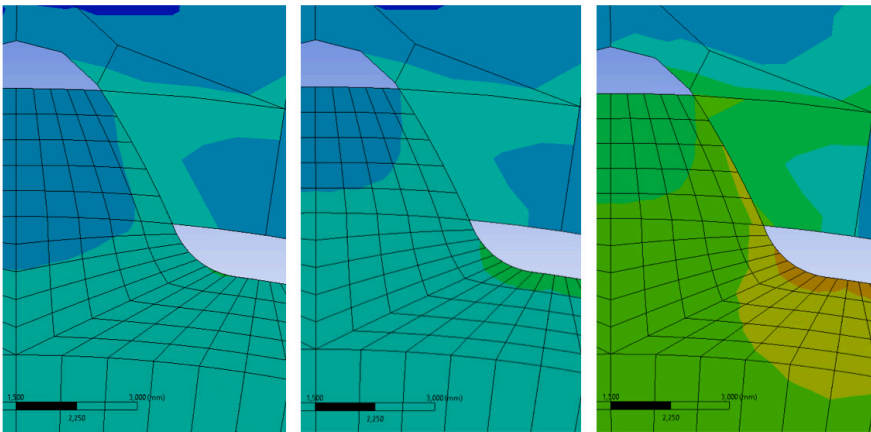


Abbildung 6: Farbskala für die folgenden Spannungsdarstellungen in den Abbildungen 7 und 8

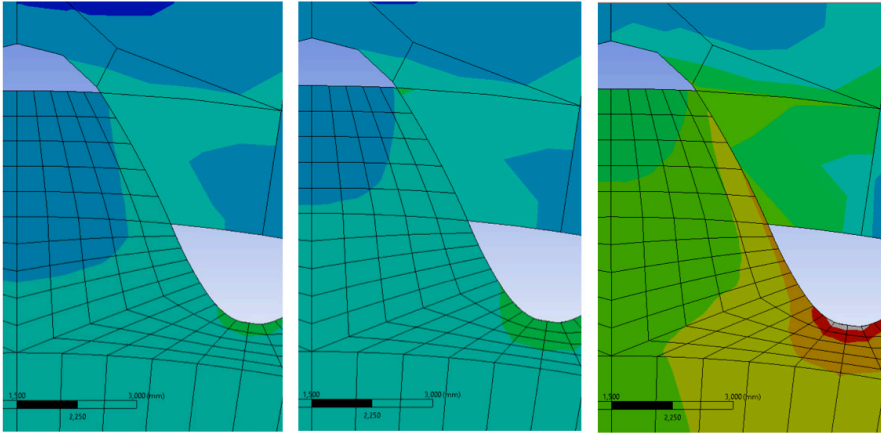


137,0 MPa

151,1 MPa

300,5 MPa

Abbildung 7: Verteilung und Zahlenwert der max. Vergleichsspannung nach v. Mises für die drei Bohrungsdurchmesser 12 mm Links, 24 mm Mitte und 36 mm Rechts einer Verbindung DIN 5480 45x2x30x21 mit idealem Zahnfußradius $\rho_f = 0,48 \times m$



192,5 MPa

216,5 MPa

471,8 MPa

Abbildung 8: Verteilung und Zahlenwert der max. Vergleichsspannung nach v. Mises für die drei Bohrungsdurchmesser 12 mm Links, 24 mm Mitte und 36 mm Rechts einer Verbindung DIN 5480 45x2x30x21 mit Zahnfuß nach der Methode der Zugdreiecke

Die numerischen Simulationen zum Bohrungseinfluss wurden in Durchmesserabstufung von 2 mm durchgeführt. Die Abbildungen 7 und 8 geben Aufschluss zum Verhalten der beiden Fußgeometrien unter den drei charakteristischen Bohrungsdurchmessern 0,25 d_B , 0,5 d_B und 0,66 d_B . Anhand der angegebenen Zahlenwerte für die maximalen Vergleichsspannungen ist gut zu erkennen, dass die 0,48er-Variante (Abbildung 7) die niedrigeren Spannungen hat. Bemerkenswert ist die Beanspruchungssituation der bionisch optimierten Zahnfußgeometrie nach der Methode der Zugdreiecke. Hier liegen die Spannungen in allen Fällen höher als bei der einfachen Verrundungsvariante. Dies ist durch den tief einschneidenden Zahnfuß begründet.

Die folgende Abbildung 9 zeigt den Anstieg der Vergleichsspannung nach v. Mises im Zahnfuß der mit $\rho_f = 0,48 \times m$ ideal verrundeten Geometrie einer Verzahnung DIN 5480 45x2x30x21. Ein Anstieg um 10 %, ausgehend von der Vollwelle, ist durch die obere horizontale Linie und den Farbwechsel markiert. Eine Bohrung mit halbem Bezugsdurchmesser (50% d_B) verursacht eine knapp zehnpromtente Spannungserhöhung im maximal belasteten Zahnfuß. Eine Bohrung mit 33% d_B verursacht keine relevante Spannungserhöhung. Eine Steigerung des Bohrungsdurchmessers bis auf 66% d_B verursacht eine erhebliche Spannungssteigerung auf mehr als das Zweifache. Damit ist eine sinnvolle Grenze sicher erreicht oder gar überschritten.

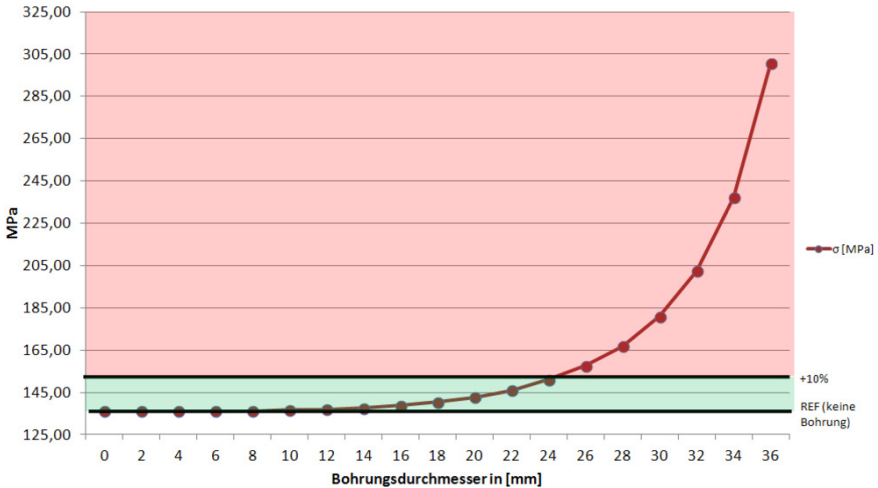


Abbildung 9: Einfluss einer zentralen Wellenbohrung auf die max. Vergleichsspannung nach v. Mises im Zahnfuß einer Verzahnung DIN 5480 45x2x30x21 mit $\rho_f = 0,48 \times m$

Zusammenfassung

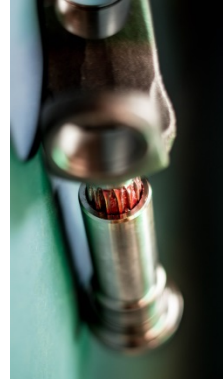
Mit den vorliegenden Ergebnissen zur Zahnfußvariation an Vollwellen konnte der gegenüber der Empfehlung aus DIN 5480 vergrößerte Zahnfußradius $\rho_f = 0,48 \times m$ auch für die spanende Herstellung (z.B. Wälzfräsen) als sehr wirksame Verbesserung zur Tragfähigkeitssteigerung identifiziert werden. Der Versuch einer bionischen Optimierung nach der Methode der Zugdreiecke führt in diesem Anwendungsfall nicht zum Ziel, da die sich damit ergebende Geometrie zu weit in den Wellenquerschnitt einschneidet. Für die vorgeschlagene Fußausrundung mit roh wirken sich zentrische Bohrungen bis zu einem Durchmesser von $0,33 d_b$ praktisch nicht spannungserhöhend und Bohrungen mit $0,5 d_b$ weniger als 10% spannungserhöhend aus. Die Untersuchungen zum Kerbverhalten bei verzahnten Hohlwellen bestätigten darüber hinaus die Empfehlung des $0,48er$ Zahnfußradius ($\rho_f/m = 0,48$) für den nach DIN 5480 festgelegten Flankenwinkel von 30° . Da diese Profiländerung vollständig kompatibel zu den Normprofilen ist, sollte nicht nur für Neukonstruktionen, sondern auch im Ersatzteilbereich auf den vergrößerten Zahnfußradius geachtet werden.

Literatur

- /1/ DIN 5480-1: Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser, Teil 1: Grundlagen, Hrsg. Deutsches Institut für Normung, Beuth-Verlag, Berlin, März 2006
- /2/ ISO 4156: Straight cylindrical involute splines – Metric modul, side fit – Generalities, dimensions and inspection. International Standards Organization (ISO), 1989
- /3/ Schäfer, G.: Betrachtung der Zahnfußausrundung von Passverzahnungen, Institutsmitteilung Nr. 40, Seite 23 – 28, IMW Clausthal 2015, ISSN 0947-2274
- /4/ Herre, M.; Schäfer, G.; Wild, J.: Splined Shaft-Hub Connection with optimized Foot Geometry, Proceedings IN-TECH; Page 260 - 263, Dubrovnik 2015, ISSN 1849-0662
- /5/ Prof. Dr. Claus Mattheck: Verborgene Gestaltungsgesetze der Natur, Verlag Forschungszentrum Karlsruhe, 2006
- /6/ Herre, M.: Passverzahnungen auf Hohlwellen, Masterarbeit, IMW, TU Clausthal 2016, unveröffentlicht

Potential moderner Schmierstoff- und Beschichtungssysteme am Beispiel axial bewegter Zahnwellenverbindungen

Teil 2 – Anwendungsversuche



Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.

In der letzten Ausgabe der Institutsmitteilung wurde das Potential ausgewählter Schmierstoffe und Beschichtungen am verzahnten Längenausgleich unter vereinfachter Belastungssituation zur Reduktion von Reibwerten und Verschleiß betrachtet. Der ausstehende Anwendungsnachweis an Gelenkwellen ist Gegenstand dieser Abhandlung.

The influence of different types of lubricants and coatings to friction and wear in sliding contact of spline shafts under simplified loading have been discussed in the last issue. The application of the best products in length compensation of complete cardan shafts under real-life loads are presented in this paper.

Einleitung

In der letzten Ausgabe der Institutsmitteilung /1/ sind eine Auswahl an Schmierstoffen und Beschichtungen (Tabelle 2) hinsichtlich ihrer Eignung zur Verringerung von Reibwerten und Verschleiß im verzahnten Längenausgleich von Gelenkwellen betrachtet worden. Dazu sind isolierte verzahnte Längenausgleiche (Daten in Tabelle 1) in einen Mehrfachprüfstand ($/2, 3/$, vgl. Abbildung 1) verbaut und unter Torsionsbelastung und axialer Verschiebung mit den tribologischen Systemen aus Tabelle 2 getestet worden. Die dabei ermittelten Reibwerte zu Versuchsbeginn und gemittelt über der Laufzeit sind in Abbildung 2 dargestellt. Aus dieser Liste sind die Schmierstoffe 3 und 5, und die Beschichtungen 4 und 5 für die Versuche an vollständigen Gelenkwellen unter realer Einbau- und Lastsituation ausgewählt worden. Kriterien dafür waren zum einen niedrige Reibwerte, aber auch Reproduzierbarkeit der Versuche, erreichte Lastwechselzahl und Ausfallverhalten.

Tabelle 1: Technologische Daten Prüfverzahnung

Norm	DIN5480
Zähnezahl z	14
Modul m	2mm
Bezugsdurchmesser d_B	32mm
Überdeckungslänge	48mm ($=1,5 \times d_B$)
Eingriffswinkel α	30°

Tabelle 2: Auswahl verschiedener Schmierstoffe und Beschichtungen für die Voruntersuchung

Schmierstoff		Beschichtung, jeweils mit Referenzschmierstoff
1 Referenz		1 (Teflon)
2 (Standardprodukt)		2 (Gleitlack)
3	(weiße Festschmierstoffe)	3 Referenz
4		4 (Fluorpolymer)
5		5 (Dünnschrom)
6		

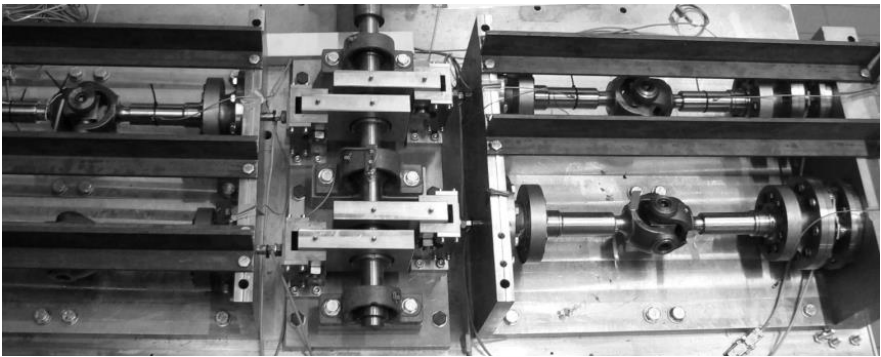


Abbildung 1: Mehrfachprüfstand zur Untersuchung von 8 verzahnten Längenausgleichen unter Torsionsbelastung bei einem Verschiebeweg von 1 mm im Längenausgleich

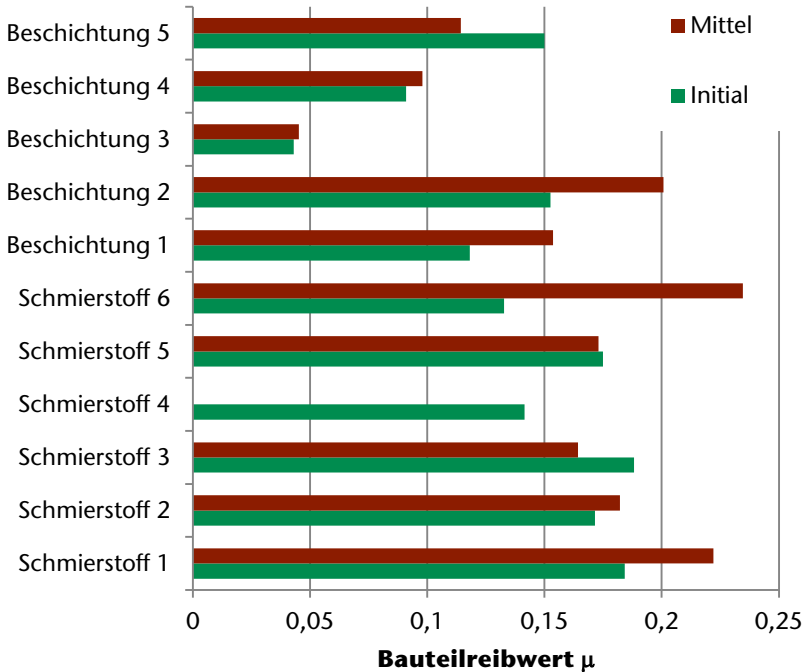


Abbildung 2: In den Vorversuchen ermittelte Reibwerte zu Versuchsstart und in der Verschleißtieflage

Gelenkwellenversuche

Die Versuche an vollständigen Gelenkwellen sind an einem Verspannprüfstand im IMW (Abbildung 3) durchgeführt worden. Dazu wurden zwei Kreuzgelenkwellen in Z-Anordnung im Prüfstand verbaut und unter folgender Belastungssituation getestet.

- Belastung 500 Nm, 40 s belastet, 20 s entlastet pro Minute
- Verschiebeweg 1 mm
- Verschiebefrequenz 1 Hz
- Rotation mit 1000 1/min

Durch die Rotation ergibt sich im Längenausgleich eine zusätzliche dynamische Biegebelastung von 80 Nm, welche in den Vorversuchen nicht dargestellt werden konnte. Die axialen Verschiebekräfte zur Bestimmung der Reibwerte wurden mit DMS-Messstellen auf dem Zwischenrohr der Gelenkwelle gemessen. Die dabei

ermittelten Reibwerte sind in Abbildung 4 im Vergleich zu den Vorversuchen dargestellt.

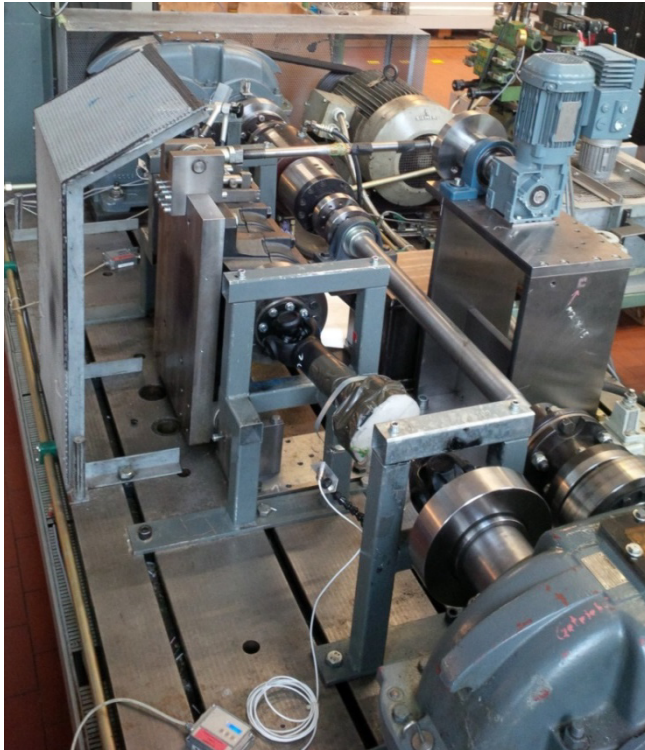


Abbildung 3: Verspannprüfstand mit zwei eingebauten Proben zur Durchführung der Hauptversuche

Die an den vollständigen Gelenkwellen ermittelten Reibwerte sind etwas geringer als die Bauteilreibwerte aus den Vorversuchen. Die Ursache dafür liegt in der dynamischen Biegung im Längenausgleich, wodurch in der lastfreien Zeit mehr Schmierstoff in Zahnkontakt transportiert wird und dadurch der Schmierungs-zustand verbessert wird.

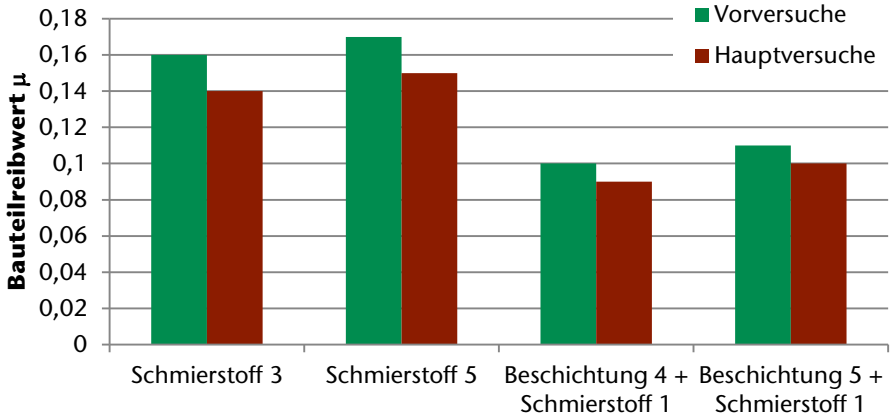


Abbildung 4: Bauteilreibwerte aus Haupt- und Vorversuche für die ausgewählten Schmierstoffe und Beschichtungen

Zusätzlich zu den Reibwerten wurde das Knickspiel im Längenausgleich als Verschleißindikator herangezogen. Dazu wurde das Zwischenrohr der Gelenkwelle vertikal in beide Richtungen belastet, eine Messuhr mit Fußpunkt auf dem Zwischenrohr misst die Verschiebung der verzahnten Welle im Abstand von 30mm zur Nabenkante (vgl. Abbildung 5). Die Messung erfolgte alle $6,6 \cdot 10^5$ Umdrehungen in Schritten von 15° über dem Umfang.

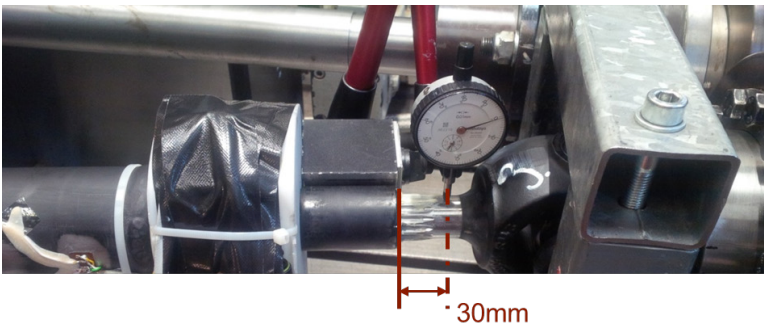


Abbildung 5: Prinzip Knickspielmessung

Jede Probe besitzt Fertigungstoleranzen und Verzahnungsabweichungen, welche ein ungleichmäßiges Tragen der Verzahnung zu Beginn der Versuche mit sich bringen. Anhand des Knickspielverlaufes (Abbildung 6) ist das deutlich zu erkennen. Allerdings normalisiert sich die Verteilung innerhalb der ersten Umdrehungen und das Knickspiel nähert sich einem Rund über dem Umfang an.

Um den Einfluss des initialen Knickspieles auf die Knickspielentwicklung zu verringern, wird dieses von den Knickspielwerten subtrahiert, danach wird über dem Umfang gemittelt.

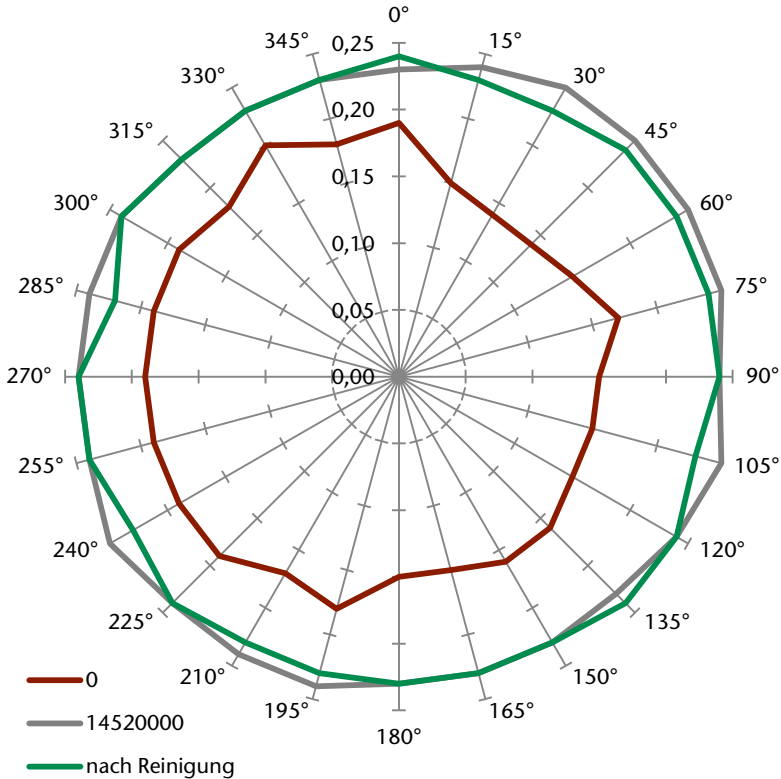


Abbildung 6: Beispielhafter absoluter Knickspielverlauf vor und nach einem Prüflauf einer Gelenkwelle

Nach einer weiteren Mittelung über die Probenanzahl für jeden Schmierstoff- und Beschichtungsversuch ergeben sich für die einzelnen Systeme Knickspielzu- nahmen, welche in Abbildung 7 dargestellt sind.

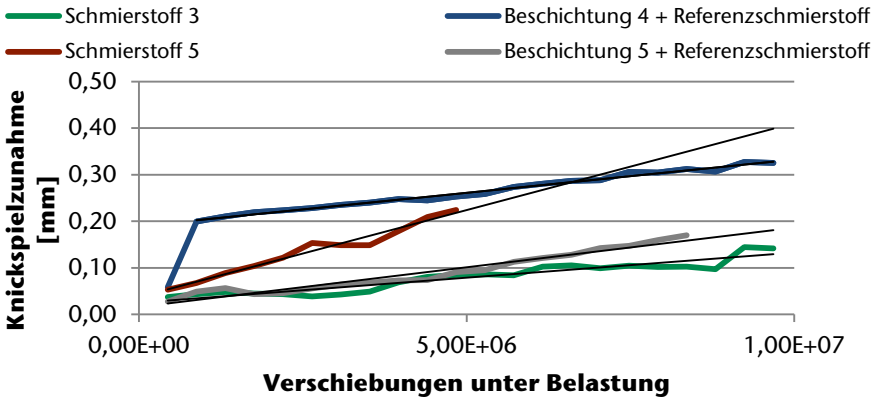


Abbildung 7: Knickspielzunahmen über Versuchsdauer

Auffällig ist der sehr starke Sprung in der Knickspielentwicklung für Beschichtung C bis $1 \cdot 10^6$ Verschiebungen unter Belastung, was auf einen deutlich verspäteten Einlaufverschleiß der Beschichtung hindeutet. Danach verläuft die Entwicklung annähernd linear. Der Anstieg des Knickspielverlaufes für Beschichtung C (geschmiert mit dem Referenzschmierstoff) ist ähnlich gering wie bei Schmierung mit Schmierstoff 3. Bei beiden tribologischen Systemen war kein Fressen der Zahnwellenverbindung im Versuch zu beobachten.

Die Versuche mit Schmierstoff 5 mussten nach ca. 50% der anvisierten Versuchsdauer abgebrochen werden, da keine Verschiebung mehr im Längenausgleich zu erreichen war.

Tabelle 3: Regressionsgeraden für die getesteten tribologischen Systeme

Tribologisches System	Anstieg [$\cdot 10^{-8} \frac{mm}{U}$]	Offset [$\cdot 10^{-2} mm$]
Schmierstoff 3	1,07	2,53
Schmierstoff 5	3,73	3,76
Beschichtung 4 mit Referenzschmierstoff	1,43	19,00
Beschichtung 5 mit Referenzschmierstoff	1,70	1,57

Die absoluten Anstiege der Regressionsgeraden sind in Tabelle 3 dargestellt. Die Offsetwerte sind ein Maß für den Einlaufverschleiß.

Zusammenfassung

Durch die Anwendung von Schmierstoff 3 kann im Gelenkwellen-Längenausgleich der Reibwert gegenüber dem Referenzschmierstoff um ca. 25% dauerhaft gesenkt werden. Zusätzlich verhindert dieser Schmierstoff zuverlässig das Fressen im Längenausgleich einer Gelenkwelle. Die Gebrauchsdauer wird dadurch gegenüber dem Referenzprodukt gesteigert.

Eine höhere Reduzierung der auftretenden Bauteilreibwerte kann durch Anwendung von Beschichtungen erzielt werden. Mit Beschichtung 4 (in Kombination mit Schmierstoff 1) kann der Reibwert gegenüber der alleinigen Schmierstoffanwendung halbiert werden. Somit halbieren sich auch die Anschlusskräfte entsprechend. Im Vergleich zur bisher verwendeten Standardbeschichtung ist der Bauteilreibwert von Beschichtung 4 deutlich höher, allerdings ist diese Beschichtung bis zu 170°C einsetzbar. Beschichtung 3 kann nur bis ca. 70°C verwendet werden bevor ein Versagen eintritt.

Danksagung

Der Autor bedankt sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung, sowie bei der AiF Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung des Projekts „Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich“ (FVA Nr. 505II, IGF Nr. 17142 N/1).

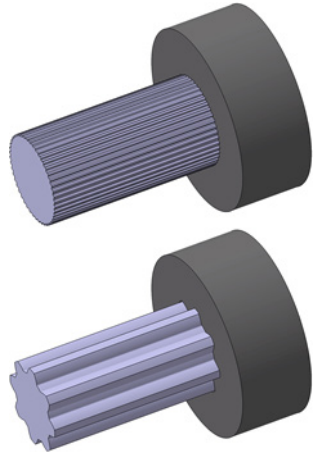
Literatur

- /1/ Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Potential moderner Schmierstoff und Beschichtungssysteme am Beispiel axial bewegter Zahnwellenverbindungen, Institutsmittteilung Nr. 40, IMW Clausthal 2015
- /2/ Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Prüfstand zur experimentellen Ermittlung von Reibwerten und Verschleißkennwerten, Institutsmittteilung Nr. 38, IMW Clausthal 2013
- /3/ Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Verschleiß in axial bewegten Zahnwellenverbindungen – Ergebnisse der Untersuchung an Schmierstoffen, Institutsmittteilung Nr. 39, IMW Clausthal 2014

Formzahlbasierte Einflussbestimmung des Moduls auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wild, J.

Die DIN 5480 /1/ bietet dem Anwender für unterschiedliche Bezugsdurchmesser d_B jeweils eine Auswahl von Moduln m . Bereits bekannt ist, dass sich je Bezugsdurchmesser d_B ein Tragfähigkeitsoptimum bei einem Modul m_{opt} , gekennzeichnet durch ein lokales Spannungsminimum im Zahnfußbereich an der Nabenkante, ergibt. Die Verwendung des Ersatzdurchmessers d_{h1} nach dem Stand der Technik mit dem Ziel der lastunabhängigen Betrachtung verfälscht diese Aussage jedoch und kann damit zu falschen wissenschaftlichen Schlussfolgerungen führen. Die Ursache dieses Problems wird im Rahmen dieser Veröffentlichung ausführlich diskutiert. Schlussendlich wird ein Lösungsvorschlag gemacht.



The DIN 5480 offers diverse modules m for the different datum diameters d_B for usage. It is already aware that there is an optimal module m_{opt} for each diameter in case of the load carrying capacity, which is characterised by a local stress minimum. The use of the diameter d_{h1} under the objective of load independent comparisons sophisticates this statement and potentially results in wrong scientific conclusions. The cause of this problem is discussed and an approach is given.

1 Einleitung

Zur Übertragung hoher, stoßartig auftretender Torsionsmomente werden in der Praxis häufig Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 eingesetzt. Es ist allerdings zu beobachten, dass kerbwirkungsbedingt immer häufiger die Tragfähigkeitsgrenzen erreicht werden. Die Geometrieoptimierung durch Variation des Fußrundungsradius ρ_F sowie durch günstige Wahl des Moduls m entschärft dieses Problem nennenswert, vgl. diesbezüglich u.a. die Forschungsvorhaben FVA 591 I und FVA 742 I (AiF 18406 BG) sowie /6/.

Zur Charakterisierung der Kerbschärfe empfiehlt sich die Verwendung von Formzahlen α . Ziel hierbei ist es, direkte lastunabhängige Vergleiche innerhalb sowie, unter Berücksichtigung der geometrischen Ähnlichkeit (gleiche Zähnezahlen), über mehrere Bezugsdurchmesser d_B durchführen zu können.

Die allgemeine Formzahl α ist als Verhältnis aus Spannungsspitze und Nennspannung definiert. Zuerst benannte Größe ergibt sich häufig aus numerischen Analysen. Die Nennspannung wird berechnet. Hier geht für den Lastfall der Torsion neben dem Torsionsmoment das polare Widerstandsmoment W_t ein, in welches wiederum der Nenndurchmesser d_{Nenn} einfließt. Den genauen formalen Ablauf zur Bestimmung von (Torsions-)Formzahlen α_t für Zahnwellenverbindungen zeigt Abbildung 1.

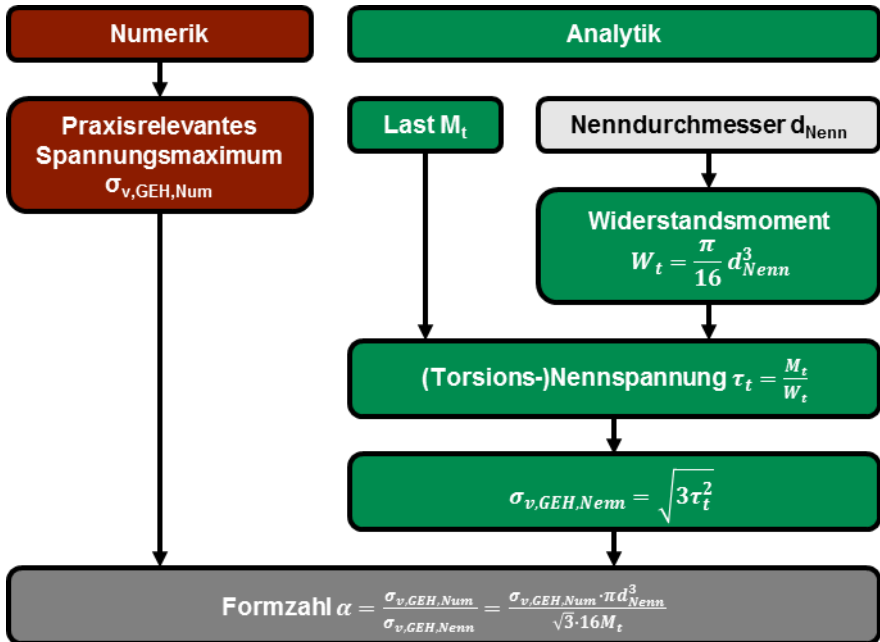


Abbildung 1: Bestimmung von (Torsions-) Formzahlen α_t für Zahnwellenverbindungen DIN 5480 unter Verwendung der FEM

Für den Nenndurchmesser d_{Nenn} wird nach dem Stand der Technik der Ersatzdurchmesser d_{h1} nach Nakazawa eingesetzt. Es handelt sich hierbei um den Durchmesser einer glatten Welle, die das gleiche polare Widerstandsmoment W_t wie die verzahnte Welle besitzt, vgl. diesbezüglich Kapitel 2. Dieses Vorgehen ist jenseits des Nabenkontakts plausibel. Für den Kontakt als praxisrelevanter Bereich ergibt sich jedoch eine gänzlich andere Lastsituation. Hier setzt sich das über den Flankenkontakt in die Nabe eingeleitete Torsionsmoment (vice versa) in Flankenormalkräfte um. Durch deren Zerlegung in ihre Radial- und Tangentialkomponente wird ersichtlich, dass abhängig vom Auswerteort Zug/Druck, Biegung, Querkraft und Torsion als Lastkomponenten vorherrschen. Die in Abbildung 1 dargelegte Vorgehensweise zur Berechnung der Formzahl α berücksichtigt diesen Sachverhalt nicht und führt folglich zu einer reinen „Kunstgröße“.

Dieser Sachverhalt ändert sich natürlich nicht bei der Wahl eines anderen Nenndurchmessers d_{Nenn} . Allerdings ist der Bezugsdurchmesser d_B als eine mögliche Alternative im Vergleich zum Ersatzdurchmesser d_{h1} aufgrund seiner Konstanz deutlich leichter zu fassen. Zudem bietet er den Vorteil, dass die wissenschaftliche Aussagekraft der numerisch bestimmten Spannungsspitzen in der Formzahldarstellung erhalten bleibt. Auf diesen Sachverhalt wird nach der Definition des Ersatzdurchmessers d_{h1} , vgl. Kapitel 2, in Kapitel 3 eingegangen.

2 Der Ersatzdurchmesser d_{h1}

2.1 Definition

Idee des Ersatzdurchmessers d_{h1} nach Nakazawa [2] ist, dass nicht nur der Fußkreisdurchmesser d_{f1} der Zahnwelle einen Tragbeitrag leistet, sondern auch die Zähne. Als Folge ist der Durchmesser einer glatten Welle gesucht, die das gleiche polare Widerstandsmoment W_t wie die verzahnte Welle hat, vgl. Abbildung 2.

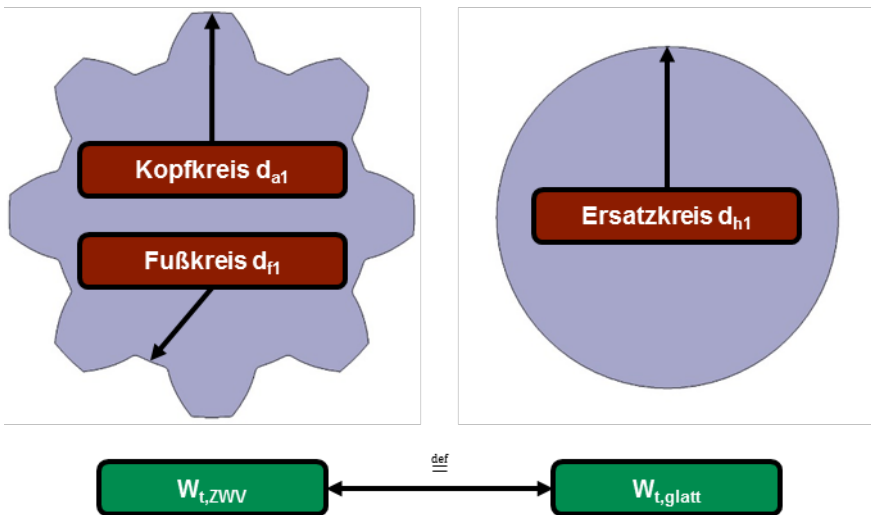


Abbildung 2: Definition des Ersatzdurchmessers d_{h1} am Beispiel einer Zahnwollenverbindung nach DIN 5480 – 25x2,5x8 (vergrößert, gleicher Maßstab)

Der Ersatzdurchmesser d_{h1} berechnet sich nach Gleichung 1.

$$d_{h1} = d_{f1} + c_{h1} \cdot \frac{d_{f1}}{d_{a1}} \cdot (d_{a1} - d_{f1}) \quad 1$$

Aus Gründen der Vollständigkeit ist nachfolgend die Gleichung zur Berechnung des Geometriefaktors c_{h1} angegeben.

$$c_{h1} = 1,3 \cdot z^{-1,2} + 0,06 \cdot \frac{\rho_{f1}}{m} + 0,23 \quad 2$$

Als Resultat der Definition des Ersatzdurchmessers d_{h1} wird plausibel, vgl. ebenfalls Gleichung 1, dass dieser Durchmesser immer einen Wert zwischen Kopf- und Fußkreis annimmt, vgl. Abbildung 3.

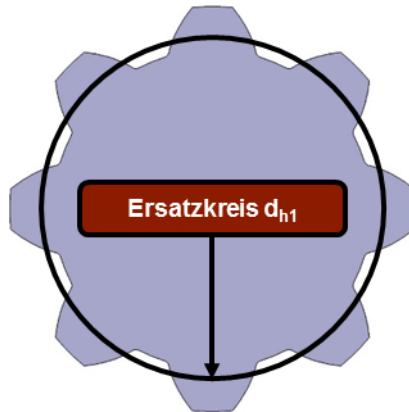


Abbildung 3: Größe des Ersatzdurchmessers d_{h1} in Relation zur verzahnten Welle (Zahnwellenverbindung nach DIN 5480 – 25x2,5x8)

2.2 Geometrieabhängigkeit

Der Modul m charakterisiert bekanntlich die Größe der Zähne. Eine Variation bei gegebenem Bezugsdurchmesser d_b führt zu einer Veränderung von Kopf- und Fußkreisdurchmesser. Mit steigendem Modul m verringern sich beide Größen. Während sich der Kopfkreisdurchmesser d_{a1} allerdings nur geringfügig verändert, reduziert sich der Fußkreisdurchmesser d_{f1} signifikant. Grund hierfür ist, dass die Zähne in die Welle „hineinwachsen“. Diesen Sachverhalt verdeutlicht Abbildung 4 (Verringerung des Kopfkreisdurchmessers d_{a1} hier nicht zu erkennen). Als Resultat sinkt der Ersatzdurchmesser d_{h1} mit steigendem Modul m und damit das polare Widerstandsmoment W_t ebenfalls deutlich. Dies resultiert in höheren Nennspannungen. In letzter Instanz nimmt dies Einfluss auf die berechnete Formzahl α_{t_r} , vgl. Abbildung 1.

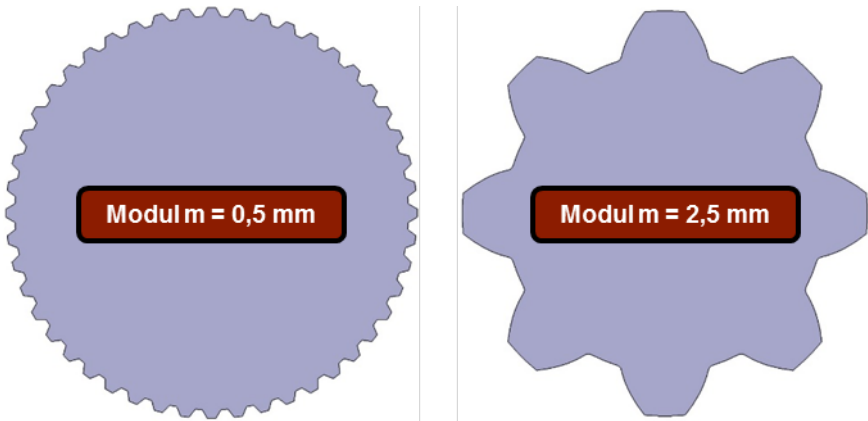


Abbildung 4: Veränderung des Fußkreisdurchmessers d_{f1} bei Variation des Moduls m (gleicher Maßstab)

3 Einfluss des Nenndurchmessers auf formzahlbasiert abgeleitete wissenschaftliche Aussagen

Im Rahmen des Forschungsvorhabens FVA 742 I (AiF 18406 BG) wurde für den Bezugsdurchmesser d_B von 25 mm die Geometrie mit der optimalen Tragfähigkeit gesucht. Hierzu wurden eine Vielzahl numerischer Untersuchungen bei Variation des Fußrundungsradius ρ_F , in guter Näherung dem Fußrundungsradius des Bezugsprofils gleichgesetzt wurde ρ_{FF} , und des Moduls m bzw. der Zähnezahl z durchgeführt. Die Auswertung erfolgte hierbei am praxisrelevanten Versagensort, vgl. Abbildung 5.

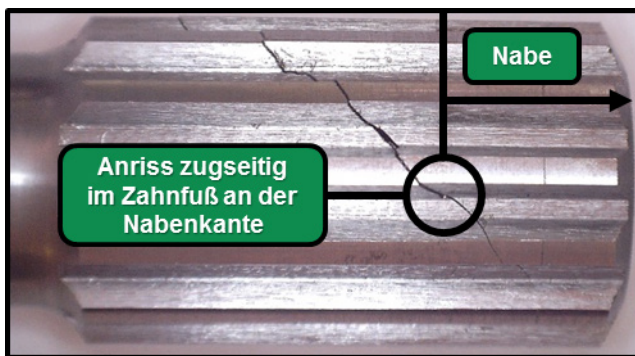


Abbildung 5: Definition des praxisrelevanten Auswerteortes numerischer Analysen /3/

Exemplarisch werden in Abbildung 6 die bei einem Torsionsmoment von 200 Nm ermittelten Spannungsspitzen für die Zahnfußrundung $\rho_{FP} = 0,4 \cdot m$ angegeben.

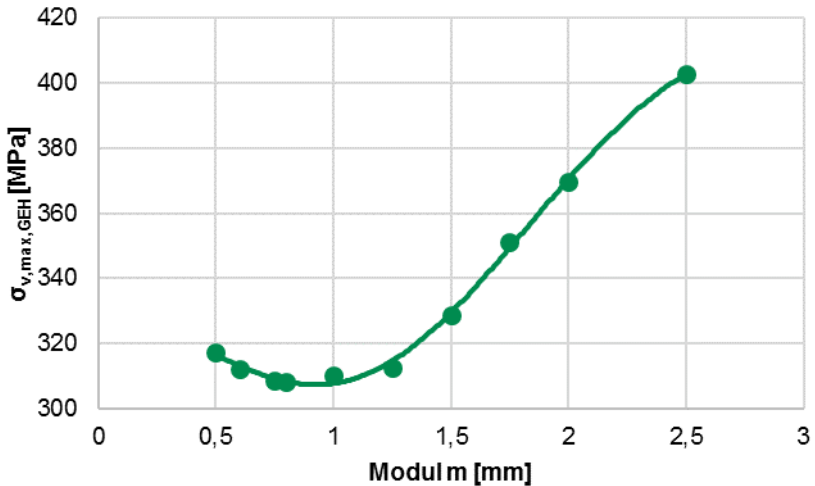


Abbildung 6: Vergleichsspannung nach v. Mises am praxisrelevanten Versagensort von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 des Bezugsdurchmessers $d_B = 25$ mm bei einer Torsionslast von 200 Nm als Funktion des Moduls m (mit Änderungen entnommen aus /5/)

Es wird ersichtlich, dass ein Tragfähigkeitsoptimum bei einem Modul m_{Opt} von ca. 1 mm existiert. Die lastabhängige Ergebnisangabe ist jedoch häufig unerwünscht und erschwert Kerbschärfevergleiche, unter Berücksichtigung der geometrischen Ähnlichkeit, zwischen unterschiedlichen Bezugsdurchmessern d_B (vgl. Größeneinfluss). So werden im Nachfolgenden die, unter Verwendung des Ersatzdurchmessers d_{h1} berechneten, (Torsions-)Formzahlen α_t als Funktion des Moduls m angegeben.

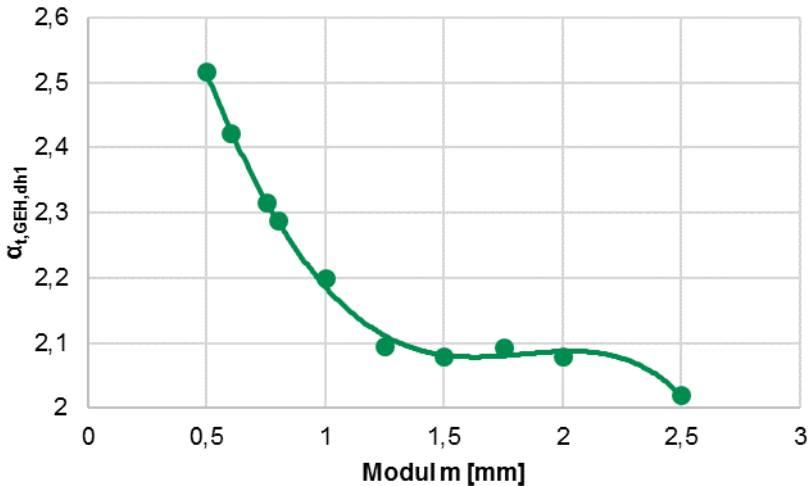


Abbildung 7: Auf Basis numerisch bestimmter Vergleichsspannungen nach v. Mises sowie des Ersatzdurchmessers d_{h1} als Nenndurchmesser d_{Nenn} bestimmte Torsionsformzahl $\alpha_{t,GEH,dh1}$ als Funktion des Moduls m (mit Änderungen entnommen aus /5/)

Aus Abbildung 7 könnte die wissenschaftliche Aussage abgeleitet werden, dass je größer der Modul m ist, desto geringer die Formzahl α_t und damit desto größer die Tragfähigkeit der Zahnwellenverbindung ist. Dies steht im Widerspruch zum realen Auslastungsgrad der Verbindungen und natürlich ebenfalls zur basierend auf Abbildung 6 getroffenen wissenschaftlichen und einzig richtigen Aussage, dass ein optimaler Modul m_{Opt} für jeden Fußrundungsradius ρ_{FF} (hier exemplarisch $\rho_{FF} = 0,4 \cdot m$ gewählt) existiert. Es kann also festgehalten werden, dass die Verwendung des Ersatzdurchmessers d_{h1} zur Formzahlberechnung zu einem Informationsverlust führt. Zurückführen lässt sich dieser Effekt darauf, dass sich bei zunehmendem Modul m nicht nur die lokal vorherrschende Spannungsspitze ändert, sondern sich ebenfalls der Nenndurchmesser d_{Nenn} verringert, vgl. diesbezüglich Kapitel 2. Als Resultat reduziert sich das polare Widerstandsmoment W_t und die Nennspannung $\sigma_{v,GEH,Nenn}$ steigt tendenziell. Abhilfe bezüglich dieses Effekts kann die Substitution des gegenwärtig als Nenndurchmesser d_{Nenn} definierten Ersatzdurchmessers d_{h1} durch einen nicht vom Modul m abhängigen Durchmesser, wie beispielsweise den Bezugsdurchmesser d_b , leisten. Die entsprechend berechneten (Torsions-)Formzahlen α_t als Funktion des Moduls m zeigt Abbildung 8.

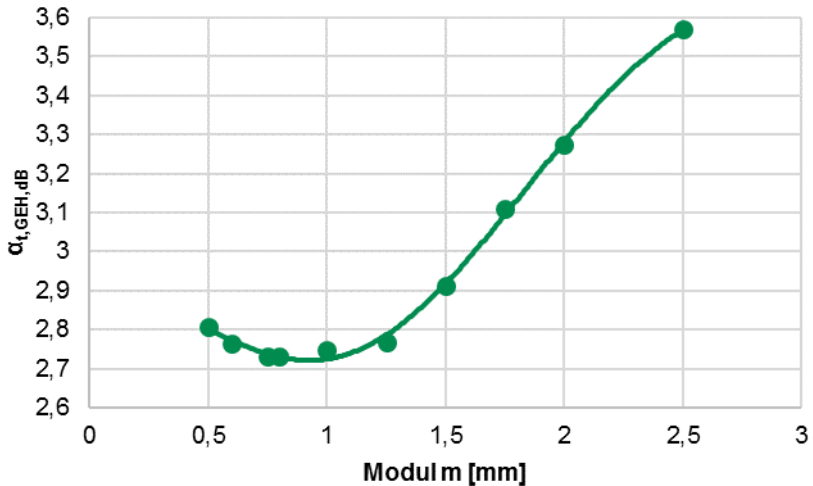


Abbildung 8: Auf Basis numerisch bestimmter Vergleichsspannungen nach v. Mises sowie des Bezugsdurchmessers d_B als Nenndurchmesser d_{Nenn} bestimmte (Torsions-)Formzahl $\alpha_{t,GEH,dh1}$ als Funktion des Moduls m (mit Änderungen entnommen aus /5/)

Bei einem Quervergleich von Abbildung 7 und Abbildung 8 wird ersichtlich, dass der Bezugsdurchmesser d_B im Gegensatz zum Ersatzdurchmesser d_{h1} als Nenndurchmesser d_{Nenn} erwartungsgemäß zu höheren (Torsions-)Formzahlen α_t führt. Grund hierfür ist, dass der Bezugsdurchmesser d_B per Definition zumindest bei flankenzentrierten Zahnwellenverbindungen immer leicht größer als der Kopfkreisdurchmesser d_{a1} ist und folglich zu einem nennenswert größeren polaren Widerstandsmoment W_t führt als der Ersatzdurchmesser d_{h1} . Eine Gegenüberstellung von Abbildung 6 und Abbildung 8 belegt weiter, dass die wissenschaftliche Aussage eines Tragfähigkeitsoptimums bei einem Modul m_{Opt} erhalten bleibt.

Abschließend sei an dieser Stelle angemerkt, dass das angeführte Beispiel zwar zu einem sehr guten Tragverhalten für den Bezugsdurchmesser d_B von 25 mm führt, allerdings nicht das Optimum darstellt. Das verbleibende Potential zur Tragfähigkeitsoptimierung ist allerdings nur noch von wissenschaftlichem nicht aber mehr von praktischem Interesse.

4 Zusammenfassung

Basis zur Eingangs dieser Veröffentlichung dargelegten Methode der Formzahlbestimmung an Zahnwellenverbindungen ist nach dem Stand der Technik der Ersatzdurchmesser d_{h1} als Nenndurchmesser. Dieser Durchmesser ist in seinem Betrag jedoch vom Modul m der Verzahnung abhängig. So verringert sich der Ersatzdurchmesser d_{h1} mit größer werdenden Zähnen. Dies resultiert in einer tendenziell steigenden Nennspannung. Als Folge können trotz steigendem lokalem Auslastungsgrad geringere Formzahlen α_t berechnet werden. Auf diesen die Kerbwirkung charakterisierenden Größen begründete wissenschaftliche Aussagen zu Tragfähigkeitsoptima sind damit potentiell falsch. Bezüglich dieser Problematik wurde im Rahmen dieser Veröffentlichung eine Möglichkeit zur Abhilfe definiert, nämlich die Verwendung eines Durchmessers, der nicht modulabhängig ist. Möglich wäre hier der Bezugsdurchmesser d_b . Es wurde gezeigt, dass hierdurch die Tendenzen der Auslastungsgrade am praxisrelevanten Versagensort nicht verfälscht werden. Weiter ist dieser Durchmesser im Vergleich zum Ersatzdurchmesser d_{h1} deutlich einfacher handhabbar.

5 Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und ihren Mitgliedern für die inhaltliche Betreuung sowie bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) für die finanzielle Unterstützung bei der Durchführung der Forschungsvorhaben mit den Nummern FVA 467 II (AiF 16661 BG) und FVA 742 I (AiF 18406 BG), auf deren Ergebnisse auszugswise in Kapitel 3 eingegangen wurde.

6 Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
c	/	Koeffizient
d	mm	Durchmesser, Radius
m	mm	Modul
M	Nm	Moment
W	mm ³	Widerstandsmoment
z	/	Zähnezahl
α	/	Formzahl
ρ	mm	Rundungsradius
σ, τ	MPa	Normal-, Schubspannung

Index	Bedeutung
h	Ersatz-
a	Kopfkreis-
f, F	Fuß-
P	Bezugsprofil
Nenn	Nenn-
t	Torsion-
v	Vergleichs-
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese
Num	Numerisch
glatt	Glatte Welle
ZWV	Zahnwellenverbindung
Opt	Optimum
1	Wellen-

7 Literatur

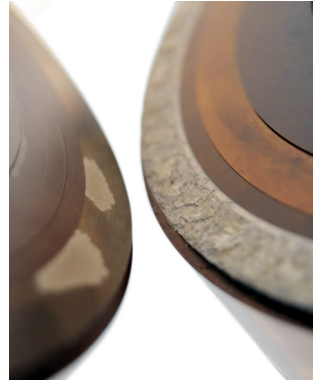
- /1/ Norm DIN 5480, 2006-03-00. Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser
- /2/ Nakazawa, H.: On the Torsion of Splined Shafts. Tokyo, Tokyo Torizo Univers., 1951
- /3/ Lohrengel, A.; Wild, J.; Schlecht, B.; Wendler, J.: Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen: Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 467 II. erscheint demnächst
- /4/ Biansompa, E.; Schäfer, G.: Zahnwellenberechnung: FVA-Berechnungsrichtlinie für Zahnwellen-Verbindungen. Forschungsvorhaben Nr. 591 I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2015 (FVA-Heft 1139)
- /5/ Selzer, M.; Wild, J.: FVA 742 I, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2016, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., (AiF 18406 BG), 29./30.11.2016
- /6/ Wild, J.: Optimierung der Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. Noch nicht veröffentlichte Dissertation.

Untersuchung an Laufflächen von Druckkammlagern im Mischreibungsgebiet

Heß, M.

Um das Verhalten von Druckkammlagern unter Mischreibungsbedingungen beschreiben zu können, werden derzeit Verschleißuntersuchungen am IMW durchgeführt. Erste Ergebnisse deuten auf eine große Signifikanz der betrachteten Gestaltungsparameter hin.

Die bisher beobachteten Ausfälle lassen sich anhand des Ausfallverhaltens und der aufgetretenen Schadensbilder in zwei Klassen einteilen, die hier vorgestellt werden. Zur Erfassung der Verschleißwirkung auf Durchläufer wurde ein auf Profilmessschrieben basierendes Bewertungskonzept erarbeitet, welches zukünftig für einen quantitativen Vergleich der Verschleißresistenz ermöglichen soll.



In order to describe the behaviour of thrust cone bearings in the mixed friction regime, wear tests are currently carried out at the IMW. First results indicate a high significance of the design parameters considered. Based on their failure behaviour and appearance of the damaged surfaces, the failures observed so far can be separated into two major classes, which shall be presented here. To judge wear effects on specimen that passed the tests without failure, an evaluation concept based on profile measurements has been developed, which shall enable a quantitative comparison of their wear resistance.

Einleitung

Druckkammlager gestatten die direkte Übertragung axialer Lasten zwischen rotierenden Wellen, ohne diese durch stehende Stützstrukturen führen zu müssen. In Ihrer klassischen Anwendung in Turboverdichtergetrieben werden sie primär eingesetzt, um externe Axialkräfte von einer Ritzelwelle auf die langsamer rotierende Radwelle zu übertragen und erst dort über ein Axiallager in das Getriebegehäuse zu leiten. Da in Axialgleitlagern die Reibungsverluste etwa quadratisch mit der mittleren Bahngeschwindigkeit ansteigen, lassen sich erhebliche Effizienzsteigerungen erreichen. Eine zweite Anwendungsoption für Druckkammlager ist der direkte Ausgleich von Verzahnungsaxialkräften bei einfach schrägverzahnten Stirnradstufen. Schrägverzahnungen werden weit verbreitet eingesetzt, um die Laufruhe von Getrieben zu erhöhen. Das bei der Drehmomentübertragung an den Zahnflanken entstehende, axial ausgerichtete Kräftepaar wird bei klassischen Fest-Los-Lagerungskonzepten über Axiallager in

das Gehäuse geleitet. Eine Druckkamm Lagerung ermöglicht, das in der Verzahnung erzeugte Kräftepaar im Druckkammkontakt mit umgekehrten Vorzeichen erneut zusammenzuführen und auszugleichen – die Schrägverzahnung wird nach außen axialkraftfrei.

Um eine effiziente und dauerhaft sichere Übertragung von Axiallasten zu erreichen, müssen die Laufflächen des Druckkamm lagers durch einen hydrodynamischen Schmierfilm getrennt werden, weshalb diese Technik bisher vornehmlich in sehr hochtourigen und eher stationär betriebenen Getrieben Anwendung findet. Untersuchungen im Rahmen des Schwerpunktprogramms 1551 „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“ der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) am IMW zeigten jedoch, dass sich die für den Aufbau eines trennenden Schmierfilms erforderliche Geschwindigkeit durch ein geeignetes Laufflächendesign deutlich reduzieren lässt /1,2/, wodurch das Feld möglicher Anwendungen für Druckkamm lager potenziell erweitert wird. In einem Stichversuch wurden beispielsweise an einem wälzgelagerten Getriebe, welches sowohl mit, als auch ohne Druckkamm Lagerung betrieben werden kann, Vergleichsmessungen durchgeführt. Es zeigte sich, dass sich durch die Druckkamm Lagerung mitunter beachtliche Wirkungsgradsteigerungen erreichen lassen, wenn durch die direkte Axialkraftkompensation die Verwendung einer leichter laufenden Gehäuselagerung ermöglicht wird.

Problematisch bleiben bisher Anfahr- und Bremsvorgänge unter Last, da in diesen Fällen keine sichere Trennung der Laufflächen durch den hydrodynamischen Schmierfilm gewährleistet werden kann, Kennwerte zu ertragbaren Belastungen im Mischreibungsbereich aber nicht allgemein verfügbar vorliegen.

Druckkammuntersuchungen im Mischreibungsgebiet

Um erste Erkenntnisse über die Mischreibungsresistenz von Druckkamm lagern und den Einfluss unterschiedlicher Gestaltungsparameter verfügbar zu machen, wird am IMW derzeit eine systematische Testserie auf dem Zweischeibendruckkammprüfstand /3/ durchgeführt. Die Druckkammprüflinge rotieren hierfür mit einer der Mischreibungsregion zugeordneten Geschwindigkeit und werden durch eine axiale Prüflast beansprucht. Die Prüflast wird für eine definierte Überrollungszahl konstant gehalten bevor sie sequentiell gesteigert wird, bis ein Laufflächenversagen eintritt oder die höchste Lastsequenz überstanden wurde.

Den prinzipiellen Versuchsablauf illustriert Abbildung 1. Zunächst wird für einen Referenzprüfling die ertragbare Grenzlast bestimmt, anschließend erfolgen Tests mit modifizierten Prüflingen. Erhöht eine Modifikation die ertragene Überrollungszahl ist von einer Standzeitverbesserung auszugehen, wird die Referenzlast hingegen nicht erreicht, liegt eine Standzeitreduktion vor.

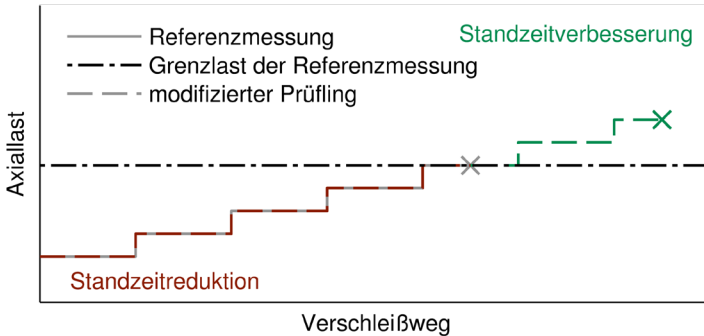


Abbildung 1: *Prinzipieller Ablauf der Mischreibungsforschung*

Für die Untersuchungen ist ein vollfaktorierter Versuchsplan mit folgenden Parametern vorgesehen:

- Kegelwinkel
- Schlupf
- Laufbahnbreite
- Grundwerkstoff
- Oberflächenbehandlung

Die Parameter werden zweistufig mit mindestens einfacher Wiederholung durchgeführt, für sechs Konfigurationen ist eine doppelte Wiederholung vorgesehen.

Beobachtete Ausfälle

Obwohl das Versuchsprogramm noch nicht vollständig absolviert wurde, hat sich bereits eine breite Streuung im Bereich der ertragenen Lasten ergeben, sodass davon auszugehen ist, dass die gewählten Parameterstufen durchaus geeignet sind, um die Mischreibungsfähigkeit von Druckkammaglern zu beeinflussen.

Eine Beobachtung des Ausfallverhaltens und die Betrachtung der dabei eingetretenen Laufflächenveränderungen gestattet die grobe Einteilung in zwei Ausfallgruppen, für die vermutlich unterschiedliche Versagensursachen ursächlich sind.

Ausfälle nach unzulässig hohen axialen Beschleunigungen

Bei den Ausfällen der ersten Gruppe ist zunächst ein ruhiger, konstanter Betrieb innerhalb einer Laststufe zu beobachten. Unvermittelt treten plötzlich starke axiale Stöße auf und nehmen im weiteren Verlauf massiv an Intensität und Häufigkeit

zu, sodass innerhalb weniger Sekunden eine Abschaltgrenze (5 m/s^2) erreicht wird. Daraufhin führt der Prüfstand eine Nothaltssequenz aus, stoppt die Rotationsbewegung und entfernt die axiale Vorspannung von der Kontaktfläche. Der Beschleunigungsanstieg wird von einem Anstieg des Reibmoments und einem leicht verzögerten Anstieg der Oberflächentemperatur um mehrere Grad Celsius innerhalb weniger Sekunden begleitet. Trotz nur weniger Überrollungen zwischen dem initialen Schadensereignis und dem Stillstand kommt es meist zu einer vollständig über den Umfang verteilten Laufbahnzerstörung. Es ist davon auszugehen, dass der rapide Anstieg der Stoßfrequenz durch die Ausbildung immer weiterer Folgeschäden hervorgerufen wird. Abbildung 2 zeigt die Aufnahme einer typischen Laufbahn dieser Schadensgruppe.

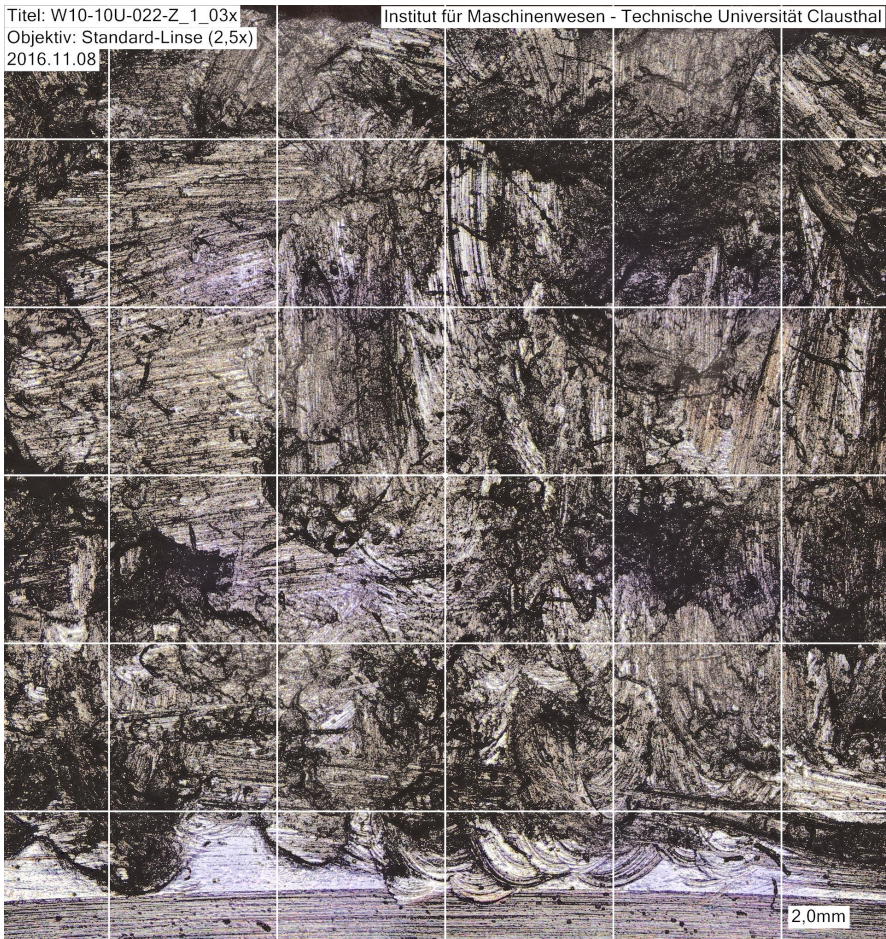


Abbildung 2: Laufbahn eines Prüflings aus 34CrMo4 nach einem Fressschaden

Das Schadensbild ist geprägt von bis zu mehreren Zehntelmillimetern tiefen Zerrfurchungen und einer deutlich gesteigerten Oberflächenrauheit. Teilweise sind „zerschmierte“ Bereiche erkennbar, in denen ein Materialübertrag zwischen den Kontaktpartnern stattgefunden haben könnte. Am unteren Bildrand ist ein Teil der Laufbahn zu sehen, der nicht in den Kontaktbereich ragte und daher von der Laufbahnzerstörung verschont blieb. Zudem sind insbesondere im Randbereich sichelförmige Spuren erkennbar, die sich aus der kinematischen Zwangsbewegung beim Ein- und Auslaufen von Partikeln in den Kontaktbereich ergeben. Abbildung 3 zeigt einen stärker vergrößerten Detailausschnitt der betrachteten Oberfläche.

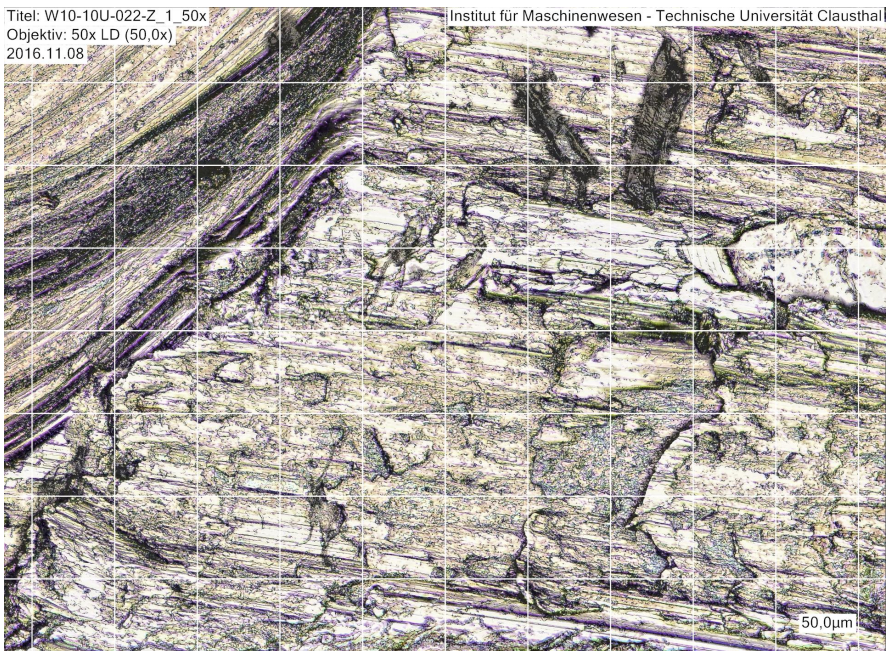


Abbildung 3: Vergrößerter Detailausschnitt der zerstörten Lauffläche aus Abbildung 2

Im linken oberen Bereich ist ein ausgeprägter Teil einer der zuvor beschriebenen, sichelförmigen Riefe zu erkennen, der übrige Bildbereich zeigt die schuppige Struktur der zerstörten Lauffläche. Eine räumliche Darstellung des Bildausschnittes zeigt Abbildung 4.

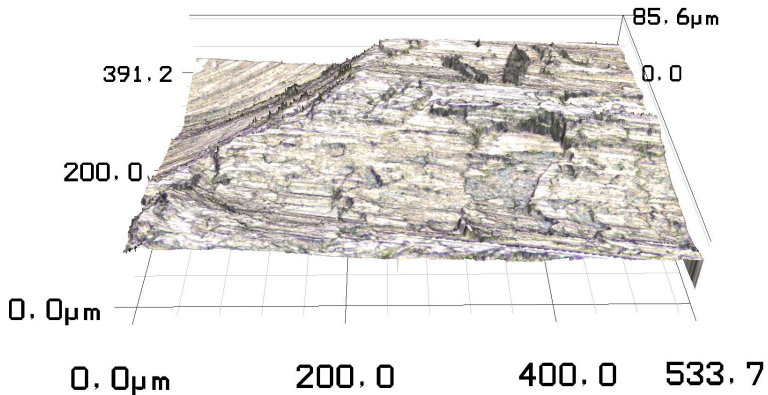


Abbildung 4: Räumliche Darstellung des Bildausschnittes aus Abbildung 3 auf Basis der aufgezeichneten Höhendaten

Diese Abbildung verdeutlicht die Relationen der Oberflächenveränderung. Beeindruckend erscheint die über 70 μm tiefe Riefe, die sich deutlich von der zerklüfteten Topographie in ihrer Umgebung abhebt.

Aufgrund des beobachteten Schadensbildes sowie des aufgezeichneten Schadensverlaufes wird für diese Schadensgruppe ein tribomechanisches Versagen mit adhäsiven Anteilen als wahrscheinlichster Schadensmechanismus angenommen. Bei Fressschäden kommt es an Festkörperkontakten zu Mikroverschweißungen zwischen den Kontaktpartnern, die infolge des kinematischen Zwanges sofort auseinander gerissen werden und Ausbrüche in den Oberflächen zurücklassen. Bei erneuten Überrollungen versagt der hydrodynamische Schmierfilmaufbau an diesen Ausbrüchen, was zu weiteren Schäden führt. Durch den versuchsbedingten Schlupf im Kontakt treffen die beiden Laufflächenschäden bei der nächsten Überrollung leicht versetzt aufeinander, so dass eine rasche Ausbreitung des Schadensgebietes erfolgt. Kontaktpaare, die bisher mit dieser Schadensart versagten, absolvierten meist weniger als die Hälfte der für einen Durchlauf erforderlichen Überrollungszahl.

Ein erneutes Anfahren derartig ausgefallener Prüflinge ist nicht sinnvoll, da es sofort von starken Stößen begleitet wird, die bei weiterem Prüfbetrieb zu einer Prüfstandsbeschädigung, in der realen Anwendung zu Beschädigungen am Getriebe und dessen Umgebungsstruktur führen könnten. Derartige Ausfälle sind deswegen durch die Wahl geeigneter Gestaltungsparameter und Lastgrenzen unbedingt zu vermeiden.

Ausfälle nach unzulässig steilen Temperaturanstiegen

Im Versuchsbetrieb sorgt die im Kontakt umgesetzte Reibleistung für eine Erwärmung von Laufflächen und Schmierstoff. Da mit der Temperatur auch der abgeführte Wärmestrom ansteigt, ist zunächst die Einstellung eines Gleichgewichtes zu beobachten. Eine Steigerung der axialen Last führt zu einer Erhöhung der vom Kontakt zu ertragenen Leistungsdichte, woraus sich für die ersten Laststufen jeweils eine moderate Erhöhung der „Gleichgewichtstemperatur“ ergibt, die ebenfalls zunächst abklingt. Im weiteren Versuchsverlauf kann jedoch häufig ein Wendepunkt im Temperaturschrieb beobachtet werden, ab dem die Temperaturerhöhungen je Laststufe wieder größer werden und in dessen Folge eine steilere Temperaturzunahme zu erkennen ist. Um einer Schädigung des Schmierstoffs durch zu hohe Temperaturen vorzubeugen, werden die Versuchsläufe beim Überschreiten einer festgelegten Obergrenztemperatur von 120 °C (gemessen eine halbe Umdrehung nach dem Kontaktdurchlauf) für eine Abkühlphase unterbrochen und erst nach dem Unterschreiten einer Referenztemperatur von 40 °C fortgesetzt.

Nach der geforderten Abkühlung ist meist eine problemlose Versuchsfortführung möglich – das erste Überschreiten der Grenztemperatur stellt für den Versuch somit noch keinen Ausfall dar. Wegen der mit den Laststufen weiterhin ansteigenden flächenspezifischen Leistungsdichte ist davon auszugehen, dass nach einer gewissen Laufzeit die Grenztemperatur erneut erreicht und der Versuch wieder unterbrochen wird. Die Versuchsunterbrechungen während der Abkühlphasen bieten die Möglichkeit zur optischen Inspektion einer Prüflingslauffläche, um etwaige Beschädigungen festzustellen und zu dokumentieren. Abbildung 5 zeigt beispielhaft vier Aufnahmen einer in der Prüfkammer montierten Druckkammlauffläche zu unterschiedlichen Zeitpunkten eines Mischreibungsversuches.

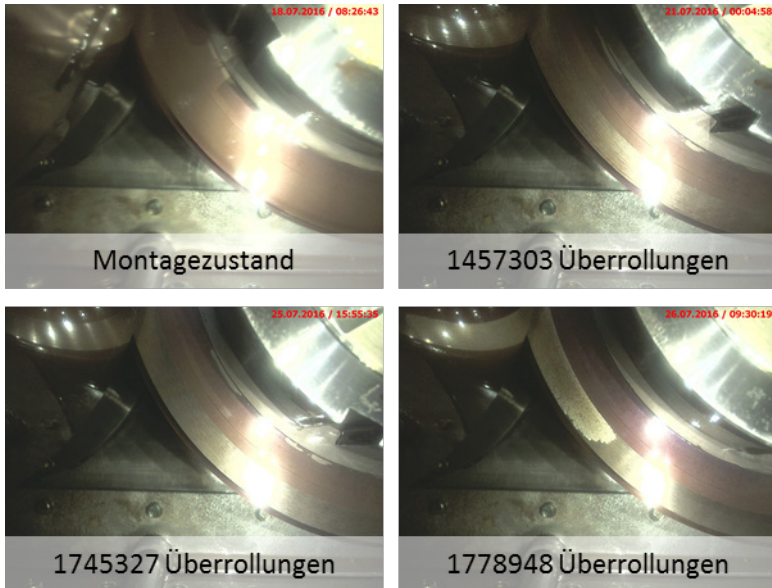


Abbildung 5: Einblick in die Prüfkammer zur Dokumentation des Oberflächenzustandes bei unterschiedlichem Versuchsfortschritt

Die erste Aufnahme (oben links) zeigt den Prüfling vor Versuchsbeginn um die Ausgangslage darzustellen. Die zweite Abbildung (oben rechts) zeigt die Laufbahn während einer Abkühlphase nach etwa 1,46 Mio. Überrollungen. Es sind Einlaufspuren auf der Laufbahn erkennbar, im weiteren Verlauf ergeben sich zunächst keine deutlichen Veränderungen am Erscheinungsbild der Laufbahn, wie exemplarisch durch die dritte Aufnahme (unten links) belegt werden soll. Insbesondere für Prüflinge mit nitrierten Laufbahnen kommt es im Bereich höherer Axiallasten zum Auftreten kleiner, matt-fleckiger Strukturen, die bei einer weiteren Versuchsfortführung zu größeren Bereichen anwachsen – wie in der vierten Abbildung (unten rechts) gezeigt.

Die Mikroskopaufnahme in Abbildung 6 zeigt ein Laufbahnsegment mit einer solchen, entstehenden Fleckstruktur. Es handelt sich um feinkörnige oberflächennahe Ausbrüche – typischerweise erscheint ihre Entstehung zunächst im Bereich der Laufbahnränder zu erfolgen, von denen aus dann bei weiterer Belastung ein Wachsen in den übrigen Laufbahnbereich erfolgt.

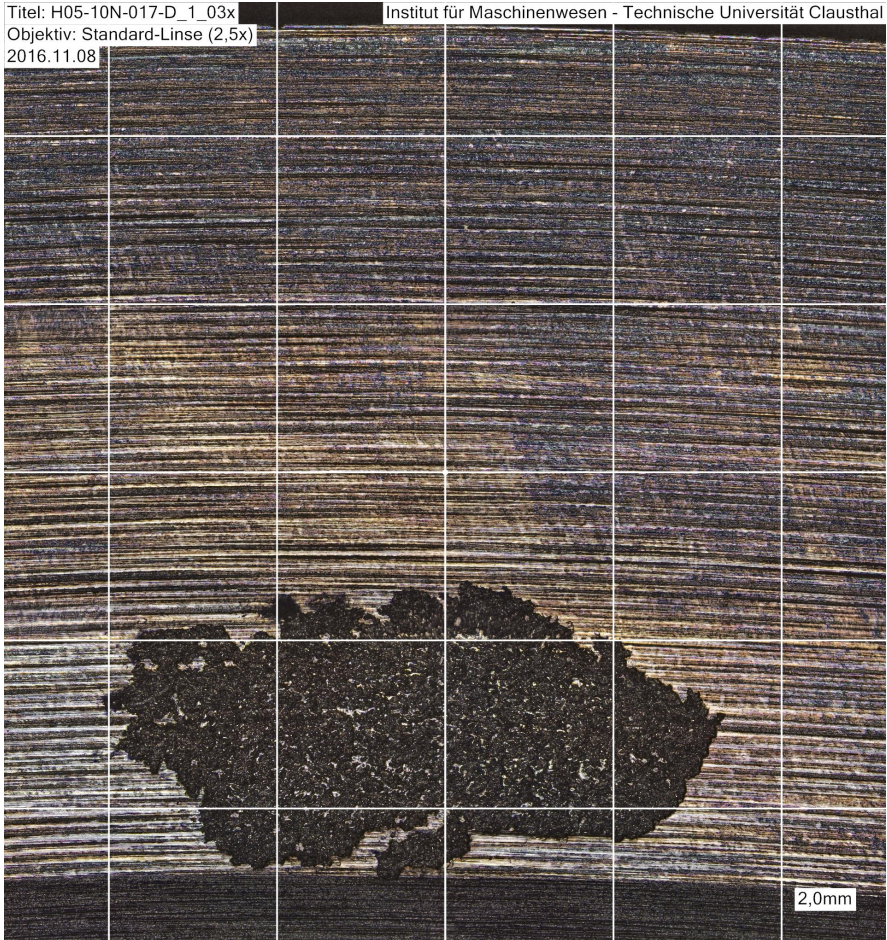


Abbildung 6: Nitrierte Lauffläche eines Prüflings aus 30CrNiMo8 mit einem beginnenden Verschleißschaden

Abbildung 7 zeigt eine vergrößerte Detailaufnahme des Schadensrandgebietes. Es ist ein scharf umgrenzter Übergang zwischen der ursprünglichen Laufflächen-topologie und dem Schadensbereich erkennbar. Die gezeigten Ausbrüche haben eine Tiefe von etwa 10 µm bis 20 µm. Im Gegensatz zu den Schäden der vorherigen Gruppe sind die Ausbrüche deutlich feiner strukturiert.

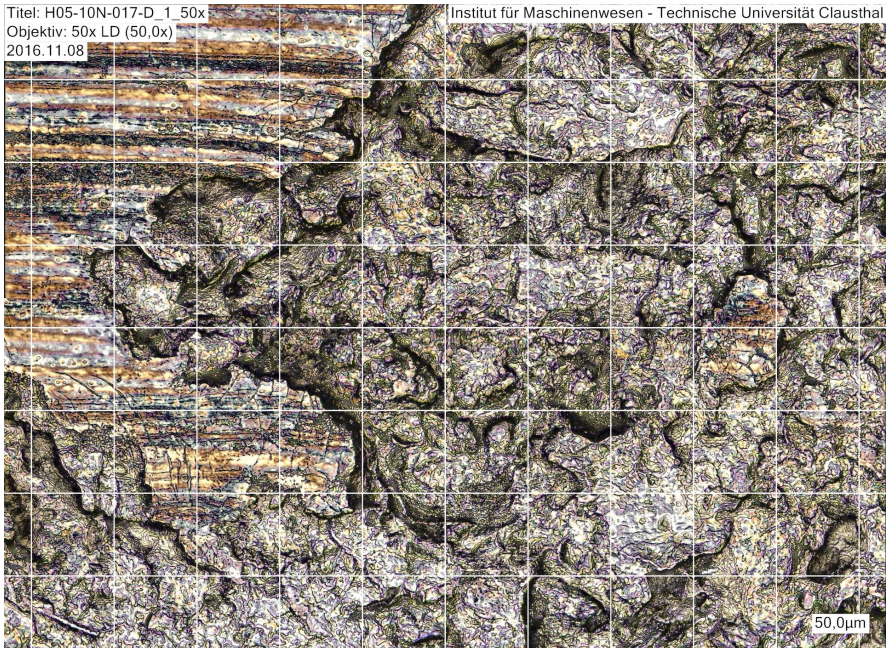


Abbildung 7: Vergrößerte Detailaufnahme des Schadensrandgebietes aus Abbildung 6

Wird der Versuchslauf nach dem ersten Auftreten dieser Strukturen fortgesetzt, ist in der Regel zunächst keine signifikante Verschlechterung des Laufverhaltens (Laufruhe) feststellbar. Das Auftreten eines solchen Oberflächenbildes ist also nicht mit einem sofortigen Ausfall des Lagerungssystems gleichzusetzen. Im weiteren Versuchsverlauf ist jedoch nicht nur ein Anwachsen der Ausbruchsbereiche, sondern auch eine deutliche Abnahme der Zeitintervalle bis zum erneuten Erreichen der Grenztemperatur zu erkennen – der mittlere Temperatur-Zeit-Gradient wird immer steiler.

Für die aktuelle Versuchsreihe wurde festgelegt, dass ein derartig vorgeschädigtes Prüflingspaar als „thermisch-ausgefallen“ gilt, wenn zwischen zwei Abkühlphasen eine Mindestanzahl von Überrollungen nicht mehr erreicht wird. Die für diese Fälle aufgezeichneten Temperatur-Zeit-Verläufe lassen erkennen, dass sich bei einem fortgesetzten Betrieb des Lagers unter diesen Bedingungen (ohne eine temperaturbedingte Unterbrechung) schnell kritische Temperaturen einstellen würden, die Schädigungen des Schmierstoffs und der Laufflächen zur Folge hätten, weshalb eine dauerhafte Anwendung eines Lagers unter diesen Betriebsbedingungen nicht praktikabel erscheint.

Beurteilung der Verschleißresistenz von Durchläufern

Neben den zuvor beschriebenen Ausfällen während der Mischreibungsversuche wurde auch das Auftreten von Durchläufern erfasst. Diese Prüflinge absolvierten das vollständige Versuchsprogramm, ohne dass ein Ausfallereignis eintrat. Teilweise ist auch auf Durchläuferflächen die Ausbildung erster matt-fleckiger Strukturen erkennbar, sie scheinen im Rahmen der Versuchsbelastung allerdings noch nicht zu versagensrelevanten Bedingungen geführt zu haben. Um auch Durchläufer hinsichtlich einer während der Versuchsdauer eventuell erfolgten Oberflächenveränderung beurteilen zu können, wurde die Kontur aller Laufflächen entlang einer definierten Messstrecke erfasst. Über einen Vergleich mit einem nach erfolgreichem Versuchsdurchlauf entlang derselben Strecke erfassten Höhenschriebes können die Auswirkungen des Versuches auf die Oberfläche eines Durchläufers deutlich gemacht werden, wie exemplarisch in Abbildung 8 dargestellt.

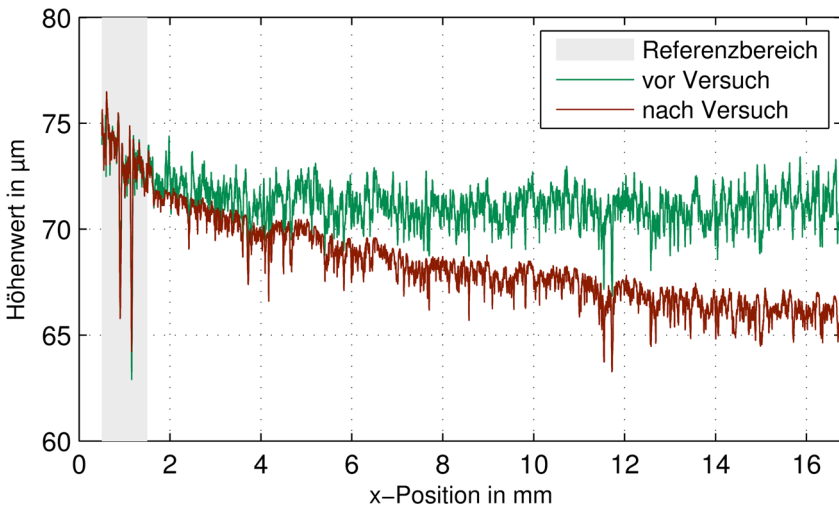


Abbildung 8: Gegenüberstellung der mittels eines Laser-Scanning-Mikroskops erfassten, (neigungskorrigierten) Höhenschriebe für eine Druckkammlauffläche vor und nach dem Versuch.

Für die Erstellung des in der Abbildung gezeigten Vergleichs wurde zunächst eine Neigungskorrektur der vor dem Versuch aufgezeichneten Höhendaten vorgenommen, um ein möglichst waagrechtes Profil zu erhalten. Im ursprünglich geneigten Profilschrieb (Kegelwinkel) ist die hier erkennbare charakteristische Oberflächenstruktur aufgrund von Skalierungseffekten gegenüber der geometriebedingten Höhenänderung (etwa $260\ \mu\text{m}$ für eine $15\ \text{mm}$ breite Laufbahn mit $1,0^\circ$ Kegelwinkel) kaum erkennbar. Die Zuordnung des nach dem Versuch aufgenommenen Höhenschriebs gelingt mit Hilfe des in der Abbildung grau

hinterlegten Referenzbereich, der außerhalb der Überlappungszone der Prüflinge liegt und deswegen kaum Oberflächenveränderungen während des Versuchs erfährt – zur Angleichung der x-Positionsdaten der Messschriebe sind zwei hervorstechende Markierungen innerhalb dieses Referenzbereichs eingebracht. Für eine genauere Betrachtung sind in Abbildung 9 drei jeweils 1 mm lange Teilstrecken aus dem Referenzbereich, der Laufbahnmitte und dem äußeren Laufbahnrand dargestellt.

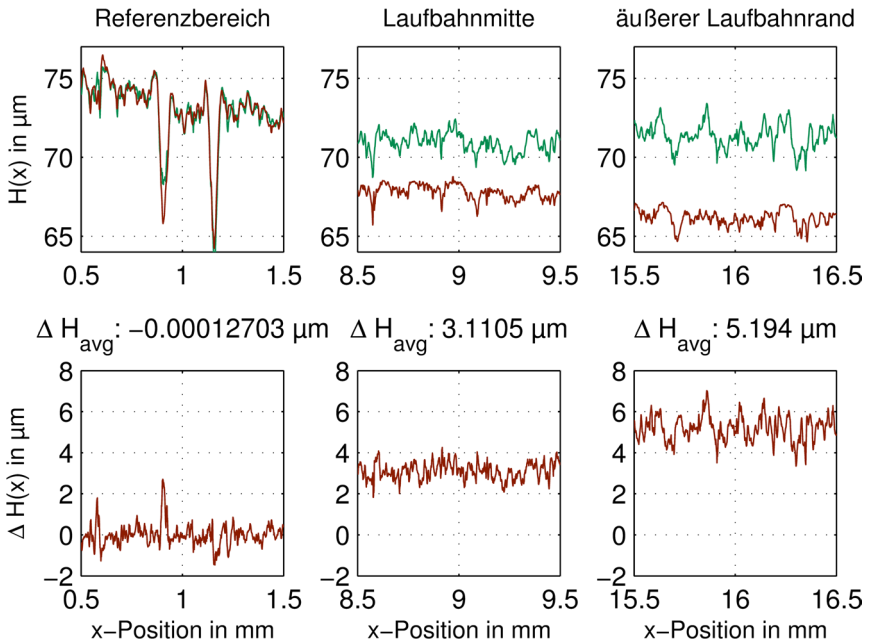


Abbildung 9: Detailausschnitte der zu vergleichenden Höhenschriebe aus Abbildung 8 (jeweils oben) und die sich daraus ergebenden Höhenunterschiede (jeweils unten).

Für den Referenzbereich ergibt sich erwartungsgemäß eine gute optische Übereinstimmung der Höhenschriebe, was für eine gelungene Ausrichtung der Profile spricht. Für die andern beiden Bereiche ergeben sich deutliche Änderungen in der erfassten Höhe – als Zusatzinformation ist der mittlere Höhenunterschied für die jeweilige Teilstrecke angegeben. Für die Verteilung der Profiltäler bestehen ausgeprägte Ähnlichkeiten, während der nach dem Versuch aufgenommene Höhenschrieb im Bereich der Profilspitzen geglättet erscheint. Diese Einglättung kann als Verschleißfolge angesehen werden. Wie bereits in Abbildung 8 zu erkennen, wächst der Höhenunterschied in Richtung der Laufbahnaußenkante an und übersteigt die „Schwingweite“ der Profile deutlich. Da die Profiltäler aber

scheinbar erhalten bleiben, lässt sich die gesamte Höhenänderung nicht durch einen verschleißbedingten Oberflächenabtrag erklären.

Ein möglicher Erklärungsansatz wäre eine nach außen zunehmende plastische Deformation der Lauffläche. Unterstellt man eine lineare Deformationszunahme und vernachlässigt eine verschleißbedingte Absenkung der Profilmittelinie, die aus der Einebnung von Rauheitsspitzen folgt, müsste sich die plastische Deformation durch eine lineare Regression über die Höhenunterschiede abbilden lassen. Die für das Beispiel ermittelte Ausgleichsgerade steigt über der Laufbahnbreite um etwa $4,7 \mu\text{m}$ an, woraus sich eine Änderung des Kegelwinkels infolge der plastischen Deformation von ca. $0,018^\circ$ ergäbe.

In Abbildung 10 sind die Höhendaten für die beiden in der Laufbahn angeordneten Teilstrecken dargestellt, wobei zu den nach dem Versuch ermittelten Höhendaten die angenommene elastische Deformation addiert wurde, sodass die verbleibenden Höhenunterschiede als Verschleißfolge angesehen werden können.

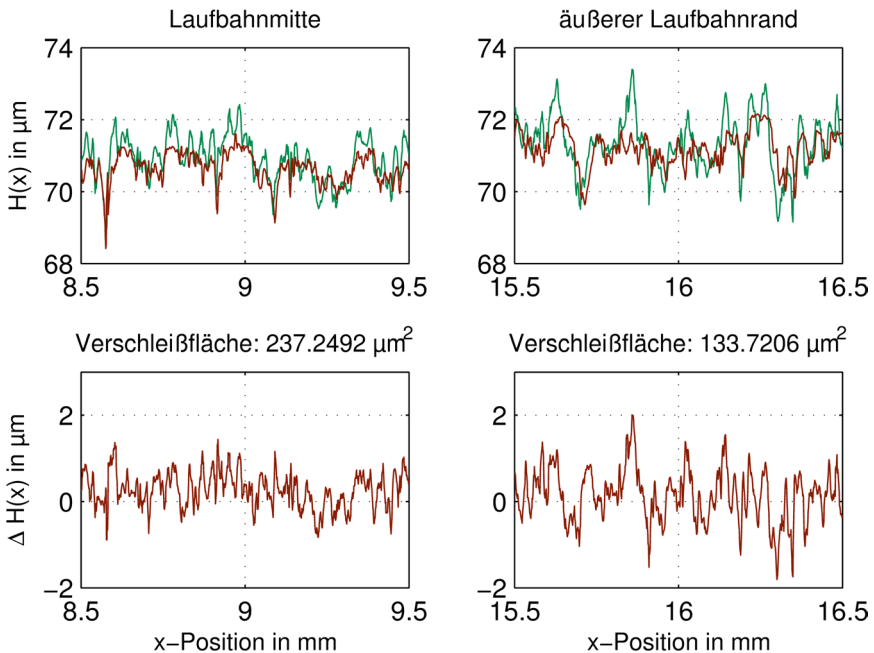


Abbildung 10: Höhendatenschriebe mit durch lineare Regression korrigierter plastischer Deformation (jeweils oben) und die sich daraus ergebenden Höhenunterschiede (jeweils unten).

Die abgebildeten Höhenschriebe zeigen eine ziemlich gute Übereinstimmung der Rauheitstäler und lassen deutlich Einebnungsbereiche von Rauheitsspitzen erkennen. Die Integration über die Höhendifferenz ergibt die auf der betrachteten

Teilstrecke eingeebnete Verschleißfläche und soll zukünftig als Vergleichswert für die während der Versuchsdauer erfolgte Verschleißwirkung zur Beurteilung von Durchläufern herangezogen werden.

Zusammenfassung

Am Institut für Maschinenwesen werden zurzeit Untersuchungen zum Verhalten von Druckkammlaufflächen beim Betrieb unter Mischreibungsbedingungen durchgeführt. Ziel der Arbeiten ist die Bestimmung von Leistungsgrenzen sowie die Evaluation des Einflusses verschiedener Gestaltungsparameter auf die Mischreibungsresistenz. Anhand der bisherigen Ergebnisse gelingt die Identifikation zweier unterschiedlicher Ausfallmechanismen. Zudem wurde ein Konzept zur Beurteilung der Verschleißwirkung auf Durchläufer anhand des Vergleichs von Höhenprofilen vorgestellt.

Literatur

- /1/ Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Heß, M.: Druckkamlagerungen: Gesteigerte Effizienz für schrägverzahnte Getriebe; In: Gleit- und Wälzlagerungen 2015: Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung; Schweinfurt, 06. und 07. Mai 2015. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015 (VDI-Berichte, 2257). ISBN 978-3-18-092257-7, S. 221-233
- /2/ Heß, M.: DFG SPP 1551: Der Druckkamm als „Ressourceneffizientes Konstruktionselement“. In: Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 40 (2015), 87-95
- /3/ Thoden, D.: Neuer Prüfstand für Verschleißuntersuchungen an Druckkammern. In: Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 34 (2009), 115-118

Innovative Seiltrommelkonstruktionen für die Mehrlagenwicklung mit Faserseilen

Schulze, M.; Wächter, M.; Stahr, K.¹



Hochfeste Faserseile kommen in der Praxis verstärkt zum Einsatz. Dies liegt in deren Vorteilen gegenüber Drahtseilderivaten begründet. Dem gegenüber steht der Nachteil, dass es keine adäquaten Einsatzrichtlinien und Dimensionierungsgrundlagen für Seiltriebe mit hochfesten Faserseilen gibt. Dies ist deswegen problematisch, da die aus hochfesten Polymerfasern hergestellten Seile nur bedingt vergleichbare Eigenschaften wie Drahtseile aufweisen. Bei der Dimensionierung geht es darum, die Trommel an das veränderte Belastungsszenario anzupassen. Der nachfolgende Artikel zeigt auf, wie durch die Anpassung des Systems Faserseil-Seiltrommel die Potentiale der Hochfestfaserseile für ein breiteres Anwendungsspektrum und insbesondere in gegenwärtig technisch herausfordernden Bereichen sicher nutzbar gemacht werden können.

High-strength fibre ropes have seen increased use. This is due to the advantages of high-strength braided ropes compared with other forms of wire rope. A disadvantage, on the other hand, is that there are no adequate guidelines for its use or basic sizing principles for rope drives with high-strength fibre rope. This also includes influences to be considered. Dimensioning involves adapting the drum to the new load scenario. By fitting the fibre-rope / rope-drum system, the high-strength fibre rope's potential for a wide range of uses can be exploited, particularly in presently challenging technical areas.

Einleitung

Der Einsatz moderner hochfester Faserseile liegt in den gestiegenen Anforderungen an laufende Seile begründet. Es besteht die Forderung nach größeren Seillängen und steigenden Traglasten. Dies kann durch die Verwendung hochfester Faserseile aufgrund ihres reduzierten Längengewichts und der daraus resultierenden besseren Handhabbarkeit realisiert werden.

Um den Einsatz der Faserseile an sich und die zusätzlichen Forderungen nach kompakten Konstruktionen, Leichtbau und einer Erhöhung der Lebensdauer der

¹ Gustav Wolf Seil- und Drahtwerke GmbH

Komponenten zu gewährleisten, muss das System Seil/Seiltrommel an die Eigenschaften von Faserseilen angepasst werden, da diese sich von den Eigenschaften von Drahtseilen unterscheiden. Dazu zählen beispielsweise die Durchmesserminimierung unter Last, die Verformung unter Querbelastung oder die Reibungseinflüsse in Abhängigkeit von der Gegenkörpergeometrie.

Das Fehlen wissenschaftlich abgesicherter Erkenntnisse über mit Faserseilen mehrlagig bewickelte Trommeln erschwert eine beanspruchungsgerechte Seil- und Seiltrommeldimensionierung.

Faserseile für potentielle Einsatzgebiete in der Mehrlagenwicklung sicher nutzbar zu machen ist ein Ziel neuerer Forschung /1/, /2/, /3/.

Veränderte Eigenschaften von Faser- gegenüber Drahtseilen

Um die Auswirkungen von Faserseilen in Mehrlagenwicklung auf die Trommel zu beurteilen, ist es wichtig, das Seil und die Trommel als Gesamtsystem zu betrachten, um ihre Wechselwirkungen zu berücksichtigen.

Beim Teilsystem Seil sind dabei gängige Eigenschaften wie Durchmesser, Füllfaktor, Materialeigenschaften und die Längselastizität zu beachten. Zudem ist jedoch auch der in der Regel von den Herstellern nicht ermittelte Wert der Querelastizität sehr wichtig /2/, /3/.

Anwender Gesamtsystem „Seil und Seiltrommel“

- Korrosionsschutz des (metallischen) Trommelkörpers
- Erhöhung der Seillebensdauer durch Minderung der Seilschädigung durch Längs- / Querbelastung in Kombination mit Relativbewegung
- Kostengünstig in Anschaffung sowie Instandhaltung



Entwicklung Teilsystem „Seiltrommel“

- Korrosionsschutz
- Nivellierung von Bearbeitungsfehlern, scharfen Kanten
- Beständigkeit hinsichtlich Wickeldruck + Relativbewegung
- Verformungsvermögen (elastisch, plastisch)
- Dämpfungsvermögen
- Beständigkeit hinsichtlich aggressiver Medien
- Verarbeitbarkeit / Nachrüstbarkeit / Kostengünstigkeit
- Keine Reibungsminderung (!), vielmehr eine hinreichend sichere Abschätzung der Kenngröße



Entwicklung Teilsystem „Faserseil“

- Minderung der Seilschädigung durch Längs- / Querbelastung in Kombination mit Relativbewegung
- Chemische Verträglichkeit mit dem Zugmittel
 - Keine Reaktionsreste
 - Keine ausgasenden Beschichtungskomponenten
- Langzeitbeständigkeit der Oberflächeneigenschaften



Abbildung 1: Darstellung wechselseitiger und teilweise gegenläufigen Anforderungen zwischen den Teilsystemen Faserseil und Seiltrommel sowie Kundenanforderungen /1/

Das Teilsystem Trommel setzt sich aus der Geometrie und den Materialeigenschaften, insbesondere den Elastizitäten zusammen. Dabei ist es wichtig zu

beachten, dass die einzelnen Bestandteile der Trommel wie Bordscheiben und Mantel sowie die Verbindungen dazwischen unsymmetrischen Belastungen ausgesetzt sind. Die Belastungen unterscheiden sich auch für die Fälle, ob es sich um eine unberillte, eine schraubenförmig berillte oder eine Trommel mit Systemrillung handelt. Beim Einsatz von Faserseilen ist von Interesse, das die Trommel Einfluss auf die Reibverhältnisse zwischen Seil und Seiltrommel und die Ovalisierung des Seils hat. Außerdem kann durch Veränderungen an der Trommel das Faserseil unterstützt werden. Im Nachfolgenden wird auf die Veränderungen beim Einsatz eines Faserseiles auf die Seilquerelastizität, die Reibungsverhältnisse, die Seilovalisierung sowie die Trommelbeanspruchung eingegangen.

Die Querelastizität von Seilen

Die Querelastizitätsmessung von Seilen kann, wie in Abbildung 2 links im Querschnitt gezeigt, vorgenommen werden. Auf die entsprechend der gewünschten Trommelgeometrie gewählte Prüfgeometrie und damit auf das vorgespannte Seil wird eine Querkraft aufgebracht. Der Querelastizitätsmodul ist generell vom Seil und vom Seilaufbau abhängig. Zudem variiert er mit folgenden Kräften am Seil: erstens der aufgebrachtten Längskraft im Verhältnis zur Mindestbruchkraft des Seils und zweitens von der aufgebrachtten Querkraft im Verhältnis zur Längskraft [2].

Die Längskraftverhältnisse werden dazu von 5 bis 50% der Seilnennspannung verändert:

$$k_{\text{longitudinal}} = \frac{\sigma_{\text{longitudinal}}}{\sigma_{\text{longitudinal-nominal}}} = 0,05 \dots 0,5. \quad 1$$

Das Querkraftverhältnis wird in Abhängigkeit der gewählten Längskraft wie folgt gewählt:

$$k_{\text{lateral}} = \frac{\sigma_{\text{lateral}}}{\sigma_{\text{longitudinal}}} = 0,04 \dots 0,06. \quad 2$$

Zur Auswertung wird die im Versuch gemessene Kraftänderung zur gemessenen Wegänderung ins Verhältnis gesetzt (Abbildung 2, rechts).

Nach dem skizzierten Verfahren untersuchte Faserseile zeigten geringere Quersteifigkeiten als vergleichbare Drahtseile /5/. Die dargestellten Elastizitäten wurden dazu entsprechend Gleichung 1 bei 5 bis 50% der maximalen Längskraft und entsprechend Gleichung 2 für ein $k_{\text{lateral}} = 0,06$, welches unter Annahme geometrischer und anderer Vereinfachungen einem D/d Verhältnis (Trommeldurchmesser D zu Seilnenn Durchmesser d) von 25 entspricht, ermittelt (siehe Abbildung 3).

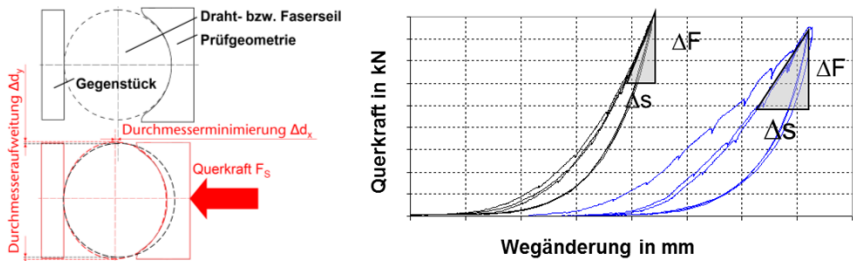


Abbildung 2: Querelastizitätsmessung von Seilen im Querschnitt (links) Ergebnis exemplarischer Messungen (rechts)

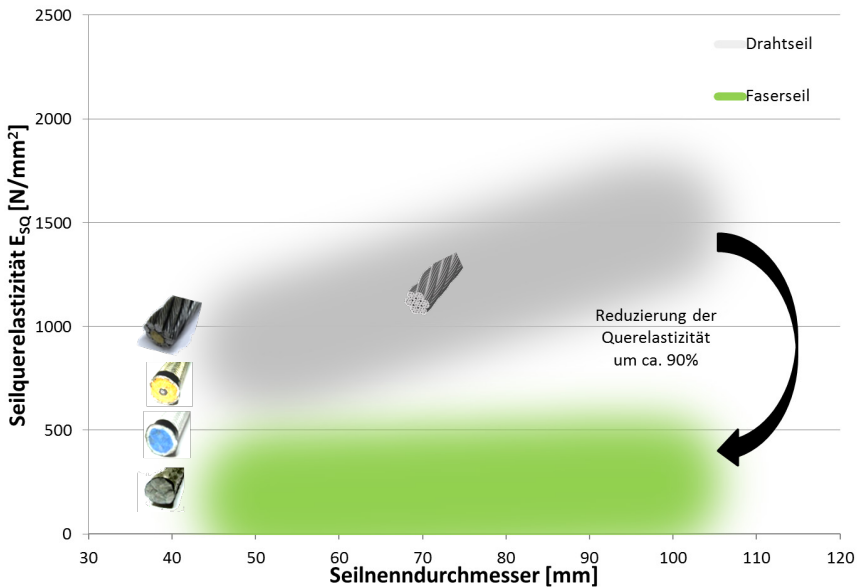


Abbildung 3: Reduzierung der Querelastizität im Vergleich Draht- zu Faserseil um ca. 90%

Im Zuge der Untersuchungen stellte sich heraus, dass hinsichtlich des Seilquerelastizitätsmodules mit deutlich reduzierten Querelastizitäten im Vergleich Draht- zu Faserseilen um durchschnittlich ca. 90% zu rechnen ist.

Der Vergleich verschiedener Faserseile untereinander zeigt auch, dass es eine Abhängigkeit der Querelastizität vom Material gibt. Aus Polyester hergestellte Seile weisen eine geringere Seilquerelastizität auf im Vergleich zu Seilen aus ultra-

hoch-molekularem Polyethylen (UHMWPE). Außerdem gibt es Veränderungen der Quersteifigkeit wenn ein nicht lasttragender Mantel zur Verbesserung der Schnitt-, Abrasions- und UV-Beständigkeit eingesetzt wird. Bei gleichem Nenndurchmesser wird der lasttragende Querschnitt verringert. Die Quersteifigkeit wird in diesem Fall ebenfalls verringert /3/, /7/.

Die Reibungsverhältnisse

Bei der Substitution von Draht- durch Faserseile muss von einer Veränderung der Reibungsverhältnisse ausgegangen werden. Dabei sind die Reibungsverhältnisse sowohl zwischen den einzelnen Umschlingungen als auch dem Kontaktbereich zwischen Seil und Seiltrommel von Interesse (Abbildung 4, links). Deswegen werden Untersuchungen dieser Reibverhältnisse in einem ebenen Versuch nachgebildet (Abbildung 4, Mitte und rechts).

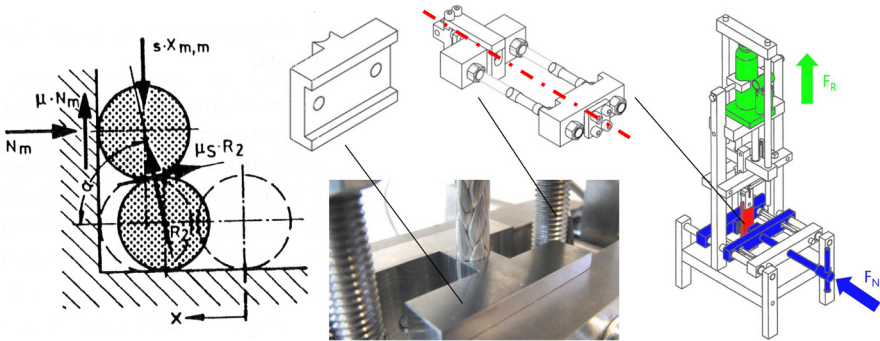


Abbildung 4: Kontaktbereiche nach /4/ (links), ebener Versuch zur Reibwertermittlung (Mitte und rechts)

Die Ergebnisse zeigen, dass der Reibwert nicht nur vom Material des Faserseils, der Oberflächenbeschaffenheit der Trommel (Oberflächengüte und etwaige Beschichtungen) und Umgebungsbedingungen wie von einem trockenen oder feuchten Seil abhängig ist, sondern auch von der Längskraft, mit der das Seil belastet wird und dem Querkraftverhältnis $k_{lateral}$. So ist bei einer Zunahme der Längskraft eine Abnahme des Reibkoeffizienten zu sehen. Bei der Erhöhung des Querkraftverhältnisses (was einer Verkleinerung des D/d Verhältnisses gleicht) wird der Reibkoeffizient ebenfalls in den meisten Fällen kleiner (Abbildung 5). Kleinere Werte sind auch im Kontaktfall Seil – Seil im Vergleich zum Kontaktfall Seil – Rille, bei sonst gleichen Bedingungen, zu erkennen.

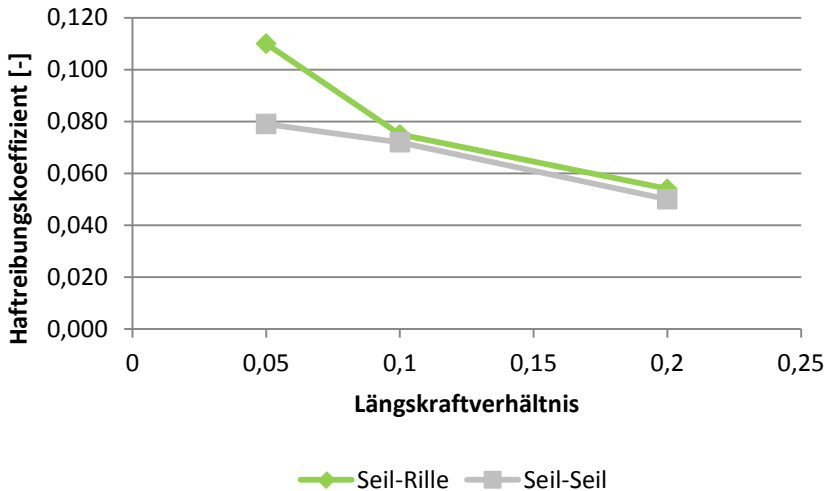


Abbildung 5: *Haftreibkoeffizienten Seil - Rille und Seil - Seil, Querkraftverhältnis 0,06, Rundgeflechtseil, Dyneema SK 75, Seildurchmesser 6 mm*

Die Ovalisierung des Seils

Die Ovalisierung von Seilen kann beispielsweise durch das Verhältnis der Einzeldurchmesser des ovalen Seils beschrieben werden:

$$O_{rel} = \frac{|d_x - d_y|}{\max(d_x; d_y)}. \quad 3$$

Diese Ovalisierung entsteht bei der Bewicklung der Trommel insbesondere in der Mehrlagenwicklung. Durch den Druck der oberen Lagen auf die darunterliegenden aber auch durch die Belastung des Zugmittels in der letzten Lage stellt sich eine bleibende Verformung ein. Diese ist durch die Abhängigkeit von den folgenden Lagen in den jeweiligen Lagen unterschiedlich stark ausgeprägt. Bei dem Vergleich von Draht- und Faserseilen bei der Bewicklung einer berillten Trommel ist eine wesentlich stärkere Ovalisierung des Faserseils festzustellen (Abbildung 6).

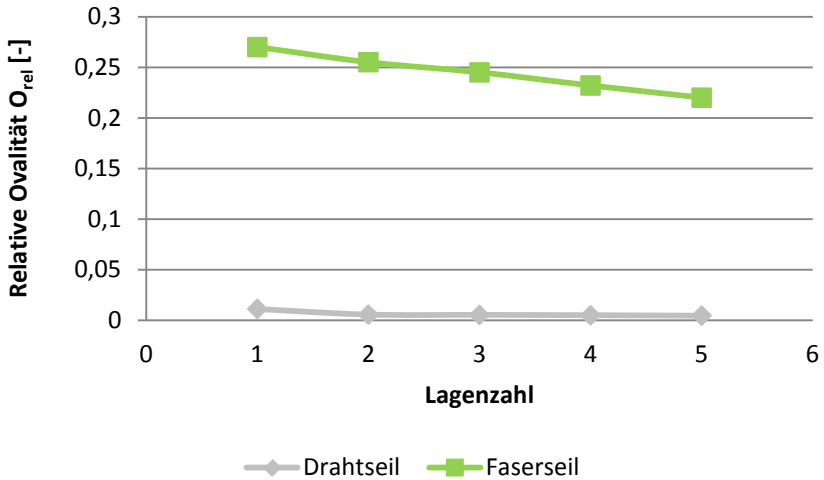


Abbildung 6: Relative Ovalität von Draht- und Faserseil in Abhängigkeit der Lage

Die Folge für das Wickelpaket ist eine Wickelradienminimierung Δr von ca. 50% bis 70% im Vergleich zu gängigen Drahtseilen. Dadurch verschieben sich die Kraftangriffspunkte des Wickelpaketes an der Bordscheibe (Abbildung 7).

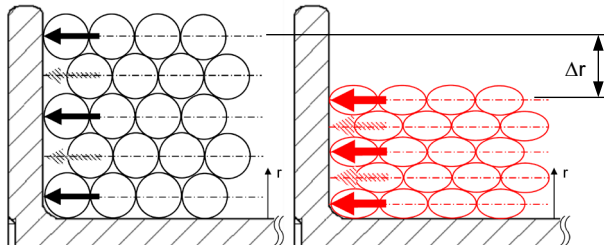


Abbildung 7: Seilpaket Drahtseil (links) und Faserseil (rechts) /2, 3/

Dieser Effekt der Radienminimierung ist bei ersten Versuchen auch bei dem Einsatz eines noch ungebrauchten Faserseils zu beobachten. Bei der ersten Bewicklung stellt sich noch ein verhältnismäßig großer Radius in jeder Lage des Wickelpaketes auf der Trommel ein. Dieser nimmt jedoch bei weiteren Wickelzyklen ab.

Einflüsse der Faserseilbewicklung auf die Trommel

Die oben beschriebenen Eigenschaften der Faserseile haben verschiedene Auswirkungen auf die Trommelbelastung im Vergleich zu einer Bewicklung mit Drahtseilen.

Die andersartige Querschnittsstabilität von Faserseilen führt zu mangelnder Formstabilität und damit zu einem schlechten Wickelerggebnis. Weiterhin kommt es sowohl zu hohem Seilverschleiß als auch zu unkontrollierten Belastungszuständen an der Trommel.

Die verminderten Querelastizitätseigenschaften führen – singulär betrachtet – an der Trommel zu einer Entlastung des Trommelmantels und zu einer höheren Belastung der Bordscheiben (Abbildung 8).

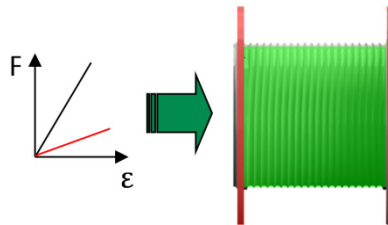


Abbildung 8: Auswirkungen einer andersartigen Seilsteifigkeit auf Trommel und Bordscheiben

Der geringere Haftreibungswert aufgrund des Einsatzes von Faserseilen führt zu einer höheren Belastung der Bordscheiben (Abbildung 9). Dies bewirkt eine höhere Dehnung des Trommelmantels in axialer Richtung. Eine unter Umständen zu erwartende Zunahme der Bordscheibenbelastung kann mit 10-20% quantifiziert werden.

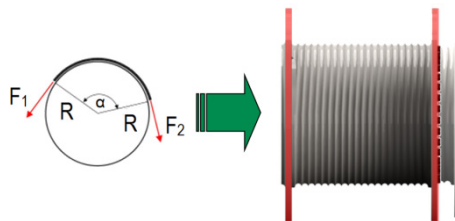


Abbildung 9: Auswirkung des veränderten Reibwertes auf Bordscheiben und Trommel

Die Ovalisierung des Seils hat ebenfalls Einfluss auf den Trommelmantel und die Bordscheiben. Im Gegensatz zu den zuvor genannten Effekten ergibt sich hier

jedoch eine höhere Belastung des Trommelmantels und eine Entlastung der Bordscheiben (Abbildung 10).

Die höhere Belastung des Trommelmantels resultiert aus den kleineren Wickelradien (vgl. Abbildung 7), da ein umgekehrt proportionaler Zusammenhang zwischen dem Wickelradius und dem Trommelmanteldruck besteht /4/.

Die kleineren Wickelradien sind ebenfalls für die geringeren Bordscheibenlasten verantwortlich, da die Veränderung des Kraftangriffspunkts eine Verkürzung des Hebels verursacht.

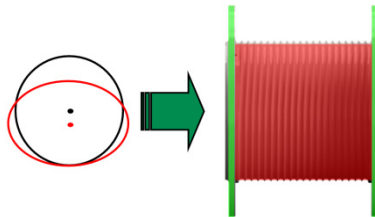


Abbildung 10: Veränderung der Belastungen aufgrund der Ovalisierung des Seils

Die genannten Effekte Haftreibungsminderung sowie Wickelradienminimierung sind hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf das Beanspruchungsszenario des Übergangsbereiches Trommelmantel–Bordscheibe gegenläufig. Im Rahmen durchgeführter Untersuchungen konnte im Durchschnitt eine Verringerung der Belastung nachgewiesen werden.

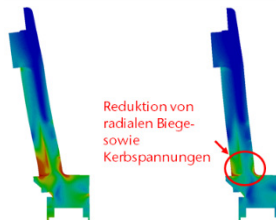


Abbildung 11: Biege- und Kerbspannung im Anschlussbereich Mantel – Bordscheibe

Zum Einfluss andersartiger Eigenschaften von (Hochfest-)Faserseilen auf den Entlastungseffekt im Zuge der mehrlagigen Bewicklung von Seiltrommeln

Ernst /9/ berücksichtigte im Zuge der rechnerischen Auslegung bewickelter Seiltrommeln auf Basis eines analytischen Ersatzmodells erstmals die Entlastungs-

effekte der singulären Seilwindung infolge der Nachgiebigkeit des Trommelkörpers und stellte die Auswirkungen auf das Beanspruchungsszenario des Trommelmantels dar.

Dietz /4/ greift die Erkenntnisse von Ernst auf und erweitert die Betrachtungen auf eine mehrlagige Trommelbewicklung unter erstmaliger Berücksichtigung der Steifigkeitseigenschaften des Zugmittels anhand transversal isotroper Seileigenschaften in Form von Längs- bzw. Querelastizitätsmodul sowie einer Verformung des Seilquerschnittes in Radialrichtung infolge des Wickeldruckes.

Die so genannten Entlastungseffekte im Zuge der mehrlagigen Bewicklung bewirken, dass die tatsächliche Trommelmantelbeanspruchung geringer ausfällt als durch eine analytische Superposition der singulären Beanspruchung in jeder Wickellage. Der in /4/ pauschal angenommene Entlastungsfaktor von circa 0,8 liefert zum Teil jedoch zu geringe Spannungen als Prognose. Dietz /4/ benennt in Ergänzung zur Verformung des Trommelmantels durch die auflaufende Seilwindung unter Zugkraft und der damit einher gehenden Absenkung des Trommelmantels unter radialem Druck ebenfalls die Verformung des Seilquerschnittes unter radialem Wickeldruck und eine damit einher gehende Zugspannungsverringering als wesentliche Einflussgröße auf die Druckentlastung des Trommelmantels (Abbildung 12). Diese beiden Phänomene stehen bekanntlich in Wechselwirkung, beeinflussen sich also gegenseitig.

Bis dato erfolgte eine Abschätzung des Entlastungseffektes im Zuge der Mehrlagenwicklung von Hybrid- und Faserseilen beruhend auf den Annahmen für Vollstahlseile. Im Zuge dessen konnten wiederholt signifikante Differenzen im Vergleich der experimentellen Beanspruchungsanalyse sowie der kombiniert analytisch-numerischen Prognose festgestellt werden, vgl. /8/ sowie /5/, /7/.

Thesen zu möglichen Ursachen bestehen unter anderem in einer zu hohen Abschätzung des so genannten Entlastungseffektes im Zuge der Mehrlagenwicklung in Abhängigkeit des verminderten Querelastizitätsmodules sowie des Ovalisierungsverhaltens der untersuchten Hybridseil- und Faserseilkonstruktionen.

Die Einflussnahme der in den vorherigen Kapiteln beschriebenen, andersartigen Eigenschaften (hochfester) Faserseile wie beispielsweise verminderter Seilquersteifigkeit sowie Ovalisierungsverhalten auf diese Zugkraftentlastung in einzelnen Wickellagen soll Gegenstand der folgenden Betrachtungen zum singulären Verhalten der Zugkraftentlastung in unteren Wickellagen aufgrund radialem Wickeldruck sein.

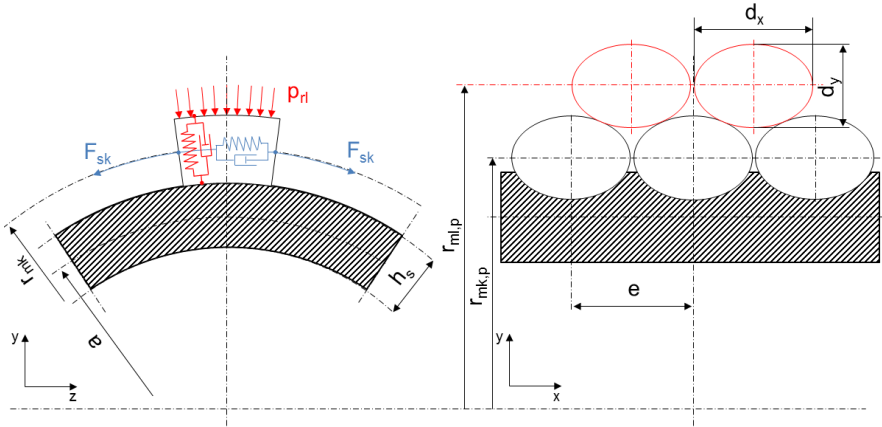


Abbildung 12: Mechanisches Ersatzsystem Faserseilwicklung unter Querlast (links); theoretische Annahme des Seilpaketes als sich berührende elliptische Flächen bzw. Zylinder (rechts)/3/

Das mechanische Ersatzsystem einer singulären Windung der Wickellege k kann näherungsweise anhand eines Feder- oder Feder-Dämpfer-System in Längs- sowie Querrichtung des Zugmittels dargestellt werden. Durch eine Bewicklung in der Lage I erfährt einerseits die Wickellege k als auch der Trommelkörper eine Druckbelastung. Klassisch wird der daraufhin eintretende Entlastungseffekt differenziert hinsichtlich einer radialen Verformung des Trommelmantels sowie weiterhin einer Verkürzung des mittleren Seildurchmessers durch Querverformung, welcher eine Verminderung der Seilzugspannung um den Betrag ΔF_s in der jeweiligen Wickellege mit sich bringt. Eine Zugkraftentlastung der Seilagen wirkt sich wiederum auf den entstehenden Trommelmanteldruck aus und beeinflusst diese Belastungsgröße maßgeblich.

Für stationäre Systeme bzw. Systeme mit geringer Dämpfung kann die Zugkraftentlastung eines Seiles in der Wickellege k aufgrund Querverformung unter Einwirkung eines radialen Wickeldruckes p_r der Wickellege I vereinfacht wie folgt beschrieben werden:

$$\Delta F_{sk} = p_r \cdot \frac{\sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot d_x \cdot d_y \cdot f_{tex}}}{2r_m} \cdot \frac{E_{SL}}{E_{SQ}} \cdot A_{tex} \quad 4$$

Entgegen der klassischen Theorie des Zylinderstapels nach /10/, /4/ et al. sollte eine Beschreibung des verformten Seilquerschnittes beispielsweise durch die Berücksichtigung der charakteristischen Kenngrößen einer elliptischen Zylinderfläche erfolgen.

Durch eine Betrachtung des Seilquerschnittes als Ellipse in der 1. Hauptlage, ergibt sich der in der Gleichung genannte Wickelradius r_m der Wickellege n

anhand der geometrischen Querschnittsgrößen für den Parallelbereich einer Systemrillung zu:

$$r_{mn,p} = a + \frac{h_s + d_y}{2} + \frac{n-1}{2} \cdot \sqrt{d_y^2 \cdot \left(4 - \frac{e^2}{d_x^2}\right)}, \quad 5$$

sowie analog für den Kreuzungsbereich zu:

$$r_{mn,k} = a + \frac{h_s + d_y}{2} + \left(n - \frac{1}{2}\right) \cdot d_x. \quad 6$$

Zur singulären Bewertung des anteiligen Entlastungseffektes aufgrund Querschnittsverformung in Abhängigkeit der Kenngrößen Seillängs- bzw. Quersteifigkeit sowie Querschnittsovalisierung ist zunächst die folgende Fallunterscheidung sinnvoll:

Erfährt das Seil keinerlei Querschnittsverformung ($O_{rel} = 0$; $d_x = d_y$), so ist das Verhältnis der Seilsteifigkeiten von Längs- zu Querrichtung im jeweiligen Lastpunkt eine wesentliche Einflussgröße auf den Entlastungseffekt. Moderne Spezialdrahtseile für die Mehrlagenwicklung weisen hierbei Verhältnisse bis hin zu $E_{Sl}/E_{SQ} = 30$ auf, wobei sich dieser Kennwert für moderne Fasergeflechte auf bis zu $E_{Sl}/E_{SQ} = 300$ erhöhen kann. Folglich kann der Entlastungseffekt anhand Zugkraftentlastung für moderne Fasergeflechte unter singulärer Betrachtung des Verhältnisses Ihrer Steifigkeiten in Längs- und Querrichtung als deutlich gesteigert prognostiziert werden (vgl. Abbildung 13). In Theorie wie auch Praxis sind Betrachtungen und Fallunterscheidungen für gänzlich zugkraftentlastete Wickellagen empfehlenswert.

Erfährt das Seil im Zuge der Mehrlagenwicklung eine Verformung des Seilquerschnittes hin zu einer elliptischen Querschnittsform ($O_{rel} > 0$; $d_x \neq d_y$), reduziert sich wie beschrieben der Wickelradius. Auf entsprechende, grundsätzliche Auswirkungen wurde bereits eingegangen. Auf den anteiligen Entlastungseffekt aufgrund Querschnittsverformung wirkt sich eine (ovale oder elliptische) Verformung grundsätzlich reduzierend aus (vgl. Abbildung 13). Diese Reduktion zieht eine Belastungs- und somit Beanspruchungserhöhung des Trommelmantels nach sich.

Ebenfalls ist somit der Entlastungseffekt in unteren Seillagen grundsätzlich höher zu bewerten. Das Verhalten des anteiligen Entlastungseffektes aufgrund Querschnittsverformung in Abhängigkeit der Lagenzahl bzw. des Wickelradius' sowie des Ovalisierungsgrades ist exemplarisch in Abbildung 14 dargestellt. Ergänzend ist fest zu halten, dass der Entlastungseffekt in Abhängigkeit der betrachteten Wickellage unterschiedlich stark in Abhängigkeit des Ovalisierungsgrades abnimmt.

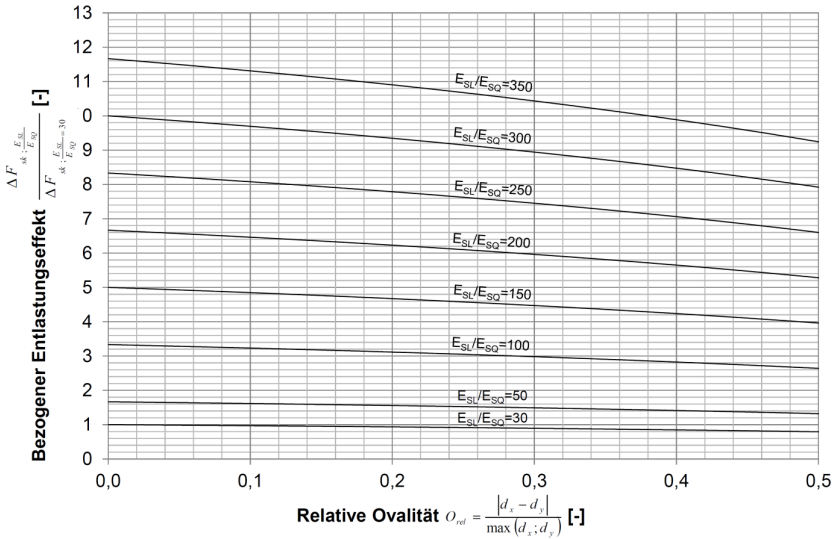


Abbildung 13: Bezogener Entlastungseffekt in Abhängigkeit des Seilsteifigkeitsverhältnisses E_{sl}/E_{SQ} sowie der relativen Ovalität $O_{rel}/3/$

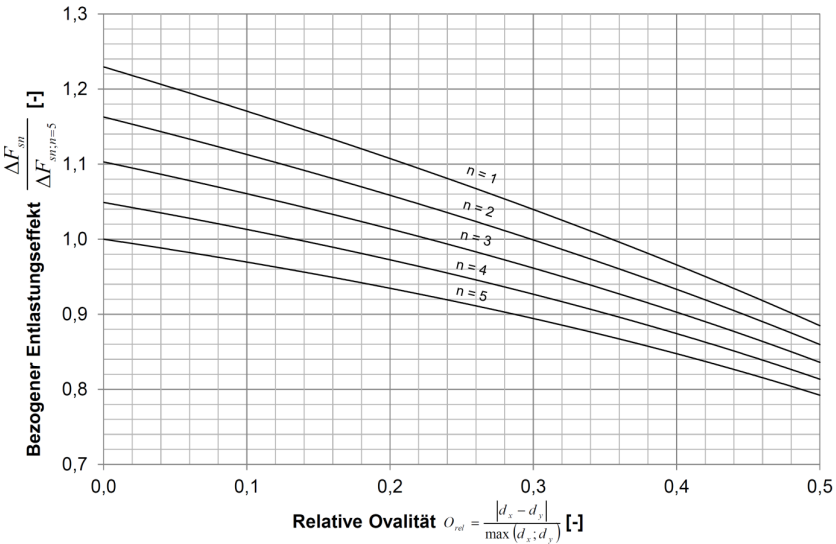


Abbildung 14: Exemplarische Darstellung des bezogenen Entlastungseffektes in Abhängigkeit der Lagenzahl n sowie der relativen Ovalität $O_{rel}/3/$

In den vorhergehenden Betrachtungen wurde singular die Seilentlastung aufgrund Verkürzung des mittleren Seildurchmessers durch Querverformung betrachtet.

Unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen des Gesamtsystems Seil/Seiltrommel lassen sich die Auswirkungen der behandelten Kenngrößen Steifigkeitsverhältnis sowie relativer Ovalität auf den resultierenden Trommelmanteldruck und einer somit im Trommelmantel hervor gerufenen Belastung und Verschiebung entlang der Trommellänge wie folgt anhand Abbildung 15 darstellen.

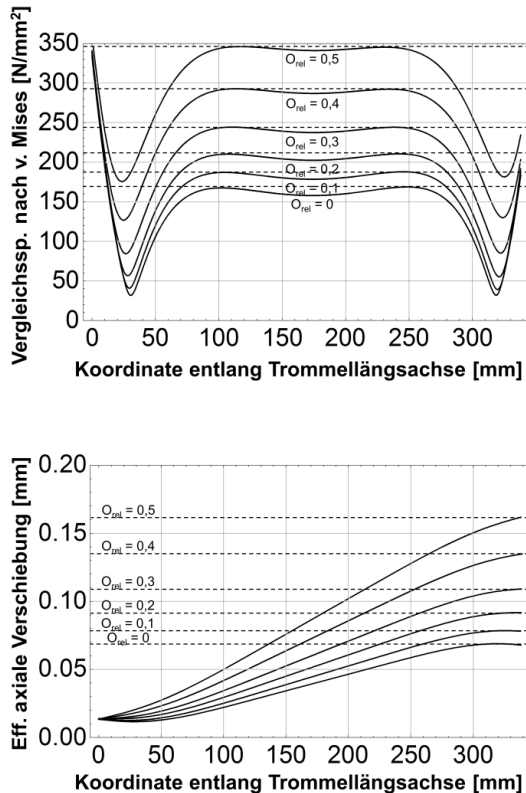


Abbildung 15: Vergleichsspannung nach v. Mises im Trommelmantel (oben) und die effektive axiale Verschiebung im Trommelmantel (unten) über der Trommelmantellänge in Abhängigkeit von der relativen Ovalisierung O_{rel} 0 - 0,5 bei konstantem E_S/E_{SQ} Verhältnis von 250 /3/

Zusammenfassung

Durch die Substitution von Draht- durch Faserseile muss das System Seil/Seiltrommel an die veränderten Bedingungen angepasst werden.

Andere Eigenschaften zeigt das Faserseil insbesondere in der geringeren Quersteifigkeit und dem verringerten Haftreibwert im Vergleich zu Drahtseilen. Der Haftreibwert ist zudem auch abhängig von den Einsatzbedingungen des Seils. So zeigen sich Abhängigkeiten von der Seillängskraft und dem Querkraft- und somit D/d Verhältnis. Weiterhin ist beim Faserseil eine deutliche höhere Ovalisierung festzustellen.

Bei der Berechnung des Belastungsszenarios können die andersartigen Eigenschaften von Faserseilen gegenüber konventionellen Drahtseilen berücksichtigt werden. Dies konnte anhand der Auswirkungen des veränderten Verhältnisses von Seillängselastizität zu Seilquerelastizität und der Ovalisierung des Seils auf den Entlastungseffekt gezeigt werden.

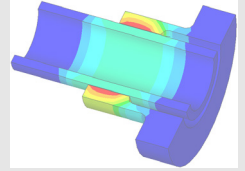
Faserseile können somit durchaus in der Mehrlagenwicklung zum Einsatz kommen um ihre Potentiale gerade hinsichtlich großer Seillängen zu nutzen. Die Anwendung für ein breites Anwendungsfeld bietet jedoch noch weiteres Forschungspotential.

Literatur

- /1/ Innovatives Wickelsystem für Seile aus Synthesefasern, Abschlussbericht zum durch die AiF geförderten Verbundprojekt, 2015, Förderkennzeichen VP2515317US1.
- /2/ Schulze, M.; Wächter M.; Innovatives Wickelsystem für Faserseile; Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 40 (2015), 17-28.
- /3/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Schulze, M.; Wächter, M.: Innovative drum construction for multilayer winding with fibre ropes; Challenging rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2015, Dr. I.M.L. Ridge, Stuttgart, Germany, ISBN: 978-0-9552500-5-7.
- /4/ Dietz, P.: Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln; Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1971.
- /5/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Safe use of hoisting drums wound with multiple layers of wire, hybrid, fibre and/or large diameter ropes; Proceedings OIPEEC 2011 / 4th International Ropedays, College Station, Texas, 2011.

- /6/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Potentiale sowie Auswirkungen von Hochfestfaserseilen auf mehrlagig bewickelte Seiltrommeln im Bergbau-, Offshore als auch Kranbereich; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Februar 2013, ISSN 1869-8018.
- /7/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Simulation of fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; Simulating rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2013, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-4-0.
- /8/ Schwarzer, T. Gestaltung und Dimensionierung von Windentrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit Kunststoff- und Hybridseilen, Dissertation, Technische Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld, 2011.
- /9/ Ernst, H.: Die Hebezeuge - Bemessungsgrundlagen, Bauteile, Antriebe, Vieweg, Braunschweig, 1973.
- /10/ Waters, E.: Rational design of hoisting drums; The American Society of Mechanical Engineers (ASME) Transactions 1920, S. 463-472, New York City, 1920

Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik
und Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Wie entstehen Produktideen? Neues Seminar vermittelt notwendige Vorgehensweisen und Methoden

Langenbach, J.

Das Seminar Prodeen thematisiert die Produktfindungsphase. Das Seminar rückt allerdings die Teilnehmer in den Mittelpunkt, die alle Inhalte selbst erarbeiten und bewerten. Eine Fallstudie ermöglicht das Anwenden des erworbenen Wissens.



The new course Seminar Prodeen covers the early design phase from market analyses to a product concept. The students prepare presentations for the methods to learn and therefore acquire the knowledge actively. Also the grading is done by the students themselves.

Ausgangslage

Als Innovationstreiber ist die Produktentwicklung für den deutschen Maschinenbau ein wichtiger Wettbewerbsbestandteil. Daher ist eine fundierte Ausbildung der Ingenieure gerade in diesem Umfeld von entscheidender Bedeutung, um die Technologieführerschaft langfristig zu erhalten. Aktuell erhalten die Maschinenbau- und Wirtschaftsingenieure bereits in den Lehrveranstaltungen Entwicklungsmethodik (ehemals Konstruktionslehre I) und Ressourceneffiziente Produktentwicklung (ehemals Konstruktionslehre II) Einblicke in die Methodik zur systematischen Entwicklung von Produkten. Daneben existiert die Veranstaltung Rechnerintegrierte Produktentwicklung, die auf die EDV-Technologien in der Entwicklung und Konstruktion eingeht. Diese Lehrveranstaltungen bildeten bisher jedoch die einzige Möglichkeit für Studenten in Clausthal, sich im Bereich der Produktentwicklung zu profilieren. Weitere Lehrveranstaltungen in diesem Themenumfeld konnten nicht als Wahlpflichtfach belegt werden, womit eine Profilschärfung als Produktentwickler nicht ausreichend möglich war. Hierfür blieben insbesondere die Findung neuer Produkte und die frühe Phase des Entwicklungsprozesses, in der die wichtigsten Produktmerkmale definiert werden, unberücksichtigt. Die neue Veranstaltung Prodeen schließt diese Lücke und vermittelt den Studenten Methoden und Ansätze, neue Produkte zu finden und zu planen. Gleichzeitig ermöglicht sie den Studenten als Wahlpflichtfach, den Schwerpunkt Produktentwicklung stärker zu betonen.

Inhaltlicher Aufbau

Die Lehrveranstaltung ist als Seminar konzipiert und behandelt die Phase der Produktfindung (s. Abbildung 1). Ausgehend von der Analyse des Marktes und des Unternehmens werden mögliche Produktinnovationen identifiziert. Anschließend erfolgt die Lösungsfindung und Bewertung für die ausgewählte Produktidee, so dass abschließend ein Entwicklungsvorschlag vorliegt.

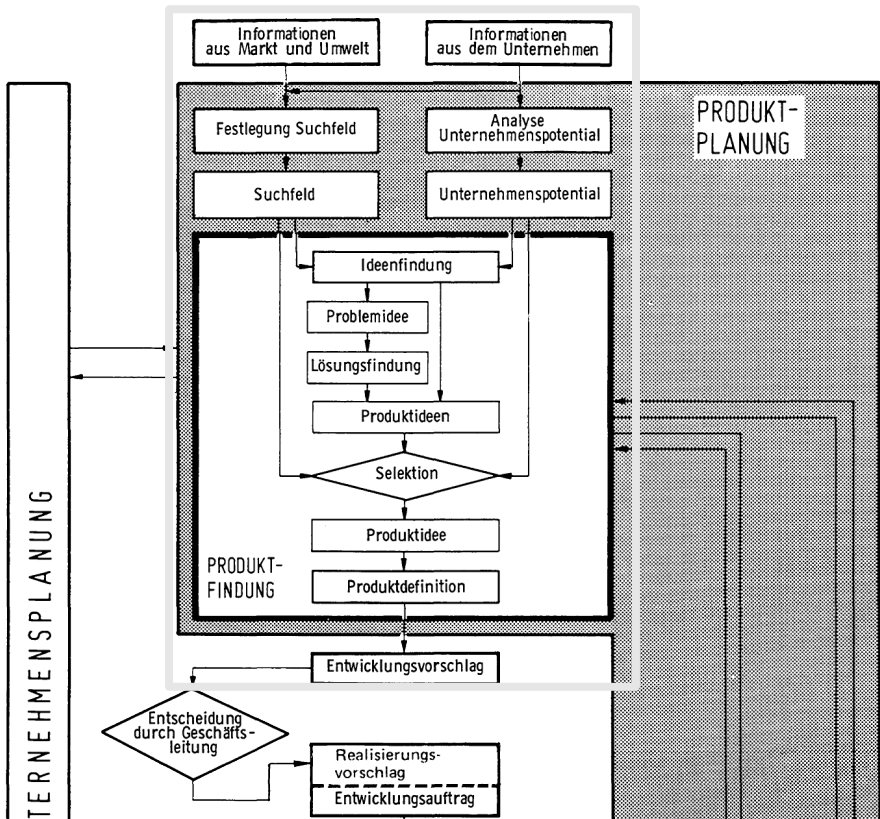


Abbildung 1: Ausschnitt aus /1/ mit dem Seminarinhalt von der Unternehmens- und Umfeldanalyse bis hin zum Entwicklungsvorschlag

Als Vorgehensmodell für die Produktfindung wird sowohl das W-Modell /2/, das Design Thinking /3/ als auch das Münchener Vorgehensmodell (/4/ bzw. Abbildung 2) diskutiert. Die Veranstaltung orientiert sich dabei an letzterem. Für

jede der im Münchener Modell enthaltenen Arbeitsschritte erlernen die Teilnehmer mögliche Methoden zur Lösung der Aufgabe.

Kreativ lernen für kreative Problemlösung

Da in der Produktfindungsphase Kreativität besonders wichtig ist, sind auch entsprechende weiche Faktoren wichtig. Daher findet die Veranstaltung nicht in Form von Frontallehre statt, sondern überlässt die Erarbeitung der Inhalte den Studenten. Diese sind in Gruppen aufgeteilt und erarbeiten zu wichtigen Methoden Kurzpräsentationen. Mit Hilfe der Präsentationen vermitteln sich die Teilnehmer gegenseitig das notwendige Wissen über die Methoden. Unterstützt werden Sie dabei von Methodenblättern, die das wichtigste auf einer DIN-A4-Seite zusammenfassen.

Parallel zum Wissensaufbau findet die Wissensanwendung statt. Hierfür bearbeiten die Teilnehmer in den gleichen Gruppen, eine Fallstudie. Diese beschreibt grob ein Unternehmen mit seinen Produkten. Die Aufgabe der Gruppen besteht darin, für diese Unternehmen neue Produktinnovationen herauszuarbeiten. Als Hilfsmittel erhalten die Studenten typische Arbeitsmittel aus dem Design Thinking (Post-its, Foamboards, Pinwand, Whiteboard, ...) sowie Material zum Prototypenbau. Für die Phase der Marktanalyse steht den Studenten zusätzlich ein Statistikportal für die Recherche zur Verfügung.

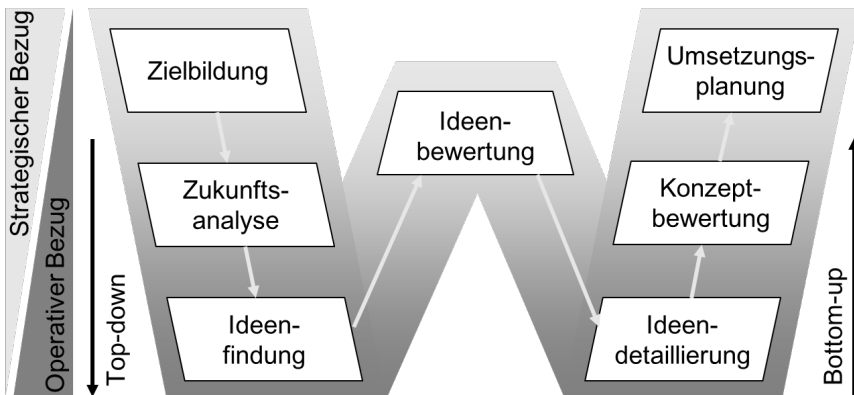


Abbildung 2: Das W-Modell nach /2/



Abbildung 3: Design-Thinking-Modell nach /3/

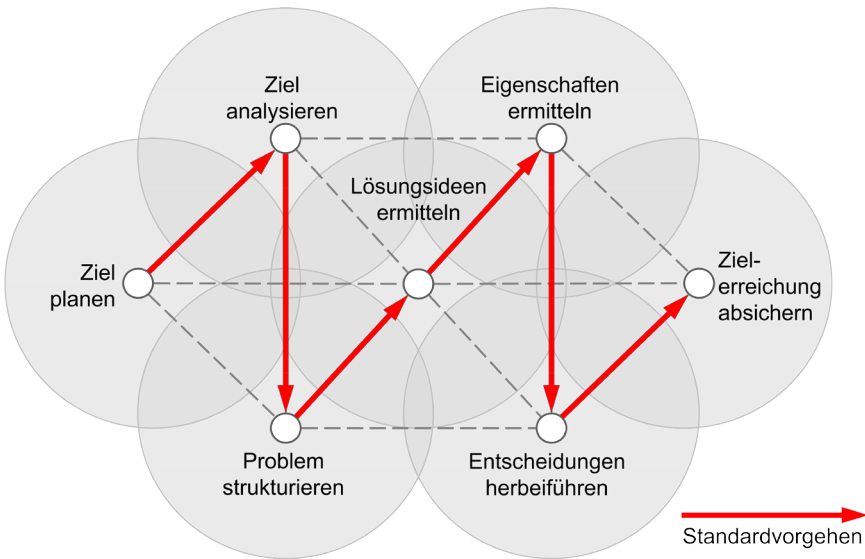


Abbildung 4: Das Münchener Vorgehens nach /4/

Auch die Bewertung übernimmt nicht der Lehrende. Die Studenten bewerten Ihre Präsentationen der Methoden gegenseitig. Auch den Höhepunkt der Veranstaltung, die Abschlusspräsentationen der Fallstudien, bewerten die Studenten untereinander. Lediglich die Dokumentation der Fallstudie wird durch den Dozenten bewertet.

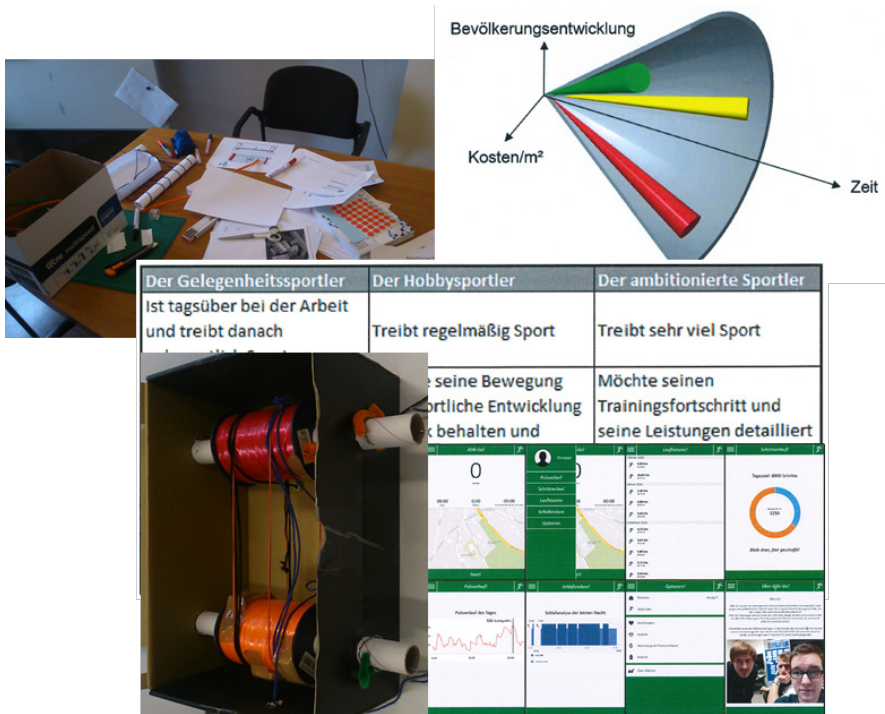


Abbildung 5: Impressionen aus der Fallstudienbearbeitung

Zusammenfassung

Das Seminar Proldeen behandelt ausgiebig die Produktfindung. Dabei werden die notwendigen Arbeitsschritte, mögliche Methoden und die Anwendung der Methoden intensiv bearbeitet. Ferner stehen bei diesem Seminar die Studenten im Mittelpunkt und verantworten die Qualität der Wissensvermittlung größtenteils selbst. Das führt zwar zu hohen Arbeitsbelastungen, findet auf der anderen Seite aber großen Anklang. Die Vermittlung von Softskills mit diesem hohen Stellenwert, aber dennoch integriert in eine Fachveranstaltung, wurde von den Teilnehmern sehr positiv bewertet. Der erste Veranstaltungsdurchlauf im Wintersemester 15/16 war damit ein voller Erfolg.

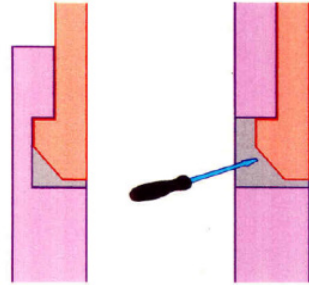
Literatur

- /1/ VDI 2220: Produktplanung; Ablauf, Begriffe und Organisation, Mai 1980
- /2/ Brandenburg, F.: Methodik zur Planung technologischer Produktinnovationen, Shaker Verlag, 2002
- /3/ <http://hpi.de/school-of-design-thinking/design-thinking/mindset.html>
- /4/ Lindemann, U: Methodische Entwicklung technischer Produkte, Springer Verlag, 2009

Einführung in die recyclinggerechte Produktgestaltung mittels digitaler Lerntools

Wallat, P.; Paeseler, S.; Prumbohm, M.

In der Konstruktionslehre spielt die recyclinggerechte Produktgestaltung seit einiger Zeit eine Rolle, die zunehmend an Bedeutung zunimmt. Durch die große Vielzahl der dazugehörigen Leitlinien, zum Beispiel zur Minimierung der Werkzeugvielfalt, und die noch größere Anzahl der möglichen Anwendungsfälle ist das Thema im Rahmen der Lehrveranstaltungen nur in knapper Form möglich. Um diesen Umstand zu verbessern, sind am IMW zwei Ansätze zur Umsetzung der Thematik in Lernprogrammen umgesetzt worden. Bei erfolgreicher Erprobung lassen sich diese Programme auch auf weitere Gestaltungsschwerpunkte der Konstruktionslehre anwenden.



Design for Recycling (DfR) is a part within the construction theory with increasing importance. To achieve a comprehensive teaching success through the great number of construction guidelines and the even larger amount of applications the IMW developed two ways of using digital technologies. Both are ready for tests by students in the coming lectures.

Hintergrund und Zielsetzung

Mit zunehmenden Bedeutung der recyclinggerechten Produktgestaltung in Politik und gesetzlichen Rahmenbedingungen /1/ gewinnen die entsprechenden Leitlinien /2/ an praktischen Nutzen für die Konstruktion. Die Umsetzung der Leitlinien scheidet oft an einem befürchteten finanziellen Aufwand für die zusätzliche Planung der Maßnahmen und vor allem durch deren Umsetzung. Mit zunehmendem Druck durch Gesetze und Vorschriften ändert sich dies. Entsprechend nimmt die Bedeutung der Leitlinien für die recyclinggerechte Produktgestaltung in der Lehre und das Interesse der Studierenden an diesem Thema zu. Die recyclinggerechte Produktgestaltung ist durch die Anwendung einer Vielzahl von Leitlinien /2/, die unzähligen und entsprechend vielschichtigen Anwendungsfälle, sowie die unterschiedlichen Bewertungsmethoden der Umsetzung, besonders umfangreich. Um den Einstieg in dieses Themengebiet zu erleichtern, soll ein Lernkonzept erstellt und darauf aufbauend ein modernes Lerntool entwickelt und umgesetzt werden. Parallel dazu wird an einer virtuellen Lernumgebung gearbeitet.

Lernkonzept

Um die Hintergründe und Voraussetzungen der Leitlinien für die recyclinggerechte Konstruktion zu kennen, benötigt der Konstrukteur Informationen und Wissen über die Abläufe am Ende des Lebenszyklus eines Produktes. Dies wird im Rahmen des Maschinenbaustudiums üblicherweise nur in geringem Umfang vermittelt und muss entsprechend im Rahmen im Zuge eines Lernkonzepts erfolgen. Folglich sind die Kapitel der Recyclingtechnik und der Recyclingprozesse einzelne Bestandteile des Lehrkonzeptes, in denen die Grundlagen dieser Bereiche in kurzer Form vorgestellt werden. Neben diesen erweiterten Grundlagen sind für den angehenden Ingenieur auch Kenntnisse über rechtliche Rahmenbedingungen und Bestimmungen in diesem Bereich wichtig. Da diese regelmäßigen Veränderungen unterliegen und stark branchenabhängig sind, erfolgt an dieser Stelle nur ein kurzer Überblick über die weitgreifenden Vorschriften aus dem Automobil- und Elektrobereich.

Die eigentlichen Leitlinien werden anschließend an Hand von einigen ausgewählten Beispielen aus dem Bereich der Praxis präsentiert. In einer ersten Stufe der Umsetzung wird nur eine reduzierte Anzahl der verfügbaren Leitlinien in das Lerntool aufgenommen. Damit wird der Umfang für die Lernenden überschaubar gehalten, um den Fokus auf die Gesamtheit des Konzeptes beizubehalten.

Einen Überblick über das vollständige Lernkonzept bietet Abbildung 1.



Abbildung 1: Übersicht über das Lernkonzept und zugleich Startbildschirm des Lerntools /3/

Die einzelnen Konstruktionsleitlinien werden an Hand von Beispielen aus der Fachliteratur vorgestellt. Anschließend werden diese mittels teilweise selbst erstellter Beispiele verdeutlicht, die sowohl positive als auch negative Aspekte abdecken. Solche Beispiele dienen dazu, die Konstrukteure anzuregen die Lösungen kritisch zu hinterfragen und selbst eigene Lösungs- und Verbesserungsansätze auch für andere Anwendungsfälle zu entwickeln. Ziel des Lerntools ist es, diese Beispiele mit modernen Methoden anschaulich zu machen und im Bereich der Virtuellen Realität (VR) zusätzlich greifbar und vom Nutzer veränderbar. Mögliche Änderungsvarianten lassen sich so im dreidimensionalen Raum vom Nutzer beeinflussen und Lernfortschritte entsprechend messen.

Lerntool und Virtual Reality (VR)

Um dies im Rahmen eines interaktiven Lerntools entsprechend der Zielstellung vermitteln zu können, wird nach bestehenden Programmen und Möglichkeiten gesucht. Mittels der verbreiteten Präsentationssoftware Powerpoint von Microsoft® lässt sich das Lernkonzept erfolgreich und einfach in Form eines automatisierten Quiz darstellen.

Um komplexe Bauteile darstellen und mit ihnen im virtuellen Raum interagieren zu können, bieten die VR-Lösungen der Firma EON Reality® gute Möglichkeiten /4/. Mit diesen ist es möglich, in Form eines Rundgangs die verschiedenen Lernstationen virtuell „entlangzugehen“. Das Gelernte kann an Hand von konkreten Beispielen betrachtet und mit diesen interagiert werden. Verschiedene Lösungen lassen sich so in kurzer Zeit vermitteln, die Auswahl und das Einsetzen von Lösungsvorschlägen durch den Nutzer machen den Lernerfolg messbar.



Abbildung 2: Blick in die VR-Umgebung: eine Maschinenhalle mit Bauteilen, Produkten und Interaktions- und Quizmöglichkeiten /4/

Zusammenfassung und Ausblick

Um den Einstieg in die Thematik der recyclinggerechten Produktgestaltung zu unterstützen, wurde ein didaktisches Lernkonzept erarbeitet. Dieses bildet den „roten Faden“ für die Umsetzung mit modernen Medien. Das Konzept ist in Form eines Präsentations- und Fragetools mit einem weit verbreiteten Microsoft®-Programm umgesetzt. Das erarbeitete didaktische Lernkonzept soll in der Lehre des IMW eingesetzt werden. Geplant ist die Verwendung des Powerpoint-Programms im Rahmen einer Übung der Vorlesung „Ressourcenorientierte Produktentwicklung“.

Parallel dazu wurde die Möglichkeit eines Lerntools in einer VR-Umgebung geprüft und mit einer handelsüblichen Software umgesetzt. Beides bietet die Basis für weiterführende Anwendungen, beispielsweise in Form eines Onlinekurses.

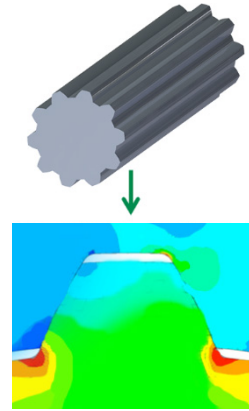
Literatur

- /1/ Friedrich, T. A.: „Industrie soll recyclingfähige Produkte liefern“, VDI Nachrichten Nr. 44, 4. November 2016, S. 20-21
- /2/ Kirchner, J.-S.; Prumbohm, M.: Institutsmittteilung Nr. 40, IMW Clausthal Dezember 2015, S. 65-78
- /3/ Wallat, P.: Konzept und Lernprogramm für die recyclinggerechte Produktgestaltung, Bachelorarbeit, TU Clausthal, 2016
- /4/ Paeseler, S.: Entwicklung eines interaktiven Lerntools für die recyclinggerechte Produktgestaltung, Diplomarbeit, TU Clausthal, 2016

Auslegungssoftware für Profilwellenverbindungen

Kaczmarek, D.; Schäfer, G.; Sikora, M.

Das Forschungsvorhaben FVA 591 II „Auslegungssoftware für Profilwellen“ befasst sich mit der Programmierung einer Software zur Bestimmung von Geometriedaten sowie Spannungswerten im Kerbgrund von Passverzahnungen. Dieses Rechentool wird für gängige Normen umgesetzt.



The research project FVA 591 II “software for profile shafts” deals with the programming of a software for the determination of geometry data as well as stress values in the notch base splines. This computing tool is implemented for common standards.

Einleitung

Das Institut für Maschinenwesen arbeitet seit vielen Jahren schon für die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) auf dem Gebiet der Zahnwellenverbindungen. So wurde z.B. in den Vorhaben FVA 467 I /1/ & II /2/ systematisch die Kerbwirkung der Verzahnung nach DIN 5480 /3/ inklusive der gängigen Verzahnungsauslaufgeometrien für die möglichen Fertigungsverfahren Wälzfräsen und Walzen an einem Vergütungs- und einem gehärteten Einsatzstahl untersucht. Im Vorhaben FVA 591 I /4/ wurden ergänzende numerische Untersuchungen zu praktischen Fragestellungen, wie z.B. Fußausrundungsvariation, Flankenwinkelvariation, Nabenwandstärkeneinfluss und Drehmomenteneinleitung und/oder Drehmomentteildurchleitung /5/ bearbeitet und in Berechnungsgrundlagen basierend auf der DIN 5466 /6/ umgesetzt.

Um diese Erkenntnisse in geeigneter Form exklusiv allen FVA Mitgliedern für die tägliche Berechnungspraxis leicht zugänglich zur Verfügung zu stellen, wird in Zusammenarbeit mit der FVA GmbH ein Modul „Profilwellenberechnung“ zur Integration in die FVA-Workbench Next Generation mit diesem Vorhaben erstellt.

Im Rahmen der Zusammenarbeit zwischen dem Institut für Maschinenwesen und der FVA GmbH soll auf Basis des Workbench-NG-Konzepts zunächst ein Methodenträger in MATLAB erstellt werden. In einem anschließenden Projekt kann dieser dann von der FVA GmbH in die Workbench als Rechenkern integriert werden.

Forschungsziel

Das Projektziel ist zunächst die software-technische Umsetzung vorhandenen Wissens in einen Methodenträger mit den Geometrien nach DIN 5480, ISO 4156 /7/, ANSI B92.1 /8/ und ANSI B92.2M /9/ mit Variationen in der Feingeometrie bezüglich Fußausrundung, Eingriffswinkel und Passung. Im Bereich der Tragfähigkeitsnachweise werden die Ergebnisse aus FVA 591 I in Erweiterung der DIN 5466, sowie eine Übergabe an die FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ /10/ und die Integration der bestehenden Verschleißlebensdauer-Konzepte aus den Vorhaben FVA 99 I bis V /11/ umgesetzt.

Darüber hinaus ist in dem Methodenträger bereits die Erzeugung eines Passungsschaubildes mit Angaben zur Fügbarkeit und die Erstellung eines Verzahnungsdatenblatts enthalten. Für die grafische Repräsentation wird zudem die Geometrie in Form von einer universellen Punktwolke erzeugt. Abbildung 1 zeigt den schematischen Ablauf des Methodenträgers.

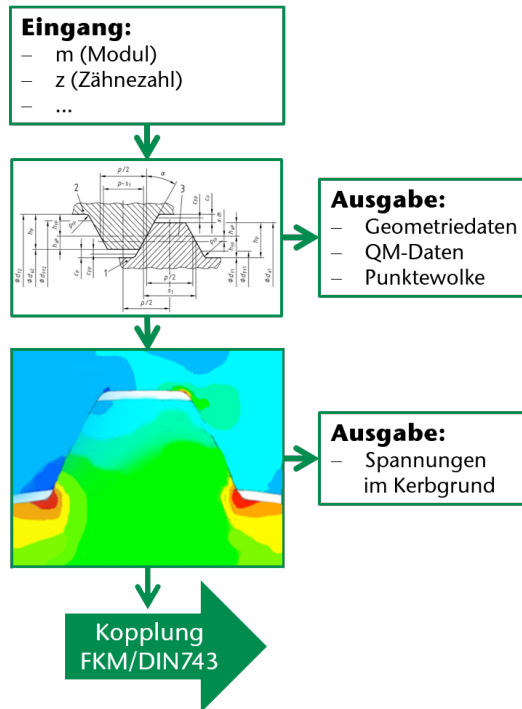


Abbildung 1: Flowchart des Methodenträgers

Der Methodenträger wird in MATLAB erstellt und kompiliert, sodass dieser ohne MATLAB-Lizenz kostenfrei lauffähig ist und in die firmeninterne Berechnungs-umgebung integriert werden kann. Über die gemeinsam mit der FVA GmbH definierten Schnittstellen wird die Integration in die FVA-Workbench Next Generation vorbereitet.

Lösungsweg

Die im Folgenden dargestellte Vorgehensweise zur Erreichung des Projektziels orientiert sich an den Vorgaben der FVA GmbH. Um einen reibungslosen Übergang vom Methodenträger zur Anwendungssoftware zu erreichen, wurde die Schnittstellendefinition thematisiert und andererseits wird die Entwicklung des Methodenträgers nach den Regeln für die Entwicklung von Forschungssoftware und nach deren Phasenablauf strukturiert. Damit ist die notwendige Abstimmung von Testfällen mit der FVA GmbH und weitere qualitätssichernde Maßnahmen, wie die Programmdokumentation, Beta-Workshop, Freigabe durch den Industri-AK und die Übergabe des Quellcodes geregelt.

Die Entwicklung des Methodenträgers gliedert sich damit in die vier Phasen „Konzept“, „Entwicklung“, „Test“ und „Abnahme“.

Konzept

Die Konzeptphase gliedert sich in die „Feinspezifikation der Anwendungssoftware“ als finales Ziel der Methodenträgerentwicklung ein. Als Ergebnis der Konzeptphase wurde eine Systembeschreibung erstellt, die durch die projektbegleitende Arbeitsgruppe und die FVA GmbH bestätigt wurde. Inhaltlich abgeschlossen wird die Konzeptphase mit der Abstimmung von Testfällen mit der FVA GmbH.

Entwicklung

Die Entwicklung stellt den wesentlichen Arbeitsanteil bei der Erstellung des Methodenträgers dar. Sie ist in vier Arbeitspakete unterteilt, die jeweils mit abgestimmten Testfällen (White-Box Test) in Kooperation mit der FVA GmbH validiert werden. Während der Entwicklung wurden und werden in mehreren Etappen den Mitglieder der projektbegleitenden Arbeitsgruppe Testprogramme zur Verfügung gestellt, um eine Abstimmung und Optimierung in relevanten Bereichen des Methodenträgers zu ermöglichen.

Test

Die Testphase stellt den Abschluss der internen Projektbearbeitungszeit dar. Das Ende der Testphase markiert den Start für die Praxistestphase und BETA-Workshops in der Abnahmephase. Ausgehend von den White-Box-Tests in der Entwicklungsphase, werden in dieser Testphase die Funktionalitäten in Methodenträger überspannenden Testszenarien überprüft. Für alle diese Tests sind Datensätze aus den Gültigkeitsbereichen der genannten Normen heranzuziehen. Darüber hinaus ist hier der Input aus der projektbegleitenden Arbeitsgruppe hinsichtlich weiterer relevanter Testdatensätze mit Referenzcharakter geplant.

Die Standalone-Version des Methodenträgers steht nach Abschluss des Vorhabens exklusiv allen FVA-Mitgliedsfirmen zur eigenen Verwendung zur Verfügung.

Abnahme

Für die gemäß FVA-Vorgehensweise Forschungssoftware folgende Abnahmephase ist ein BETA-Workshop mit Übergabe des Methodenträgers an interessierte Mitgliedsfirmen geplant.

Forschungsergebnisse

In Abbildung 2 wird der schematische Aufbau der Auslegungssoftware gezeigt. Für die Parametereingabe bzw. Parameterausgabe ist zum einen die von der FVA entwickelte REXS-Schnittstelle und zum anderen eine standalone lauffähige Standard-In/Out Schnittstelle implementiert. Die Standalone-Version bietet die Möglichkeit, die Auslegungssoftware an die Firmensoftware zu binden. Weitere

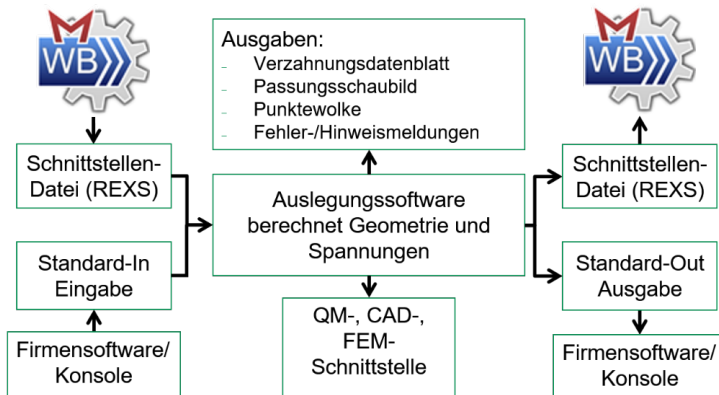


Abbildung 2: Flowchart Parameter

Schnittstellen zu der Qualitätssicherung, CAD und zur FEM sind in Bearbeitung.

Zur Überprüfung der Kompatibilität der Standalone-Version wurden bereits zwei Testprogramme für die Auslegungssoftware fertiggestellt und an die PA-Mitglieder ausgeteilt. In den anschließenden PA-Sitzungen wurden die aktuellen Stände des Projektes und der Testsoftware besprochen. Es wurden bei der Besprechung Verbesserungsvorschläge zu der Testsoftware festgehalten, welche im Nachgang umgesetzt worden sind. Die Standalone-Schnittstelle wurde neben der REXS von den PA-Mitgliedern ausdrücklich begrüßt, da diese den Unternehmen Flexibilität gewährleistet. Ebenfalls wurden verschiedene Möglichkeiten der Ausgabe besprochen, so können neben der Standard-Out Ausgabe von *.pdf Dateien im *.txt, *.pdf und *.dat Format erzeugt werden. Unter der Ausgabe von *.pdf Dateien fällt das Verzahnungsdatenblatt, das Passungsschaubild sowie ein Fehler- und Hinweisprotokoll. Die Ausgaben sind alle optional zu- und abschaltbar. Das Verzahnungsdatenblatt wird in der nachfolgenden Abbildung 3 exemplarisch dargestellt.

Verzahnungsdatenblatt

DIN 5480 - W 48 x 4 x 10 x 8f

Zähnezahl	z_1	10
Profilverschiebungsfaktor	x_1	0.45
Profilverschiebung	xm_1	1.8
Abmaß Zahndicke	A_s	-0.022
Gesamt toleranz	T_G_1	45
Toleranz actual	T_act_1	28
Toleranz effective	T_eff_1	17
Teilungs-Einzelabweichung	f_p_1	13
Teilungs-Gesamtabweichung	F_p_1	32
Profil-Gesamtabweichung	F_alpha_1	17
Flankenlinien-Gesamtabweichung	F_beta_1	13
Zahndicke	s_1	8.362
Zahndicke max actual Ref	s_max	8.323
Zahndicke min actual	s_min	8.295
Zahndicke max effective	s_vmax	8.34
Fußhöhe des Bezugsprofils	h_FP_1	2.2
Fußrundungsradius des Bezugsprofils	rho_FP_1	0.32
Formübermaß des Bezugsprofils	c_FP_1	0.08
Messkreisdurchmesser	D_M_1	10.5
Kugelanlagendurchmesser	d_M_1	39.82
Maß über Messkreisen	M_1	61.28

Abbildung 3: Verzahnungsdatenblatt

Die Auswahl an Parametern kann individuell angepasst werden. Die Unternehmen können somit nach Belieben das Verzahnungsdatenblatt gestalten.

Die Ausgabe von Hinweis- und Fehlermeldungen kann nun auch gesteuert werden. Meldungen können als Standard-Out direkt beim Entstehen ausgegeben werden. Eine weitere Möglichkeit ist die Bündelung aller Meldungen in einem Protokoll als *.pdf. Datei.

Eine weitere Ausgabedatei ist das Passungsschaubild, welches in Abbildung 4 abgebildet ist. Das Passungsschaubild ermöglicht die Darstellung von Spiel-, Übergangs- und Presspassungen.

Ergebnisse bzw. alle Ein- und Ausgabeparameter können für die weitere Verwendung gesamtheitlich in Standard-Out, *.txt oder *.dat Format bei der Standalone und als REXS für die Workbench NG ausgegeben werden.

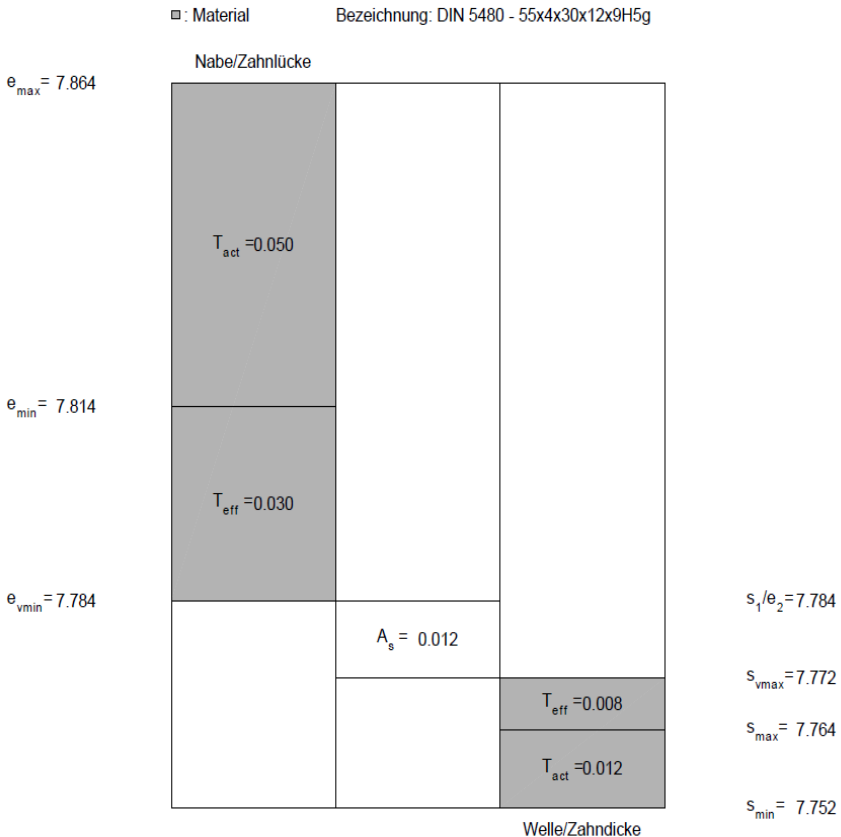


Abbildung 4: Passungsschaubild

Das Test-Programm wurde für Windows als auch für Linux kompiliert und mit den zuvor erwähnten Möglichkeiten der Steuerungen und Ausgaben erfolgreich überprüft. Für die Qualitätssicherung wurde die Schnittstelle nach VDI 2610-GDE /12/ festgelegt. Für die Geometrieübergabe liegt derzeit eine Punktwolke (siehe Abbildung 5) in *.txt bzw *.xyz Format vor, hier ist noch zu überprüfen, welcher Standard im Rahmen dieses Projektes umgesetzt werden soll.



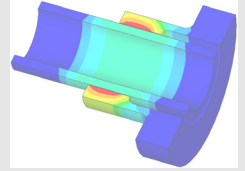
Abbildung 5: Punktwolke - Ausgabe in MATLAB

Die Bezeichnungen der Ausgabedateien sowie die Speicherorte können frei gewählt werden. Der Benutzer kann eine gewünschte Messzähnezahl für die Zahnweitenmessung angeben. Weiterhin ist eine individuelle Eingabe von Fußrundungsradius, gewünschten Messkreisdurchmessern, Verdrehflankenspiel, Kopfspiel und Toleranzen (Passungen) durch den Benutzer möglich.

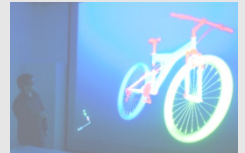
Literatur

- /1/ Daryusi, A.; Lau, P.: Profilwellen-Kerbwirkung: Ermittlung der Kerbwirkung bei Profilwellen für die praktische Getrieberechnung von Zahnwellen. Forschungsvorhaben Nr. 467 I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., (AiF 14058 BG). Frankfurt/Main, 2009 (FVA-Heft 905).
- /2/ Lohrengel, A.; Wild, J.; Schlecht, B.; Wendler, J.: Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen: Tragfähigkeit von Profilwellen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 467 II. erscheint demnächst
- /3/ Norm DIN 5480, 2006-03-00. Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser.
- /4/ Biansompa, E.; Schäfer, G.: Zahnwellenberechnung: FVA-Berechnungsrichtlinie für Zahnwellen-Verbindungen. Forschungsvorhaben Nr. 591 I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main, 2015 (FVA-Heft 1139).
- /5/ Wesolowski, K.: Dreidimensionale Beanspruchungszustände und Festigkeitsnachweis drehmomentbelasteter Zahnwellen-Verbindungen unter elastischer und teilplastischer Verformung. DFG-Forschungsvorhaben Di 289/9-1, Düsseldorf, 1997 (Reihe 1, Nr. 286).
- /6/ Norm DIN 5466, 2000-09-00. Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen- Verbindungen. Teil 1: Grundlagen.
- /7/ Norm ISO 4156, 2005-10-00. Passverzahnungen mit Evolventenflanken.
- /8/ Norm ANSI B92.1-1970, Involute Splines and Inspection.
- /9/ Norm ANSI B92.2M-1980, Metric Module Involute Splines and Inspection.
- /10/ Norm DIN 743, 2012-12-00. Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen.
- /11/ Zapf, R.: FVA 99 I & II. Schäfer, G.: FVA 99 III & IV. Qingsong, H.; Schäfer, G.: FVA 99 V.
- /12/ VDI/VDE-Richtlinie VDI/VDE 2610, 2014-05. Format für den Austausch von Verzahnungsdaten Gear-Data-Exchange-Format (GDE-Format).

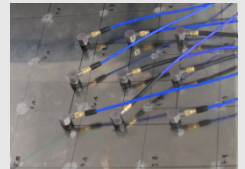
Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik
und Maschinenakustik



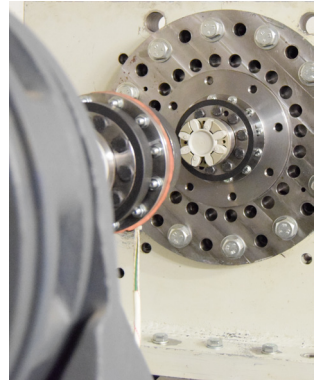
Hochschule und Kontakte



Neuer Prüfstand für zügige Torsionsbeanspruchung

Mörz, F.; Schäfer, G.

Die experimentelle Untersuchung von Maschinenelementen ist einer der Schwerpunkte des Institutes für Maschinenwesen. Der umfangreiche Prüfstandspark wurde nun um einen weiteren Prüfstand für zügige Torsionsbeanspruchung ergänzt. Dieser Prüfstand ermöglicht die kontinuierliche Torsion von Prüflingen auch über große Verdrehwinkel.



One of the focuses of the institute of mechanical engineering is the experimental study of machine elements. The large park of test plants is now extended by another test plant for fast torsional stress. This test plant allows the continuous torsion of samples for large torsion angles.

Aufbau des Prüfstandes

Der Prüfstand besteht im Wesentlichen aus drei Komponenten, dem Getriebemotor mit Anbauteilen, der Lochplatte und der Grundplatte. Auf der einen Seite befindet sich eine mit der Grundplatte verschraubte Lochplatte die als Festlager und als Anschraubpunkt für die Drehmomentmesstechnik dient (siehe Abbildung 1, rechts). Auf der anderen Seite befindet sich ein Getriebemotor. Der Getriebemotor ist ebenfalls fest mit der Grundplatte verschraubt (siehe Abbildung 1, links).

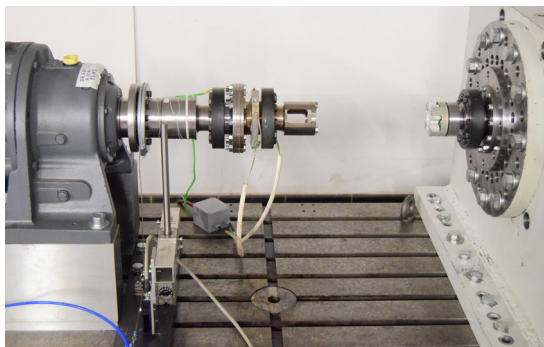


Abbildung 1: Aufbau des Prüfstandes

Hier besteht die Möglichkeit den Motor in axialer Richtung zu verschieben und damit den Prüfstand für unterschiedliche Prüflingslängen anzupassen. Die Aufnahme der Probe erfolgt zwischen Festlager und Getriebemotor durch eine Adaptierung auf die entsprechenden Geometrien.

Zusätzlich besteht die Möglichkeit die Proben durch Zusatzeinbauten im Wellenstrang auf eine definierte Temperatur zu heizen und damit statische Verdrehversuche bei erhöhten Temperaturen durchzuführen (siehe Abbildung 2).

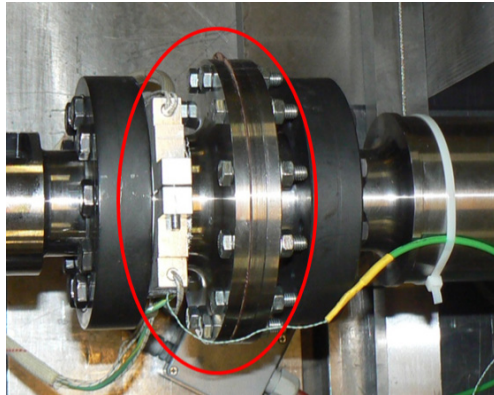


Abbildung 2: Prüfaufbau mit integriertem Heizflansch (rot markiert)

Funktionsweise

Der Getriebemotor verfügt über eine Übersetzung von 1131:1. Er ermöglicht es sehr große Drehmomente in den Wellenstrang und damit in den Prüfling einzuleiten.

Die Hauptaufgabe des Prüfstandes ist die statische Torsion aller Arten von Welle-Nabe-Verbindungen bis zum Versagen der Verbindung. Es sind aber auch andere Anwendungen denkbar. So zum Beispiel die Prüfung von Torsionsfederstäben oder die maximale statische Verdrehung von Freiläufen in Sperrrichtung.

Messtechnische Erfassung von Drehmoment und Verdrehwinkel

Die Erfassung des Drehmomentes bei der Verdrehung des Prüflings erfolgt mit Hilfe eines Drehmomentmessflansches oder einer Drehmomentmesswelle. Entsprechend der Prüflingsgeometrie wird die Drehmomentmesstechnik mit einem geeigneten Messbereich ausgewählt.

Die Erfassung des Verdrehwinkels der Probe erfolgt indirekt über eine Wegmessung. Dazu ist am Prüfstand ein Stahlseil installiert. Dieses Stahlseil wird an einem

Ende über einen Pneumatikzylinder vorgespannt. Das andere Ende ist an einer vor Versuchsbeginn entsprechend der Probengeometrie definierten Position bzw. einem Bauteil im Wellenstrang des Prüfstandes befestigt. Während des Versuches wird das Stahlseil durch die Verdrehung des Wellenstranges auf dieses Bauteil (z.B. Spannelement) aufgerollt (siehe Abbildung 3). Dabei bleibt das Stahlseil durch den Pneumatikzylinder gespannt. Der Weg um den der Pneumatikzylinder dabei ausgezogen wird, wird mittels eines optischen Wegmessaufnehmers erfasst (siehe Abbildung 4).

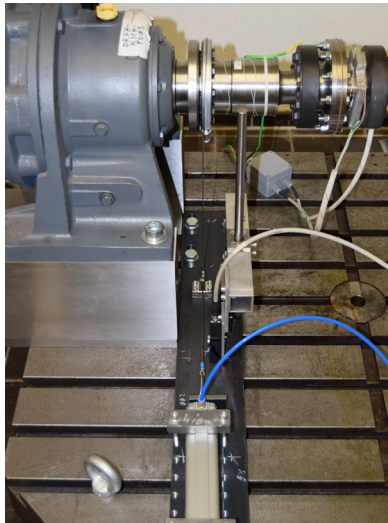


Abbildung 3: Erfassung des Verdrehwinkels mittels vorgespannten Stahlseils

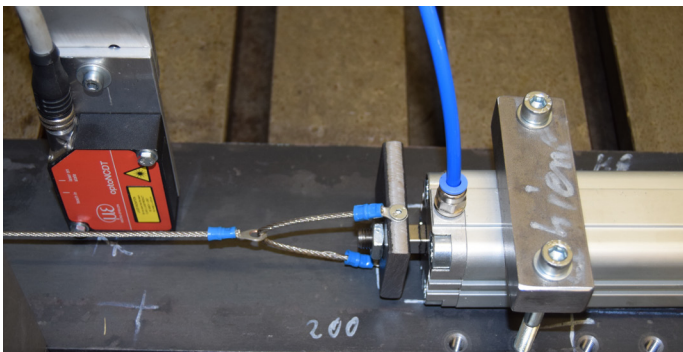


Abbildung 4: Optischer Wegmesssensor und Pneumatikzylinder mit Stahlseil zur Erfassung des linearen Verschiebeweges

Der Durchmesser auf den das Stahlseil während des Versuches aufgewickelt wird ist bekannt. Damit kann aus dem linearen Verschiebeweg der Verdrehwinkel des Wellenstranges und damit der Verdrehwinkel der Probe ermittelt werden. Der Messbereich des optischen Wegmessaufnehmers kann außerdem durch den Einsatz unterschiedlicher Messaufnehmer für die jeweilige Probengeometrie bzw. die auftretende Verdrehung angepasst werden.

Technische Daten

Antrieb:	Sumitomo Cyclo Getriebemotor mit einem maximalen Drehmoment von etwa 5,6 kNm, einer Ausgangsdrehzahl von etwa $1,3 \text{ min}^{-1}$ und einer Übersetzung von 1131:1
Drehmomentmesstechnik:	Drehmomentmessflansch oder –messwelle, deren Messbereich und Auflösung entsprechend der Probengeometrie ausgewählt wird
Wegmesstechnik:	Optischer Wegmessaufnehmer, dessen Messbereich und Auflösung entsprechend der Probengeometrie ausgewählt wird

Zusammenfassung

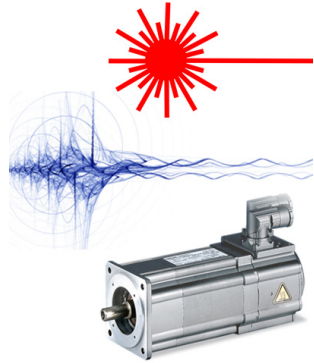
Mit dem hier vorgestellten Prüfstand ist es möglich Prüflinge über große Verdrehwinkel bis zum Versagen des jeweiligen Prüflings statisch zu tordieren. Dabei können das Drehmoment und der Verdrehwinkel erfasst werden.

Der Prüfstand ist eine sinnvolle Ergänzung zum bisherigen Prüfstandportfolio des IMW und ist in aktuelle und künftige Forschungsvorhaben sowie Untersuchungen für unsere Industriepartner eingebunden.

Performanceanalyse von Antriebssträngen mithilfe eines Rotations-Laservibrometers

Martinewski, V.; Cao, X.

Die Anforderungen an Antriebe im Bereich der Forschung und Entwicklung sind hoch. Oftmals müssen spezielle Prüfabläufe mit hohen dynamischen Verfahrbewegungen realisiert werden. Um die gewünschten Belastungen zu realisieren, ist die Auswahl eines geeigneten Antriebes essentiell. Eine Möglichkeit zur Analyse des lastabhängigen Geschwindigkeitsprofils ist das Verwenden eines Rotations-Laservibrometers, welches mit hohen Abtastfrequenzen eine detaillierte Beobachtung der Bewegung des Antriebsstranges ermöglicht.



The requirements for drives in research and development are high. Often special test sequences have to be realized with high dynamic movements. In order to achieve the desired loads, the selection of a suitable drive is essential. One way of analyzing the load-dependent speed profile is to use a rotary laser vibrometer, which allows a detailed observation of the movement of the drive train at high sampling frequencies.

Hintergrund und Ziel

Hochdynamische Prüfabläufe erfordern einen hochdynamischen Antrieb. Um im Vorfeld einer Versuchsdurchführung die Performance eines Antriebes zu analysieren, wurde am Institut für Maschinenwesen in Kooperation mit dem Institut für Elektrische Informationstechnik eine Messung des Geschwindigkeitsprofils eines Synchron-Servomotors während verschiedener Positionieranweisungen durchgeführt. Die Schwierigkeit die maximale Performance abzurufen besteht in dem Abgleich von Motor-Trägheitsmoment, Abtriebs-Trägheitsmoment und den Motor-Regelparametern. Eine höhere Beschleunigung ist nicht immer mit einem größeren Motor zu erzielen, da mit jeder größeren Bauform zwar die Leistung und das abrufbare Drehmoment steigen, hier wiederum aber das Motorträgheitsmoment und die erreichbaren Geschwindigkeiten sinken. Für einen Spezialfall einer Anwendung ist es daher wichtig, den optimalen Punkt zu treffen.

Zur Vorabschätzung der Performance unter verschiedenen programmierbaren Steuerapplikationen diente ein verfügbarer Synchron-Servomotor. Zur Messung

des Geschwindigkeitsprofils wurde ein Rotations-Laservibrometer der Firma PolYTEC verwendet.

Das Rotations-Laservibrometer

Laser-Doppler-Vibrometrie (LDV) ist eine berührungslose Messmethode zur Erfassung der Schwingungsgeschwindigkeit. Diese Messtechnik ermöglicht Schwingungsmessung bis in den MHz-Bereich mit hoher Amplituden-Genauigkeit.

Das Prinzip der optischen Interferenz stellt die Grundlage für die Laser-Doppler-Vibrometrie dar. Es besagt, dass die Gesamtintensität aus der Überlagerung zweier zeitlich kohärenter Lichtstrahlen von der Phasendifferenz der beiden Lichtstrahlen abhängig ist. Abbildung 1 zeigt schematisch den Aufbau der verwendeten Vibrometer.

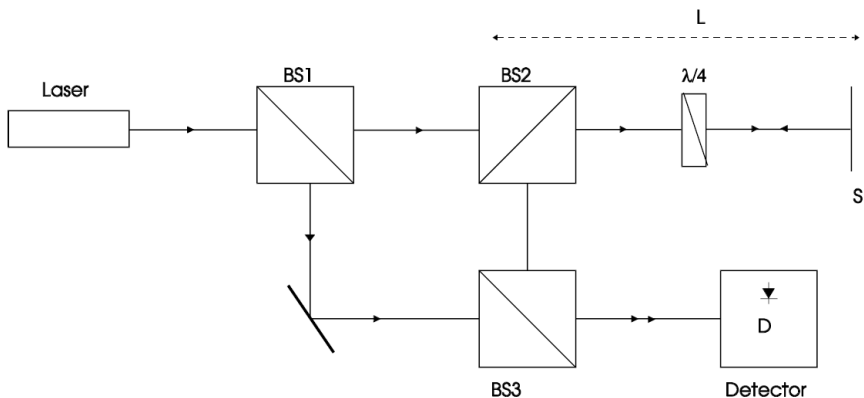


Abbildung 1: Modifizierter Mach-Zehnder-Vibrometer /1/

Der Strahl eines Helium-Neon-Lasers wird von dem Strahlteiler (BS 1) in einen Mess- und einen Referenzstrahl aufgeteilt. Der Messstrahl passiert den Polarisationsstrahlteiler (BS2) und die Lambda-Viertel-Platte und wird vom Messobjekt S reflektiert. Dieser reflektierte Strahl wird von BS2 abgelenkt und überlagert mit dem Referenzstrahl hinter dem Strahlteiler BS3. Der Fotodetektor gibt die Intensität des überlagerten Strahls als elektrisches Signal aus.

Für die Phasendifferenz $\Delta\Phi$ der beiden Strahlen gilt /1/:

$$\Delta\Phi = \frac{4 \cdot \pi \cdot L}{\lambda} = 2 \cdot \pi \cdot f_D \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{2 \cdot v}{\lambda} \right) \cdot t$$

Dabei ist λ die Wellenlänge des Helium-Neon-Lasers (633 nm), t die Zeitdauer der Änderung des Abstands L zwischen BS2 und Messobjekt und f_D die Doppler-Frequenzverschiebung, welche von der Geschwindigkeit des Messobjekts v und der Wellenlänge des Lasers abhängig ist. Durch die Intensität lässt sich also die Phasendifferenz bestimmen, und somit auch die Doppler-Frequenzverschiebung bzw. die gesuchte Schwingungsgeschwindigkeit.

Um die Rotationsgeschwindigkeit eines rotierenden Körpers zu messen, werden zwei oben beschriebene Interferometer parallel zueinander angeordnet verwendet (Abbildung 2), welche die horizontalen Bauteilgeschwindigkeiten v_A und v_B der tangentialen Geschwindigkeiten v_{tA} und v_{tB} messen. Die Abstände zwischen Messpunkten A, B und die Drehachse des Körpers werden mit R_A und R_B gekennzeichnet. Es kann bewiesen werden, dass die Rotationsgeschwindigkeit ω durch die von beiden Interferometer gemessenen Doppler-Frequenzverschiebungen f_{DA} und f_{DB} mit der Formel

$$f_{DA} + f_{DB} = \frac{2 \cdot d \cdot \omega}{\lambda} \tag{2}$$

bestimmt werden kann [1]. Dabei ist d der Abstand der beiden Messstrahlen.

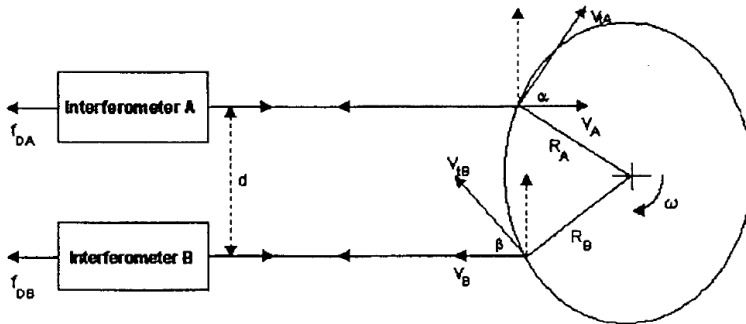


Abbildung 2: Bestimmung der Rotationsgeschwindigkeit aus zwei Interferometern /1/

Messaufbau

Der Messaufbau zur Messung von Geschwindigkeiten eines Antriebsstranges mit einem Rotations-Laservibrometer ist trivial. Neben dem Laservibrometer wird ein Messverstärker benötigt, welcher den analogen Drehzahl-Messwert in ein digitales Signal umwandelt. Dieses digitale Signal kann anschließend für weitere Untersuchungen am Messcomputer verwendet werden. Lediglich das Ausrichten des Lasers bedarf ein gewisses Feingefühl. Für eine gültige Messung sind die beiden austretenden Laserstrahlen so auszurichten, dass diese parallel zu der

Senkrechten der Drehachse liegen. Die Ausrichtungsgenauigkeit wird dem Anwender anhand von drei Status-LEDs signalisiert.

Messverlauf und Messergebnis

Die mit diesem Messverfahren möglichen Messungen werden anhand zweier beispielhafter Messschriebe dargestellt. Untersucht wurde ein Synchron-Servomotor, welcher über ein Getriebe eine maximale Drehzahl am Abtrieb von ca. 670 U/min aufweist.

Der erste Messschrieb zeigt den Verlauf der Geschwindigkeit bei einer Positionier-Ablaufsteuerung. Hier wird dem Motor eine Soll-Position vorgegeben, welche unter Berücksichtigung von Größen wie maximalem Drehmoment und maximaler Drehzahl versucht wird zu erreichen. Werden keine Grenzen definiert, erfolgt die Positionierung entlang der Stromlinie und ist damit nur noch abhängig von den Regelparametern des Umrichters. Abbildung 3 zeigt das Geschwindigkeitsprofil, welches entsteht, wenn eine Positionierung gestartet wird und die Maximaldrehzahl schnellstmöglich erreicht wird.

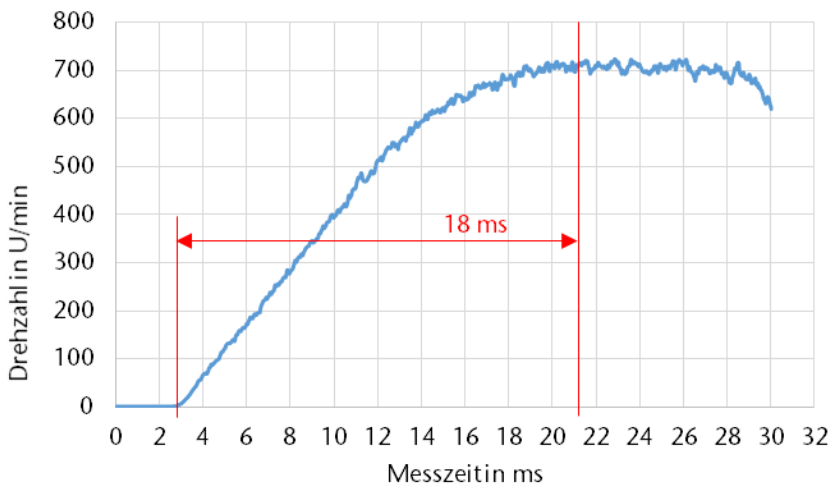


Abbildung 3: Geschwindigkeitsprofil Positionier-Ablaufsteuerung

Zu erkennen ist, dass die Geschwindigkeit bis zu einer Drehzahl von ca. 600 U/min linear ansteigt und kurz vor Erreichen der Maximaldrehzahl einen flacheren Verlauf annimmt, da aufgrund der Motorkennlinie das maximale Moment in Bereichen der Grenzgeschwindigkeit abnimmt. Wird die Zeit zwischen Drehzahl null und Maximaldrehzahl gemessen, ist eine Beschleunigungszeit von ca. 18 ms erreichbar.

Neben der Positionier-Ablaufsteuerung gibt es diverse weitere Applikationen, um einem Synchron-Servomotor eine Verfahrenweisung zu übermitteln. Eine weitere gängige Applikation ist der Drehzahlfolger. Dieser wird eingesetzt, wenn Geschwindigkeitsprofile realisiert werden sollen. Den gemessenen Verlauf der Geschwindigkeit bei Beschleunigung auf Maximaldrehzahl und Invertierung der Drehzahlvorgabe mithilfe der Drehzahlfolger-Applikation ist in Abbildung 4 dargestellt.

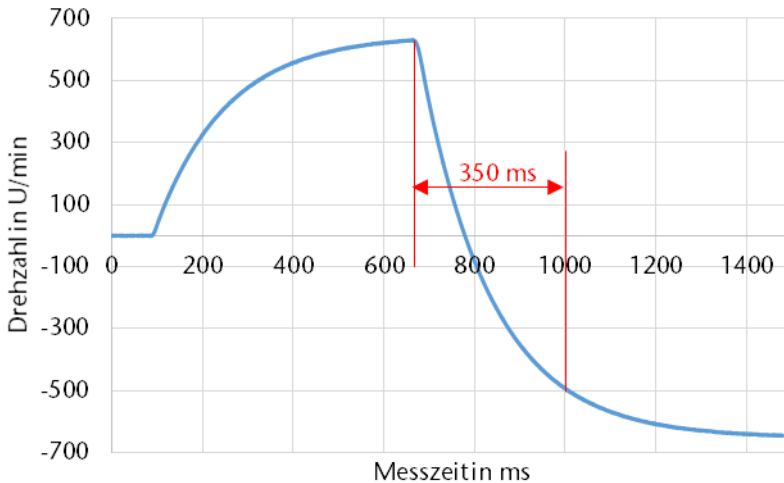


Abbildung 4: Geschwindigkeitsprofil Drehzahlfolger

Bereits an der Einteilung der Abszisse ist zu erkennen, dass die Beschleunigungszeiten hier deutlich von denen der Positionier-Ablaufsteuerung abweichen. Um Maximaldrehzahl zu erreichen, wird eine Zeit von über 500 ms benötigt. Der Geschwindigkeitsverlauf ist nicht ebenso linear wie bei der Positionier-Ablaufsteuerung, sondern nimmt einen weichen, kurvenartigen Verlauf an. Wird der Zeitpunkt betrachtet, ab dem die Drehzahlvorgabe invertiert wird, ist zunächst der gewünschte lineare Verlauf, der die maximale Beschleunigung andeutet, zunächst zu erkennen. Ab Drehrichtungsumkehr wird die Beschleunigung abgeschwächt und die Geschwindigkeit nähert sich der Maximaldrehzahl an. Die Zeit zwischen Sollwertinvertierung und Erreichen einer tolerierbaren Negativdrehzahl beträgt minimal ca. 350 ms. Dieser Wert wurde herangezogen, um Vergleichsmessungen bei Variation der Regelparameter und Grenzwertvorgaben durchzuführen. In den Untersuchungen konnte kein signifikanter Parameter erörtert werden, der zu einer Optimierung der Beschleunigungszeiten des Motors führt, wonach Abbildung 4 den charakteristischen Grenzwert-Verlauf der Drehzahlfolger-Applikation darstellt.

Zusammenfassung und Fazit

Um die Performance von Motoren untersuchen zu können, wurde am Institut für Maschinenwesen in Kooperation mit dem Institut für Elektrische Informationstechnik geprüft ob Rotations-Laservibrometer für diese Aufgabe geeignet sind. Es hat sich gezeigt, dass mit einer Auflösung im MHz-Bereich die Drehzahlverläufe sehr genau aufgezeichnet werden können. Ein großer Vorteil ist die berührungslose Messmethode und der simple Messaufbau, sodass auch an bereits bestehenden Antriebssträngen Messungen durchgeführt werden können, ohne mechanisch gekoppelte Messtechnik verbauen zu müssen. Speziell für den Abgleich der Motor-Regelparameter für einen speziellen Lastfall kann mit dem mobil einsetzbaren Laser-Vibrometer der Ist-Zustand analysiert und die Performance durch Parametervariation optimiert werden.

Um hochdynamische Prüfabläufe zu erfassen und zu optimieren, wird diese Messmethode in Zukunft häufiger am Institut für Maschinenwesen zum Einsatz kommen.

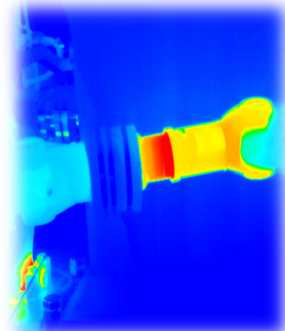
Literatur

/1/ User Manual, Rotational Vibrometer, Polytec GmbH

Verlustmessung und Ermittlung von Reibungskennwerten an Kreuzgelenkwellen mit verzahntem Längenausgleich

Jakob, M.

In diesem Jahr ging am IMW inzwischen ein siebter Verspannprüfstand in Betrieb, mit dem für einen Industriepartner erfolgreich Reibungskennwerte und Verluste an Kreuzgelenkwellen ermittelt wurden. Für einen Folgeauftrag mit höheren Drehmomenten bis 8 kNm wird der Prüfstand derzeit umgebaut.



A new torque test rig for cardan shafts was put into operation this year. The first measurements were carried out for an industrial partner to determine friction characteristics and losses. The measurements were performed successfully so that the test rig will be increased to a peak torque of 8 kNm.

Erster Einsatz für einen neuen Verspannprüfstand

Im Rahmen eines Industrieprojektes wurden am Institut für Maschinenwesen Messungen zur Bestimmung von Axialkräften und Verlusten an Kreuzgelenkwellen mit verzahntem Längenausgleich durchgeführt. Die aus den Versuchen ermittelten Kenngrößen, wie z. B. Reibkoeffizienten, werden für die Überprüfung eines Simulationsmodells des Industriepartners benötigt.

Das IMW verfügt durch langjährige Forschungstätigkeiten im Bereich der Gelenkwellen bereits über ein umfangreiches Portfolio an Prüfständen. Auch in diesem Jahr konnte mit der Inbetriebnahme eines siebten Verspannprüfstandes die Prüfkapazität erweitert werden. Der Prüfstand, der in Abbildung 1 dargestellt ist, wurde nach dem Prinzip eines geschlossenen Torsionsverspannkreises aufgebaut. Zwei Getriebe (1) mit gleicher Übersetzung sind über zwei Wellenstränge miteinander verbunden. Der vordere Wellenstrang wird je nach Vorhaben auf die Anforderungen und die Geometrien der Proben angepasst. Dieser besteht aus Drehmomentmessflanschen (2), zwei baugleichen Gelenkwellen (3) und einem aus der Mittellage schwenkbaren Mittelbock (4). Dadurch können konstante Beugewinkel an der Gelenkwelle von 0° bis zu 6° eingestellt werden. Alternativ kann der Mittelbock über eine Exzentrerscheibe dynamisch bei max. 1,4 Hz stufenweise (1 mm, 5 mm, 10 mm und 20 mm Auslenkungsamplitude des Längenausgleiches) geschwenkt werden. Der Zusammenhang zwischen Auslenkungsamplitude und Radius der Exzentrerscheibe (5) wird mittels kinematischer

Analyse berechnet. Ein an das linke Getriebe angebundener Elektromotor (6) sorgt für eine Drehbewegung der beiden Wellenstränge, wobei dieser nur die in den Lagerstellen entstehenden Reibmomente und Beschleunigungsmomente überwinden muss. Das eigentliche Torsionsmoment wird im hinteren Wellenstrang durch einen hydraulischen Verspannmotor (7) separat eingeleitet. Durch diesen Aufbau kann der Energieaufwand auf ca. 10 % der umlaufenden Prüfleistung reduziert werden.

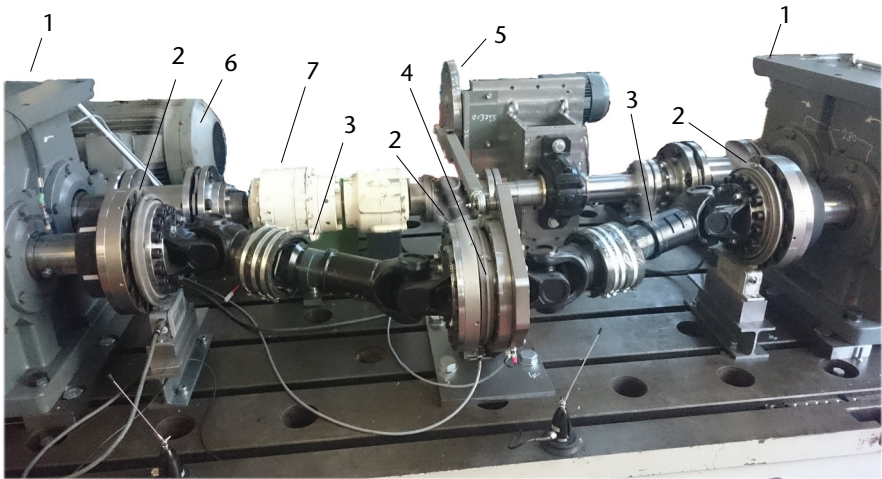


Abbildung 1: Aufbau des Verspannprüfstandes

Messwerterfassung und Auswertung

In Abbildung 2 sind die Messstellen des vorderen Wellenstranges schematisch dargestellt. Zwei Drehmomentmessflansche an den Getriebeausgängen ermitteln das ein- bzw. ausgehende Drehmoment. Aus einem dritten Messflansch kann das Drehmoment am linken Rand des Mittelbockes ermittelt werden. Die Verlustleistung ΔP_{l-v} des gesamten Wellenstranges ergibt sich aus der im Wellenstrang konstanten Drehzahl n und der Differenz der ein- und ausgeleiteten Drehmomente M zu:

$$\Delta P_{l-v} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot (M_l - M_v) \quad [W] \quad 1$$

Zusätzlich zu den Messflanschen I, III und IV wurden auf den Verbindungsrohren der Gelenkwellen Dehnungsmessstreifen (DMS) zur Bestimmung des Drehmomentes installiert. Über die Differenzbildung der verschiedenen Messstellen können in Anlehnung an Gleichung 1 die Verluste pro Verschiebesitz (P_{vS}) und Kreuzgelenk (P_C) sowie im Mittellager (P_L) bestimmt werden.

Zur Bestimmung der Verschiebekräfte sind DMS-Vollbrücken auf dem Verbindungsrohr in axialer Richtung aufgeklebt. Der Abgleich der axialen DMS erfolgt mit dem am Institut verfügbaren kalibrierten Lastrahmen MTS 100 kN.

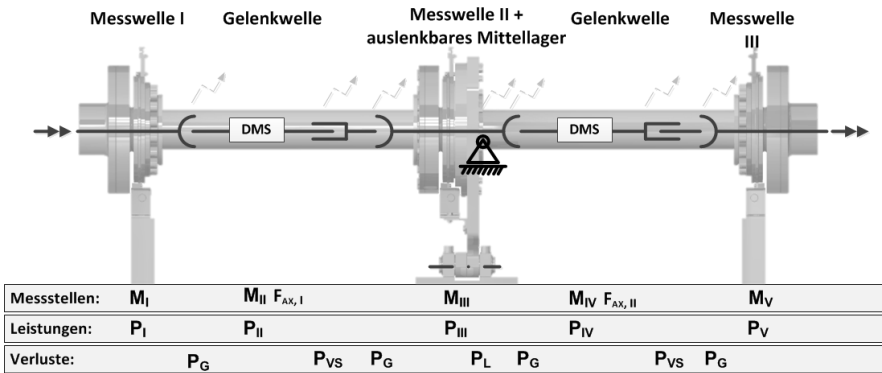


Abbildung 2: Schematischer Messstellenplan am vorderen Wellenstrang

Ergebnisse

Das Verbindungsrohr, auf dem die DMS installiert sind, weist trotz Einhaltung der Gleichlaufbedingungen bei Z-Anordnung erwartungsgemäß eine ungleichförmige Drehbewegung auf, welche periodisch schwankende Drehzahlen und Drehmomente im Verbindungsrohr verursacht. Zusätzlich werden die Messsignale durch die Rotation der Wellen und durch die Auslenkungen des Mittelbocks überlagert. Mittels Signalfilterung werden die Mittelwerte der Messstellen in Abhängigkeit von der Drehzahl, der Auslenkung und des Torsionsmomentes bestimmt, um so erste Aussagen bezüglich auftretender Verluste beurteilen zu können.

Leistungssteigerung durch Umbau

Die Messungen verliefen erfolgreich, sodass die Eignung der Messmethode zur Verlustmessung und Ermittlung von Reibungsverhalten nachgewiesen werden konnte. In einem Folgeauftrag sollen im ersten Quartal 2017 erneut Messungen mit denselben Messwellen unter höheren Torsionsmomenten durchgeführt werden. Dazu werden die elektrischen und hydraulischen Antriebe verstärkt. Mit diesem Umbau kann die Leistungsfähigkeit verdreifacht werden, wie der Tabelle 1 zu entnehmen ist.

Zusammenfassung

Mit dem neuen Verspannprüfstand konnte die Prüfkapazität des IMWs in diesem Jahr weiter ausgebaut werden. Im ersten Messauftrag wurden Gelenkwellen mit verzahntem Längenausgleich bei variabler Torsion und Drehzahl dynamisch ausgelenkt. Mit Hilfe von Messflanschen und DMS wurden Drehmomente bestimmt, um so erstmalig Verluste an verschiedenen Positionen der Gelenkwelle zu bestimmen. Das entwickelte Messverfahren kann nun dazu genutzt werden, um Gelenkwellen hinsichtlich ihrer Leistungsverluste in dem Längenausgleich und den Gelenken weiter zu optimieren.

Tabelle 1 : Prüfstandkennwerte des aktuellen und erweiterten Prüfstandes

	Aktueller Aufbau	Erweiterter Aufbau
Antriebsleistung [kW]	37	90
Umlaufende Leistung [kW]	330	990
Anzahl der Proben [-]	2	2
Beugewinkel [°]	bis 6°	bis 6°
Verschiebefrequenz [Hz]	1,4	1,4
Einbaulänge [mm]	680	680
Wellenstrang vorne:		
Drehzahl [U/min]	900	1500
Drehmoment [Nm]	3500	6300
Wellenstrang hinten:		
Drehzahl [U/min]	712	1180
Drehmoment [Nm]	4400	8000

Einsatz von Laser Profil Scannern bei der Mehrlagenwicklung von Seilen

Schulze, M.



Zur Berechnung von Seiltrommeln ist die Kenntnis des Aufbaus des Wickelpaketes und damit auch die Kenntnis des Seilquerschnitts notwendig. Der Seilquerschnitt kann vor allem bei Faserseilen nicht als kreisrund angenommen werden. Um die Form genauer analysieren zu können, kommen Laser Profil Scanner in zwei verschiedenen Versuchsaufbauten zum Einsatz. Mit dem einen ist es möglich, den lagenweisen Aufbau des Wickelpaketes zu erfassen. Mit dem anderen kann der Querschnitt des Seils aufgenommen werden. Anschließend können die aufgenommenen Profile verarbeitet werden und beispielsweise die Wickelhöhe bestimmt und der Seilquerschnitt gemessen und beschrieben werden.

The structure of the winding pack is an important input for the calculation of the drum load. Therefore the rope cross-section is important too. The cross-section of fibre ropes cannot be assumed as an ideal circle. Laser profile scanners are used in two different setups to evaluate the rope deformation. In the first setup optical recordings of the winding pack and in the second setup optical recordings of the rope cross-section are taken. Based on these images the winding height can be analysed and the rope cross-section can be calculated.

Einleitung

Die Berechnung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln erfordert eine genaue Kenntnis der Geometrie des Wickelpaketes. Diese Geometrie ergibt sich aus dem Seilquerschnitt und dem Verformungsverhalten des Seils in der Mehrlagenwicklung. Während bei Drahtseilen näherungsweise von einem runden Querschnitt ausgegangen wird, ist bei Faserseilen eine stärkere Verformung beispielsweise hin zu einer ovalen Form gegeben. Durch diese unterschiedlichen Formen ergeben sich Unterschiede in den Wickelhöhen zwischen beiden Seilarten. Diese müssen als Wickelhöhe bei der Berechnung des Manteldrucks und als relevanter Kraftangriffspunkt an den Bordscheiben bei der Auslegung der Seiltrommel berücksichtigt werden /1, 2, 3/.

Aus diesem Grund besteht die Notwendigkeit, eine genauere Analyse sowohl der Seilverformung als auch des Wickelpaketes durchführen zu können. Zu diesem Zweck werden Laser Profil Scanner eingesetzt.

Wickelversuche am IMW

Am Institut für Maschinenwesen (IMW) ist ein Wickelprüfstand zur Untersuchung des Zusammenspiels von Seil und Seiltrommel vorhanden (Abbildung 1). Der Prüfstand umfasst die Speichertrommel, das Spill, eine Seilscheibe und die Versuchstrommel. Diese kann das Seil mit verschiedenen Lasten auf- und abspulen. Dazu kann die Last auch in den zu spulenden Lagen variiert werden. Die Aufbringung der Kraft auf das Seil erfolgt mit Hilfe einer kleinen Kraft auf Seiten der Speichertrommel und einer Kraftverstärkung durch das Spill.

Mit Hilfe des Prüfstandes können Untersuchungen zur Belastung an der Versuchstrommel durchgeführt werden. Außerdem kann man das Spulbild während des mehrlagigen Spulens beobachten. Dazu wurde bisher das Wickelverhalten zum einen anhand von Bildern und Videoaufnahmen qualitativ beurteilt, zum anderen bestand die Möglichkeit mit einem Lasersensor an einem relativ zur Bordscheibe fixen Punkt die Wickelhöhe zu messen. Aufgrund der beispielsweise helixförmigen Bewicklung des Seils um die Trommel erfasst der Sensor dabei zeitweise die Oberkante des Seils, die Zwischenräume aber auch die Übergangsbereiche dazwischen. Unterschiede in der Höhe der Oberkante des Seils während einer Umdrehung können jedoch nicht erfasst werden.



Abbildung 1: Wickelprüfstand am IMW zur Analyse des Zusammenspiels von Seil und Seiltrommel

Die Analyse der Seilverformung wurde bisher anhand der Messung von drei mit 120° Versatz aufgenommenen Seildurchmessern ausgeführt. Da das Seil nicht immer in der gleichen Lage die Messung durchläuft sondern sich auch in gewissen Bereichen dreht, war hier das Ziel eine größere Anzahl von Durchmessern erfassen zu können.

Laser Profil Scanner

Als Laser Profil Scanner kommen Geräte der Firma MICRO-EPSILON zum Einsatz. Diese arbeiten nach dem Prinzip der optischen Triangulation. Es wird ein Laserstrahl mit Hilfe einer Spezialoptik aufgefächert, sodass eine Laserlinie entsteht. Die Reflektionen werden mittels eines CMOS-Sensors ausgewertet. Da der Sensor als Matrix ausgeführt ist, können sowohl der Abstand (z-Achse) als auch die Position (x-Achse) ausgewertet werden. Die Berechnung des Abstandes erfolgt allgemein nach (1) /4/:

$$b_1 = \frac{a_1}{\tan \alpha_1} \quad 1$$

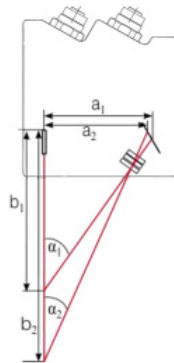


Abbildung 2: Laser Profil Scanner mit Beispiel zur Ermittlung des Abstandes eines Messobjektes (z-Achse) /4/

Messaufbauten am Wickelprüfstand

Zur Messung des Wickelpaketes können bis zu drei Sensoren zum Einsatz kommen. Die Auswertung erfolgt anschließend entweder für jeden Sensor separat, oder es besteht die Möglichkeit, die Bilder mehrere Sensoren zusammensetzen. Dies ist jedoch nur möglich, wenn sich die Messbereiche in x-Richtung überschneiden (Abbildung 3 links und Abbildung 4).

Zur Messung des Seilquerschnitts sind in jedem Fall drei Sensoren notwendig. Diese sind mit 120° Versatz um das Seil angeordnet. Ihre Einzelbilder werden zu einem Seilquerschnitt zusammengefügt (Abbildung 3 rechts und Abbildung 4).

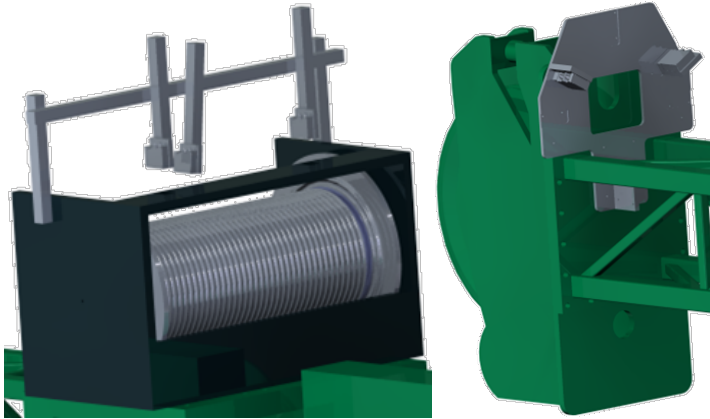


Abbildung 3: Exemplarische Anordnung von Laser Profil Scannern zur Untersuchung des Seilpaketes auf der Trommel (links) und Aufbau zur Untersuchung der Seilverformung am freien Seil nahe der Seilscheibe (rechts)

Versuchsdurchführung

Die gezeigten exemplarischen Ergebnisse wurden unter den Prüfbedingungen in Tabelle 1 und Tabelle 2 gewonnen:

Tabelle 1: Seiltrommel für Drahtseile, Daten

Trommeldurchmesser	D	480	mm
Rillensteigung	e	24,1	mm
Umschlingungen je Lage	U	40	
Lagen	L	5	

Tabelle 2: Faserseil, Daten

Seilnennendurchmesser	d	23	mm
Konstruktion	12 fach Geflecht		
Faser	Dyneema		

Lagenaufbau im Wickelpaket

Der Aufbau des Wickelpaketes wird beim Aufwickeln des Seils auf die Trommel untersucht. Dazu sind drei Laser Profil Scanner oberhalb der Trommel angeordnet (Abbildung 4).

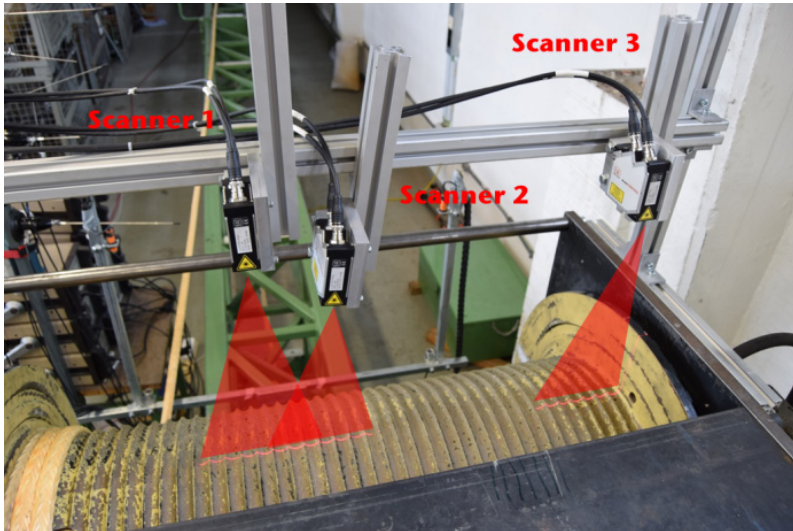


Abbildung 4: Versuchstrommel mit Laser Profil Scannern zur Erfassung der Trommel- oder Wickelpaketoberfläche

Mit der Hilfe eines Drehgebers werden in gleichen Winkelschritten Aufnahmen von der Oberfläche der Trommel bzw. des Wickelpaketes gemacht. Bei den vorliegenden Untersuchungen wurden 64 Aufnahmen pro Umdrehung aufgezeichnet.

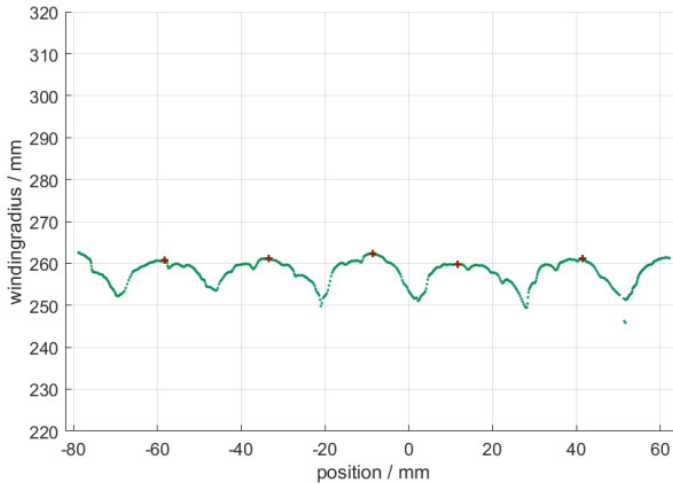


Abbildung 5: Exemplarisches Bild des Wickelpaketes mit jeweiligem Maximum der fünf Windungen

Zur Ermittlung der Wickelhöhe wird in jedem Bild für jede Umschlingung des Seils deren Maximum gesucht und ausgewertet. In Abbildung 5 sind beispielsweise fünf Maxima gefunden worden und mit einem roten Kreuz markiert. Aus diesen fünf Einzelwerten wird ein Mittelwert für das gesamte Bild errechnet. Zusammengefasst und über die Umdrehungen der Trommel aufgetragen lässt sich der ganze Lagenaufbau des Wickelpaketes verfolgen (Abbildung 6).

Der Grund warum sich in Abbildung 6 unterschiedlich viele Umdrehungen für die Lagen ergeben liegt in der Position des ausgewerteten Scanners begründet. Dieser ist nicht in der Mitte der Trommel befestigt. Der Weg, den das Seil zur Bordscheibe und zurückläuft, ist für das Seil in der ersten oder dritten Lage länger. In der zweiten und vierten Lage ist der Weg zur anderen Bordscheibe kürzer. Daher ist für den Scanner die erste und die dritte Lage für mehr Umdrehungen zu sehen als die zweite und die vierte.

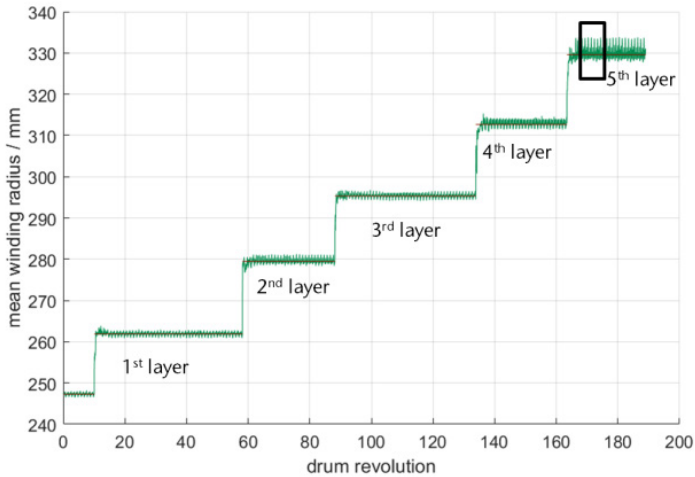


Abbildung 6: Höhenverlauf der Oberkante der Seile während eines Wickelvorgangs mit fünf Lagen

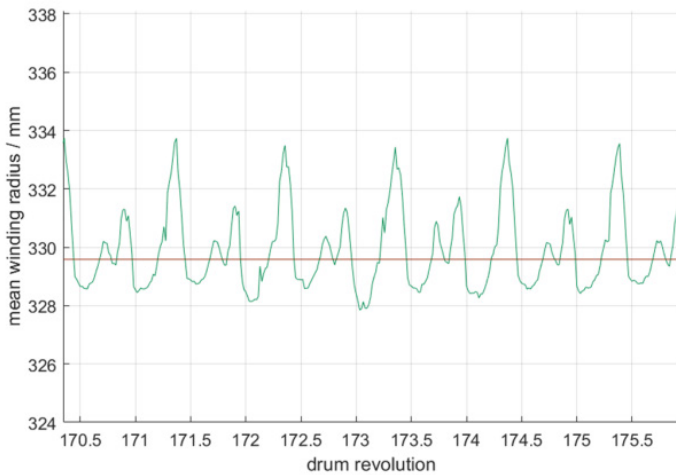


Abbildung 7: Detail der fünften Lage mit erkennbaren Höhenunterschieden im Parallel- und Kreuzungsbereich

Die gemessenen Höhen können der Rillung und den Lagen eins bis fünf zugeordnet werden. Neben diesem Verlauf sind auch verschiedene Höhen innerhalb einer Lage zu erkennen. (Abbildung 7). Diese lassen die unterschiedlichen Wickelhöhen in den unterschiedlichen Abschnitten Parallel- und Kreuzungsbereich der Trommel erkennen (Abbildung 8). Im Verlauf einer Umdrehung sind idealerweise jeweils zwei Signaltäler und zwei -täler zu sehen. Im Bereich der Kreuzung, in der die Wicklungen übereinander laufen, ergibt sich ein höheres Wickelpaket im Vergleich zum Parallelbereich. In Abbildung 7 sind die beschriebenen beiden Signaltäler gut zu erkennen. Ebenfalls ist eine Signalspitze gut zu sehen. Die zweite Spitze ist hingegen nicht ideal ausgebildet. Sie ist auf zwei kleinere Spitzen verteilt und auch deutlich niedriger im Vergleich zur anderen Spitze. Dies ist einem nicht optimalen Wickelverhalten zuzuschreiben.

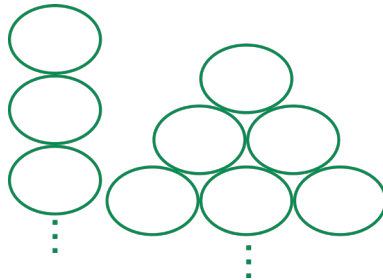


Abbildung 8: *Idealisiertes Wickelverhalten in Kreuzungs- (links) und Parallelbereich (rechts)*

Aus der Differenz zwischen den Lagen kann die Veränderung des Wickelradius‘ ermittelt werden. Damit ergibt sich ein charakteristischer Wert für den Lagenaufbau (Abbildung 9).

Weiterhin können Einzelbilder von der gleichen Winkelposition aus jeder Lage zusammengesetzt werden, um einen Eindruck über das Ergebnis des Wickelpaketes zu erhalten (Abbildung 10). Es ist zu beachten, dass die Einzelaufnahmen jeweils nur die sichtbare Oberfläche zeigen, und dass das zusammengesetzte Ergebnis nicht ein der Realität entsprechender Querschnitt durch das fertige Wickelpaket ist. Die Verformungen, die aus den nachfolgenden Lagen resultieren, sind in der Abbildung 10 nicht erfasst.

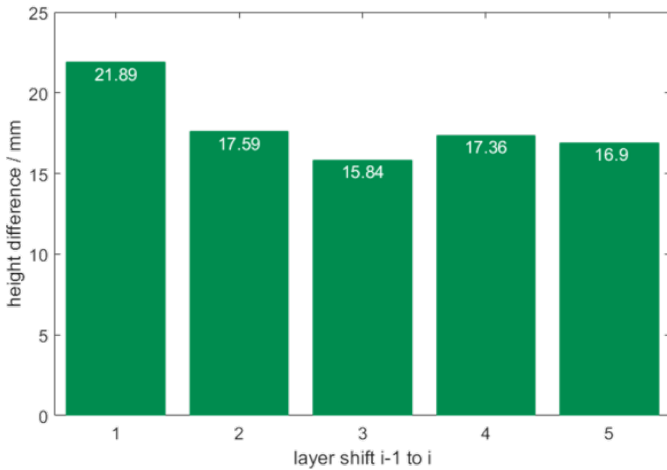


Abbildung 9: Exemplarisches Ergebnis eines Wickelversuches für die Höhenunterschiede zwischen den Lagen

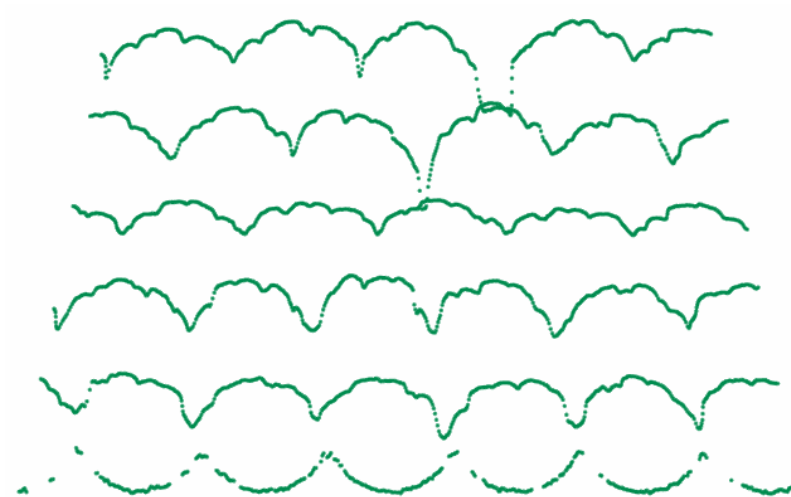


Abbildung 10: Querschnitt durch das Wickelpaket mit verschiedenen Wickelstörungen

Seilverformung am freien Seil

Während des Ablaufs des Seils von der Trommel werden Aufnahmen vom Seil gemacht. Hier wird die bleibende Verformung des Seils beim Gebrauch ermittelt. Mit der Hilfe von drei Laser Profil Scannern, die kurz vor der Seilscheibe positioniert sind, wird jeweils ein Teil der Seiloberfläche aufgenommen (Abbildung 11). Anschließend werden die Einzelaufnahmen zu einem ganzen Seilquerschnitt zusammengesetzt (Abbildung 12).

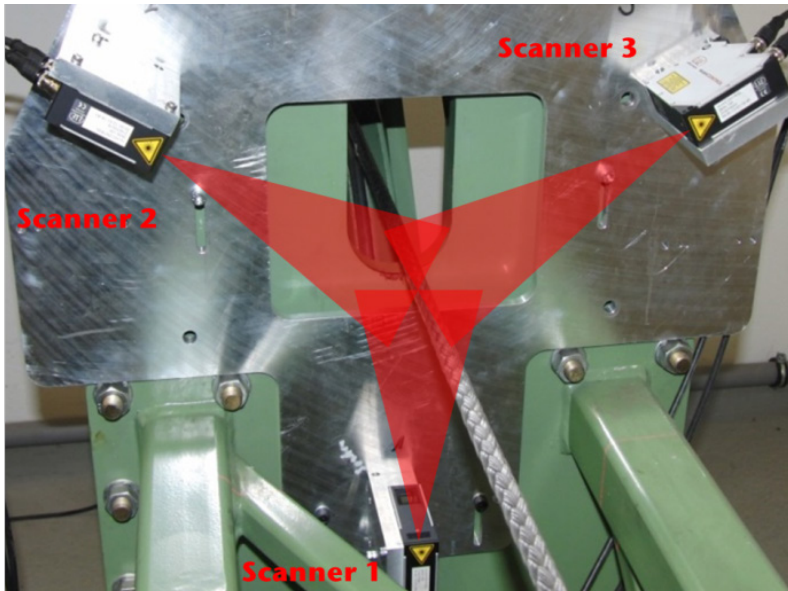


Abbildung 11: Aufbau der Laser Profil Scanner zur Erfassung des Seilquerschnitts



Abbildung 12: Exemplarischer Aufnahme eines Seilquerschnitts

Aus jedem Querschnitt können richtungsabhängige Seildurchmesser ermittelt werden. Dazu wird durch eine Software eine Messung durchgeführt, wie sie analog auch mit einem Messschieber ausgeführt werden könnte. Das bedeutet, dass für jede Winkelposition der Abstand als Seildurchmesser erfasst wird, an denen die Messlinien zuerst das Seil berühren. Als Ergebnis liegt eine frei wählbare Anzahl von Einzeldurchmessern und deren Winkelposition zu jedem Seilquerschnitt vor (Abbildung 13).

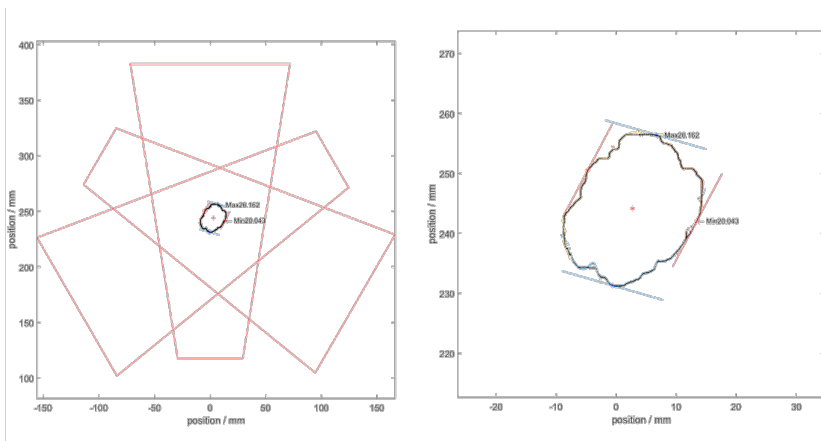


Abbildung 13: Seilquerschnitt mit Darstellung des Messbereichs der Laser Profil Scanner (links) und Seilquerschnitt mit ermitteltem maximalem und minimalem Seildurchmesser (rechts)

Aus diesen Durchmessern werden als relevante Größen der größte (d_{\max}), der kleinste (d_{\min}) und der Mittelwert von allen Durchmessern aus der Einzelaufnahme (d_{mean}) ausgewählt bzw. errechnet.

Als charakteristische Werte für ein Seil kann die relative Rundheit berechnet werden. Sie lässt sich ausgehend von der relativen Ovalität ableiten. Die Ovalität wird aus der Differenz zwischen dem größten und dem kleinsten Durchmesser im Verhältnis zum größten Durchmesser gebildet (2). Die relative Rundheit berechnet sich durch eins minus der relativen Ovalität. Sie lässt sich auch als Verhältnis zwischen dem minimalen und dem maximalen Durchmesser interpretieren (3).

$$O_{\text{rel}} = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{d_{\max}} \quad 2$$

$$R_{\text{rel}} = 1 - \frac{d_{\max} - d_{\min}}{d_{\max}} = \frac{d_{\min}}{d_{\max}} \quad 3$$

Aus der Untersuchung der Seilverformung liegen abschließend die Werte d_{\min} , d_{mean} , d_{\max} und R_{rel} für jeden Seilquerschnitt vor. Diese lassen sich für den ganzen Versuch zusammenfassen oder Lagenweise interpretieren (Abbildung 14 und Abbildung 15).

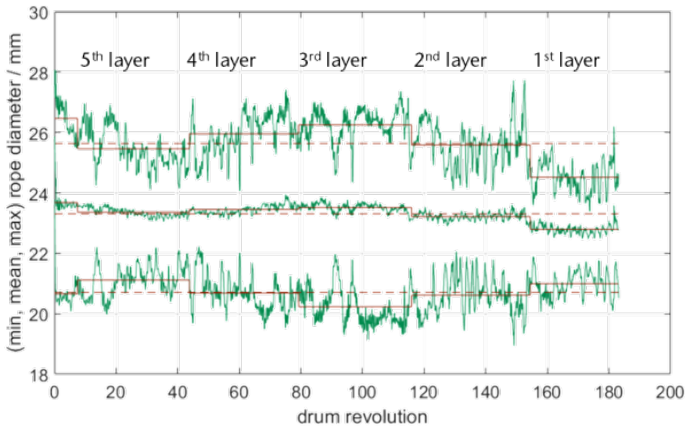


Abbildung 14: Exemplarisches Ergebnis eines Wickelversuchs für die minimalen, mittleren und maximalen Seildurchmesser

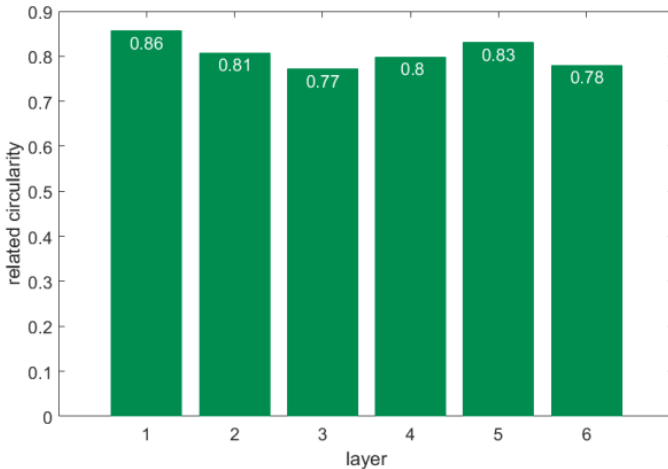


Abbildung 15: Ergebnis für die berechnete relative Rundheit je Lage

Zusammenfassung

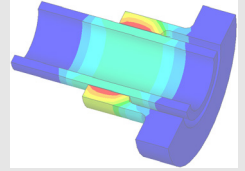
Mit Hilfe von Laser Profil Scannern kann die Deformation von Seilen und der daraus resultierende Lagenaufbau untersucht werden. Dabei wird zum einen der Kennwert der relativen Rundheit für das Seil und damit seine bleibende Deformation ermittelt. Zum anderen wird das Zusammenspiel von Seil und Seiltrommel in Form des Lagenaufbaus ermittelt. Mit Hilfe der beiden Werte besteht die Möglichkeit, einen qualitativen Vergleich zwischen der elastischen Verformung in der Mehrlagenwicklung und der bleibenden Deformation am freien Seil durchzuführen.

Die gewonnenen Werte können anschließend zur Berechnung der Trommelbelastung genutzt werden. Zudem kann auf Grundlage der gewonnenen Werte eine Anpassung der Trommeloberflächen an ein Faserseil vorgenommen werden. Dazu wird die Rillung an die relative Rundheit angepasst und es besteht die Möglichkeit zusätzliche Stützelemente an den Bordscheiben vorzusehen /2, 3/.

Literatur

- /1/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Simulation of fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; Simulating rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2013, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-4-0.
- /2/ Lohrengel, A.; Stahr, K.; Schulze, M.; Wächter, M.: Innovative drum construction for multilayer winding with fibre ropes; Challenging rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2015, Dr. I.M.L. Ridge, Stuttgart, Germany, ISBN: 978-0-9552500-5-7.
- /3/ Schulze, M.; Wächter M.: Innovatives Wickelsystem für Faserseile; Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 40 (2015), 17-28.
- /4/ Eibauer, U.; Rauch, D.: Schnittstellenhandbuch LLT.dll, C#, MICRO-EPSILON 2015

Konstruktion und Berechnung von
Maschinenelementen



Konstruktionsmethodik und
rechnerunterstützte Produktentwicklung



Systementwicklung, Versuchstechnik
und Maschinenakustik



Hochschule und Kontakte



Alumnibesuch – Der chinesische Wissenschaftsminister

Schäfer, G.

Die TU Clausthal ist eine aus ihren Wurzeln heraus schon immer international ausgerichtete Hochschule. In diesem Jahr kam einer ihrer international bekanntesten Absolventen zu einem Besuch an seine Alma Mater. Prof. Dr.-Ing. Wan Gang promovierte 1991 am Institut für Maschinenwesen und ist heute Chinesischer Wissenschaftsminister.



Prof. Dr.-Ing. Wan Gang, once a researcher at IMW, TU Clausthal, today Minister of Science and Technology of China.

Vorwort

Als Instituts-Faktotum und Weggefährte der Persönlichkeit, die im Mittelpunkt dieses Beitrags steht, sei mir in diesem Fall die Ausnahme der persönlichen Berichtsformulierung nachgesehen. Ich selber habe im Sommersemester 1984 als eine der damals noch wenigen wissenschaftlichen Hilfskräfte (Hiwis) meine erste Anstellung am IMW gefunden. Wir waren damals ungefähr eine Hand voll Hiwis und ebenso viele wissenschaftliche Mitarbeiter im Bereich Maschinenelemente und Konstruktionslehre unter der Leitung von Prof. Dietz und Prof. Barth kümmerte sich um die Pneumatik. Für die Untersuchungen zur Beanspruchungsverteilung in Bauteilen zog die Finite-Elemente-Simulation erst ganz zaghaft ein und geprägt durch die Arbeiten des Vorgängers von Prof. Dietz, Herrn Prof. Kuske, wurden neben den experimentellen Untersuchungen an realen Bauteilen auch umfangreiche Arbeiten im Bereich der Spannungsoptik durchgeführt. Da wurden komplexe spannungsoptische 3D-Modelle im „Pampelkeller“ mit Silikon abgeformt und anschließend mit spannungsoptisch aktiven Harzen ausgegossen um schließlich im Ofen „Einfrierversuche“ zu machen. Neben diesen quasi-statischen Untersuchungen war die Spannungsoptik mit ihrer analogen Abbildungstechnik aber auch für hochdynamische Untersuchungen von Stoßvorgängen und Körperschallleitung geeignet.

1985 - 1991

Im Jahr 1985 kam unser heutiger Prof. Wan Gang dann als wissenschaftlicher Mitarbeiter an das IMW. Für diese Punktlandung in Clausthal, aus dem überaus großen Heimatland China, war Prof. Dietz mit seiner Leidenschaft für internationale wissenschaftliche Beziehungen sicher nicht ganz unbeteiligt. Die Studierendenzahlen stiegen zu dieser Zeit kräftig und wir hatten eine Menge wissenschaftlicher Visionen im Kopf, es war also jede Hand und jeder Kopf zu jeder Zeit an jeder Stelle notwendig und auch unser „neuer Kollege“ stürzte sich gleich mit ganzem Herzen in die Aufgaben. Sein Spezialgebiet wurde die dynamische Spannungsoptik, was für mehre Foto-Hiwis sinnvolle Beschäftigung bedeutete und durch seine Auswertungen wichtige Erkenntnisse z.B. zur Körperschallleitung in Aggregateträgern für die Automobilindustrie ergab, siehe auch Abbildung 2.

Aber auch in der Lehre stand er von Anfang an, seinen Mann und übernahm große Hörsaalübungen zu Maschinenelementen, die Betreuung einer kleinen Konstruktionsgruppe mit ihren intensiven Diskussionen und auch die Durchführung von Laborpraktika natürlich zur Spannungsoptik. All das in Niedersachsen, der Wiege des Hochdeutsch und zugleich zwischen der Oberharzter Mundart seiner Vermieter, mit einer sprachlichen Gewandtheit, die uns alle erstaunte.

1989 wurde auch ich dann, nach einem kurzen Wehrdienstintermezzo in unserer heutigen Versuchshalle „Am Regenbogen“, dann wissenschaftlicher Mitarbeiter und durfte mit meinem Kollegen Wan Gang zusammen Drittmittelprojekte bearbeiten. Ganz nach meiner Ausrichtung, ging es um eine, inzwischen Finite-Elemente-Simulation einer Zahnwellen-Verbindung. Ich erinnere mich noch gut, wie wir bis spät in den „Abend“ gemeinsam vor dem Rechner saßen um die Kontaktrechnungen von Welle und Nabe ans Laufen zu bringen und den „bunten Bilder“, es waren teilweise nur schwarz/weiße Isolinien-Darstellungen der Spannungen, wissenschaftliche Aussagen abzurufen. Dies alles und viele weitere Themen rund um unsere Maschinenelemente hat Pro. Wan Gang erfolgreich bearbeitet.

1991 war es dann soweit und er hat uns am IMW nach Abschluss seiner Promotion verlassen, aber weg war er nie ganz.

2016

Am 10. April 2016 war es dann mal wieder soweit, nachdem ich ihn 2005 am Rande der Verleihung des Niedersächsischen Verdienstkreuzes getroffen hatte, konnte Prof. Wan Gang seine damaligen Weggefährten aus dem IMW inklusive der aktuellen Mannschaft an seiner alten Wirkungsstätte treffen. Die folgenden

Bilder geben einen kleinen Eindruck dieses Besuchs, der zwischen den anderen offiziellen Terminen auf seinen Wunsch speziell eingerichtet wurde.

Abbildung 1 zeigt die Ankunft im Kreis der „Ehemaligen“ vor dem Institut. In der Mitte Prof. Wan Gang und unsere ehemalige Institutssekretärin Frau Kurz.

Abbildung 2 zeigt Prof. Wan Gang in unserem Zeichensaal, in dem er sich dann eine gute Stunde Zeit nahm um mit den Kollegen aus dem IMW über Erinnerungen und Aktuelles in persönlicher Atmosphäre in Ruhe zu sprechen. Anschließend gab es dann noch einen offiziellen Termin in der Aula Academia mit Vertretern aus der chinesischen Botschaft in Berlin, dem Bundeswirtschaftsministerium, der Niedersächsischen Landesregierung und der TU Clausthal. Zum Abschluss dieses Termins wurde dann auch für alle Kollegen aus dem IMW ein üppiges deutsch-chinesisches Buffet aufgeföhrt, das zusätzlich Gelegenheit für interessante Gespräche bot.



Abbildung 1: Prof. Wan Gang begrüßt alle ehemaligen Mitarbeiter mit Handschlag und kurzem Gespräch vor dem Institut



Abbildung 2: Prof. Armin Lohrengel (Links) überreicht Prof. Wan Gang (Mitte) den Prototyp und das spannungsoptische 2D-Modell des Aggregatelagers, Prof. Norbert Müller (Rechts)

Am darauf folgenden Tag, Montag 11.04.2016, hat er dann seine Antrittsvorlesung im Audimax mit dem Titel „Towards Win-Win: Innovation and Development“ gehalten, die folgende drei Themenblöcke hatte und unter /1/ angesehen werden kann:

- I Science and Technology in China
- II E-Mobility in China
- III Sino-German innovative Cooperation

Danksagung

Für die Bereitstellung des Bildmaterials gilt einem weiteren Alumni des IMW, Herrn Dr. Frank Rothe, ein ganz besonderer Dank.

Links

/1/ <http://video.tu-clausthal.de/hdlectureplayer/10807.html>

Maschinentechnische Exkursion

Jakob, M.; Martinewski, V.

Vom 04.04. bis zum 08.04.2016 wurde vom Institut für Maschinenwesen eine Maschinentechnische Exkursion durchgeführt. Ziel der Reise war der Nordwesten Deutschlands mit den Hansestädten Hamburg und Bremen. Insgesamt haben 16 Studierende dieses Angebot wahrgenommen, um einen breiten Einblick in das zukünftige Tätigkeitsfeld eines Maschinenbauingenieurs zu bekommen.



This year, from the 4th to the 8th of April, an excursion was carried out by the Institute of Mechanical Engineering. Entitled with the common name „Maschinentechnische Exkursion“, this trip headed to the northwest of Germany including the two cities Hamburg and Bremen. A total of 16 students took advantage of this offer to get an overview of the job opportunities of mechanical engineers.

Hintergrund der Exkursion

Im jährlichen Wechsel führen vier Institute des Fachbereichs Maschinenbau an der TU Clausthal eine einwöchige Exkursion mit Studenten durch. Hierbei sollen die Studierenden, die sich in der Regel im fortgeschrittenen Stadium ihres Studiums befinden, einen möglichst breiten Einblick in mögliche zukünftige Tätigkeitsfelder bekommen. Mit der diesjährigen Exkursion in den Norden Deutschlands wurde ein breiter Bogen quer über viele Branchen geschlagen.

Dem Flugzeug hautnah

Die Exkursion wurde im Norden von Deutschland in Hamburg am Firmensitz und größten Standort der Lufthansa Technik AG begonnen. Auf dem 750.000 Quadratmeter großen Firmengelände am Flughafen Fuhlsbüttel arbeiten bis zu 7.500 Mitarbeiter, darunter mehr als 500 Ingenieure an der Wartung, Reparatur und Überholung sowie Modifikationen ziviler Flugzeuge. Nach einem interessanten Informationsfilm zur Einstimmung auf das global agierende Unternehmen ermöglichte die Werftführung interessante und außergewöhnliche Blickwinkel: Nur in der Wartung ist es möglich, einen Blick in den Rumpf aktueller Passagiermaschinen zu werfen oder die Regierungsmaschine der Bundesrepublik

Deutschland aus unmittelbarer Nähe zu betrachten. Darüber hinaus befindet sich auf der Basis Hamburg die größte von einem Hersteller unabhängige Triebwerksaufbereitung weltweit. Hier werden für alle großen Triebwerkstypen zertifizierte Reparaturen von Modulen, Einzelteilen und Anbaugeräten bis hin zu kompletten Überholungen von Triebwerken durchgeführt. Eine weitere wichtige Sparte ist die „VIP & Special Mission Aircraft Service“, welche sich um den Umbau und die Anpassung von Standardrumpf-Flugzeugen zu VIP-, Geschäfts- und Regierungsflugzeugen beschäftigt. Wünsche von wohlhabenden Kunden, wie zum Beispiel sich nach Mekka ausrichtende Betten oder eigentlich für die Rumpfkonstruktion zu schwere Kronleuchter sind dabei oftmals mit den Vorschriften der Luftfahrt und den technischen Grenzen in Einklang zu bringen. Mit Gesamtkosten von über 1 Milliarde Dollar ist das „teuerste Flugzeug der Welt“ hingegen kein Flugzeug mit Glanz und Glamour. Die Experten der Lufthansa Technik verbauten in ihren Werkshallen im Auftrag der NASA in eine Boeing 747 SP ein 17 Tonnen schweres, in Deutschland entwickeltes und vom DLR-Raumfahrtmanagement beauftragtes Teleskop.

Mit diesen ersten Eindrücken begann anschließend der inoffizielle Teil der Exkursion, so wurde in zwei Gruppen aufgeteilt entweder die Kletterhalle in Hamburg aufgesucht oder an einer Stadtführung zur Historie des wohl bekanntesten Stadtteils Hamburgs teilgenommen.

Das Zwanzig-Fuß-Äquivalent

Der nächste Tag begann früh am Morgen, da bereits um 9:00 Uhr die nächste Besichtigung stattfinden sollte. Die Unterkunft in der Nähe des Flughafens verlassend und die Elbe unter und überquerend, wurde die nächste Station der Exkursion erreicht, der Hamburger Hafen. Neben Lufthansa Technik ist der Hafen ein weiterer großer Arbeitgeber der Hansestadt Hamburg. Der größte Seehafen Deutschlands verzeichnet etwa 10.000 Schiffsanläufe pro Jahr und weist mit dem Containerterminal Altenwerder (CTA) einen der effizientesten und modernsten Terminals der Welt auf, welcher für eine Verladekapazität von 3 Mio. TEU jährlich ausgelegt ist. Die Abkürzung TEU steht hierbei im Englischen für Twenty-foot Equivalent Unit und beschreibt einen Standardcontainer mit einer Länge von 20 Fuß. Die oftmals gängigeren Container sind 40 Fuß lang und stellen damit 2 TEU dar.

Der CTA gehört zum Verwaltungsbereich der Hamburger Hafen und Logistik AG (HHLA), die etwa 70% des gesamten Hafens verwaltet. Die Entladung ankommender Schiffe erfolgt aufgrund gesetzlicher Vorschriften manuell gesteuert durch einen oder mehrere der 14 Zweikatz-Containerbrücken. Nach einer Sichtprüfung der Container übernimmt einer der 86 führerlosen und zum Teil batteriebetriebenen Transportfahrzeuge den Transport zu einem der 26 Blocklager. Dort werden die Container zwischengelagert, bis sie entweder von LKWs oder auf dem größten deutschen Bahnterminal weiterverladen werden.

Sehr beeindruckend sind der Grad der Automatisierung und das reibungslose Zusammenspiel der verschiedenen Transportsysteme. In Zeiten schwacher Auslastung wird zum Beispiel das Blocklager vollautomatisiert umsortiert, um so die Zugriffszeiten benötigter Container zu minimieren. Mit innovativen Konzepten und der komplexen IT-Software ist der Terminal Altenwerder „State-of-the-Art“ und das Knowhow wird als Dienstleistung durch die Tochtergesellschaft HPC (Hamburger Port Consulting) weltweit weiterverkauft. Die Führung über das Gelände wurde durch eine hervorragende Betreuung seitens der HHLA begleitet. So wurde die Geschichte des Hafens detailreich und informativ dargestellt und die geplanten weiterführenden Arbeiten technischer Natur erläutert. Darüber hinaus bestand stets die Möglichkeit, sich über die Einstellungsmöglichkeiten direkt bei der Personalverwaltung zu informieren und erste Erfahrungen hinsichtlich der benötigten Kenntnisse zu gewinnen.

Nach einem gesponserten Mittagessen in der Kantine des CTA ging es zurück in die Exkursionsfahrzeuge, nächstes Ziel: Bremen.

Tanz der Roboter

Mit über 12.000 Mitarbeitern ist das Mercedes-Benz-Werk in Bremen nicht nur der größte private Arbeitgeber der Region, sondern auch der größte Produktionsstandort, vor dem Stammwerk in Stuttgart-Sindelfingen. In Bremen werden unter anderem die C- und E-Klassen produziert. Durch den Einsatz zahlreicher Roboter, unterschiedlicher innerbetrieblicher Transportsysteme und manueller Arbeitsplätze entstehen so aus einer Vielzahl aus Einzelteilen und Halbzeugen, hochwertige Automobile „Made in Germany“. Die Führung brachte die Gruppe unmittelbar an die Fertigungslinien. Die Studierenden zeigten sich tief beeindruckt von den Maschinen der Fertigung und Montage. In den Fertigungsstraßen von Automobilproduzenten wird bei einem festen Blick auf Genauigkeit und Qualität das Zusammenspiel verschiedenster Maschinen beispiellos demonstriert.

Kochen mit Stahl

Eine ausgiebige Mittagspause später befand sich die Exkursionsgruppe auf dem 7 km² große Werkgelände der Firma ArcelorMittal in Bremen am Unterlauf der Weser. Über einen Hafen können sowohl Rohstoffe als auch Enderzeugnisse, wie tonnenschwere Blech-Coils, kostengünstig verladen werden. Als integriertes Hüttenwerk befinden sich nicht nur zwei Hochöfen mit einer Jahresleistung von bis zu 4 Millionen Tonnen Rohstahl auf dem Gelände, sondern auch ein Warm- und Kaltwalzwerk. Die Werksführung brachte die Teilnehmer in die unmittelbare Nähe eines Hochofens, in dem unter anderem Eisenerz und Koks zu Roheisen geschmolzen wird. Über Torpedowagen, die mehrere Hundert Tonnen schwer sind, wird das flüssige Roheisen über das Gelände zum Konverter gefahren. Dort

wird Schrott mit dem heißen Roheisen aufgeschmolzen. Über einen Kran wird der Schrott in den geneigten Konverter geschüttet. Eine wassergekühlte Lanze bläst anschließend Sauerstoff in den Konverter, sodass ungewünschte Begleitstoffe verschlacken oder verbrennen; dieser Vorgang erzeugt eine starke Reaktion. Die entstehenden Flammen und Rauchsäulen werden von einer leistungsstarken Absauganlage direkt über dem Konverter aufgenommen und zur Abgasaufbereitung geleitet. Durch eine Scheibe in einem gesicherten Bereich konnte die Gruppe das beeindruckende Feuerspektakel live miterleben. Zum Zeitpunkt der Besichtigung waren die Walzwerke in einer ungeplanten Revision, sodass dieser Teil leider entfallen musste.



Abbildung 1: Gruppenfoto vor dem Hochofen bei ArcelorMittal in Bremen

Selbst, ständig, fliegen

Am nächsten Tag, im Stadtteil Bremen-Überseestadt angekommen, wurde die Exkursionsgruppe von Tobias Dazenko, der zusammen mit Ulrich Ditschler das Unternehmen TobyRich gegründet hat, in ihrem offenen Büro mit Weserblick empfangen. Das Start-Up, dessen Name aus den Vornamen der Gründer zusammengesetzt ist, entwickelt, produziert und vertreibt *Smartphone Controlled Gadgets*. Bekannt ist das Unternehmen vor allem für sein per Smartphone steuerbares, ferngesteuertes Flugzeug, das SmartPlane, mit dem Sie unter anderem in der Fernsehensendung „Die Höhle der Löwen“ aufgetreten waren. Im Rahmen dieser Exkursion wurde bewusst Wert darauf gelegt, den Studierenden einen Einblick in ein Start-Up-Unternehmen zu geben, um den starken Kontrast

zwischen industrieller Tätigkeit und der stark selbstbestimmten Tätigkeit in einem kleinen Team zu vermitteln. Nach einer ausführlichen, von den Teilnehmern der Exkursion gern genutzten Fragerunde zum Arbeitsablauf eines Start-Up-Geschäftsführers und zu den Schwierigkeiten während der eigenständigen Unternehmensgründung, durfte jeder Teilnehmer mit einem Großteil der auf dem Markt verfügbaren *Smartphone Controlled Gadgets* „spielen“. Neben den gängigen Produkten wie Flugzeugen und Quadrocoptern gab es unter anderem einen Musikwürfel zu bestaunen, welcher die Bewegungs- und Beschleunigungsabläufe direkt in Musik umwandelt. Der Besuch wurde von TobyRich genutzt, um einen Feldversuch mit einer Neuentwicklung des SmartPlane durchzuführen. Der Vorteil des Nachfolgers mit dem Namen SmartPlane Pro ist eine optimierte Steuerung und ein insgesamt robusterer Aufbau des Flugzeugs. Jeder Teilnehmer hatte 15 Minuten Zeit die Intuitivität der Steuerung zu testen und das Flugzeug anschließend anhand eines Fragebogens zu bewerten. Diese Analyse diente dem Unternehmen, um vor Produkteinführung mögliche Probleme oder Handhabungsschwierigkeiten im Vorfeld zu beseitigen. Die vielen gewonnenen Eindrücke wurden nach einer kurzen Erholungspause in der Unterkunft bei einem gemeinsamen Abendessen aller Teilnehmer untereinander diskutiert.

Grüne Ventilatoren der Energiewende

Der vorletzte Tag der Exkursionswoche führte die Teilnehmer ins ostfriesische Aurich. In diesem Ort mit 40.000 Einwohnern steht das Hauptwerk des größten deutschen Windanlagenherstellers Enercon. Eine Windkraftanlage besteht in der Regel aus drei wichtigen Komponenten: dem Turm, dem Rotor und dem Generator. Der Turm, welcher eine charakteristische grüne Bemalung in Bodennähe aufweist, besteht aus Beton-Fertigelementen. Diese Betonelemente werden während der Errichtung einer Anlage zusammen montiert und über Spannritzen mit dem Fundament verspannt. Der Turm dient als Träger des Rotorkopfes und beinhaltet in seinem Inneren den Umrichter um die gewonnene Energie in das Stromnetz einspeisen zu können. Um die Windenergie aufnehmen zu können, ist in der Regel jeder Rotor mit drei Rotorblättern ausgestattet. Die strömungsoptimierten Rotorblätter, die größtenteils aus Glasfaserkunststoff hergestellt werden, dienen neben der Wandlung des Windes in eine Rotationsbewegung auch als Träger von Funktionen, die während der Optimierung von Windkraftanlagen ersichtlich geworden sind. Über einen Aluminiumflansch wird das Rotorblatt an der Rotornabe befestigt. Mit Motoren ausgestattet, kann der sogenannte Pitch, also der Anstellwinkel des Blattes, eingestellt werden. Neben der Reduktion der benötigten Bremskraft bei Nichtbedarf durch „aus-dem-Wind-drehen“ wird durch kurzzeitige Anstellung der Blätter während des Vorbeiziehens am Turm der Lärmpegel einer Windkraftanlage deutlich reduziert. Die Kernkomponente einer Windkraftanlage ist der Generator. Im Vergleich zu anderen namhaften Herstellern werden bei Enercon getriebelose Generatoren verwendet. Gerade die Qualität des Generators ist für den Erfolg des Unternehmens ein

wichtiger Faktor und stellt noch immer einen großen Aspekt der möglichen Optimierung dar um die Effizienz einer Anlage zu steigern.

Die Exkursionsteilnehmer lernten während einer Unternehmenspräsentation und Fragerunde die Schwierigkeiten, die zu überwinden sind, wenn eine neue Windkraftanlage errichtet wird. Nach Klären aller Fragen und einer für die Besichtigung nötigen Sicherheitsunterweisung wurde die Produktion der Rotorblätter am Standort Aurich vorgestellt. Im Vergleich zu den tanzenden Robotern bei Mercedes-Benz werden die Rotorblätter größtenteils noch manuell produziert. Die Angestellten säubern und belegen die Rotorblattformen per Hand mit den Glasfasermatten, die in einem anschließenden Prozess in Kombination mit Epoxidharz, Wärme und Unterdruck aushärten.



Abbildung 2: Exkursionsteilnehmer bei Enercon

Auf Empfehlung eines Teilnehmers wurde im Anschluss an die Besichtigung der Rotorblattfertigung bei Enercon eine kleine Brauerei in Bagband besichtigt und das Bier mit einem deftigen Essen verkostet.

Verschachtelter Maschinenbau

Ausgehend von der Hauptzentral in Verden, Niedersachsen, liefert das Unternehmen Focke & Co weltweit Verpackungsmaschinen aus, die zur Oberklasse in Geschwindigkeit und Zuverlässigkeit zählen. Hierhin verschlug es die Exkursionsgruppe an ihrem letzten Exkursionstag. Neben der Branche der Einweg-Hygieneartikel stellt die Tabakindustrie den Hauptkunden dieses Unternehmens dar. Das Portionieren, Verpacken und Versiegeln von Tabak oder Zigaretten erfolgt hierbei bei einreihigen Maschinen in einer Geschwindigkeit von bis zu 600 Packungen pro Minute. Ist ein größerer Output kundenseitig gewünscht, können die Maschinen parallel geschaltet werden und damit Zigarettenschachteln mit einer Geschwindigkeit von bis zu 2000 Packungen pro Minute realisieren.

Verpackungsmaschinen stellen hohe Anforderungen an die Antriebstechnik. Die verwendeten Motoren müssen vollkommen taktsynchron arbeiten und aufeinander abgestimmt sein, um überhaupt die hohen Packgeschwindigkeiten einer Linie zu erreichen. Um die Anzahl der Antriebe auf einem minimalen Niveau zu halten, sind viele Bewegungsabläufe mechanisch gekoppelt. Eine Rotation am Eingang führt durch geeignete Konstruktion der Komponenten zum gewünschten Kurvenverlauf am Ausgang. So wurde im Rahmen der Führung ein Auswerfer vorgestellt, welcher zuvor als gelagerter Kurbeltrieb ausgeführt war und in der neusten Entwicklungsstufe durch geeignete Kombination von Riementrieben lagerfrei und damit schneller und verschleißärmer wurde. Die Exkursionsgruppe durfte nach einer ausführlichen Einleitung in die Branche und die Anforderungen von Verpackungsmaschinen in der Versuchshalle anhand eines Testlaufes miterleben, wie die Maschinen zusammenarbeiten. Die hierbei aufgekommene Fragen hinsichtlich der Funktionsweise zum Beispiel des Papierfaltmechanismus oder dem Aufkleben der Steuerbanderole konnten anschließend im firmeninternen Schulungszentrum anhand bewegbarer Einzelbaugruppen spielerisch erörtert werden. Als einziges Unternehmen dieser Exkursion welches den klassischen Maschinenbau darstellt, war der Besuch in Verden ein erfolgreicher Abschluss der Woche.

Erfolgreiche Exkursion

Die Resonanz der Studierenden sowie der teilnehmenden wissenschaftlichen Mitarbeiter war durchgehend positiv. Zum einen konnte nicht nur das fachliche Wissen aller Teilnehmer erweitert werden, sondern auch die Bindung der studentischen Teilnehmer an das Institut verbessert werden. Darüber hinaus steigerte die Exkursion die Bekanntheit der Technischen Universität Clausthal und ermöglicht somit den Studenten einen leichteren beruflichen Einstieg.

Danksagung

Ein Dank geht an alle beteiligten Firmen, die sich für die Exkursion die Zeit genommen haben und so eine lehrreiche Woche ermöglichten. Besonderer Dank geht ebenfalls an die finanziellen Unterstützer dieser Exkursion. Hierzu zählen der Verein der Freunde der Technischen Universität Clausthal, der Verein Deutscher Ingenieure, die Fakultät 3 der TU Clausthal und die Fachschaft MVC der TU Clausthal.

TUcreate – Eine Werkstatt für Studenten am IMW

Langenbach, J.; Scherf, S.

Die Studierendenwerkstatt TUcreate ermöglicht allen Studenten der TU Clausthal das Fertigen von Bauteilen. Neben der praktischen Erfahrung wird im Vorfeld auch das notwendige Hintergrundwissen erlernt und somit das Wissen aus den Vorlesungen in die praktische Anwendung überführt.



The TUcreate workspace could be used by all students in Clausthal to manufacture parts. Beside the practical skills, also the theoretical backgrounds are learned. Therefore students have the chance to transfer their knowledge from several lectures into practical work and experience.

Ausgangslage

Das Institut für Maschinenwesen unterstützt immer wieder Studenten bei der Anfertigung von Modellen oder Bauteilen für Studienarbeiten. Darüber hinaus erreichen uns häufig Anfragen von Studenten, Bauteile für private Zwecke anzufertigen. Diesen Antrieb der Studenten möchten wir stärken und unterstützen. Schließlich sind die Kreativität und der Schaffenswille wichtige Eigenschaften von Ingenieuren. Gleichzeitig wenden die Studenten durch Ihre, auf Eigeninitiative beruhenden, Projekte das in den Lehrveranstaltungen vermittelte Wissen praktisch an und vertiefen so automatisch Ihre Kenntnisse in Ihrem Studienfach. Diese immateriellen Voraussetzungen treffen am Institut für Maschinenwesen auf bereits vorhandene materielle Ressourcen wie 3D-Drucker (FDM-Verfahren) sowie vorhandenes Knowhow der wissenschaftlichen Mitarbeiter und des Werkstattpersonals.

Umsetzung der Studierendenwerkstatt

Ziel der Studierendenwerkstatt ist es, jedem Studenten der TU Clausthal die Möglichkeit zur Fertigung von Bauteilen zu geben. Hierzu stehen den Studenten eine 3-Achs-Fräsmaschine und ein 3D-Drucker (jeweils finanziert aus Studienqualitätsmitteln) sowie der schon bekannte 3D-Drucker von Stratasys (beide FDM-Verfahren) zur Verfügung. Jeder Student darf im Rahmen der Werkstatt eine Maschinenstunde zerspanen und 12h additiv fertigen.

Unser Ziel ist dabei aber nicht, dass wir als Auftragsfertiger für Studenten agieren, sondern dass die Studenten lernen die Maschinen dabei selbst einrichten, programmieren und bedienen. Um dies zu erreichen müssen die Studenten im Vorfeld der Maschinenbenutzung einen „Führerschein“ für die jeweilige Technologie erwerben. Für die „Führerscheinprüfung“ an der CNC-Fräsmaschine, erstellen die Teilnehmer bspw. mittels bereitgestellter Skripte ein NC-Programm für ein Bauteil. Hierbei nutzen wir die CAD-NC-Integration von Creo Parametric. Ist das NC-Programm fertig, laden die Studenten das NC-Programm auf unsere Plattform hoch. Anschließend überprüfen wir den Arbeitsablauf und die Technologiedaten. Nach der Freigabe führt der Student die Maschineneinrichtung durch und das Programm wird mittels Dummywerkzeugen abgearbeitet. Anhand unseres Musterwerkstückes können wir so Fehlprogrammierungen feststellen und entsprechende Rückmeldungen an den Studenten geben. Ist die Prüfung bestanden, darf der Student die Maschinen anschließend selbstständig benutzen. Voraussetzung ist die Freigabe des Programms durch den Betreuer.

Im Bereich der additiven Fertigung lernen die Studenten Konstruktionsregeln für eine FDM-gerechte Gestaltung. Ferner ist der Transfer des Volumenmodells bis hin zur Maschinensteuerung ebenso Bestandteil des „Führscheins“, wie die Einrichtung der Maschine.

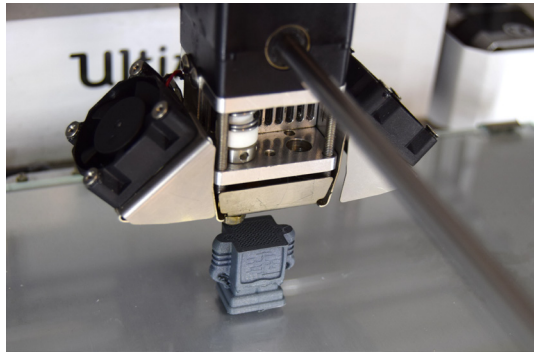


Abbildung 1: FDM-Fertigung (3D-Druck) auf einem Ultimaker 2

Zusammenfassung

Die Studierendenwerkstatt verfolgt das Ziel die Eigeninitiative der Studenten zu stärken. Die Kette aus Konstruktion und eigener Fertigung ermöglicht den Studenten Wissen aus anderen Lehrveranstaltungen anzuwenden. Dabei erhalten die Teilnehmer Feedback sowohl zur Konstruktionsphase, wie auch zur Fertigungsphase, da Sie selbst die Problemstellen Ihrer Konstruktion in der Fertigung und der späteren Anwendung erleben. Damit erhalten alle Teilnehmer einen wertvollen Erfahrungszuwachs. Das Angebot ist durch viele Studenten bisher sehr positiv aufgenommen worden.

Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes

Institut

Die Lehre, Ausbildung, Forschung und Entwicklung am Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen (IMW) deckt folgende Bereiche ab:

- Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen und Maschinenteilen, speziell Welle-Nabe-Verbindungen, Freiläufe und Seiltrommeln
- Finite-Elemente- und Mehrkörpersimulation
- Experimentelle Beanspruchungsermittlung
- Maschinenakustik und Schwingungsdiagnostik
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Rechnereinsatz im Maschinenbau
- Technische Normung
- Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Das interdisziplinäre Team am IMW besteht aus 18 wissenschaftlichen Mitarbeitern /-innen. Weitere 8 Mitarbeiter/-innen und 4 Auszubildende arbeiten in der Verwaltung, mechanischen und elektrotechnischen Werkstatt.

Technische Ausrüstung

Für die entsprechenden Forschungsschwerpunkte verfügt das IMW über gut ausgestattete Labore, ein umfangreiches Prüffeld und die notwendige Hard- und Softwareausstattung für Simulation und Berechnung.

Die Untersuchung von Maschinenelementen kann auf sieben Verspannprüfständen bis 1 MW, fünf Torsions-Schwingprüfständen bis 500 kNm, zwei kombinierten Umlaufbiege- und Torsionsprüfständen, zwei statischen Torsionsprüfständen bis 200 kNm sowie zwei separaten Umlaufbiegeprüfeinrichtung und zwei Druckkammprüfständen durchgeführt werden. Für das Fügen von Naben auf Hohlwellen mit Innenhochdruck steht eine Maximator-Hochdruckanlage bereit. Für die Untersuchung von Freiläufen stehen zwei dynamische Servoschaltprüfstände mit zusätzlichen Axialbelastungseinheiten, zwei Lebensdauerprüfstände, eine hochdynamische Belastungseinheit für stirnseitige Verschraubungen und ein statischer Prüfstand zur Ermittlung der Drehfedersteifigkeit zur Verfügung. Zur Prüfung fördertechnischer Elemente und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät, sowie ein separates mobiles Prüfgerät für Seilquerelastizitätsmessungen und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. Für die experimentelle Beanspruchungsermittlung

werden Systeme von HBM, Peckel und IMC (imc CRONOSflex 2000) mit bis zu 40 simultanen Kanälen eingesetzt. Eventuelle berührungslose Übertragungen von Messwerten werden mit vier Telemetrieanlagen (64, 32, 8, 4 Kanäle) bewältigt, die auch für ICP-Beschleunigungssensoren geeignet sind. Ein Schleuderprüfstand bis 40.000 U/min für schnell drehende Maschinenteile (z.B. Rotoren, Abweiseradwindsichter) und ein Prüfstand zur mechanischen Zerkleinerung ergänzen die Prüfeinrichtungen des IMW für Untersuchungen an verfahrenstechnischen Maschinen. Für Untersuchungen an den genannten Maschinenteilen unter thermischen Bedingungen steht ein 100 l-Temperierschrank für den Temperaturbereich von -70 °C bis 180 °C zur Verfügung. Für Oberflächenanalysen wird ein 3D-Laserscanning-Mikroskop (KEYENCE VK-X 100K) mit zusätzlichem Koordinatentisch für die Untersuchung größerer Bauteile, sowie ein Rauigkeitsmessgerät MAHR MarSurf XR20 eingesetzt.

Die technische Ausstattung des Labors für Maschinenakustik und Schwingungen ermöglicht Messungen an kombiniert belasteten Bauteilen. Mittels elektrodynamischer Schwingerreger können Bauteile neben ihrer stat./dyn. Betriebslast gezielt frequenzselektiven Belastungen bis zu einer Frequenz von 5 kHz unterworfen werden. Eingesetzt werden solche Belastungseinrichtungen in unseren beiden Lagerprüfständen die für Lebensdaueruntersuchungen an Lagern und zur Untersuchung des Geräuschübertragungsverhaltens von Wälz- und Gleitlagern genutzt werden. Das Akustiklabor am IMW ist mit umfangreichem Messequipment auf dem neuesten Stand der Technik ausgestattet:

- Signalanalyatoren (OROS und IMC) mit bis zu 32 Kanälen mit einer Bandbreite von bis zu 102 kHz pro Kanal zur Echtzeitverarbeitung, die auch mobil eingesetzt werden können.
- 3 Modalshaker (1 kN, 200 N, 10 N)
- Rotations-Laservibrometer
- Feinwuchtgerät mit Analysefunktionen
- Intensitätsmesssonde
- Freifeld-Messmikrofone
- Ein großes Sortiment an Schwingungsaufnehmern
- Vibrant Me'Scope Modalanalyse Software
- CAE Intensity Inspector zur Schallquellenortung
- MATLAB als Software für Sonderfunktionen

Darüber hinaus verfügt das IMW über einen schallarmen Messraum. Zur maschinenakustischen Beurteilung von Maschinenstrukturen stehen alle gängigen Analyseverfahren wie beispielsweise:

- Schalleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3744, DIN EN ISO 3745, DIN EN ISO 9614-1 und -2
- Experimentelle Modalanalyse
- Akustische Resonanzanalyse zur Bauteildiagnose
- Maschinendiagnose

zur Verfügung. Darüber hinaus können Schwingungsuntersuchungen unterschiedlichster Art mittels Auswertung im Programmiersystem MATLAB durchgeführt werden.

Das fertigungstechnische Labor besteht aus vier Fräsmaschinen, vier Drehmaschinen, einer Senkerodiermaschine (CHARMILLES ROBOFORM 505) mit 3D-Bahnsteuerung, und einer ZEISS Koordinatenmessmaschine mit NC-Rundtisch. Als CAD/CAM-System wird CATIA V5 und Creo Parametric 2 (früher: Pro/Engineer Wildfire mit Pro/Manufacturing) eingesetzt. Als PDM/PLM-System ist TeamCenter von Siemens im Einsatz.

Die Rechnerausstattung umfasst mehrere Server, welche die insgesamt ca. 160 Rechner des Institutes vernetzen. Diese umfassen u.a. mehrere Compute-Server für die numerischen Simulationen mit bis zu jeweils 128 GB Hauptspeicher und 8 Kernen und einen File-Server mit 50 TB. Als Standardsoftware für numerische Simulationen stehen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung, u. a. ANSYS mit HPC-Option, ABAQUS und Creo Simulate sowie SIMPACK für die Mehrkörpersimulation.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über eine vollständige Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette. Hierzu gehören im Einzelnen eine Rapid Tooling Anlage EOSINT M 250 der Firma EOS, zum Generieren von metallischen Prototypen, Funktionsteilen und Werkzeugen (Formen und Elektroden), für die Mischung der Pulver ein Turbula T2F Mischer, eine DIMENSION BST 768 für den Bau von thermoplastischen Prototypen, einen Stereolithographie Drucker, einen optischen 3D-Scanner HandySCAN von CREAFORM, verschiedene 3D-Konstruktionsarbeitsplätze, Software zur Rapid Tooling gerechten Aufbereitung der CAD-Daten (Magics RP), Apparaturen und Geräte zum Infiltrieren und Beschichten der Sinterbauteile mit Harzen und niedrig schmelzenden Metallen, eine Sandstrahlkabine für verschiedene Strahlmedien (Stahlkugeln, Keramikpulver, Nussgranulat usw.) sowie Arbeitsplätze zur manuellen Nachbearbeitung der Rapid Tooling Erzeugnisse. Eine Thermografiekamera TESTO 890 mit besonders hoher Auflösung steht für die Überwachung des Bauprozesses in den RP-Anlagen sowie zur Detektion von Verschleißvorgängen an Maschinenelementen zur Verfügung.

Für die virtuelle stereoskopische Produktentwicklung stehen sechs Arbeitsplätze zur Verfügung sowie für die Demonstration ein 65“ Monitor mit Shutterbrille und eine Powerwall in unserem Seminarraum. Mit Hilfe von EON Studio können auf diesen Geräten Virtual-Reality Szenen mit Gestensteuerung betrachtet werden.

Kooperationsangebote

Das IMW arbeitet in einer Vielzahl von Projekten in enger Kooperation mit namhaften Industrieunternehmen in allen Tätigkeitsbereichen zusammen:

Entwicklung, Konstruktion und Fertigung

- Entwicklung neuer Konstruktionen (z.B. Prüfstände und Mühlen)
- Gestaltung von Maschinenelementen und Maschinenteilen
- Fertigungsmöglichkeiten für Prüfkörper und Nullserien
- Konstruktion und Herstellung von metallischen Formen, Funktionsteilen und Prototypen durch direktes Lasersintern (Rapid Tooling)
- Spritzgießen kleinerer Kunststoffteile (PE, PP) in geringen Stückzahlen mit Hilfe einer Spritzgusspistole

Versuche, Messungen und Berechnungen

- Durchführung von komplexen Festigkeitsberechnungen und -nachweisen mit Hilfe der FEM (2D/3D)
- Erarbeitung von Berechnungsansätzen für Maschinenelemente
- Schadensfallanalysen
- DMS- und Schwingbeschleunigungs-Messungen unter Betriebsbedingungen an Maschinenteilen
- Durchführung von maschinenakustischen Untersuchungen und Optimierungen
- Durchführung von Verschleiß- und Festigkeitsuntersuchungen auf den Prüfständen

Beratung und Gutachten

- Beratung, Untersuchung und Erstellung von Gutachten zur Bauteilfestigkeit
- Beratung, Untersuchung und Gutachten zur Konstruktion lärmarmen Maschinen
- Beratung zu Konstruktions- und Patentfragen
- Beratung und Hilfestellung bei der Beantragung und Durchführung von nationalen und internationalen Forschungsprojekten

Forschungsschwerpunkte

Die Forschungsschwerpunkte gliedern sich in folgende Bereiche:

Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen

Neben allgemeinen Fragen der Grundlagen des Maschinenwesens wie Beanspruchungsermittlung, Reibung, Verschleiß und Tragfähigkeit stehen folgende Maschinenelemente besonders im Vordergrund:

- Zahn- und Keilwellen-Verbindungen
- Spielbehaftete Längsstift-Verbindungen
- Pressverbindungen mit Rändel
- Innenhochdruckgefügte und konventionelle Pressverbindungen mit geometrischen Schwächungen (z.B. Axial- oder Radialbohrungen in Welle und/oder Nabe)
- Kreuz- und Gleichlauf-Gelenkwellen
- Torsionssteife Kupplungen mit Ausgleichsfunktion in radialer und axialer Richtung
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)
- Stahldrahtseile und Kunststoffseile
- Freiläufe
- Druckkamm als Axiallager in Getrieben
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen

Weitere Forschungsprojekte beschäftigen sich mit der elastoplastischen Beanspruchung von Maschinenelementen und der Entwicklung von Berechnungssoftware für Maschinenelemente.

Konstruktionssystematik und Rechnereinsatz im Maschinenbau

Die Entwicklung von Konstruktionsinformationssystemen zur Unterstützung des Produktentwicklers unter Einbeziehung aller Produktlebensphasen sind Gegenstand verschiedener Forschungsprojekte.

Weitere Themenschwerpunkte sind:

- Normungs- und Standardisierungsprozessen in der Produktentwicklung
- Einführung von Normungsinformationstechniken
- Unterstützung von Online-Normung
- Verbesserung von Benutzerschnittstellen zur Mensch-Maschine Interaktion

Maschinenakustik

Im Rahmen der Maschinenakustik werden Forschungsarbeiten zur Lärminderung von Bauteilen und Maschinensystemen durchgeführt. Für experimentelle Untersuchungen und Entwicklungen zu Körperschall, Schallemission und Körperschallimpedanz- und Dämpfungselementen steht entsprechende Messwert-erfassungs- und Verarbeitungshardware und -software zur Verfügung.

Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Die Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet Rapid Prototyping / Rapid Tooling umfassen die gesamte Rapid Tooling Verfahrenskette.

Hierzu zählt im Einzelnen:

- die Rapid Tooling gerechte CAD-Konstruktion
- die Datenaufbereitung für den Sinterprozess
- der Rapid Tooling Bauprozess einschließlich der Untersuchung von neuen Sinterparametern und Sinterwerkstoffen
- die Nachbearbeitung bzw. das Finishen der Sinterbauteile durch Beschichten und Infiltrieren

Weiterhin werden die Anwendungsgebiete der Rapid Tooling Technologie betrachtet wie z. B. die Herstellung von Elektroden für das funkenerosive Abtragen und das Sintern von Formen für den Gummi- und Kunststoffspritzguss oder Faserverbundkonstruktionen sowie das Generieren von Funktions- und Einsatzteilen mittels neu entwickelter Sinterwerkstoffe und Sinterstrategien.

Veröffentlichungen des Institutes seit dem 01.01.2007

Veröffentlichungen 2016

Schäfer, G.: Passverzahnungen nach DIN 5480 kompatibel optimiert. In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen (2016), 09./10.11.2016, Seite 153 – 164, VDI-Berichte 2287, ISBN 978-3-18-092287-4

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Slip Measurement in a Frictional Connection by Torsional LDV, in: Tomasini, E.P., 12. Conference on Vibration Measurements 2016, AIP Conf. Proc. 1740, Ancona, ISBN 978-0-7354-1397-9

Schulze, M; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung der Seiltrommel, 7. Kolloquium Fördertechnik im Bergbau, 20. und 21. Januar 2016, Clausthal-Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-481-5

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung der Seiltrommel; Bergbau 8/2016, ISSN 0342-5681

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Wächter, M.; Stahr, K.: Seiltrommeln mit Faserseilen; DRAHT 6/ Dezember 2015, ISSN 0012-5911; http://www.drahtmagazin.de/draht-fachartikel/seiltrommeln-mit-faserseilen_32114_de

Martinewski, V.; Ochse, G.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Abschlussbericht, Forschungsreport 2016, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Selzer, M.; Wild, J.: FVA 742 I, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2016, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., (AiF 18406 BG), 29./30.11.2016

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wild, J.: Einfluss von Sicherungsringnuten auf die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen. In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen (2016), 09./10.11.2016, Seite 271 – 277, VDI-Berichte 2287, ISBN 978-3-18-092287-4

Wendler, J.; Schlecht, B.; Wild, J.: Numerische und experimentelle Analyse der Gestaltfestigkeit von Zahnwellenverbindungen bei Umlaufbiegung. In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen (2016), 09./10.11.2016, Seite 139 – 152, VDI-Berichte 2287, ISBN 978-3-18-092287-4

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Abschlussbericht; Forschungsreport 2016; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2016; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Wendler, J.; Wild, J.: Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen: Tragfähigkeit von Profildwellen (Zahnwellenverbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen. Forschungsvorhaben Nr. 467 II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., (AiF 16661 BG), demnächst erscheinender Abschlussbericht

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Abschlussbericht, Forschungsreport 2016; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2016; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2016

Veröffentlichungen 2015

Herre, M.; Schäfer, G.; Wild, J.: Splined Shaft-Hub Connection with optimized Foot Geometry, Proceedings of the IN-TECH Conference 2015; Page 260 - 263, Dubrovnik, ISSN 1849-0662

Schäfer, G.; Schlecht, B.; Senf, M.; Wendler, J.: Biege- und Torsionsformzahlen von Zahnwellen-Verbindungen zur Anwendung im Tragfähigkeitsnachweis nach DIN 743, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2015, 8. und 9. Dezember 2015, Dresden, ISBN 978-3-95908-030-9

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.; Wächter, M.: Innovative drum construction for multilayer winding with fibre ropes; Challenging rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2015, Dr. I.M.L. Ridge, Stuttgart, Germany, ISBN 978-0-9552500-5-7.

Lohrengel, A.; Schulze, M.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung der Seiltrommel; 13. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2015, Clausthal-Zellerfeld

Lohrengel, A.; Leistner, C.; Traxl, R.; Hauböck, H.: Influences on winch drums arising from variations of the transverse compressive stiffness of wire ropes in correlation to their service life, 20th North Sea Offshore Crane and Lifting Conference

Lohrengel, A.; Prumbohm, M.; Schäfer, G.: Presentation of a novel approach to recycle metal coated products; MTM-Congress in Varna, 17. - 18. September 2015; Sofia: MTM – International Journal Issue 12/2015; Scientific Technical union of mechanical engineering, Sofia; ISSN 1313-0226

Langenbach, J.; Wächter, M.; Lohrengel, A.; Müller, N.: Teaching Engineering Drawing in a Technology Changing Environment; The 17th International Conference on Engineering & Product Design Education, 3. und 4. September 2015 in Loughborough, ISBN 978-1-904670-62-9

Langenbach, J.; Müller, N.: Einbindung von Normen in die frühen Phasen in der Produktentwicklung; 39. Konferenz Normenpraxis, 1. und 2. Oktober 2015 in Ingolstadt

Langenbach, J.; Nagler, N.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Herausforderungen und Nutzen des systematischen Testens numerischer Berechnungswerkzeuge; Konstruktion; Juni 2015, ISSN 0720-5953

Martinewski, V.; Qian, B.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2015, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2015

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Zwischenbericht; Forschungsreport 2015; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2015; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2015

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2015, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2015

Selzer, M.; Wild, J.: FVA-742 I, Optimierung des Zahnwellenprofils primär zur Drehmomentübertragung unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Fertigungsmöglichkeiten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2015, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2015

Menze, P.; Wild, J.: Grundpraktikum Gelenkwellen. Skript zum Praktikumsversuch V05. In: Grundpraktikum Maschinenlabor, Versuch des Instituts für Maschinenwesen (V05)

Lohrengel, A.; Heß, M.; Schäfer, G.: Druckkamlagerungen – Gesteigerte Effizienz für schrägverzahnte Getriebe; In: Gleit- und Wälzlagerungen 2015: Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 06. und 07. Mai 2015. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH, 2015 (VDI-Berichte, 2257). ISBN 978-3-18-092202-7, S. 221-234

Veröffentlichungen 2014

Martinewski, V.; Qian, B.: FVA-694, Freilauf kombinierte Lasten, Zwischenbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

Hofmann, S.: FVA-704, Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Zwischenbericht; Forschungsreport 2014; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2014; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2014

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Abschlussbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2014

Schmelter, R.: FVA-505 II, Reibwert- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014

- Wendler, J.; Wild, J.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilverbindungen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Abschlussbericht, Forschungsreport 2014, CD-ROM; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2./3.12.2014
- Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Production of EDM Electrodes by Layer Manufacturing; 6th BRAGECRIM Annual Meeting, 26./27.11.2014, Darmstadt
- Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Dimensionierung innenhochdruckgefügtter Pressverbindungen; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 213-223, ISBN 978-3-18-092238-6
- Lohrengel, A.; Mänz, T.; Schäfer, G.: Untersuchungen an Pressverbindungen mit gerändelter Welle; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 119-130, ISBN 978-3-18-092238-6
- Schäfer, G.: Auslegung von Passverzahnungen – In Kombination mit dem örtlichen Konzept der FKM-Richtlinie; 6. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2014, 5./6.11.2014, VDI-Berichte 2238, S. 53-64, ISBN 978-3-18-092238-6
- Lohrengel, A.; Heß, M.: Druckkamm Lagerungen zum Einsatz in effizienten schrägverzahnten Getrieben; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Januar 2014, ISSN 1869-8018
- Schulze, M.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Auswirkungen von Faserseilen auf die Bewicklung von Seiltrommeln; 6. Fachkolloquium InnoZug, Innovative Anwendungen für Hochleistungsfasern in der Fördertechnik 23. und 24. September in Chemnitz, ISBN 978-3-945479-00-1
- Lohrengel, A.; Wächter, M.; Stahr, K.; Schulze, M.: Longitudinal and transversal stiffness of wire hybrid and fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; IMCA Wire Rope Workshop 2014, Amsterdam 18th March 2014
- Müller, N.; Langenbach, J.: Digitale Modelle senken Kosten und steigern Qualität; Technologie-Informationen, 1/2014
- Langenbach, J.; Deiters, A.; Hortop, A.; Lachmayer, R.; Lohrengel, A.; Vietor, T.: Improving Engineering Education Through Distributed Development Projects; The 16th International Conference on Engineering & Product Design Education, 4. und 5. September 2014 in Enschede, ISBN 978-1-904670-55-1
- Langenbach, J.; Nagler, N.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Systematisches Testen von numerischen Berechnungswerkzeugen; 12. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, 16. und 17. Oktober 2014 in Bayreuth, ISBN: 978-3-00-046544-4

Veröffentlichungen 2013

Amorim, F.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Czelusniak, T.: A study on the SLS manufacturing and experimenting of TiB₂-CuNi EDM electrodes; Rapid Prototyping Journal 19(6), 418-429, Emerald Group Publishing Limited, 2013/9/27

Shen, L.J.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Plain-fretting fatigue competition and prediction in spline shaft-hub connection. International Journal of Fatigue 52, 68-81, Elsevier, 2013/7/31

Lohrengel, A.; Heß, M.: Verbesserung des Tragfilmaufbaus in Druckkamm-lagerungen durch Anpassung der Laufflächengeometrie; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 23. und 24. April 2013. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2013 (VDI-Berichte, 2202). ISBN 978-3-18-092202-7, S. 367-370

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Beanspruchungsgerechte Gestalt-optimierung von Windentrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit modernen Fasergeflechten; 21. Internationale Kranfachtagung " Krane – Nachhaltigkeit in Entwicklung und Betrieb " (2013) S. 223-234, ISBN: 3-89194-205-2

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Simulation of fibre ropes and their effects on the strain scenario of multilayer wound rope drums; Simulating rope applications; Proceedings of the OIPEEC Conference 2013, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-4-0

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Potentiale sowie Auswirkungen von Hochfestfaserseilen auf mehrlagig bewickelten Seiltrommeln im Bergbau-, Offshore- als auch Kranbereich; Technical Report Fakultät für Mathematik/ Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; November 2013, ISSN 1869-8018

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Müller, N. Schäfer, G.; Czelusniak, T.: Performance of sinking EDM electrodes made by selective laser sintering technique. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 65 (9-12), 1423-1428, Springer-Verlag 2013/4/1

Langenbach, J.; Müller, N.; Lohrengel, A.: Demonstration der flexiblen Prozessführung in modularen, integrierten Entwicklungsumgebungen, in: Brökel, K.; Feldhusen, J. et. al. (Hrsg.): 1. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2013, Shaker Verlag, Aachen, 2013, S. 53 – 62, ISBN 978-3-8440-2182-0

Schmelter, R.: FVA-505-II, Reibkraft- und Verschleißreduzierung im Gelenkwellen-Längenausgleich, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Nagler, N.; Lohrengel, A.: Axiale Belastbarkeit der Freiläufe; Zwischenbericht; Forschungsreport 2013; Band 2; S. 203-214; Forschungsvereinigung Antriebs-technik e. V., 2013

Nagler, N.; Lohrengel, A.; Qian, B.; Rienäcker, A.; Ochse, G.: Freilauf kombinierte Lasten; Zwischenbericht; Forschungsreport 2013; CD-ROM; Forschungsergebnisse 2013; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Wendler, J.; Wild, J.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilmwellen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Zwischenbericht, Forschungsreport 2013, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2013

Langenbach, J.; Müller, N.: Softwareprototyp zur Evaluation eines flexiblen Prozessmanagements in modularen, integrierten Entwicklungsumgebungen; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; März 2013, ISSN 1869-8018

Schmelter, R.; Lohrengel, A.: Effects of locale property changing of hardable sheetmetals to transmission of sound; In: AIA–DAGA 2013: Proceedings of the International Conference on Acoustics; 18. – 21. März 2013 in Meran, S. 1545 - 1549; ISBN: 978-3-939296-05-8, Berlin 2013

Veröffentlichungen 2012

Heinze, T.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Dimensionierung von Seiltrieben - zum Verformungsverhalten von Faserseilen; Hebezeuge Fördermittel - Fachzeitschrift für Technische Logistik, 7-8/2012; ISSN 0017-9442, August 2012

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Stahr, K.: Finite Elemente Design als Konstruktionsmethode für lärmarme Produkte; In: Hanselka, H. (Hrsg.): Fortschritte der Akustik - Tagungsband der 38. Deutschen Jahrestagung für Akustik DAGA 2012 in Darmstadt, S. 167-168; ISBN: 978-3-939296-04-1, Berlin, 2012.

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen – Der Festigkeitsnachweis; 5. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2012, VDI-Berichte 2176, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092176-1

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Klüß, D.; Ruther, C.: Akustische Charakterisierung von organischem Gewebe. Fortschritte der Akustik: DAGA 2012, 38. Jahrestagung für Akustik, 19.-22. März 2012 in Darmstadt, ISBN: 978-3-939296-04-1

Lohrengel, A.; Schmelter, R.; Schäfer, G.: effects of locale property changing of hardable sheetmetals to transmission of sound, International Conference on Mechanics of Nano, Micro and Macro Composite Structures, Turin 18.-20.06.2012

Hartlieb, B.; Müller, N.; Schröder, B.: Normung für Kleinunternehmen aus Industrie und Handwerk, 1. Auflage Berlin, Beuth, ISBN: 978-3-410228-30-1

Amorim, F.L.; Lohrengel, A.; Neubert, V.; Higa, C.F.; Czelusniak, T.: Selective Laser Sintering of Mo-CuNi Composite to be Used as EDM Electrodes, Rapid Prototyping Journal. 2012

Müller, N.; Siemann, E.: Generative Fertigung in der Produktentwicklung – Schicht für Schicht zum Bauteil, (2012), Ingenieur Spiegel (ISSN 1868-5919)

Amorim, F.L.; Müller, N.; Schäfer, G. ; Bassani, I.; Higa, C.F.; Noronha, M.A.; Czelusniak, T.: “Producing EDM Electrodes using Selective Laser Sintering: Conventional Materials”, Advanced Materials Research. 2012

Nagler, N.: FVA-653 I, Axiale Belastbarkeit der Freiläufe, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Mänz, T.: FVA-658 I, Untersuchungen von Pressverbindungen mit gerändelter Welle, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Nangue, A.: FVA-467 II, Tragfähigkeit von Profilverbindungen (Zahnwellen-Verbindungen) unter typischen Einsatzbedingungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Schäfer, G.: FVA-591, FVA-Berechnungsrichtlinie für Zahnwellen-Verbindungen, Zwischenbericht, Forschungsreport 2012, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., 2012

Veröffentlichungen 2011

Ruther, C. A.; Timm, U.; Ewald, H.; Mittelmeier, W.; Bader, R.; Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Kluess, D.: Current possibilities for detection of loosening of total hip replacements and how intelligent implants could improve diagnostic accuracy; Recent Advances in Arthroplasty (2011), ISBN: 978-953-307-990-5

Lohrengel, A.; Thoden, D.; Schmelter, R.: Hören, was das Lager sagt - Praktische Lagerdiagnose in der Maschinenakustik-Ausbildung. Fortschritte der Akustik: DAGA 2011, 37. Jahrestagung für Akustik, 21.-24. März 2011 in Düsseldorf, ISBN: 978-3-939296-02-7

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Konstruktionssystematik zur Entwicklung hochfester, lokal angepasster Strukturen mit Hilfe des Finite Elemente Design; 8. Industriekolloquium Sonderforschungsbereich 675 „Erzeugung hochfester metallischer Strukturen und Verbindungen durch gezieltes Einstellen lokaler Eigenschaften“ (2011) S. 45–53, ISBN: 3-92360-24-2

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Safe use of hoisting drums wound with multiple layers of wire, hybrid, fibre and/or large diameter ropes; Safe use of ropes; Proceedings of the OIPEEC Conference 2011, Dr. I.M.L. Ridge, Oxfordshire, UK, ISBN: 978-0-9552500-3-3

Lohregel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Sicherer Einsatz von Seiltrommeln bei mehrlagiger Bewicklung mit Kunststoffseilen und/oder großer Nenndurchmesser; Technical Report Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der TU Clausthal; Dezember 2011, ISSN 1869-8018

Lohregel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.; Meier, L.: Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke - Maschinentechnische Aspekte (2011); S. 278 – 334; ISBN: 978-3-942216-54-8

Lohregel, A.; Thoden, D.; Schäfer, G.: Untersuchungen zum Anfahrverhalten von Druckkämmen; In: Gleit- und Wälzlagerungen : Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung ; Schweinfurt, 24. und 25. Mai 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011 (VDI-Berichte, 2147). - ISBN 978-3-18-092147-1, S. 419-422

Veröffentlichungen 2010

Amorim, F.L.; Müller, N.; Bassani, I.; Schäfer, G.; Siemann, E.; Czelusniak, T.; Noronha, M.A.; Higa, C.F.; Bönisch, K.; Belmonte, G.R.: Some results on the performance of EDM electrodes produced by SLS technique; 6th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2010), 15th-26th November 2010, Cardiff

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normungsinformationstechnologien für KMU und Handwerk; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 06-2010, S. 20-25, Beuth Verlag Berlin 2010, ISSN 0722-2912

Müller, N.: Zugang mit neuen Medien zur Normungsarbeit; tech transfer, Hannover Messe Industrie, Vortrag 20.04.2010, Hannover 2010

Schäfer, G.: Berechnungsrichtlinie für Zahnwellenverbindungen; Tagungsband, FVA-Informationstagung, Würzburg 23./24. November 2010, www.fva-net.de

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Measurement of torque in underground loaders, as a basis for optimization; Advanced Mining Solutions 03/2010, advanced-mining, Aachen, S. 93 – 97, http://www.advanced-mining.com/images/upload/ams_201003_en.pdf

Daryusi, A.; Lohregel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Ermüdungsfestigkeit von Zahnwellenverbindungen mit freiem und gebundenem Auslauf; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 361-366, ISBN 978-3-18-092114-3

Schäfer, G.: Neuerungen in der Berechnung von Passverzahnungen; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 197-210, ISBN 978-3-18-092114-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Shen, L. J.: Optimization design of shaft-hub connection in ball type plunging constant velocity joints; 4. VDI-Fachtagung Welle-Nabe-Verbindungen 2010, VDI-Berichte 2114, S. 355-360, ISBN 978-3-18-092114-3

Arslan, G.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Minimierte Zahnfußbiegespannungen an Zahnstangen durch optimierte Zahnfußausrundung mit Isght; Deutsche SIMULIA-Konferenz 2010, 20. und 21. September 2010, Heidelberg

Kruk, R.; Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Körperschallübertragung von Wälz- und Gleitlagern. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 529-530

Hilgermann, J. L.; Lohrengel, A.: Gestaltung und Dimensionierung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen mit dominierendem Kraftschluss unter statischer und dynamischer Betriebslast. In: Welle-Nabe-Verbindungen : Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 51-62

Lohrengel, A. ; Thoden, D. ; Dietz, P.: Über die Beanspruchung von dünnwandigen Pressverbänden unter exzentrischer Axialkraft. In: Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung - Fertigung - Anwendungen mit Fachausstellung ; 4. VDI-Fachtagung Nürtingen bei Stuttgart, 27. und 28. Oktober 2010. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010 (VDI-Berichte, 2114). - ISBN 9783180921143, S. 81-92

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen, Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074, <http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Systematic Design Approach to the Development of High-Strength, Locally Adapted Structures with the Aid of the Finite Element Design (FED) Method; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 413-450, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Acoustic Measurement to Proof High-Strength Structures and Joints; Creation of High-Strength Structures and Joints; Advanced Materials Research, Volume 137, Page 451-456, Trans Tech Publications Inc., Stafa-Zurich, (2010), ISBN: 978-0-87849-234-3

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Hilgermann J.,L.; G. Kruk, R.; Leng, M.; Nsenga, E.,B.: Ansatz zur akustischen Lokalisierung von eingelegten Verstärkungsblechen in Sandwichstrukturen. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 451-452

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Hermerath, P.; Esderts A.; Wilmes, C.; Neubert, V.: Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Brüdenventilatoren. Studie von konstruktiven Optimierungsmöglichkeiten der in Industrie eingesetzten Ventilatoren. 6. VDI – Fachtagung Ventilatoren Entwicklung – Planung – Betrieb, VDI – Berichte, Braunschweig, 16. und 17. November 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010,

Kruk, R; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schmelter, R.; Thoden, D.: Körperschallübertragung von Gleitlagern – Eine Messstrategie für Ermittlung von frequenzabhängiger Parameter der Gleitlagern. VDI – Fachtagung mit Fachausstellung Maschinenakustik 2010, Wettbewerbsvorteil durch geräuscharme Produkte, VDI – Berichte 2118, Leonberg bei Stuttgart, 26. und 27. Oktober 2010, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2010, ISBN 978-3-18-092118-1, S. 15-21

Schmelter, R.; Lohrengel, A.; Thoden, D.: Maschinenakustik mal praktisch. Fortschritte der Akustik: DAGA 2010, 36. Jahrestagung für Akustik, 15.-18. März 2010 in Berlin, ISBN 978-3-9808659-8-2, S. 451-452

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Nagler, N.: Maschinenbauliche Fragestellungen. Forschungsjahrbuch Erneuerbare Energien 2009, Windenergiespeicherung durch Nachnutzung stillgelegter Bergwerke; Förderkennzahl des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: 0325074, <http://idserver.fiz-karlsruhe.de/ih3000/ptj2010/>

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Drehmomentmessung an Fahrladern als Basis für Optimierungen, Fördertechnik im Bergbau, Kolloquium 27./28. Januar 2010, Clausthal Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-057-2

Veröffentlichungen 2009

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Wächter, M.: Leistungssteigerung von Zahnwellenverbindungen durch Neugestaltung des Zahnprofils; Konstruktion, Januar/Februar 1/2-2009, ISSN 0720-5953

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Problems related to the design of multi layer drums for synthetic and hybrid ropes; OIPEEC Conference / 3rd International Ropedays; Stuttgart März 2009

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Konstruktions-systematik zur Entwicklung hochfester, lokal angepasster Strukturen mit Hilfe des Finite Elemente Design (FED); 7. Industriekolloquium „Potenziale metallischer Werkstoffe lokal nutzen“ (2009) S. 195 –202, ISBN: 3-92360-24-2

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Lau, P.: Gelenkwellenforschung; Ingenieurspiegel, 3/2009, ISSN 1868-5919, S. 56-57

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Einbindung von kleinen und mittleren Unternehmen in Normungsprozesse; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 04-2009, S. 15-20, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Müller, N. (Hrsg.): Normung und Hochschule; Tagungsband Nr. 1, 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISSN 1868-730X

Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.: Innenhochdruckfügen - Eine Versuchsparameter Auswahl; Kongress für Simulation im Produktentstehungsprozess (SIMPEP), 18.-19. Juni, Veitshöchheim

Müller, N.; Bessling, S.; Bormann, E.: Normung und Hochschule; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 07-2009, S. 125-126, Beuth Verlag Berlin 2009, ISSN 0722-2912

Rolshofen, W.: Application of acoustic holography for human-computer interaction; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Kruk, R.; Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Thoden, D.: Novel test bed for vibration transmission through rolling and slide bearings; 16th International Congress on Sound and Vibration, 5th–9th July 2009, Kraków, Poland

Lohrengel, A.; Bessling, S.; Stahr, K.; Wesling, V.; Echtermeyer, P.: Finite Element Design (FED) - a new approach for material and manufacturing based design rules; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th-17th July 2009, Cardiff, GB

Dietz, P.; Hilgermann, J.L.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Internal high pressure assembled press fit shaft-hub connections; 5th Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), 6th-17th July 2009, Cardiff, GB

Mänz, T.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Optimization of a production machine with the help of numerical simulation tools. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia

Nagler, N.; Lohrengel, A., Schäfer, G.: Subsurface pumped storage plants – A new approach to store energy. 2nd International Researchers Symposium on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2009), July 2009, Ischia (Veröffentlichung vor. Anfang 2010)

Dietz, P.: 175 Jahre Drahtseil – Das mechanische System Seil-Seiltrommel, Papierflieger Verlag, 1. Auflage 2009, Clausthal-Zellerfeld, ISBN 978-3-86948-004-6

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.; Wächter, M.: Synthetic and Hybrid Ropes on cranes; Sept. 2009, Crane Hot Line, cranehotline.com

Lohrengel, A.; Stahr, K.; Wächter, M.: Einflüsse der Seileigenschaften von Kunststoffen auf die Trommel; InnoZug 3. Fachkolloquium 23. September 2009, Chemnitz

Thoden, D.; Lohrengel, A.; Dietz, P.: Aktuelle Entwicklungen in der Druckkammauslegung; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Daryusi, A.; Lau, P.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Schlecht, B.: Mehrfachkerbwirkung an Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit freier und gebundener Auslaufgeometrie; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009, 24. und 25. November 2009, Dresden

Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung – Grundlagen, Beuth Verlag, 1. Auflage 2009, Berlin, ISBN 978-3-410-17113-3

Veröffentlichungen 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Einfluss der Fügestelle auf den Körperschall in Feinblechkonstruktionen; Tagung Fahrzeugunterboden; CTI Augsburg 23./24.01.2008

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.; Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2008, S. 15-22, Beuth Verlag Berlin 2008, ISSN 0722-2912

Sambale, B.; Schäfer, G.: Weiterentwicklung dualer Studienan-gebote im tertiären Bereich; Projektgruppe „Innovationen im Bildungswesen“ der Bund-Länder-Kommission; Arbeitsbericht März 2008

Käferstein, B.; Lohrengel, A.; Schäfer, G.: Acoustic behaviour of joints in sheet metal; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; www.iab2008.agh.edu.pl

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.; Kruk, R.: TAI-CHI: Tangible Acoustic Interfaces for Computer-Human Interaction; XV Acoustical and Biomedical Engineering Conference; 14.-18.04-2008 Zakopane; Polish Acoustical Society; www.iab2008.agh.edu.pl

Rolshofen, W.; Schäfer, G.: Offshore-Verbund-Kraftwerk; Ideen Park Stuttgart; 17.05.-25.05.2008 Stuttgart

Schäfer, G.: Mechanik, Schäden an Großmaschinen, Tagung „Schadensfalluntersuchung“, Haus der Technik, 28./29.05.2008, Essen

Schäfer, G.: Calculation of Splined Shafts; 11.-13.06.2008 Universiti Teknologi MARA, UITM Malaysia

Müller, N.; Verleihung der FTMV-Gütesiegel; Zukunft Ingenieurwissenschaften - Zukunft Deutschland; S.247-249, Springer-Verlag 2008 ISBN 978-3-540-89608-1

Korte, T.: Längsstiftverbindungen als Alternative zur Passfeder. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Bibliotheka TEMAG 2008, ISBN978-83-61442-04-2

Kruk, R., Thoden, D., Backhaus, S.-G.: Neuartiger Prüfstand zur akustischen Untersuchung von Wälz- und Gleitlagern. Fortschritte der Akustik : DAGA 2008 ; 34. Jahrestagung für Akustik, 10. - 13. März 2008 in Dresden, ISBN: 978-3-9808659-4-4

Seitz, T.; Dietz, P.; Lohregel, A.: Werkstoffauswahl für transportable Zerkleinerungseinrichtungen. ProcessNet Jahrestagung 2008, 09.10.2008, Karlsruhe. In: Chemie Ingenieur Technik 9/2008, S. 1436, Wiley-VCH Verlag, Weinheim, ISSN 0009-286X.

Kruk, R., Kramarczuk, W., Wieczorek, A.: Zastosowanie metody sztywnych elementow skonczonych do wyznaczania obciazen dynamicznych przekladnie zebatej. Konferenzband zur 16. internationalen wissenschaftlich-technischen Konferenz TEMAG 2008 Lebensdauer von Konstruktionselementen und -baugruppen in Bergbaumaschinen. Bibliotheka TEMAG 2008, ISBN 978-83-61442-04-2

Veröffentlichungen 2007

Müller, N.; Bormann, E.; Kramer, W.; Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards; DIN-Mitteilungen + Elektronorm, Ausgabe 03-2007, S. 11-17, Beuth Verlag Berlin 2007, ISSN 0722-2912

Schäfer, G.: Using manufacturing influences to material properties within design, ICMA '07, Singapore, ISBN: 978-981-05-8089-6

Schwarzer, T.: Die Problematik der Auslegung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln bei der Bewicklung mit Kunststoff- oder Hybridseilen, 15. Internationale Kranfachtagung, Bochum Mai. 2007, ISBN 3-89194-179-X

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Beck, H.-P., et al.: Base Load Power from the North Sea. European Wind Energy Conference (EWEC 2007), Milan, Italy, 7-10 May 2007

Schäfer, G.: Netzintegration von Offshore Großwindanlagen, Vortrag, science.fest 2007, Mannheim

Kramer, W.; Müller, N.: Marktzugang und Marktzulassung mittels Normen und Standards, Vortrag, VDI-VDE-DGQ Gemeinschaftskreis Qualitätsmanagement Hannover, 25.06.2007, Hannover

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wesling, V.: Iterative loop to include material and manufacturing information in an early design stage, Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2007), The Internet, 2nd-13th July 2007, Whittles Publishing (Scotland) (2007). To be published end of 2007

Lohrengel, A.; Schäfer, G.; Wesling, V.: Design strategies for the development of high strength coupling elements from requirement optimized composite materials, Creation of High-Strength Structures and Joints by Setting up Local Material Properties, trans tech publications, Stafa-Zurich, 2007, ISBN: 978-0-87849-455-2

Lohrengel, A.; Ostertag, W.; Sprick, R.: An innovative device for the manufacture of disposable medical- and healthcare products. Virtual International Conference on Innovative Production Machines and Systems (IPROMS 2007), The Internet, 2nd-13th July 2007, Whittles Publishing (Scotland) (2007). To be published end of 2007

Schäfer, G.: Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen. VDI-Berichte 2004, VDI Tagung Wiesloch Okt. 2007, ISBN 978-3-18-092004-7

Korte, Th.: Dimensionierung und Gestaltung von spielbehafteten Längsstiftverbindungen. VDI-Berichte 2004, VDI Tagung Wiesloch Okt. 2007, ISBN 978-3-18-092004-7

Dietz, P.; Kruk, R.; Lohrengel, A.; Wieczorek, A.: Stanowisko do badan wlasnosci dynamicznych lozysk. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 25-29. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Dietz, P.; Kruk, R.; Lohrengel, A.; Wieczorek, A.: Wyniki obliczen parametrow dynamicznych lozysk tocznych. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 31-39. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Dietz, P.; Lohrengel, A.; Schwarzer, T.: Charakterystyka naprezen w linach hybrydowych wykonanych z tworzyw w trakcie wielo-warstwowego ich nawijania na beben. XV Jubileuszowa Miedzynarodowa Konferencja Naukowo – Techniczna TEMAG 2007, S. 139-151. Gliwice – Ustron Oktober 2007, ISBN 978-83-917265-6-3.

Rolshofen, W.; Dietz, P.; Schäfer, G.: Application of Tangible Acoustic Interfaces in the Area of Production Control and Manufacturing. J. Jacko (Ed.): Human-Computer Interaction, Part II, HCII 2007, LNCS 4551, pp. 920–925, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007, ISBN: 978-3-540-73106-1

Erschienenene Institutsmitteilungen seit 2007



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2007



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2008



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2009



TU Clausthal

Institutsmitteilung 2010



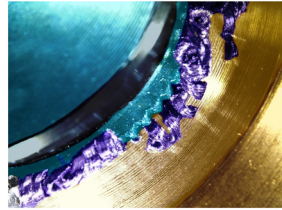
 TU Clausthal

Institutsmittellung 2011



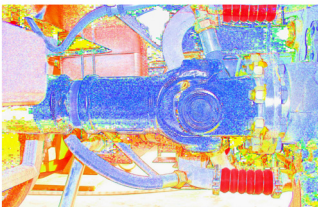
 TU Clausthal

Institutsmittellung 2012



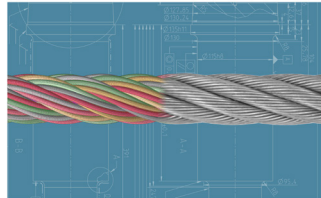
 TU Clausthal

Institutsmittellung 2013



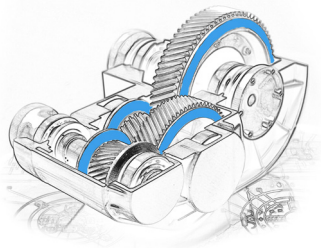
 TU Clausthal

Institutsmittellung 2014



 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2015



 TU Clausthal

Institutsmitteilung 2016



Autoren

Heß, Marcel: Jahrgang 1984, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.10.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
hess@imw.tu-clausthal.de

Hofmann, Sebastian: Jahrgang 1988, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.06.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
hofmann@imw.tu-clausthal.de

Jakob, Marius: Jahrgang 1989, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.12.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
jakob@imw.tu-clausthal.de

Kaczmarek, Dennis: Jahrgang 1991, studiert Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.12.2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
kaczmarek@imw.tu-clausthal.de

Langenbach, Joachim: Jahrgang 1984; studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 01.04.2011 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
langenbach@imw.tu-clausthal.de

Lohrengel, Armin: Jahrgang 1966, studierte Maschinenbau/ Konstruktionstechnik an der TU Clausthal und RWTH Aachen, bis 09/1999 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente und -gestaltung der RWTH Aachen, Promotionsthema: Lebensdauerorientierte Dimensionierung von Freiläufen, bis 01/2007 Leiter Maschinenentwicklung Paul Hartmann AG Heidenheim, seit 01.02.2007 Universitätsprofessor und Institutsdirektor des IMW.
lohrengel@imw.tu-clausthal.de

Martinewski, Viktor: Jahrgang 1989, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
martinewski@imw.tu-clausthal.de

Mörz, Florian: Jahrgang 1990, studierte Maschinenbau an der EAH Jena, seit 01.07.2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
moerz@imw.tu-clausthal.de

Müller, Norbert: Jahrgang 1949, studierte allgemeinen Maschinenbau an der FH Frankfurt und TH Darmstadt, Leiter Zentralaufgaben Konstruktion der Pittler AG, wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, Promotion 1990 über rechnergestützte Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen am Beispiel von Zentrifugentrommeln, Bereichsleiter Informationstechnik der Pittler GmbH, seit 01.11.1997 Professor für Rechnerintegrierte Produktentwicklung am IMW.
mueller@imw.tu-clausthal.de

Prumbohm, Max: Jahrgang 1986, studierte Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 15.04.2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
prumbohm@imw.tu-clausthal.de

Schäfer, Günter: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.11.1989 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, seit 1991 akademischer Rat, Promotion im November 1995 über Verschleiß und Berechnung von Zahnwellen-Verbindungen, seit 2002 akademischer Oberrat.
schaefer@imw.tu-clausthal.de

Scherf, Sören Christian: Jahrgang 1989, studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg sowie an der TU Clausthal, seit 01.10.2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
scherf@imw.tu-clausthal.de

Schmelter, Rico: Jahrgang 1984, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Dresden, seit 15.01.2010 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
schmelter@imw.tu-clausthal.de

Schulze, Martin: Jahrgang 1984, studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der TU Clausthal, seit 09.09.2013 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
m.schulze@imw.tu-clausthal.de

Sikora, Michael: Jahrgang 1991, studiert Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.01.2016 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
sikora@imw.tu-claustahl.de

Wächter, Martina: Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.1985 wissenschaftliche Mitarbeiterin am IMW.
waechter@imw.tu-clausthal.de

Wild, Jochen: Jahrgang 1981, studierte Maschinenbau an der DHBW Mannheim sowie an der TU Clausthal, seit 01.10.2012 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW.
wild@imw.tu-clausthal.de

So finden Sie das IMW



Anschrift

Institut für Maschinenwesen
 Robert-Koch-Straße 32
 38678 Clausthal-Zellerfeld



Aus Richtung Hannover / Hamburg:

A7 bis Ausfahrt **Seesen** → An der Ampel rechts; nach ca. 1,5 km links auf die vierspurige **B243**

B243 an der Ausfahrt **Clausthal-Zellerfeld**, **Braunlage** verlassen auf die **B242**

B242 → Richtung Ortsteil Zellerfeld abbiegen

Im **Ortsteil Zellerfeld** rechts auf die **B241** einbiegen → nach lang gezogener Linkskurve in den Kreisverkehr einbiegen → auf rechter Spur dem Verlauf der **B241** folgen und den Kreisverkehr verlassen → nach ca. 100 m rechts die Robert-Koch-Straße einbiegen.

Das IMW (Gebäudenummer **B2**) befindet sich nach ca. 400 m (zwei Querstraßen) auf der rechten Seite.

Aus Richtung Göttingen/Kassel:

A7 bis Ausfahrt **Northeim-Nord** → B3 bis **Northeim**; in Northeim Umgehungsstraße zur **B247** → **B247** Richtung **Katlenburg / Duderstadt**

In **Katlenburg** auf die **B241** Richtung **Osterode** abbiegen.

Am **Ortseingang Osterode** auf die **B243** Richtung Herzberg. Nach ca. 500 m Ausfahrt **Goslar / Clausthal-Zellerfeld** abfahren → **B241** Richtung Clausthal-Zellerfeld

Nach **Ortseingang Clausthal-Zellerfeld** der Hauptstraße folgend rechts abbiegen → an T-Einmündung (Tankstelle rechterhand) rechts abbiegen und Clausthal verlassen.

Nach 1,5 km links abbiegen Richtung Goslar / Clausthal → **Ortsschild Clausthal** → in die dritte Straße (Robert-Koch-Straße) links einbiegen.

Das IMW (Gebäudennummer B2) befindet sich nach ca. 250 m auf der linken Seite.

