

Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 28

(November 2003)

Herausgeber:

Prof. Dr.h.c. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und Layout:

Dr.-Ing. Günter Schäfer
Dipl.-Ing. Hagen Birkholz

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:

Das technische Denkmal des Instituts, das Schlagwerk eines Durchlaufhammerbrechers, repräsentiert die bergbau- und verfahrenstechnische Ausrichtung des Clausthaler Maschinenbaus, welche in der deutschen Hochschullandschaft einzigartig ist.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Vorwort | 1 |
| Dietz, P.: | |
| Akkreditierung – und kein Ende ? | 3 |
| | |
| Konstruktion und Berechnung von Maschinenelementen | |
| Birkholz, H.: | |
| Untersuchungen zum Beanspruchungsverhalten spielbehafteter Längsstiftverbindungen..... | 7 |
| Schäfer, G.: | |
| Auslegung und Gestaltung von Welle-Nabe-Verbindungen | 13 |
| Grünendick, T.: | |
| Exprimmentelle Untersuchungen an innenhochdruckgefügten Pressverbindungen | 25 |
| Hua, Q.; Schäfer, G.: | |
| Kerbwirkung an Zahnwellenverbindungen mit Evolventenzahnprofil | 33 |
| Mupende, I.; Otto, St.: | |
| Das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Seiltrommeln unter nicht-rotationssymmetrischerBelastung | 39 |
| Dietz, P.; Mupende, I.: | |
| Druckkämme unter instationärer Axialkraftbelastung | 47 |
| | |
| Konstruktionsmethodik und rechnerunterstützte Produktentwicklung | |
| Düsing, C.; Müller, D.: | |
| Nichts Wissen macht was - Potenzial und Perspektiven von Wissensmanagement | 55 |
| Düsing, C.; Schäfer, G.: | |
| Konstruktionsmethodik als Exportschlager | 61 |
| Trenke, D.: | |
| Selbsttragende Strukturen und deren Fertigung durch Rapid Tooling | 65 |
| Müller, D.: | |
| EAPSTRA-EurAsian Network for Product Lifecycle Support & Training | 67 |
| Düsing, C.; Müller, D.: | |
| PRIME-A Knowledge Management approach for the Extended Enterprise | 71 |
| Goltz, M.: | |
| Engineering Workflow - Integriertes Daten- und Prozessmanagement in der unternehmensübergreifenden Produktentwicklung | 77 |
| | |
| Experimentelle Methoden und Maschinenakustik | |
| Backhaus, S.: | |
| Maschinenakustik am Institut für Maschinenwesen..... | 85 |
| Backhaus, S.: | |
| Neues Schall- und Schwingungsmessgerät am IMW | 89 |

| | |
|---|----|
| Nsenga Biansompa, E.: Simulation des dynamischen Verhaltens eines Wellenzapfen- Lager- Lagerstruktur-Systems mittels FEM..... | 91 |
|---|----|

Institutsbetrieb

| | |
|---|-----|
| Trenke, D.: Erneut Informationsveranstaltung zum Thema Rapid Prototyping und Rapid Tooling | 95 |
| Sover, A.: Dehnungsmessstreifen - Messtechnik Praktikum am IMW..... | 97 |
| Turan, H.-C.: CATIA-Einführung am IMW | 99 |
| Backhaus, S.: Vorstellung der Arbeit des Instituts für Maschinenwesen auf dem Gebiet der Maschinenakustik auf der Hannover Messe Industrie 2003 | 101 |
| Wächter, M.: Kompetenzen, Lernziele, Wissenstiefe und Workload - Bausteine im Leistungspunktesystem der Hochschulen? | 103 |
| Schäfer, G.: Pressespiegel 2003 | 109 |

Hochschule und Kontakte

| | |
|---|-----|
| Schäfer, G.: Internationalisierung des Studiums | 113 |
| Dzik, S.; Wolny, S.; Siemieniec, A.: Das Problem der inneren Kräfte in den Zugbändern der Tragkonstruktion des Schachtfördergefäßes | 117 |
| Tepnadse, S. A.; Betaneli, A. J.; Apchaidse, A.A.: Die Analyse der Gesetzmäßigkeiten der aerodynamischen Lärmerzeugung von Flugzeugen..... | 123 |
| Tepnadse, S. A.; Betaneli, A. J.; Apchaidse, A.A.: Einfluss der Elektrisierung von Flugzeugen auf die Flugsicherheit..... | 127 |
| Zhang, L.: Time-Frequency Analysis for Nonstationary Random Response of Vehicle | 131 |
| Impressionen von der WGMK-Jahrestagung | 137 |

Ausstattung etc.

| | |
|--|-----|
| Technische Ausrüstung, Kooperationsangebote und Forschungsschwerpunkte des Institutes..... | 141 |
| Veröffentlichungen des Institutes seit dem 1.1.1999..... | 145 |
| Autoren | 149 |

Vorwort

Eigentlich hatte ich mir gedacht, dass ich bei dieser und eventuell der nächsten Ausgabe der Institutsmitteilungen schon mit leicht altersverklärtem Blick ein gewisses Resümee ziehen könnte über meine Tätigkeiten am Institut – die gegenwärtige Situation in Niedersachsen und an unserer Universität scheint aber darauf hinzudeuten, dass gerade jetzt eine Zeit des Überlebenstrainings kommt, in der das IMW sich beweisen muss. Also muss die Vergeisung halt noch ein bißchen warten! Frau Kurz wird das Institut weiter so führen wie bisher, so dass man vielleicht gar nichts merkt.

Dem Land geht es nicht gut und das bekommen auch die Universitäten zu spüren. Dass aber die Technische Universität Clausthal rund 10% der gesamten Einsparmassnahmen im Universitätsbereich des Landes erbringen muss, ist gegenüber Hochschule und Region unverantwortlich. Aus den vielen mit dem Minister diskutierten Fragen möchte ich nur zwei Aspekte anmerken:

- Hochschulen müssen sich strukturell erneuern und dem Bedarf der Industrie als Abnehmer unserer Absolventen anpassen. Ich stelle ja gar nicht in Abrede, dass wir auf engem Raum in Südniedersachsen drei Hochschulen haben, die gewisse Überlappungen haben und die sich auch in der Vergangenheit nicht genügend abgeglichen haben. Aber ein derartiger Entzug von Mitteln unter dem gegebenen Zeitdruck führt zu Maßnahmen, die Neustrukturierungen verhindern.
- Das Einsparpotential des nächsten Jahres kann durch Strukturmaßnahmen nicht aufgebracht werden, weil ein schneller Personalabbau aus personalrechtlichen Gründen nicht möglich ist. Das heißt, auch die Gebiete, die eigentlich nach dem Beschluss der Landesregierung gestärkt werden sollen – und da gehört der Maschinenbau dazu – , werden durch Einstellungsperren, Hinauszögern von Investitionen, Berufungsmitteln oder normalen Haushaltsmitteln so geschwächt, dass sie an die Grenze ihrer Arbeitsfähigkeit geraten. Wir verkaufen im nächsten Jahr unser gesamtes „Tafelsilber“ – und was dann?

Kreativität in der Führung dieser Universität ist angesagt, wir müssen zu völlig neuen Methoden bei der Führung und dem Angebot der Technischen U-

niversität Clausthal kommen, denn das Land Niedersachsen, das uns bisher aufgrund seiner Verantwortung für das Bildungswesen mit Mitteln zur Durchführung der Aufgaben in Lehre und Forschung versah, lässt uns verhungern. Abgesehen von den Auswirkungen dieser erbärmlichen Landespleite verabschiedet sich das Land mit dem neuen Hochschulgesetz auch aus seiner Sorgfaltspflicht bezüglich der Qualitätssicherung der Lehre. Bundesweit ist man der zwar unflexiblen, aber staatlich überwachten Prüfungsrichtlinien überdrüssig und ersetzt sie mit Schlagworten wie „Stärkung der Wettbewerbsfähigkeit“ oder „mehr Autonomie an die Hochschulen“ durch ein System der Akkreditierung – ich lasse mich hierüber in einem Artikel noch näher aus.

Umso mehr sind Einzelaktionen gefragt – und da hat das Institut für Maschinenwesen wieder einiges zu bieten. Bereichert durch das auf dem Umschlagbild schon dargestellte Denkmal, das wir der Aktivität von Steffen Otto zu verdanken haben, wenden wir uns auch wieder einigen Themen aus dem Bereich der verfahrenstechnischen Maschinen zu. So soll eine neue Schneidmühle die Initialzündung für eine völlig neue Konzeption der Abfallsorgung sein (wir berichten erst später darüber, weil wir noch nichts verraten wollen), und mit Ivon Mupende versuchen wir seit letztem Jahr ein Projekt an Land zu ziehern, das sich mit der Aufbereitung von Maniok im Kongo befasst. Auch die Seiltrommeln warten mit Problemen, die eine erhebliche Vergrößerung des Einsatzbereichs erhoffen lassen.

Natürlich haben die klassischen Themenstellungen darunter nicht zu leiden. Weiterhin sind mit Günter Schäfer und Quinsong Hua die Zahnwellenverbindungen einer der Schwerpunkte unserer Forschung, aber auch die neuen, die Stiftverbindung von Hagen Birkholz und die innenhochdruckgefügtten Verbindungen von Torsten Grünendick, haben jetzt einen Forschungsstand erreicht, der eine sichere Auslegung zulässt. Und die Befassung mit dem eigentlich alten Maschinenelement „Druckkamm“ durch Ivon Mupende hat uns auf Möglichkeiten der Anwendung solcher Ringe geführt, die beim Lagerproblem nicht Halt macht.

Ein Gebiet hat sich mit Hilfe von EU-Mitteln enorm erweitert – Carsten Düsing, Dieter Müller und

Günter Schäfer habe es in ihren Artikeln, z.B. „Konstruktionsmethodik als Exportschlager“ beschrieben. Mittlerweile sind wir mit Hochschul- und Trainingsprogrammen zu diesem Thema weltweit vertreten, zum Teil laufen sogar gleichzeitig Seminare in Amerika und Asien.

Da wären wir natürlich wieder bei einem Lieblingsthema: Die Darstellung des Institutes in heißen und alkoholreichen Ländern! Nachdem unser Kooperationsprojekt in Mexiko sich dem Ende zuneigte, wurden wir von der Ingenieurvereinigung CONACYT angesprochen, ob wir nicht ein neues Studienprogramm für Maschinenbauer installieren wollen, das nach deutschem Vorbild die abgestimmte Lehre von Werkstoffkunde, Fertigungstechnik und Konstruktionselemente enthält. Auch unsere Kubaner, die uns jetzt in größeren Mengen besuchen, profitieren von unseren Lehrmethoden – hier gibt es aber noch viel im Sinne einer effektiven Studiengestaltung zu tun. Und schließlich haben wir unsere freundschaftlichen Beziehung zu Tbilisi mit einem erneuten Besuch in diesem Jahr einschließlich der Einfuhr erheblicher Mengen von Tschatscha vertiefen können - Herr Kollege Betaneli ist mit fast 80 Jahren immer noch munter wie ein Fisch im Borjomi-Wasser und hat zwei Artikel beigeuert.

Die Internationalisierung prägt unsere Studiengänge und das Institutsleben immer mehr. Durch die auf Spanien, Polen und – demnächst – Mexiko und Ägypten erweiterten Doppeldiplom-Studiengänge begrüßt unser Sekretariat hereinkommende Studierende vorsichtshalber schon mal dreisprachig um verstanden zu werden (am Georgischen üben sie aber noch ein bißchen). Und wir sind begeistert von unseren ausländischen Studierenden, die nicht nur mit voller Kraft ihr Studium vorantreiben, sondern sich auch sehr schnell in Clausthal integrieren und untereinander und mit ihren deutschen Freunden wunderbare Feste feiern – Globalisierung ist doch was Feines.

Die Konstruktionsmethodik als Forschungsthema war in letzter Zeit etwas außer Mode gekommen, mit einigen neuen Projekten zur Integration von Werkstoff und Gestalt, von der Verbindung von Bauteilen aus Werkstoffen, die miteinander nicht kompatibel sind und mit dem konstruktiven Gedanken einer Nutzung von Körperschallsignalen zur Maschinensteuerung greifen wir dies aber wieder verstärkt auf. Michael Goltz schließt seine Gedanken zum Engineering Workflow in Kürze ab und

Detlef Trenke lässt sich beim Rapid Tooling immer neue Tricks einfallen.

Und schließlich wurde die Abteilung Maschinenakustik durch neue Einrichtungen und Vorhaben erheblich gestärkt. Stefan Backhaus stellt in einem Artikel ein neues Großgerät zur Schallmessung vor, das wir in diesem Jahr eingeworben haben, seine Arbeit ist zur Zeit geprägt von einem riesigen Prüfstand zur Ermittlung des Körperschalls durch Wälz- und Gleitlager – zusammen mit Eli Nsenga. Die VDI-Richtlinie 3720 ist jetzt druckreif, ihr wird als wesentlicher Bestandteil das noch mit Frank Gummersbach entwickelte Buch zum Konstruieren lärmarmen Produkte als CD beiliegen. Und im nächsten Jahr wird es einen Kongress hierzu geben, zu dem ich Sie bereits jetzt einlade.

Die diesjährige Exkursion in den Süden Deutschlands kann durch ihre Reichhaltigkeit als voller Erfolg verbucht werden, der Flug mit dem Zeppelin wird noch lange in Erinnerung bleiben.

Und dann gab's da noch das Highlight des Jahres: Die WGMK-Tagung fand in diesem Jahr in Clausthal statt. 72 würdige Herrschaften wurden von unseren frisch gestylten Damen aus dem Sekretariat freudig begrüßt, in Männlein und Weiblein aufgeteilt und ihren speziellen Programmen zugeführt. Martina Wächter und Carsten Düsing bespaßten die Damenriege und entdeckten neue Golf-Talente, während die anderen sich vorwiegend wissenschaftlich gaben. Alles in allem ein toller Erfolg, auch an den Abenden im Salzbergwerk in Sondershausen bei Jazzmusik und im Glückauf beim Tschärpern, wo es dann nicht mehr so würdig – aber viel lustiger – zging.

Wie immer möchten wir Ihnen mit dieser Broschüre zum Jahresende eine kleine Freude machen und unsere gegenwärtigen Arbeiten vorstellen. Ich würde mich freuen, wenn Sie uns in diesen für unsere Universität nicht ganz einfachen Zeiten gewogen bleiben und wünsche Ihnen ein schönes Fest.

Clausthal, im November 2003

Akkreditierung – und kein Ende ?

Dietz, P.

Allmählich grassiert die Akkreditierung in den Medien und in der Politik wie eine Krankheit – sind die Hochschulen überhaupt darauf vorbereitet? Und ist das, was da entsteht, überhaupt ein wirksames Medium zur Qualitätssicherung in der Ausbildung? Der Artikel enthält ausser Zweifeln auch Ratschläge, wie eine gute Technische Universität sich verhalten sollte, um bei diesen neuen Methoden zwischen Gleichmacherei und Ranking überleben zu können.

Accreditation in higher education is raising like a disease, at least in public discussions and the press. The questions are: Are the higher education institutions well prepared, are these industrial instruments of quality assurance portable to education systems? Beside a lot of doubts in the effectivity this article contents some advice to manage the problems in technical universities.

Nicht dass jemand glaubt, ich befasse mich jetzt nur noch mit diesen erziehungswissenschaftlichen Themenstellungen und kümmerge mich um die Forschungsarbeit am Institut überhaupt nicht mehr! Aber gerade in diesem Jahr ist es so, dass durch viele Kongresse und vor allem durch die Tagung der WGMK die allgemeinen Themen des Instituts bereits hervorragend durch die Mitarbeiter aufbereitet wurden – was wir natürlich in unseren Mitteilungen ausnutzen. Nur - von der Akkreditierung, zu der ich ja seitens der Hochschulrektorenkonferenz berufen wurde, versteht sonst niemand vom Institut etwas.

Ich werde also die Chance nutzen, um in den Institutsmittellungen einige Gedanken zu diesem administrativen, langweiligen, aber für die Zukunft unserer Hochschulausbildung äußerst wichtigen Thema zu äußern. Dabei erscheint es mir besonders wichtig, dass dies neue System (das wir ja garnicht so freiwillig akzeptieren, wie uns die Politiker und die Presse glaubhaft machen möchten) rundum verstanden und genutzt wird und nicht zu einem Zeitpunkt bekämpft wird, zu dem die politischen Entscheidungen bereits gefallen sind (vergl. Goethe: Der Zauberlehrling). In vielen Gesprächen mit Kollegen und in der Industrie habe ich nämlich den Eindruck, dass hier aufgrund politischer Aktivitäten

Systeme entstanden sind, die zumindestens bei der Ingenieurausbildung weit an sachlichen Zielen vorbeigehen – zumal dieser unselige Krieg zwischen Fachhochschulen und Universitäten dabei eine nicht unwesentliche Rolle spielt. Das Rad zurückdrehen können wir nicht – und sollten es meiner Meinung nach auch nicht. Aber wir sollten – und hier spreche ich besonders unsere Leser aus dem Industriekreis an – diese Chance einer „Runderneuerung“ unseres Erziehungssystems nutzen, um die Qualität unserer universitären Ingenieurausbildung zu verbessern und den Erfordernissen der Industrie weiter anzupassen.

| Art der Einrichtung | Zahl der Studenten |
|---------------------------------|--------------------|
| Universitäten | 1.388.812 |
| Fachhochschulen | 487.286 |
| Hochschulen für Kunst und Musik | 32,813 |
| Total | 1.908.911 |
| Institutionelle Aufsicht | Zahl der Studenten |
| Staat | 1.849.585 |
| Privat, staatlich anerkannt | 34.838 |
| Kirchlich, staatlich anerkannt | 24.388 |
| Total | 1.908.911 |

Bild 1: Hochschultypen und Studentenzahlen in Deutschland (Quelle: www.higher-education-compass.de)

| Abschluss (graduate) | Anzahl Programme | [%] |
|--------------------------|------------------|------------|
| Bachelor | 749 | 8,0 |
| Diplom | 1.624 | 17,4 |
| Diplom (FH) | 1.700 | 18,2 |
| Lehramt | 2.972 | 31,8 |
| Magister | 2.044 | 21,9 |
| Staatsexamen | 168 | 1,8 |
| Andere | 78 | 0,9 |
| Total | 9.335 | 100 |
| Abschluss (postgraduate) | Anzahl Programme | [%] |
| Abschlussprüfung | 137 | 8,8 |
| Diplom | 219 | 14,2 |
| Diplom (FH) | 96 | 6,2 |
| Magister | 80 | 5,2 |
| Master | 789 | 51,1 |
| Staatsexamen | 119 | 7,6 |
| Andere | 105 | 6,9 |
| Total | 1.545 | 100 |

Bild 2: Hochschulabschlüsse und Studentenzahlen in Deutschland (Quelle s. Bild 1)

Bild 1 gibt eine Übersicht über die Hochschullandschaft in Deutschland; **Bild 2** zeigt eine Übersicht über die Abschlüsse (wobei hier schon nach graduate und postgraduate unterschieden ist). Im wesentlichen ist daraus zu entnehmen, dass

- die Zahl der Universitäten und die Zahl der universitären Abschlüsse bei weitem überwiegt,
- Deutschland praktisch nur über staatlich finanzierte und gelenkte Ausbildungsstätten verfügt, die Zahl der privaten und kirchlichen Hochschulen ist verschwindend gering (Die Einführung von Qualitätssicherungsmaßnahmen im Hinblick auf private Hochschulen – wie in anderen Ländern – lohnt also nicht)
- die Zahl der Abschlüsse, die für den Staatsdienst qualifizieren, relativ klein, aber deutlich mit speziellen Forderungen versehen sind (Staatsexamen, Referendariat usw.). Im Bereich der Diplomabschlüsse gibt es klare Regelungen für den Eintritt in den Staatsdienst, die mit der Besoldungsregelung der Innenministerien zusammenhängen (ich erwähne dies, weil es ein besonderer „Juckepunkt“ in den Verhandlungen der Kultusministerkonferenz war und zu einer Lösung geführt hat, die meilenweit nach politischem Kompromiss riecht).
- die Studiengänge „einzügig“ sind, d.h. dass z.B. beim Diplomstudiengang des Ingenieurs es sich nach ca 5 bis 6 Jahren Studium erweist, ob man den Abschluss schafft. Ist dies nicht der Fall, sind diese Studienjahre im Sinne der Erlangung eines Grades verloren.

Die Qualitätssicherung in diesem System leistet der Staat durch die in der Kultusministerkonferenz der Länder ausgehandelten Rahmenprüfungsordnungen und die durch die Gesetzgebung der Länder hieraus umgesetzten Prüfungsordnungen, denen sich jeder Studiengang durch Genehmigungspflicht unterwerfen muss. Da bei diesem System die Fakultätentage eine beratende Rolle spielen, ist dieses System in der Vergangenheit erprobt und führte zu einer international hohen Anerkennung des deutschen Universitätsdiploms im Ingenieurwesen.

Warum – um Himmelswillen – soll von diesem System, auf das wir ja alle so stolz sind, künftig abgewichen werden. Der erste und auch einsehbarer Grund ist die Erklärung von Bologna, die mittlerweile von über 40 Staaten unterschrieben ist und deren Grundlagen in Stichworten in **Bild 3** dargestellt sind. Das Wesentliche ist dabei, dass man

- Harmonisierung der Ausbildung durch Vergleichbarkeit und Einführung des "Diploma-Supplement"
- Einführung des zweizügigen Studiums (Bachelor/Master) mit jeweils berufsqualifizierenden Abschlüssen
- Einführung eines Creditsystems zur Bewertung der Studienleistungen, das hochschul- und länderübergreifend aufgebaut ist.
- Mobilität der Studierenden

Bild 3: Grundzüge der Bologna-Erklärung

sich europaweit für einen zweizügigen Studiengang (Bachelor und Master) entschieden hat. Das bedeutet für unsere Studiengänge eine vollständige Änderung, denn beide Studiengänge sollen berufsqualifizierend enden. Hierüber habe ich im letzten Jahr einige Ausführungen gemacht, mit dem darin versteckten Problem der Modularisierung befassen wir uns im Rahmen der Institutsmitteilungen auch schon einige Jahre (vergl. Aufsätze von Frau Wächter).

Dieser Wandel ist unumkehrbar und eine europäische Entscheidung in der Bildungspolitik, die wir anerkennen müssen. Alles Sträuben unwilliger Hochschulen wird nichts nutzen, die Ministerien genehmigen keinen neuen Studiengang und haben die Umstellung auf die zweizügigen Studiengänge bis 2007 beschlossen.

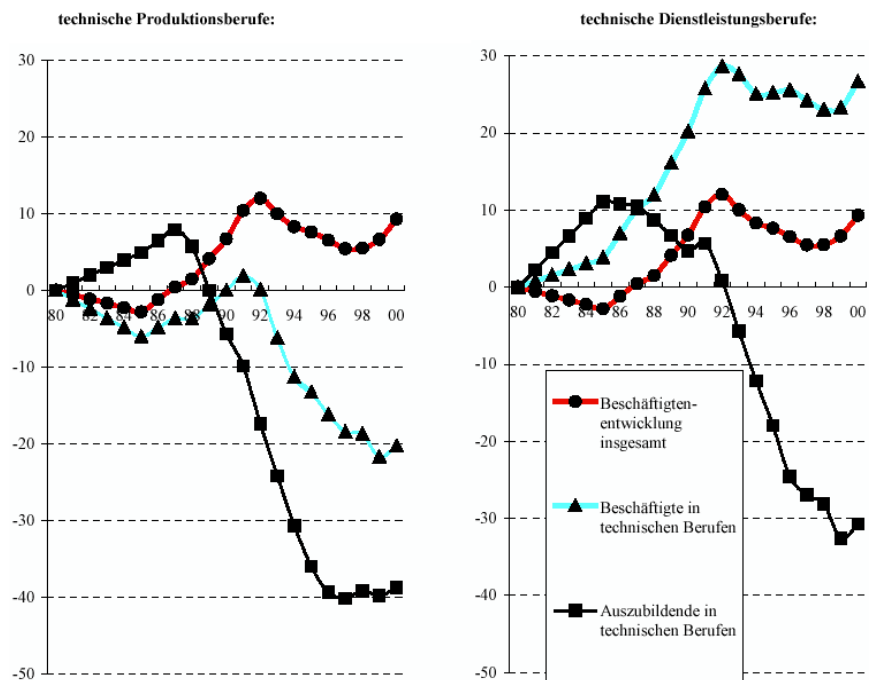
Das bedeutet:

- Dass die Industrie in Ihrer Einstellungs- und Beschäftigungspolitik sich auf dieses System einstellen muss. Es gibt keine Unterscheidung mehr zwischen Fachhochschul- und Universitätsingenieur, sondern die Unterscheidung in den dreijährigen Bachelor-Studiengang und einen eventuell darüber hinausgehenden zusätzlichen Masterstudiengang, die beide von beiden Institutionen angeboten werden können. Allein von der Studiendauer her ist der Master damit dem Universitätsabschluss gleichzusetzen, der Bachelor studiert ein Jahr weniger als der jetzige Fachhochschulingenieur (von Ausnahmen eines vierjährigen Bachelorstudienganges abgesehen). Die große Aufgabe, an der sich – bitte – auch die Industrie beteiligen möge, ist die Organisation eines Studiums, das den Anforderungen der Industrie genügt (das Lieblingswort der Politiker ist „employability“). Ich sehe zur Zeit mit Erschrecken, wie sich alle möglichen Funktionäre (Industrieverbände, Gewerkschaften, Vertreter der Innenministerien und sonstige Politiker, VDI, Studentenvertretungen ...) mit diesem Thema befassen und

dort ihre Eigeninteressen manifestieren, die „anwendende“ Industrie selbst sich aber sorgfältig zurückhält und – wie ich aus Gesprächen mit Vertretern auch sehr großer Unternehmen weiss – dann äußerst erstaunt ist, was sich da so entwickelt.

- Dass die Hochschulen völlig neue Ausbildungssysteme entwickeln müssen, die sich nicht nur nach dem internationalen Standard zu richten haben, sondern bei dem wir auch sicherstellen müssen, dass der „Deutsche Master“ gegenüber dem „Deutschen Universitätsdiplom“ keinen Qualitätseinbruch bedeutet. Dies ist eine Sisyphusaufgabe, zumal in den nächsten fünf Jahren die Diplomstudiengänge auch noch abgewickelt werden müssen. Sisyphusaufgabe vor allem deshalb, weil diese Entwicklung an der Mehrzahl der Hochschulprofessoren vorbeigegangen, nicht bemerkt oder absichtlich nicht beachtet wurde und die Hochschulen vor der Aufgabe stehen, erst einmal die eigenen Reihen richtig einzuschwören. Es bedeutet Abkehr von lieb gewonnenen traditionellen Abläufen („erst einmal zwei Jahre Theorie, dann erst Anwendungsfächer“), die Einführung und Organisation neuer Lehrformen zur Ergänzung/Ablösung des Frontalunterrichts, die Integration der Industripraktika in das Lehrprogramm, den internationalen Studierendenaustausch (der einer der wesentlichen Punkte der Bolognaerklärung ist), die Einführung von Leistungspunkten auf Basis von Workload der Studierenden und vieles mehr, von dem sich mancher heute noch im Elfenbeinturm sitzende Professor keine Vorstellungen macht.

Dies muss man natürlich unter den Anforderungen und dem künftigen Bedarf der Industrie an Ingenieuren sehen. Obgleich der Bedarf in



Quelle: Beschäftigtenstatistik der Bundesanstalt für Arbeit. – Berechnungen des BIBB.

Bild 4: Beschäftigungsentwicklung in technischen Berufen

der produktschaffenden Industrie nicht mehr den Stand wie noch vor 20 Jahren erreicht, nimmt durch den Dienstleistungsbereich der Bedarf an Ingenieuren ständig zu, während sich die Ausbildungszahlen verringern (**Bild 4**). Es wird also eine Umstrukturierung im Ingenieurbereich geben, die Hochschulen müssen sich hierauf einstellen. Mit dieser zukunftsorientierten Betrachtung kann das Modell des zweizügigen Studiengangs neue Potentiale für eine praxisgerechtere Ausbildung bieten.

Wie soll nun die Qualitätssicherung des neuen Systems aussehen? Hier kommen wir zu einem Punkt, der neben der Bolognaerklärung oft heruntergespielt wird: **Die Zeit der Rahmenprüfungsordnungen ist vorbei, der Staat übernimmt die Verantwortung für die Qualität der Studiengänge nicht mehr.** Dies wird meist mit schönen Worten wie „Autonomisierung“ der Hochschulen oder „Stärkung des internationalen Wettbewerbs im Bildungsbereich“ verbrämt, in Wirklichkeit bedeutet dies aber, dass die Bildungspolitik nach 32 Jahren (1968 bis 2000) Abstand nehmen von dem demokratisch aufgebauten Hochschulsystem und den endlosen Diskussion in paritätisch besetzten Gremien, deren kleinstmöglicher Entscheidungsnehmer dann schließlich genehmigt wurde. Dieses System, das meines Erachtens an der Verlängerung der Studienzeiten einen erheblichen Beitrag geleistet hat, weil es Konsens und nicht mehr Leistung als

Prinzip hatte, wird abgelöst durch ein System der Akkreditierung und Evaluierung/Reakkreditierung, wie wir es grundsätzlich aus ISO 9000ff. kennen – eingeschlossen die Erkenntnis, dass die Zertifizierung am meisten den Zertifizierenden nützt. Ich möchte hier noch aus weiteren Querverbindungen schließen:

- Die Zertifizierung untersucht und bezieht sich auf den Prozess, das Produkt wird dadurch im allgemeinen nicht besser (Ausnahmen sind Produkte, die vorher schon durch die Desorganisation ihres Entstehungsprozesses besonders schlecht waren.)
- Die Zertifizierung muss unter strengen Regeln von hierfür akkreditierten Zertifizierern übernommen werden. Die Verantwortung hierfür übernehmen bei ISO 9001 zugelassene Zertifizierungsgesellschaften (z.B. DQS), die schon aus kommerziellen Gründen peinlich dafür sorgen, dass die Zertifizierung in ihrem Namen mindestens formal einwandfrei durchgeführt wird und die auf ein umfangreiches Normenwerk hierfür zurückgreifen.
- Zertifizierung kann nur einen Standard festlegen, Exzellenz wird durch andere Kriterien bestimmt.

Bezogen auf die Akkreditierung im Bildungswesen lässt sich hierzu folgendes sagen:

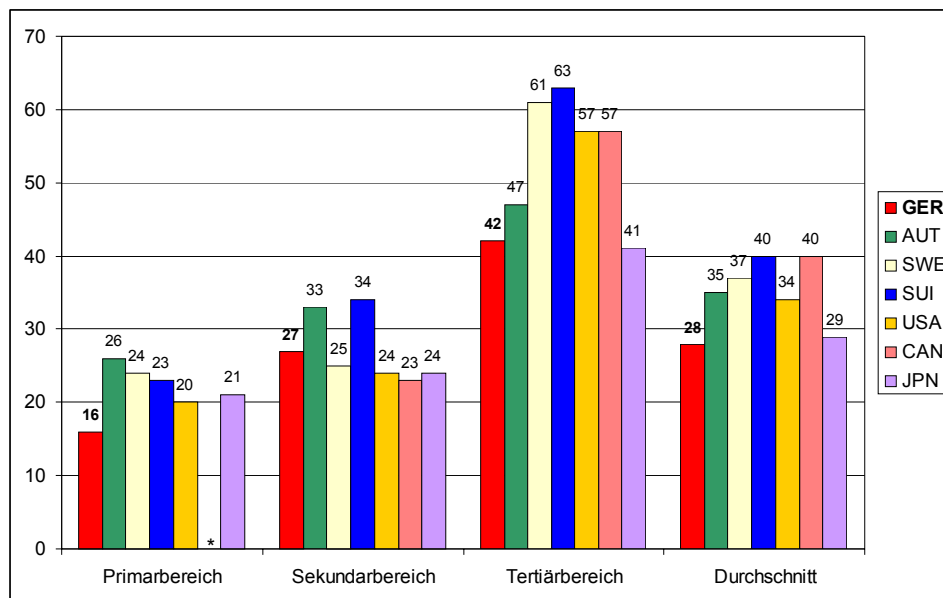
- Das Akkreditierungssystem bezieht sich ebenfalls auf den Prozess, die Qualität von Lehrenden und Lehrinhalten wird meist hinter formellen Voraussetzungen (Stundenzahl für ein Fach, Anzahl von Hörsälen, Anzahl von Rechnerarbeitsplätzen oder von Labors ...) erst an zweiter Stelle bewertet. Eine Systemverbesserung wird eventuell durch Beschreibung von Profilen (praxisorientiert oder forschungsorientiert) geschaffen. In keinem Falle wurde bisher eine outputorientierte Bewertung vorgenommen, die ja eigentlich für die Berufsfähigkeit maßgebend ist (Was muss der Ingenieur eigentlich können?)
- Die Akkreditierung wird von im Wettbewerb untereinander stehenden Agenturen unternommen, die jede ihre eigene Akkreditierungsprozedur entwerfen und durchführen. Es gibt hierzu eine Rahmenrichtlinie des Akkreditierungsrates von 2001, die so allgemein abgefasst ist, dass sie von den Agenturen interpretiert werden muss.

- | |
|---|
| <ul style="list-style-type: none"> • 2 Universitätsvertreter • 2 Vertreter der Fachhochschulen • 4 Ländervertreter (Kultusministerkonferenz) • 1 zus. Vertreter der Innenministerien • 2 Vertreter der Arbeitgeber • 2 Vertreter der Arbeitnehmer • 2 Studierende • 2 ausländische Experten |
|---|

Bild 5: Zusammensetzung des Akkreditierungsrates

tiert werden muss. Dadurch entstehen erhebliche Unterschiede im praktischen Ablauf einer Akkreditierung, so dass man vielleicht in Zukunft nicht mehr fragen muss „An welcher Hochschule studiere ich?“ sondern „Von wem wird die Hochschule akkreditiert?“

- Natürlich gibt es ein Organ, das die Agenturen und ihre Vorgehensweisen überprüft. Dies ist der bei der Kultusministerkonferenz angesiedelte Akkreditierungsrat, dessen Zusammensetzung in **Bild 5** dargestellt ist. Allein an dieser Zusammensetzung und der Tatsache, dass der Akkreditierungsrat selbst keine Entscheidungsbefugnis hat, erkennt man (und ich kann das aus leidvoller Erfahrung bestätigen), dass man wieder ein paritätisches Gremium geschaffen hat, das in jedem Tagesordnungspunkt die gesellschaftspolitischen Probleme der Welt ausführlich hin- und herwälzt und nur sehr mühsam zu ausführbaren Anweisungen kommt, die dann aber noch von Kultusministerkonferenz und Hochschulrektorenkonferenz beraten und beschlossen werden müssen. Dem Akkreditierungsrat fehlt also die Entscheidungskraft einer Organisation wie in der Qualitätssicherung.
- Akkreditierung bedeutet eine Bescheinigung auf einem meist ziemlich unten liegenden und zum Teil durch die Zielvorstellungen der beantragenden Hochschule selbst festgelegten Level, die Exzellenz einer Hochschule wird damit nicht beschrieben. Meine Erfahrungen mit den Vorgehensweisen der Agenturen lassen erhebliche Zweifel aufkommen, ob die gegenwärtigen Prozeduren mit Selbstevaluation und Bewertung durch „unabhängige“ Peers das rechte Mittel im Sinne einer Qualitätskontrolle sind. Die Zeit wird zeigen, ob sich über der gegenwärtigen Organisation hinaus auf Betreiben der



*) bereits im Sekundarbereich enthalten

BMBF: "Zur technologischen Leistungsfähigkeit Deutschlands", 2002, S. 10

Bild 5: Bildungsausgaben je Ausbildungsperson in % des BIP pro Kopf 1999

Hochschulen selbst ein weiteres Zertifizierungsverfahren ergeben wird.

Bei diesem ganzen Spiel der Studienreform gibt es in der Entscheidung der Kultusministerkonferenz (und die muss immer einstimmig sein und gilt für alle Länder) einen markanten Satz (§1) „In einem System mit gestuften Studienabschlüssen ist der Bachelor der Regelabschluss eines Hochschulstudiums“. Hieraus ist zunächst abzulesen, dass man sich in Deutschland rasant der Einführung von Studiengebühren nähert und die Studiengebührenfreiheit Schritt für Schritt aushebelt. Besonders delikat wird dieser Satz, wenn man ihn mit der von den Politikern vertretenen Meinung in Zusammenhang bringt, dass künftig etwa 70% der Studierenden mit dem Bachelorgrad abgehen und nur 30% den Master erwerben werden. Dies bedeutet, dass man auch nur etwa 30% der Hochschulen mit Masterstudiengängen ausrüsten muss – man kann nämlich dabei Geld sparen. Dabei nimmt Deutschland – wie **Bild 5** beweist, in der Bildungspolitik ohnehin keinen sehr rühmlichen Platz ein.

Bei konsequenter Fortführung eines solchen Bildungspolitik, die sich aus offensichtlich monetären Gründen aus der Qualitätssicherung kann einem schon „Angst und Bange“ werden. Dies kann zur Folge haben, dass die sogenannten Orchideenstudiengänge kaum eine Chance auf Förderung haben. Allgemein bedeutet dies auch, dass die Hochschulen in selbst in den als unkritisch anzusehenden Ingenieurbereichen in einem überaus har-

ten Wettbewerb stehen werden, der dazu führt, dass

- einige Hochschulen entweder bei eingeführten und akkreditierten Studiengängen mangels Studenten „aushungern“,
- oder dass durch Verschärfung der Akkreditierung im Masterbereich nur etwa 30% der Studiengänge die Akkreditierungshürde überwinden.

Beide Möglichkeiten bergen die Gefahr, dass bei der Kurzfristigkeit von Akkreditie-

rungsaktionen die eigentlich sehr langfristigen Hochschulentwicklungen gelähmt werden. Man bedenke nur, dass die Entscheidungen bei Akkreditierungen schließlich auf die Berufungspolitik, auf die Beschaffung von Großgeräten und die Gestaltung von Forschungsrichtungen von erheblichem Einfluss sein können – und dass sich ein solcher Einfluss regulär eher negativ als positiv auswirken kann.

Es gibt bereits einige Vorstöße, dass man dies zu einer erneuten Entflechtung des Fachhochschul-Universitätskomplexes nutzen könnte, aber angesichts der allgemeinen politischen Meinung zu diesem Thema bedarf es schon entscheidender Überredungskünste seitens der Industrie oder anderer Institutionen, dass dies auf politischem Wege passieren kann und nicht über eine reine Beurteilung der Qualität.

Lassen Sie mich zum Abschluss zu einigen Schlussfolgerungen kommen, die ich den Hochschulen – und natürlich besonders meiner Technischen Universität Clausthal – in das Buch schreiben möchte, aus dem die Hochschulleitung ihren Handlungsbedarf für die Einrichtung und Akkreditierung von Studiengängen herleitet:

1. Da die Zeit der institutionellen Unterscheidung in Fachhochschul- und Universitätsstudiengänge endgültig vorbei ist, stehen **alle** Hochschulen miteinander im Wettbewerb um eine Akkreditierung sowohl der Bachelor- wie der Masterstudiengänge.

2. Es ist nicht empfehlenswert, Masterstudiengänge ohne die dazugehörigen Bachelorstudiengänge anzubieten – höchstens, wenn man „nur“ einen ganz bestimmten Weiterbildungsbe- reich abdecken möchte. Beide Abgänge müs- sen „ehrlich“ berufsqualifizierend sein und nicht einen verkappten Diplomstudiengang darstel- len. Aber – im Sinne einer Stärkung des Profils – nicht jeder Bachelorstudiengang muss zum Master führen.
 3. Der Masterstudiengang muss sowohl für die ei- genen Bachelor als konsekutiver Studiengang zugänglich sein als auch für Absolventen ande- rer Hochschulen des gleichen Studiengangs (ebenfalls konsekutiv) oder Absolventen ande- rer Studiengänge (nicht konsekutiv) oder als Weiterbildungsangebot (konsekutiv oder nicht konsekutiv). Hierzu ist eine Ordnung für die Zulassung zum Masterstudiengang zu schaf- fen, die durchaus auch Brückenkurse oder Zu- lassungsprüfungen enthalten kann und die mit akkreditiert wird.
 4. Die Akkreditierung allein genügt nicht, eine Hochschule muss darüber hinaus Exzellenz zeigen, die zu einer öffentlichen Anerkennung (Rankings, veröffentlichte Drittmittelwerb- ung, Nobelpreisträger o.ä.) führt, damit der Studierende nach Verlassen der Hochschule mit Stolz „den Namen seiner Hochschule auf der Visitenkarte mitführt“. Mit dem Tod der Gremienuniversität dürfen Worte wie „Exzel- lenz“ oder „Elite“ auch wieder zur Beschreibung der eigenen Angebote benutzt werden.
 5. Exzellenz beweisen kann man durch eine aus- gezeichnete Lehre, die besonders auf den Stu- dierenden eingeht. Dies bedeutet gegenüber heute mehr Betreuungsaufwand, mehr Experi- mente bei der Vermittlung des Wissens, die Nutzung der technisch zur Verfügung stehenden Möglichkeiten und vor allem die persön- liche Nähe von Lehrendem zu Lernendem. Dies ist an kleineren Lehreinheiten leichter zu errei- chen als an großen, die Technische Universität hat auch in der Vergangenheit besonders im Maschinenbau einen ausgezeichneten Ruf. Man darf dabei aber nicht verkennen, dass der dafür notwendige Personalaufwand gewähr- leistet sein muss, sei es durch staatliche Förde- rung, durch Einwerbung zusätzlicher Mittel oder durch Beteiligung der Studierenden an diesen Aufwendungen.
 6. Zur Exzellenz einer Hochschule gehört auch die Forschungskompetenz, die sich besonders durch die Einwerbung von Drittmitteln aus- drückt. Hier unterscheiden wir uns auch deut- lich von ausländischen Hochschulen, die das Prinzip der Einheit von Lehre und Forschung nicht so verinnerlichen wie die deutschen Uni- versitäten. Auch hier besitzt die Technische U- niversität Clausthal aus der Vergangenheit ei- nen hervorragenden Ruf. Aktive Forschung kommt auch der Lehre zugute, weil sie meist gut ausgestattete laborative Einrichtungen und entsprechend ausgebildetes Personal im Mit- telbau eines Institutes mit sich bringt. Nicht zu- letzt beeinflusst die Forschung entscheidend die Rekrutierung der Hochschullehrer.
 7. Die Aufstellung der Curricula bedarf einer be- sonderen Berücksichtigung der Belange der In- dustrie und muss durch ein Beratungsgremium abgestimmt werden, bei denen die Kuratorien der Hochschulen Hilfe leisten können. Hieraus entwickeln sich dann die Kriterien für die Dar- stellung bei der Akkreditierung.
 8. Meiner Meinung nach sollte man auf typische deutsche Merkmale der akademischen Ausbil- dung nicht verzichten, obwohl der Trend zur „Europäisierung“ stark in Richtung Verschulung zeigt. Dies sind:
 - Das Prinzip der Eigengestaltung des Studi- ums durch Pflicht-, Wahl- und Schwer- punktsfächer
 - Auch bei der – von mir positiv bewerteten – Einführung von studienbegleitenden Prü- fungen die Entflechtung der Prüfungslei- stung vom Studienfortschritt. Die Prüfung darf keinen „Versetzungsscharakter“ haben
 - Das Studium generale als Bestandteil der Ausbildung
 - Die Freiheit des Studierenden zum Wech- seln des Studienortes oder zum internati- onalen Austausch mit Anerkennung der er- brachten Leistungen (ERASMUS-Prinzip)
- Ich persönlich glaube, dass die Technische Univer- sität Clausthal die besten Voraussetzungen hat, um sich in dem künftigen Konkurrenzkampf der Hoch- schulen durchzusetzen – dies erfordert aber neben den nicht zu unterschätzenden administrativen An- strengungen ein besonderes Engagement bei Hochschulleitung, Lehrenden und Studierenden. Glückauf!

Untersuchungen zum Beanspruchungsverhalten spielbehafteter Längsstiftverbindungen

Birkholz, H.

Für den Festigkeitsnachweis spielbehafteter Längsstift-Verbindungen existieren zurzeit keine erweiterten Dimensionierungsgrundlagen, in der Fachliteratur werden lediglich einfachste Berechnungsgleichungen zur Auslegung gegen Flächenpressung und Abscheren des Stiftes angegeben. Der Einfluss verschiedener Geometrieparameter bleibt dabei unberücksichtigt. Am Institut für Maschinenwesen wurden umfangreiche Untersuchungen zum Beanspruchungsverhalten drehmoment-belasteter Längsstiftverbindungen durchgeführt.

For the check of longitudinal pin connections with clearance no extended sizing bases are existing, in the technical literature only simplest calculation equations are indicated. The influence of different geometry parameters remains unconsidered. At the Institut für Maschinenwesen extensive investigations were executed to find out the behavior of torque-loaded longitudinal pin connections.

1 Stand der Technik

Längsstiftverbindungen bestehen aus axial am Umfang angeordneten Stiften als Mitnehmerelemente. Die Stifte können dabei nach Anzahl und Anordnung variieren. Unterlagen zur Auslegung spielbehafteter Längsstiftverbindungen existieren nicht. Es erscheint aber zulässig, die Angaben für spielfreie Verbindungen als Anhaltspunkte zu verwenden. Auch diese Auslegungshinweise fallen aber sehr kurz aus. Am Institut für Maschinenwesen wurden im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsprojektes erste Dimensionierungsgrundlagen für spielbehaftete Längsstiftverbindungen erarbeitet. Zur Absicherung der numerischen Rechnungen wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

2 Experimentelle Untersuchungen

Zu Durchführung statischer Verdrehversuche wurden Verbindungen mit folgender Geometrie ausgewählt:

- $D_{al} = 20\text{mm}$
- $n_S = 3$ und $n_S = 4$

- $Q_S = 0,125$
- $Q_A = 0,65$
- $l_f/D_{al} = 0,625$ und $l_f/D_{al} = 1$.

Wellenwerkstoff: 42CrMo4
 $R_m = 1100\text{ N/mm}^2$
 $R_e = 900\text{ N/mm}^2$

Nabenwerkstoff: CK45
 $R_m = 850\text{ N/mm}^2$
 $R_e = 450\text{ N/mm}^2$

Stiftwerkstoff: 115CrV5 Silberstahl
 $HC = 55$

Die Variation der Fügelänge wurde trotz identischer Probenkörper durch Ausmessen und nachfolgendes Verschieben der Nabe auf der Welle auf das notwendige Maß realisiert. Es wurden sowohl für $n_S=3$ als auch für $n_S=4$ Versuche für die Verhältnisse $l_f/D_{al} = 0,625$ und $l_f/D_{al} = 1$ gefahren. Die Daten für Verdrehwinkel und Lastmoment wurden elektronisch aufgezeichnet. Nach dem Start der Aufzeichnung erfolgte die Lastaufgabe. Das Drehmoment wurde bis zum Versagen der Verbindung durch Nachführung gesteigert, das Abschalten erfolgte automatisch bei Überschreiten des Grenzdrehwinkels. **Bild 1** bis **Bild 4** zeigen exemplarisch die durchgeführten Untersuchungen.

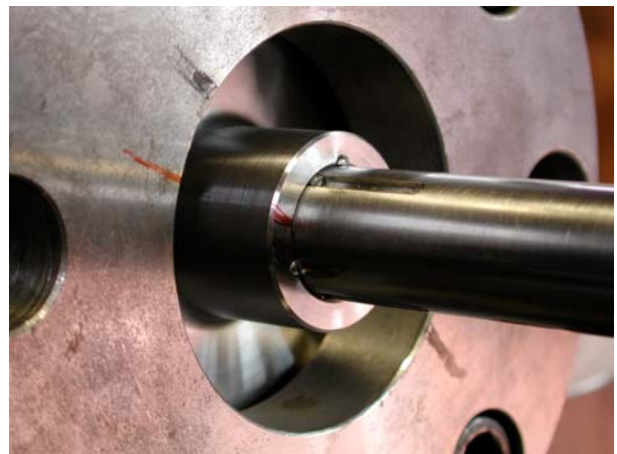


Bild 1: Abscheren der Stifte in der Verbindung 3W1_N15. $n_S = 3$, $l_f/D_{al} = 0,625$

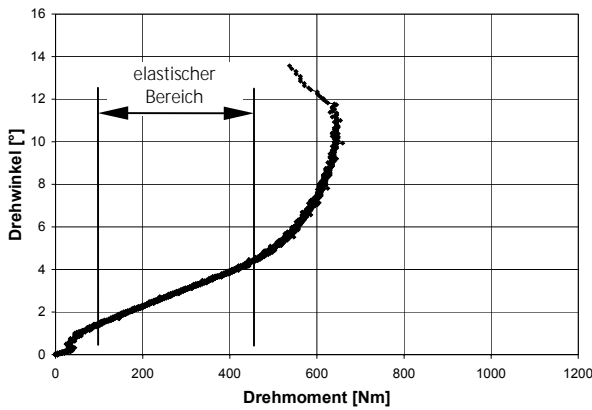


Bild 2: Drehmoment-Drehwinkel-Verlauf des Prüflings 3W1_N15. $n_s=3$, $l_f/D_{al} = 0,625$

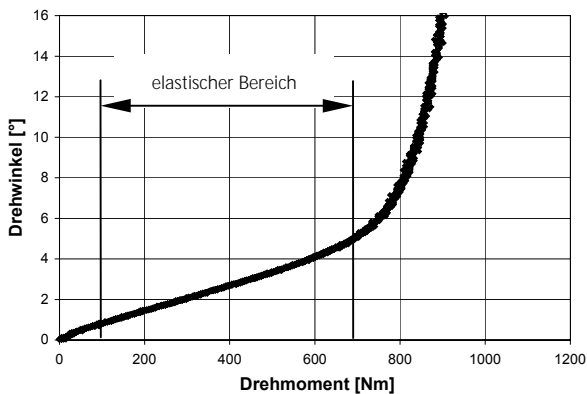


Bild 3: Drehmoment-Drehwinkel-Verlauf des Prüflings 3W6_N3. $n_s=3$, $l_f/D_{al} = 1$



Bild 4: Verbindung 3W6_N3. $n_s = 3$, $l_f/D_{al} = 1$

Allen getesteten Verbindungen gemein war ein Setzeffekt im unteren Drehmomentbereich bis ca. 100 Nm, der den Ausgleich der Abweichungen (Setzen der Verbindung) darstellt. Ein komplettes Versagen der Nabe (Aufreißen) konnte in keinem Fall beobachtet werden. **Bild 5** zeigt die aus den Versuchen gemittelten Werte für die elastische Grenze und das Maximalmoment.

Die Rückrechnung der Wellenbeanspruchung für das elastische Grenzmoment unter Berücksichtigung der aus den Parameteruntersuchungen gewonnenen Erkenntnisse überschreitet die Elastizitätsgrenze $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ der Welle deutlich,

tätsgrenze $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ der Welle deutlich,

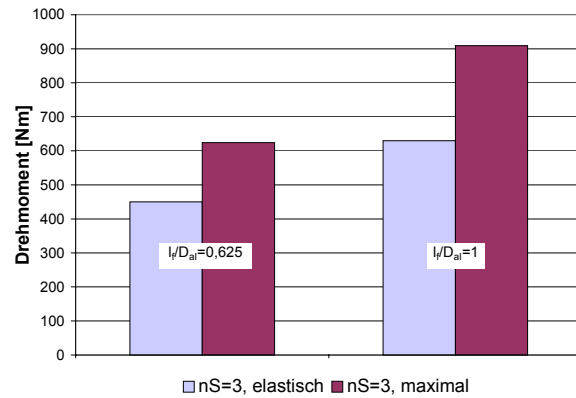


Bild 5: gemittelte Drehmomente aus den Versuchen für $n_s = 3$

damit liegt die Auslegung gegen die Wellenstreckgrenze auf der sicheren Seite. Zu Berücksichtigen ist jedoch die Festigkeit der Stifte, bei zu geringer Festigkeit kann es vor Erreichen der Wellenstreckgrenze zu einem Versagen der Verbindung kommen.

Die Erfassung der am realen Bauteil auftretenden Spannungen kann u.a. durch Dehnungsmessstreifen erfolgen. Zur Überprüfung der Ergebnisse der FE-Rechnungen wurden zwei Verbindungen im Prüfstand durch Drehmoment statisch belastet und die Beanspruchungen ermittelt. Die Dehnungsmessstreifen wurden u.a. im Bereich der Nabennut auf die Stirnseite der Nabe am Verbindungsbeginn an der Stelle der geringsten Nabenwandstärke appliziert.

Im Gegensatz zu den in den numerischen Untersuchungen eingesetzten abweichungsfreien Geometrien sind real ausgeführte Verbindungen immer mit Abweichungen behaftet. Diese Tatsache ist bei der Auswertung der Messungen zu berücksichtigen. Die abweichungsbehaftete Verbindung wurde mit einem Drehmoment $T = 350 \text{ Nm}$ belastet und die Messwerte aufgezeichnet. Dies wurde für jede mögliche Einbaustellung durchgeführt, die Ergebnisse sind in **Bild 6 a-d** für die einzelnen Einbaustellungen dargestellt.

Die Auswirkungen der Teilungsabweichungen lassen sich durch Mittelwertbildung unterdrücken. Gemittelt wurden die Umfangsspannungen auf der Stirnseite der Nabe für jede Einbaustellung. Dieser Wert stellt den mit "abweichungsfrei" bezeichneten Grafen dar und symbolisiert einen für alle Einbaustellungen identischen Traganteil.

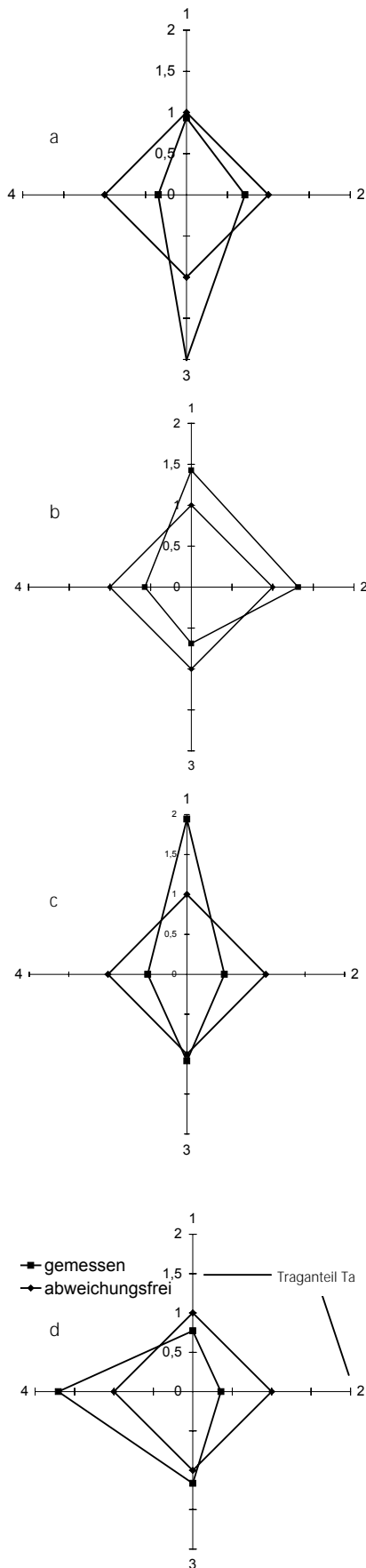


Bild 6: Traganteile der einzelnen Stifte in den 4 verschiedenen Einbaustellungen. $D_{al} = 32$ mm; $Q_A = 0,65$; $Q_S = 0,125$, $n_S = 4$

"Gemessen" bezeichnet den real auftretenden Spannungswert. Dieser Wert wurde auf den Wert der abweichungsfreien Verbindung bezogen und bildet den Traganteil T_a :

$$T_a = \frac{\text{gemessener Wert}}{\text{abweichungsfrei}}$$

Damit lassen sich Aussagen zur optimalen Einbaustellung treffen. Mit einem auf den abweichungsfreien Zustand bezogenen maximalen Traganteilfaktor $T_a = 2$ stellen Bild 6 a und Bild 6 c die ungünstigste Einbaustellung dar. Die beste Einbaustellung ergibt sich nach Bild 6 b mit einem Wert $T_a \approx 1,5$.

Die Ergebnisse der FE-Analysen konnten durch die experimentellen Untersuchungen bestätigt werden. Die ermittelten Einflussfaktoren liegen auf der sicheren Seite.

3 Weitere Untersuchungen

3.1 Wahl der geeigneten Passung

Die Frage nach einer Empfehlung für eine einzuhaltende Passung für spielbehaftete Längsstift-Verbindungen erfordert einige grundsätzliche Überlegungen. Anhaltswerte sind in der Literatur lediglich für übermaßbehaftete Verbindungen zu finden.

Grundsätzlich kommt für eine spielbehaftete Längsstift-Verbindung nur eine Spielpassung in Betracht. Zusätzlich ist die Frage der Zentrierung der Welle zur Nabe von Bedeutung.

Für eine Passfeder-Verbindung ist eine einzuhaltende Passung P9 für die Passfeder angegeben. Diese bezieht sich auf die Breite der Passfeder, die in der Wellen- und Nabennut eingesetzt wird. Auf Grund der Geometrie der Längsstift-Verbindung mit ihrem kreisförmigen Stiftquerschnitt kann dieser Wert sowohl aus Montagegründen als auch aus Passungsgründen (P9 entspricht einer Presspassung) nicht als Anhaltswert dienen. Für eine Passfeder mit Rückenspiel ist eine Passung zwischen Welle und Nabe mit Passung Welle/Nabe H7/k6 [DIN_6892] angegeben. Damit erfolgt die Zentrierung der Nabe auf der Welle über diese Passung.

Da jegliche spielbehaftete Verbindung eine Zentrierung über das Mitnehmerelement ausschließt, wie sie bspw. mit einer Flankenzentrierung bei Zahnwelle-Verbindungen anzutreffen ist, wird auch für spielbehaftete Längsstift-Verbindungen eine Passung H7/k6 für die Verbindung Welle/Nabe empfohlen.

Zylinderstifte ungehärtet nach DIN EN ISO 2338, 1998-02 bzw. gehärtet nach DIN EN ISO 8734, 1998-03 werden in den Passungen $D_S m6$, $D_S h8$ und $D_S h11$ gefertigt. Dies entspricht den genormten Toleranzfeldern für Zylinderstifte nach DIN 7.

Nach DIN 7157 wird eine Passung H7m6 als Treibstift bezeichnet, der mittels Presse oder (schwer) mit Handhammer zu fügen ist. Als Einsatzgebiet werden einmalig aufzubringende Riemenscheiben, Zahnräder sowie Kupplungs-naben angegeben. Eine Passung H7m6 kommt für einen Einsatz im Bereich spielbehafteter Längsstift-Verbindungen demnach nicht in Frage.

Eine Kombination H7/h6 mit einem maximalen Spiel von $22\mu\text{m}$, bezogen auf den untersuchten Wellendurchmesser mit $D_{al} = 32\text{mm}$ sowie eine Kombination H8/h9 mit einem maximalen Spiel $58\mu\text{m}$ wird nach DIN 7157 als Gleitstift bezeichnet. Die Teile sind von Hand verschiebbar. Passungen H6/h8, H7/h8 sowie H8/h8 liegen innerhalb dieses Fensters. Für maximale Übermaße, resultierend aus diesen Passungen, wurden Parameterrechnungen an ausgewählten Verbindungen durchgeführt. Dabei konnte festgestellt werden, dass die Vergleichsspannungen in der Welle mit steigendem Spiel marginal absanken. Für die Nabe ergaben sich minimal ansteigende Werte. Ein mit steigendem Spiel gering ansteigender Wert für die Flächenpressung in der Wellen- und Nabennut erklärt sich mit der minimal geringer werdenden Anlagefläche. Der Verdrehwinkel der Nabe nahm genau um den Betrag des realisierten Spiels zu.

Für eine Längsstift-Verbindung wird empfohlen, eine Passung H6/h8, H7/h8 oder H8/h8 für das System Wellen-/Nabennut - Stift einzuhalten. Dies bietet den Vorteil, nach DIN 7 genormte Stiftgrößen einsetzen zu können.

3.2 Einfluss der Innenbohrung einer Welle auf das Beanspruchungsverhalten der Verbindung

Das Spannungs- und Verformungsverhalten einer längsgenutzten Welle unter reiner Drehmomentbelastung hängt hauptsächlich von der Geometrie der Nuten ab. Im Inneren unterscheidet es sich nicht von der Beanspruchung eines zylindrischen Stabes unter Torsion, die Linien gleicher Torsionsspannung laufen konzentrisch um den Mittelpunkt. Dieser Bereich wird bei den hier betrachteten Längsstiftwellen vom Radius der Stiftnut, mithin dem Durchmesser Verhältnis $\text{Stiftdurchmesser}/\text{Außendurchmesser der Welle}$ $Q_S = D_S/D_{al}$, sowie der

Stiftanzahl, wenngleich in deutlich geringerem Maße, beeinflusst. Je größer Q_S , desto höher die Abweichung von der Kreisform und damit die Beeinflussung des Spannungsverlaufs.

Bild 7 zeigt den Schubspannungsverlauf in Abhängigkeit vom Radius einer Längsstift-Welle.

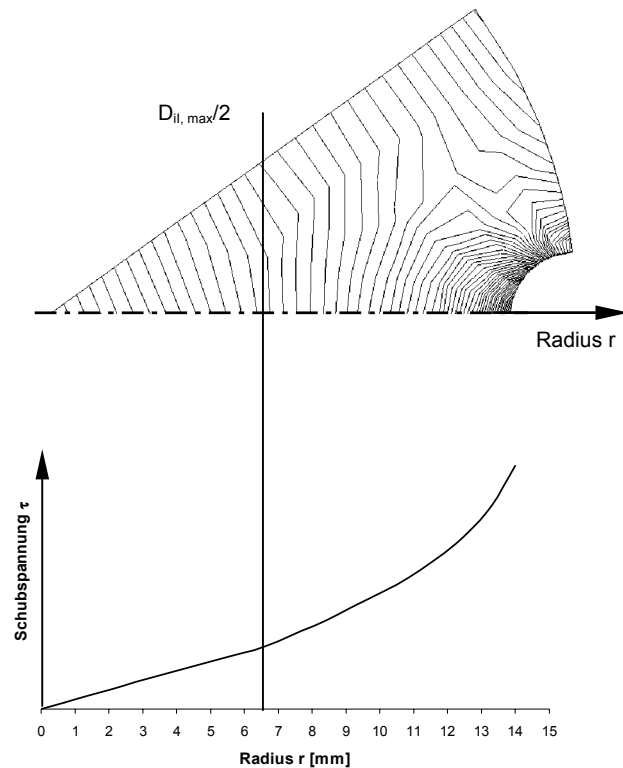


Bild 7: Schubspannungsverlauf in Abhängigkeit vom Radius einer Längsstift-Welle

Von Innen nach Außen wachsen die Schubspannungen in einer torsionsbeanspruchten Welle proportional zum Radius, d.h. der Maximalwert der Spannung tritt an der Außenseite der Welle auf. Analog zu den Vorgängen in einer Zahnwellen-Verbindung kann nun ein Grenzdurchmesser $D_{il,max}$ definiert werden, ab dem die Spannungslinien in einer genutzten Welle nicht mehr konzentrisch um den Wellenmittelpunkt verlaufen. Bis dahin stimmt der Verlauf der Schubspannungen in dieser Welle mit dem Spannungsverlauf in einer ungenutzten Welle gleichen Flächenträgheitsmomentes überein. Betrachtet man beide Wellen im Bereich $D_{il} < D_{il,max}$, verhalten sich auch der Spannungsgradient und die Verdrehung beider Wellen konstant zueinander. Für $D_{il} > D_{il,max}$ ändert sich der Spannungsverlauf, der Spannungsgradient steigt an, bis die Spannung im Nutgrund ihren Maximalwert erreicht (Bild 7).

Wenn von einem Torsionsstab hohe Festigkeit, geringe Verdrehung und geringes Gewicht gefordert werden, ist auf eine Hohlwelle zurückzugreifen. Bei ihr sind die achsnahen Werkstoffpartien, die zur

Festigkeit wenig, zum Gewicht aber viel beitragen, ausgespart. Versieht man also die Welle mit einer zentrischen Bohrung, deren Durchmesser die Bedingung $D_{il} < D_{il, max}$ erfüllt, ist ein unverändertes Beanspruchungsverhalten im Bereich der Nut zu erwarten. **Bild 8** zeigt eine längsgenutete Welle im Übergangsbereich $D_{il} \cong D_{il, max}$. Deutlich ist der beginnende nicht mehr konzentrische Verlauf der Schubspannungen in der Welle zu erkennen.

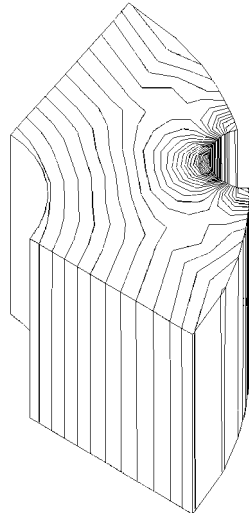


Bild 8: Schubspannungsverlauf einer längsgenuteten Welle im Übergangsbereich

Vergleiche der Beanspruchung an Längsstiftverbindungen mit Voll- und Hohlwelle zeigen, dass die Spannungsüberhöhung am Verbindungsbeginn sowie die Torsionsspannungen im Bereich reiner Torsion unabhängig vom Innendurchmesser der Welle sind, wenn die die Bedingung $D_{il} < D_{il, max}$ eingehalten wird. Gleiches gilt für die Flächenpressung am Verbindungsbeginn sowie die Beanspruchungen im Stift und in der Nabe.

Zur Bestimmung des Grenzdurchmessers $D_{il, max}$ wurde eine große Anzahl Parameterrechnungen mit variierenden Stiftanzahl und Stiftdurchmesser Verhältnis Q_S durchgeführt. Dabei konnte ermittelt werden, dass der Einfluss der Stiftanzahl auf den Grenzdurchmesser erheblich geringer ausfällt, als eine Änderung des Stiftdurchmesser Verhältnisses. Aus diesem Grund erfolgt die Angabe des Verhältnisses Q_I , bis zu dem keine Beeinflussung des Beanspruchungsverhaltens der Verbindung festgestellt wurde, für eine 6-Stift-Verbindung. Diese Angabe liegt auf der sicheren Seite, da sich Verbindungen mit weniger Mitnehmerelementen bei konstantem Q_S geringfügig günstiger verhalten. **Bild 9** zeigt den Verlauf der Grenze für Q_I bei zugehörigen Q_S . Der Bereich unter der Kurve stellt den "siche-

ren" Bereich dar, oberhalb der Kurve erfolgt ein Ansteigen der Beanspruchungen in der Welle.

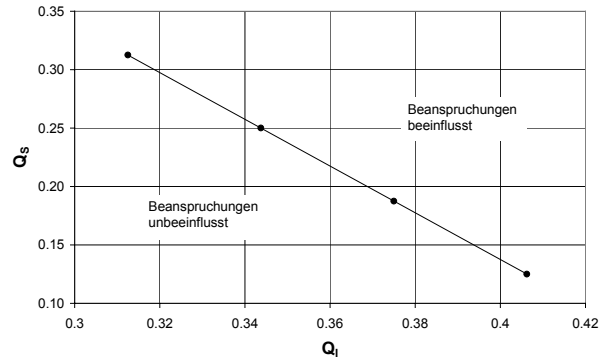


Bild 9: Grenzwerte für Q_I bei zugehörigem Q_S

In **Bild 10** ist der Anstieg der Vergleichsspannung über $Q_{I,max}$ hinaus bis zu einem Verhältnis $Q_I = 0,5$ dargestellt. Dieser Wert stellt eine sinnvolle Einsatzgrenze für eine Hohlwelle in einer Längsstiftverbindung dar, weiterreichende Werte können jedoch extrapoliert werden. Die Vergleichsspannung $\sigma_{V,Hohl}$ wurde auf den Wert der Spannung $\sigma_{V,Voll}$ bei $Q_{I,max}$ (entspricht einer Vollwelle) bezogen.

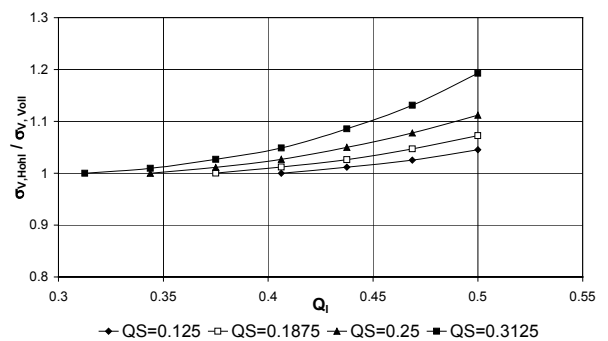


Bild 10: Überhöhung der Vergleichsspannungen am Verbindungsbeginn bei Überschreitung von $D_{il,max}$ bis zu einem Verhältnis $Q_I = 0,5$ für verschiedene Q_S .

4 Auslegungshinweise

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der Parameteruntersuchungen zum Drehmomentübertragungsverhalten Ein- und mehrstiftiger Verbindungen zusammengefasst.

- Stiftdurchmesser/Stiftanzahl: Mit zunehmender Stiftanzahl steigt die Vergleichsspannung im Bereich reiner Torsion (vor Verbindungsbeginn) ebenso wie bei konstanter Stiftanzahl mit Zunahme des Stiftdurchmessers. Beide Parameter beeinflussen ebenfalls die Vergleichsspannungsüberhöhung am Verbindungsbeginn. Eine Auswahlhilfe gibt **Bild 11**.

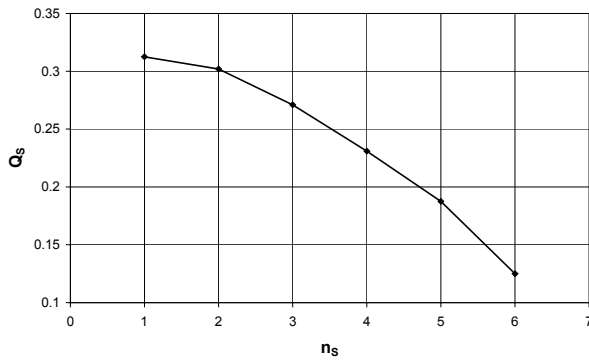


Bild 11: Verlauf der für die Wellenbeanspruchung optimalen Kombination Stiftdurchmesser-verhältnis Q_S und Stiftnzahl n_S . Der Graph beschreibt einen Überhöhungsfaktor = 1.

- **Verbindungsbreite:** Für Stiftnzahlen $n_S = 1$ bis $n_S = 3$ ist ein erheblich größerer Einfluss auf die Vergleichsspannungsüberhöhung in der Welle zu konstatieren als bei darüber hinaus gehenden Stiftnzahlen. Mit steigender Stiftnzahl sinkt auch das optimale Breitenverhältnis immer weiter ab, bis es bei ca. $l_f/D_{al} = 0,625$ einen konstanten Wert annimmt. Als Konstruktionshinweis kann ein Bereich für die Verbindungsbreite einer Längsstiftverbindung von ($n_S = 1$) $1,5 \cdot l_f \geq l_{f,opt} \geq 0,6 \cdot l_f$ ($n_S = 6$) empfohlen werden. Je nach Stiftmaterial können jedoch abweichende Verbindungsbreitenverhältnisse auftreten.
- **Nabenaußendurchmesser:** Ab einem Nabenaußendurchmesserverhältnis $Q_A \leq 0,5$ ist für $Q_S = 0,125$ kein Einfluss mehr festzustellen. Mit $Q_S = 0,125$ ist die Realisierung dünner Nabewandstärken möglich. Der Einfluss einer verminderten Restwandstärke der Nabe auf die Nabenvergleichsspannung zeigt **Bild 12**.

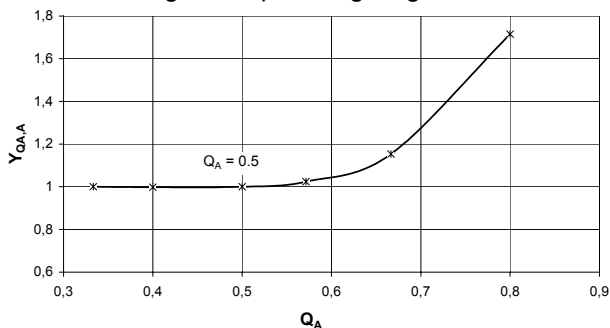


Bild 12: Einfluss des Nabenaußendurchmessers auf die Vergleichsspannung in der Nabenut

- **Stiftüberstand:** Ein Stiftüberstand am Verbindungsbeginn führt zu einer leicht verminderten Wellenbeanspruchung, jedoch steigt die Na-

benbeanspruchung deutlich stärker. Bis zu $l_{Ü} / D_{al} = 0,3$ erfolgt ein Angleich der Beanspruchungen in Welle und Nabe, darüber hinaus wird die Nabe erheblich stärker beansprucht.

- **Hohlwelle:** Bei Einsatz einer Hohlwelle gilt: Bei $D_{il} \leq D_{imax}$ erfolgt kein Einfluss der Beanspruchungen (Bild 9). Bei Verhältnissen bis $Q_I = 0,5$ sind die Werte aus Diagramm (Bild 10) zu berücksichtigen.
- **Stiftform:** kein negativer Einfluss bei Abrundung am Verbindungsbeginn, positiver Einfluss auf die Welle bei Verwendung nierenförmiger Stifte. Hier ist jedoch der Fertigungsaufwand zu berücksichtigen.
- **weiches Stiftmaterial:** Die Beanspruchungen lassen sich bei Verbindungen mit großen Spannungsüberhöhungen vermindern.

Zeichen und Benennungen

| | |
|----------------|--|
| D_{aA} | Außendurchmesser des Außenteils (Nabe) [mm] |
| D_{al} | Außendurchmesser des Innenteils (Welle) [mm] |
| D_{iA} | Innendurchmesser des Außenteils ($\approx D_{al}$) [mm] |
| D_{il} | Innendurchmesser des Innenteils [mm] |
| D_{imax} | maximaler Bohrungsdurchmesser einer Hohlwelle, bis zu dem keine Beeinflussung stattfindet [mm] |
| D_S | Stiftdurchmesser [mm] |
| l_f | Verbindungsbreite [mm] |
| n_S | Anzahl der Mitnehmerelemente [-] |
| Q_A | Durchmesserverhältnis des Außenteils ($= D_{iA}/D_{aA}$) [-] |
| Q_I | Durchmesserverhältnis des Innenteils ($= D_{il}/D_{al}$) [-] |
| Q_S | Durchmesserverhältnis Stiftdurchmesser/Außendurchmesser des Innenteils ($= D_S/D_{al}$) [-] |
| $Y_{Q_A,A}$ | Einflussfaktor Nabenaußendurchmesser [-] |
| σ_V | Vergleichsspannung nach GEH [N/mm ²] |
| $\sigma_{V,I}$ | Vergleichsspannung nach GEH in der Wellennut [N/mm ²] |
| $\tau_{n,I}$ | Torsionsnennspannung der ungeschwächten Welle [N/mm ²] |

Auslegung und Gestaltung von Welle-Nabe-Verbindungen

Schäfer, G. et al.

Welle-Nabe-Verbindungen sind als leistungsübertragende Maschinenelemente nahezu in allen antriebstechnischen Konstruktionen eingesetzt. Das Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU Clausthal ist spezialisiert auf Zahnwellen-Verbindungen, Längsstift-Verbindungen und einige Sonderfälle von Pressverbindungen.

In most of the constructions for drive technology are shaft-hub-connections used. This area of machine elements is the first topic in research work of the IMW. Either if it is a gearshaft or a press fit connection for special applications.

1 Einleitung

Die von Dietz an der TU Darmstadt begonnenen Forschungsarbeiten zur Berechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen, wurden von ihm, nach seiner Berufung an die TU Clausthal, in zahlreichen FVA- und DFG-Vorhaben engagiert weiterbetrieben. Als Ergebnis dieser, über Jahrzehnte gewonnenen Erkenntnisse, steht heute die Berechnungsnorm DIN 5466 für Passverzahnungen zur Verfügung.

Für die weiteren am IMW untersuchten Welle-Nabe-Verbindungen sind entsprechende Berechnungsvorschläge erarbeitet worden, die im Rahmen der Gemeinschaftsforschung entsprechend publiziert werden.

2 Zahnwellen-Verbindungen

Zur Übertragung von Drehmomenten bei gleichzeitiger axialer Verschiebbarkeit von Welle und Nabe werden häufig Zahnwellen-Verbindungen mit Profilen nach DIN 5480 eingesetzt. Die große Anzahl im Eingriff befindlicher Formelemente (Zahnpaare) ermöglicht die Übertragung hoher Drehmomente bei geringen Nabenaußendurchmessern. Kostengünstige Anwendungen erschließen sich insbesondere bei Herstellung großer Stückzahlen mittels spanender und vor allem spanloser Herstellungsverfahren.

Bisherige – z.T. stark vereinfachte – Berechnungsansätze für Mitnehmerverzahnungen wie die Berechnung auf Basis einer zulässigen Flankenpres-

sung berücksichtigen das elastische Zusammenspiel von Welle und Nabe auf dem Lastleitungsweg nicht. Besondere Effekte der Lasteinleitung in solche Verbindungen werden meist noch hinter die Betrachtung der ungleichmäßigen Lastverteilung über der Länge und dem Umfang dieser formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung gestellt. Charakteristisch für die Lastverteilung ist das komplexe Passungssystem der Zahnwellen-Verbindungen.

Die Dimensionierung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen erfolgt nach DIN 5466 auf zwei prinzipiell verschiedene Ausfallursachen:

- Verschleiß und Gewalt- oder Dauerbruch, vgl. Bild 1. Das verschleißbedingte Abtragen von Zahnflankenbereichen führt zu einer Spiel- und Exzentrizitätsvergrößerung und damit zum 'Aufbrauchen' der Formschlüsselemente.
- Durch die geometriebedingten Kerben entstehen Spannungsüberhöhungen, die bei statischer Last zum Gewaltbruch und bei dynamischer Beanspruchung zum Dauerbruch der Verbindung führen.

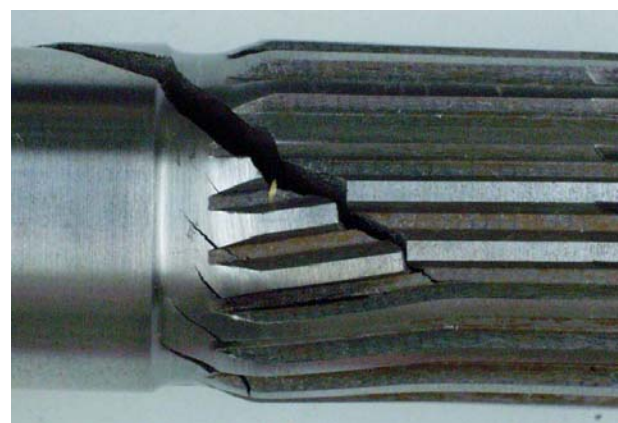
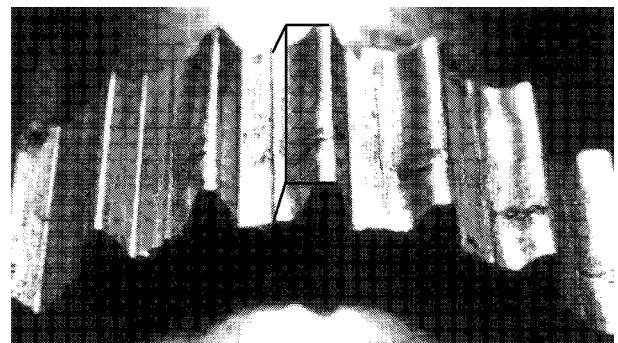


Bild 1: Verschleiß- und Torsionsdauerbruch-Schaden an Zahnwellen-Verbindungen

Die Analyse vieler Zahnwellenbrüche führte zu folgenden Ergebnissen:

- Bei Gewalt- und Dauerbrüchen beginnen die Anrisse meist in der Kerbe im Zahnfuß direkt am Verbindungsrand oder an einem Ort in unmittelbarer Nähe des Verbindungsrandes innerhalb der Verbindung.
- Das Verformungsverhalten der Verbindung und insbesondere der Steifigkeitssprung an den Verbindungsändern bewirken eine ungleichförmige Beanspruchungsverteilung über der Verbindungslänge mit einer Lastüberhöhung am Verbindungsanfang, vgl. Bild 3.
- Weitere Belastungsspitzen entstehen durch verzahnungsgeometrisch bedingte Kerbwirkungen am Zahnfuß von Welle und Nabe, vgl. Bild 2. An der Lasteinleitungsstelle resultiert aus der Überlagerung der einzelnen Spannungsmaxima ein komplizierter dreiachsiger Spannungszustand, der den Dauerbruch fördern kann, kritisch ist in diesem Fall der Verzahnungsauslauf. Abhängig von dessen geometrischer Gestaltung und Herstellverfahren sind hier Unterschiede im Formfaktor von ca. 2 zu erwarten.

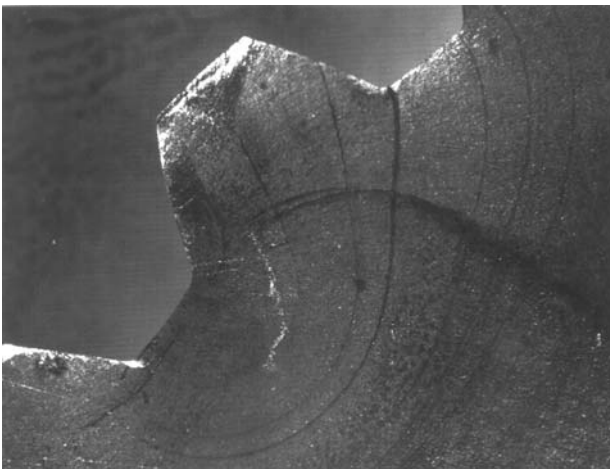


Bild 2: Zahnwellendauerbruch mit Rißbeginn im Zahnfuß

2.1 Beanspruchungsverhalten von Zahnwellen-Verbindungen

Zur Klärung des Spannungs- und Verformungsverhaltens von Zahnwellen-Verbindungen unter Drehmomentbelastung wurden umfangreiche dreidimensionale Finite-Elemente-Kontaktrechnungen durchgeführt.

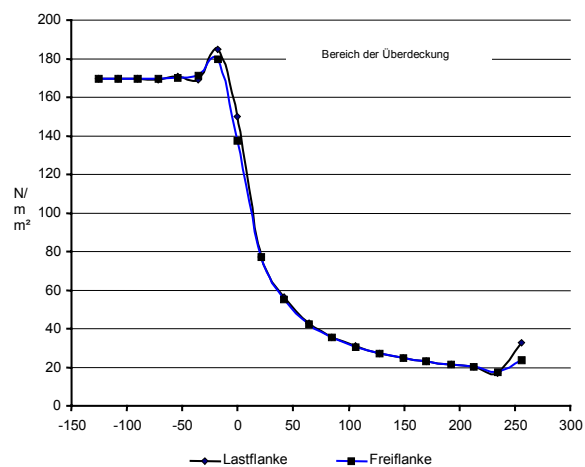
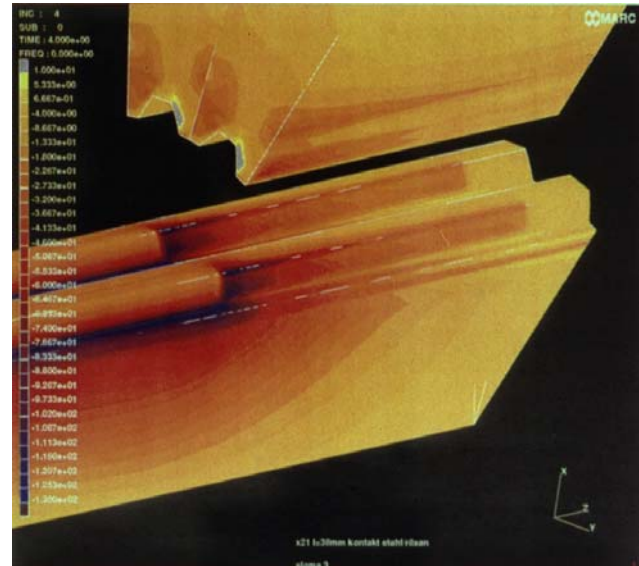


Bild 3: Spannungsverteilung in einer Zahnwellen-Verbindung

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Form von GeometrieKennzahlen in die Überarbeitung der Berechnungsvorschriften nach DIN 5466 eingeflossen.

In verschiedenen Untersuchungen wurde gezeigt, dass sich mit Verwendung größerer Verbindungsbreiten als $b=0,5 \cdot d_B$ die maximalen Zahnfußspannungen nur noch unwesentlich reduzieren lassen. In Bezug auf die Wellenzahnfußbeanspruchung liegt bei Drehmomentbelastung das optimale Verhältnis Verbindungsbreite zu Bezugsdurchmesser bei $b/d_B=0,6$. Nach Kenntnisstand des Verfassers werden in vielen Anwendungsfällen deutlich zu lange Verbindungen $b/d_B > 1$ gefertigt. Für die Ausnutzung der Verbindungsbreite kann die von Herrn Huber vorgeschlagene Flankenlinienkorrektur genutzt werden, die sich an der elastischen Verdrehlinie des Torsionsstabes orientiert. Durch diese geometrische Korrektur wird eine gleichmäßigere Lastverteilung über der Verbindungsbreite erreichbar. Eine andere extreme Verzahnungsgeometrie, die in großer Stückzahl produziert wird ist die In-

nenverzahnung von Kupplungslamellen u.ä.. Die Lastverteilung über der Verbindungsbreite ist in diesem Fall gemäß Bild 4 deutlich günstiger. Für die Welle bleibt aber das Problem der extremen Spannungskonzentration am Verbindungsanfang erhalten. Hier sind spezielle Maßnahmen am Verzahnungsauslauf der Wellenverzahnung notwendig. Die Vergleichsspannung im Zahnfuß der Welle ist für eine Verbindung mit mittlerer Zähnezahl ($d_B=45\text{mm}$, $z=20$) und Verbindungsbreiten von $b/d_B = 0,05$ und $0,5$ in Bild 4 dargestellt.

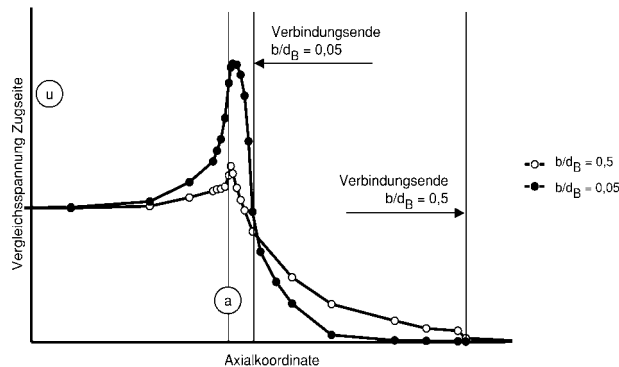


Bild 4: Vergleich der Zahnfußspannung in der Welle über der Verbindungsbreite für verschiedene Breiten/Bezugsdurchmesserhältnisse b/d_B

3 Längsstift-Verbindungen

Längsstiftverbindungen bestehen aus axial am Umfang angeordneten Stiften als Mitnehmerelemente, vgl Bild 1. Die Stifte können dabei nach Anzahl und Anordnung variieren.

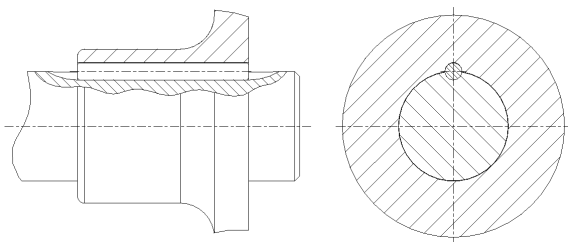


Bild 5: Längsstift als Mitnehmerelement in einer Welle-Nabe-Verbindung

Unterlagen zur Auslegung spielbehafteter Längsstiftverbindungen existieren nicht. Es erscheint aber zulässig, die Angaben für spielfreie Verbindungen als Anhaltspunkte zu verwenden. Auch diese Auslegungshinweise fallen aber sehr kurz aus. Am Institut für Maschinenwesen wurden im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsprojektes erste Dimensionierungsgrundlagen für spielbehaftete Längsstiftverbindungen erarbeitet.

3.1 Ermittlung von Torsionsformzahlen

Auf Grund des Mangels an Erkenntnissen über die Gestalt- und Dauerfestigkeit von Wellen und Naben, die durch eine bzw. mehrere halbkreisförmige Nuten in axialer Richtung geschwächt sind, konzentrierten sich die Arbeiten zunächst auf die Ermittlung von Formzahldiagrammen für Welle und Nabe mit Hilfe der Finiten-Element-Methode. Dazu wird die höchste, in der FE-Rechnung ermittelte Kerbspannung zur analytisch berechneten Spannung im ungestörten Querschnitt ins Verhältnis gesetzt:

$$\alpha_k = \frac{\text{maximale Kerbspannung aus FEM}}{\text{Nennspannung, rechnerisch}} \quad (1)$$

Diese Methodik wurde für die wellen- und nabe-seitige Nut bei verschiedenen Geometrievariationen durchgeführt:

- **Welle:** Verhältnis von Stiftdurchmesser zu Wellendurchmesser D_S/D_{al} ; Anzahl der Mitnehmerelemente n_S
- **Nabe:** Verhältnis von Nabenaußendurchmesser zu Wellendurchmesser D_{aA}/D_{al} bei verschiedenen D_S/D_{al} ; Anzahl der Mitnehmerelemente

Zur Klärung der Einspann- und Lastbedingungen wurde zunächst für jeweils eine ungeschwächte Geometrie analytisch und mittels FEM die Beanspruchung ermittelt. Die gewählten Randbedingungen in Anlehnung an hatten maximale Abweichungen zur analytischen Rechnung von $< 1\%$ zur Folge, d.h. es wurde eine ausreichend hohe Genauigkeit sicher gestellt. Die Lage der Stifte wurde so angesetzt, dass der Fugradius zwischen Welle und Nabe durch den Stiftmittelpunkt verläuft. Anschließend erfolgten die Parameterrechnungen unter Anwendung dieser Randbedingungen. Bild 6 zeigt das Formzahldiagramm der Welle für Torsion.

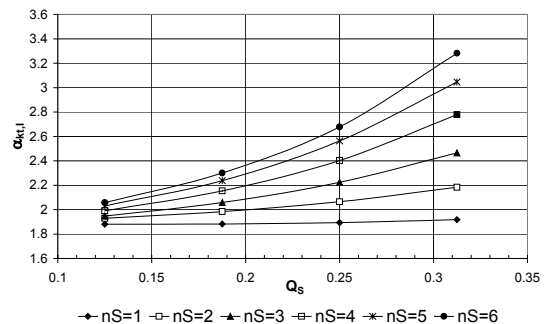


Bild 6: Torsionsformzahl für die Welle für verschiedene Verhältnisse D_S/D_{al} und verschiedene n_S

Es ist zu bemerken, dass, obwohl mit steigendem Verhältnis D_S/D_{al} der Kerbradius zunimmt und somit

günstiger ausfällt, ein Ansteigen der Formzahlwerte eintritt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Einfluss der verminderten tragenden Querschnittsfläche den Einfluss des vergrößerten Radius der Kerben überwiegt.

3.2 Einfluss der Verbindungsbreite auf die Wellenbeanspruchung

Die wenigen verfügbaren Quellen geben als Anhaltswert zur Dimensionierung einer Längsstiftverbindung ein Verhältnis von Verbindungslänge zu Wellendurchmesser l_f/D_{al} von 1 bis 1,5 an. Umfangreiche Untersuchungen an Zahnwellenverbindungen zeigten jedoch, dass ab einem Verhältnis $b/d_B > 0,6$ (b : Verbindungsbreite, d_B : Bezugsdurchmesser) die durch den Steifigkeitssprung am Verbindungsbeginn hervorgerufene maximale Beanspruchung am Verbindungsanfang nicht mehr reduziert werden kann. Zu berücksichtigen ist jedoch die Anzahl der Mitnehmerelemente, die im Fall der Längsstift-Verbindung mit $n_S = 1$ beginnt. Aus dieser Überlegung heraus wurde das Parameterfenster l_f/D_{al} von 0,4 bis 1,5 gewählt. Bild 7 zeigt das Ergebnis für eine 1-Stift-Verbindung.

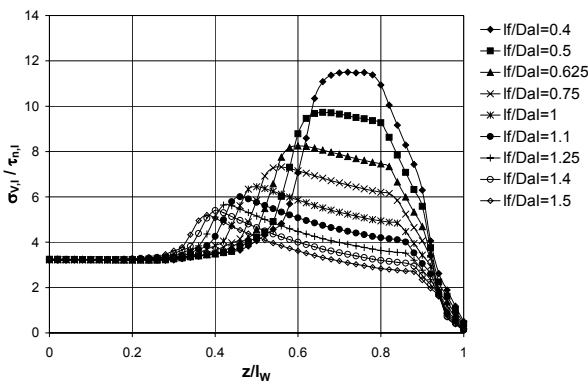


Bild 7 Verlauf der Vergleichsspannung im Nutgrund der Welle für $n_S = 1$ und verschiedene Verhältnisse l_f/D_{al} ; $Q_S = 0,125$, $Q_{Al} = 0,5 = \text{const.}$

Man erkennt einen übereinstimmenden Vergleichsspannungsverlauf für alle Verhältnisse l_f/D_{al} im ungestörten Bereich der Welle, also vor dem Verbindungsbeginn. Mit Verbindungsbeginn schließt sich ein Bereich deutlicher Spannungsüberhöhung an. Mit Verlängerung der Verbindungsbreite kommt es zu einer deutlichen Reduzierung der Spannungsüberhöhung. Für Stifanzahlen $n_S = 1$ bis $n_S = 3$ konnte ein erheblich größerer Einfluss auf die Vergleichsspannungsüberhöhung festgestellt werden als für darüber hinaus gehende Stifanzahlen. Mit steigender Stifanzahl sinkt auch das optimale Breitenverhältnis immer weiter ab, bis es bei ca. $l_f/D_{al} = 0,625$ einen konstanten Wert annimmt. Als Konstruktionshinweis kann ein Bereich für die Ver-

bindungsbreite einer Längsstiftverbindung ($n_S = 1$) $1,5 l_f \geq l_{f,opt} \geq 0,625 \cdot l_f$ ($n_S = 6$) empfohlen werden.

3.3 Einfluss der Stifanzahl auf die Beanspruchung der Verbindung

Berechnet man die Beanspruchung nach einer der in der Literatur angegebenen Gleichungen, stellt sich unmittelbar die Frage nach einer Erhöhung der Anzahl der Mitnehmerelemente. Auf diese Weise ließe sich bspw. rechnerisch am einfachsten die auftretende Flächenpressung durch Erhöhung der übertragenden Fläche vermindern. Lasteinleitungseffekte, welche sich lokal auf das Beanspruchungsverhalten am Verbindungsbeginn bzw. im Bereich reiner Torsion einstellen, bleiben jedoch dabei unberücksichtigt.

Bei Betrachtung der Vergleichsspannung der Welle (vgl. Bild 7) fällt die zunächst nur unwesentlich differierende Spannung im Bereich ungestörter Torsion auf. Die stark unterschiedlichen Ausprägungen der sich anschließenden Spannungsüberhöhung lassen sich mit der mit zunehmender Stifanzahl sinkenden Querschnittsfläche erklären, welche eine höhere Steifigkeit bei kleiner Stifanzahl zur Folge hat. Weiterhin ist zu erkennen, dass das Maximum mit steigender Stifanzahl aus der Verbindung heraus vor den Verbindungsbeginn wandert.

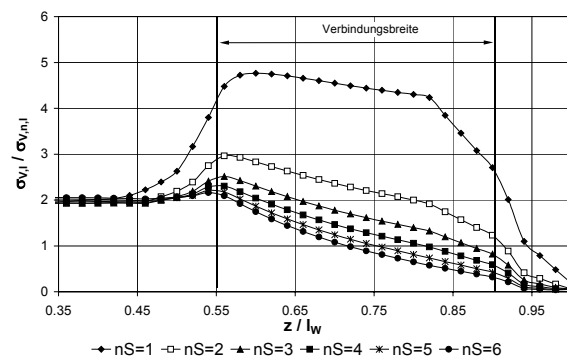


Bild 8: Einfluss der Stifanzahl auf die Wellenbeanspruchung. $Q_S = 0,125$, $l_f/D_{al} = 0,625$; $Q_A = 0,5$

Die Überhöhung nimmt mit zunehmender Stifanzahl sichtbar ab, bis sich bei $n_S=6$ nahezu ein Gleichgewicht zwischen dem Bereich ungestörter Torsion und dem Verbindungsbeginn einstellt. Dies deutet auf eine gleichmäßige Beanspruchung der Welle hin, was bei der Auswahl der Stifanzahl berücksichtigt werden sollte. Zusätzlich ist in diesem Zusammenhang der Stiftdurchmesser zu berücksichtigen, wie im Folgenden noch gezeigt wird.

3.4 Einfluss des Stiftdurchmessers auf die Beanspruchung der Verbindung

Die Änderung der Stiftnzahl stellt nicht die einzige Möglichkeit dar, bei konstantem Verbindungsbreiten- sowie Nabenaußendurchmesser Verhältnis das Übertragungsverhalten zu beeinflussen. Eine Vergrößerung des Stiftdurchmessers bewirkt ebenfalls einen direkten Einfluss auf die Verbindung. Im Folgenden werden die Untersuchungen zur Variation des Stiftdurchmessers auf die Verbindung vorgestellt.

Die wenigen in der Literatur angegebenen Hinweise zur Dimensionierung einer Längsstift-Verbindung gehen von einem Verhältnis Stiftdurchmesser zu Wellendurchmesser $Q_S = 0,12$ bis $Q_S = 0,16$ aus. Ausgehend von dieser Empfehlung erfolgte eine Untersuchung des Einflusses des Stiftdurchmessers auf die Verbindung im Bereich $Q_S = 0,125$ bis $Q_S = 0,3125$. Den Spannungsverlauf im Kerbgrund der Welle zeigt Bild 9.

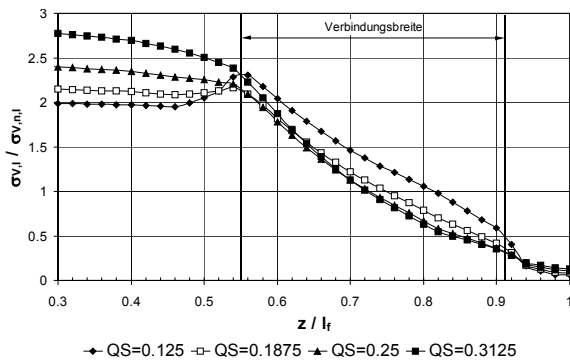


Bild 9: Einfluss des Stiftdurchmessers auf die Wellenbeanspruchung. $n_S = 4$, $l_f/D_{al} = 0,625$, $Q_A = 0,5$

Durch die Erhöhung des Stiftdurchmessers wird auf der einen Seite die Spannungsspitze am Verbindungsanfang abgebaut, gleichzeitig wird aber auch der Querschnitt der Welle geschwächt, so dass die Spannungen vor dem Kontakt deutlich steigen. Bei einem Verhältnis $Q_S = 0,1875$ kommt es bei einer Verbindung mit 4 Stiften dazu, dass die Spannungen vor und im Kontakt nahezu gleich sind.

3.5 Zusammenfassung

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der Parameteruntersuchungen zum Drehmomentübertragungsverhalten Ein- und mehrstiftiger Verbindungen zusammengefasst.

- Stiftdurchmesser/Stiftnzahl: Mit zunehmender Stiftnzahl steigt die Vergleichsspannung im Bereich reiner Torsion (vor Verbindungsbeginn) ebenso wie bei konstanter Stiftnzahl mit Zunahme des Stiftdurchmessers. Beide Parameter beeinflussen ebenfalls die Vergleichsspan-

nungsüberhöhung am Verbindungsbeginn. Eine Auswahlhilfe gibt Bild 10.

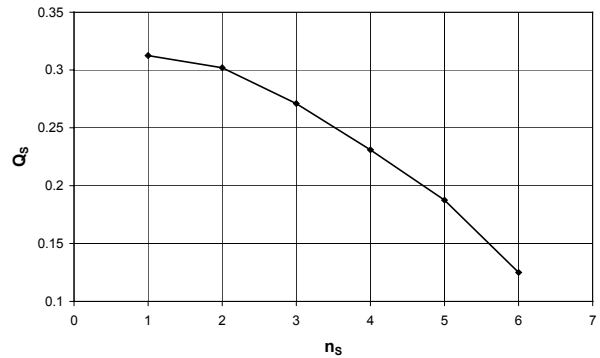


Bild 10: Verlauf der für die Wellenbeanspruchung optimalen Kombination Stiftdurchmesser Verhältnis Q_S und Stiftnzahl n_S . Der Graph beschreibt einen Überhöhungsfaktor = 1.

- Für Stiftnzahlen $n_S = 1$ bis $n_S = 3$ ist ein erheblich größerer Einfluss der Verbindungslänge auf die Vergleichsspannungsüberhöhung zu konstatieren als für darüber hinaus gehende Stiftnzahlen. Als Konstruktionshinweis kann ein Bereich für die Verbindungsbreite einer Längsstiftverbindung von $(n_S = 1)$ $1,5 \cdot l_f \geq l_{f,opt} \geq 0,6 \cdot l_f$ ($n_S = 6$) empfohlen werden.

4 Geschwächte Pressverbindungen

Die zweite große Gruppe der Welle-Nabe-Verbindungen sind die reibschlüssigen Verbindungen, zu denen auch die noch nachfolgend behandelten IHF-Verbindungen und Druckkämme gehören. Das erste Beispiel nach dem Prinzip des Reibschlusses ist der Schrumpfverband der häufig durch konstruktiv bedingte Diskontinuitäten, wie Radialbohrungen (z.B. bei Pressölverbänden) oder exzentrische Axialbohrungen in Welle und Nabe (z.B. für Schmier- und Druckmittelzufuhr bei Kupplungen, Flanschbohrungen, Schraubenbefestigungen bei Spannringverbindungen usw.), gestört ist. Diese Störungen bedingen einerseits eine örtliche Spannungszunahme und damit eine Begrenzung der übertragbaren Lasten infolge Kerbwirkung, andererseits verursachen diese Störungen eine Änderung des elastischen Verhaltens beim Schrumpfverband - der effektive Paßfugendruck sinkt gegenüber einer rotationssymmetrischen Verbindung mit gleichem Übermaß und die Umstände, die zur Reibkorrosionsschädigung führen, werden ungünstig beeinflusst.

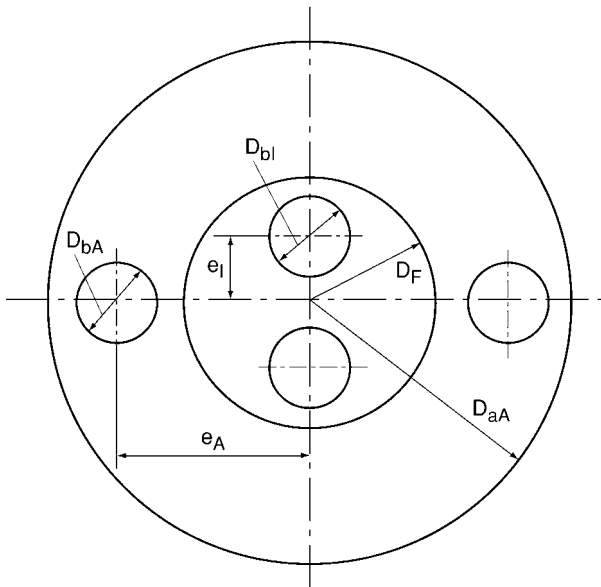


Bild 11: Geometrische Beziehungen an einer Pressverbindung mit axialen Schwächungen

4.1 Elastische Auslegung geschwächter Pressverbindungen

Zur Ermittlung der Beanspruchungen und Übertragungseigenschaften im elastischen Bereich sind am IMW umfangreiche Untersuchungen durchgeführt worden, deren Ergebnisse in Kennzahlendiagrammen dargestellt sind.

Zur Auslegung der geschwächten Verbindung auf Basis der bekannten Ansätze für rotationssymmetrischen Verbindung wird die maximale Spannung unter Einführung einer Formzahl α_k berechnet. Für die Bestimmung der Übertragungsfähigkeit eines geschwächten Pressverbandes wurde die Übertragungsfähigkeitskennzahl η abgeleitet.

4.1.1 Welle mit Axialbohrungen

a) ebene Probleme

Die maximalen Bohrungsrandspannungen für Wellen mit einer Axialbohrung liegen bei am zur Fugenfläche nächstliegenden Punkt des Bohrungsrandes (vgl. Bild 11). Bei Wellen mit mehreren Bohrung wird die Formzahl α_k wesentlich durch den Bohrungsabstand beeinflusst. Bei kleinen Bohrungsabständen liegen die maximalen Randspannungen am nächstliegenden Punkt zur Nachbarbohrung bzw. an den Verbindungslinien der Bohrungsmitteln.

Zahlreiche Untersuchungen ergaben bei ingenieurmäßiger Vereinfachung, dass der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} praktisch unabhängig von der Exzentrizität e_l und der Montagereibungszahl $\mu_{montage}$ ist, er wird nur vom gesamten Bohrungsquerschnitt $n\pi r_{bI}^2$ beeinflusst. Die Anwendbarkeit findet

dann eine Grenze, wenn die Restwandstärke einer Bohrung so klein ist, dass es zu plastischen Verformungen kommt.

b) räumliche Probleme

Zu den bisher bekannten Abhängigkeiten kommen bei den räumlichen Problemen noch die aus den axialen Spannungen und Geometrieänderungen herrührenden Einflüsse, die sich infolge der dreidimensionalen Spannungszustände mit Verformungsbehinderung kerbverschärfend auswirken.

Räumliche FEM-Untersuchungen ergaben, dass die Beanspruchungen am Bohrungsrand (Nabenstirnfläche) mit hinreichender Genauigkeit den Gleichungen des ebenen Ansatzes genügt, während die Spannungen des Bohrerkegels mit dem Bohrungsinnenrand nahezu unabhängig von der Bohrungstiefe und immer kleiner als an der Stirnfläche sind. Die Kerbwirkung aufgrund der Geometrie des Bohrerkegels bewirkt an der Spitze des Bohrerkegels ein sehr hohes Spannungsmaximum, das sehr schnell abklingt und keine Beziehung zu den übrigen geometrischen Beziehungen hat.

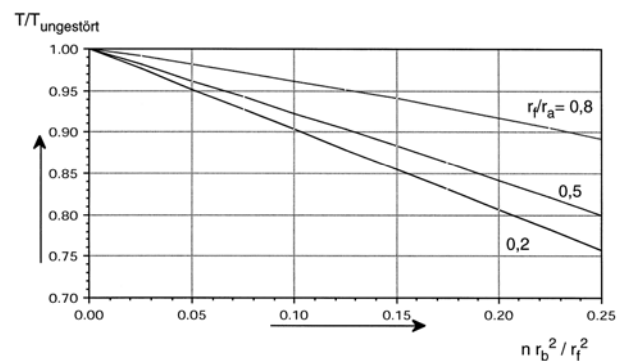


Bild 12: Übertragungsfähigkeit für Wellen mit Axialbohrungen

Bei der Beurteilung der Übertragungsfähigkeit ist im räumlichen Fall auch die Veränderung der Fugendruckverteilung über der Tiefe der Nabe zu berechnen. In einem ingenieurmässigen Ansatz kann man dabei unterscheiden zwischen einem ungestörten Bereich, der von den Bohrungen nicht erfaßt wird, und dem Bohrungsbereich. Die einfache Addition dieser beiden Bereiche führt zur Übertragungsfähigkeit der axial ungleichmässig geschwächten Pressverbindung.

4.1.2 Nabe mit Axialbohrungen

Die an den Wellen mit Axialbohrungen gezeigten Zusammenhänge der Beanspruchungs- und Fugendruckverteilung lassen sich von den physikalischen Zusammenhängen her auch auf Naben mit Axialbohrungen für ebene und räumliche Fragestellungen übertragen. Die maximalen Bohrungs-

randspannungen der durch Axialbohrungen geschwächten Nabe liegen immer an dem zur Fügefläche nächstliegenden Punkt des Bohrungsrandes. Bei Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers D_{bA} nimmt die Formzahl α_k zu.

4.1.3 Nabe mit Radialbohrungen

Die maximalen Bohrungsrandspannungen liegen immer bei dem zur Stirnfläche am nächsten liegenden Punkt des Bohrungsrandes an der Fügefläche (Bild 13, Punkt A). Ebenso wie bei Naben und Wellen mit Axialbohrungen spielt die minimale

Wandstärke t_{bs} die entscheidende Rolle. Bohrungen nahe der Stirnfläche verursachen starke Spannungserhöhungen am Bohrungsrand.

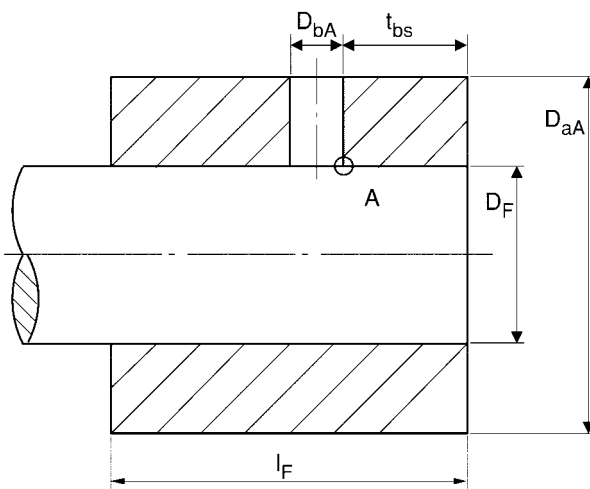


Bild 13: Geometrische Bezeichnungen an Naben mit Radialbohrungen

Bei der Übertragungsfähigkeit ist zu beachten, dass die auf der Fügefläche auftreffenden Bohrungen „Leerstellen“ darstellen, die bei der Berechnung der Übertragungsfähigkeitskennzahl η durch den Fugenleergrad λ_F berücksichtigt werden müssen.

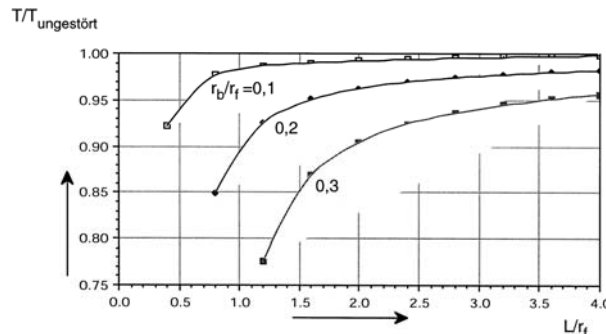


Bild 14: Übertragungsfähigkeit von Naben mit einer Radialbohrung

Bild 14 zeigt die Übertragungsfähigkeit für Naben mit zwei Radialbohrungen. Die Untersuchungen führen auch hier zu der Erkenntnis, dass der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} und das übertragbare

Drehmoment T unabhängig von der Montagebedingung sind.

Erfolgt die Anwendung als Pressölverband, wird durch das zugeführte Pressöl eine Druckbelastung in der Radialbohrung hervorgerufen, die mit einer Aufweitung und einer ungünstigen Belastungswirkung auf die Nabe verbunden ist. Die entsprechende Festigkeitsberechnung muss daher den Belastungsfall der Nabe in gefügtem Zustand mit Öl-druck in der Ölbohrung erfassen.

4.2 Teilplastische Auslegung geschwächter Pressverbindungen

Zur Steigerung der Übertragungsfähigkeit werden in vielen Fällen teilplastische Verformungen an Maschinenelementen zugelassen, ohne dass durch das Überschreiten der Elastizitätsgrenze mit einem sofortigem Ausfall der Verbindung gerechnet werden muss.

Da teilplastische Probleme nichtlinear sind, sind die eingangs vorausgesetzten Bedingungen für eine dimensionslose Darstellung der Ergebnisse nicht mehr gegeben. Für die teilplastische Auslegung kann jedoch näherungsweise eine dimensionslose Darstellung erreicht werden, wenn bei ausreichender Stützwirkung der verbleibenden elastischen Gebiete die Verschiebungen und Verzerrungen der plastischen Zone die gleiche Größenordnung wie in der elastischen Zone aufweisen, die Untersuchungen beschränken sich daher auf kleine plastische Verformungen.

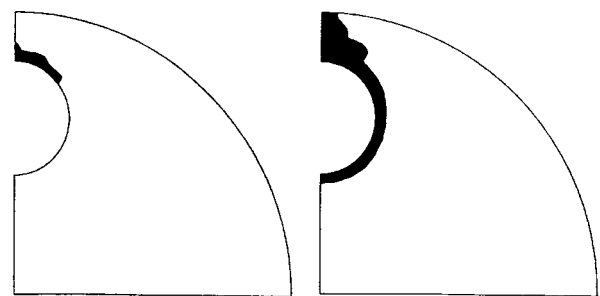


Bild 15: Plastische Zonen einer Welle mit zwei Axialbohrungen ohne Montagereibung; $r_b/r_f=0,2$; $e/r_f=0,625$; $Q_N=r_f/r_a=0,5$

Bild 15 zeigt am Beispiel einer durch Axialbohrungen geschwächten Welle ohne Montagereibung die plastischen Zonen bei zunehmendem Übermaß. Die vom Bohrungsrand mit der höchsten Spannung ausgehende plastische Zone nimmt mit steigendem Übermaß zu und erreicht schließlich im Grenzfall die Fügefläche. Bei mehreren Bohrungen können sich auch die plastischen Zonen treffen.

Für das in Bild 15 abgebildete Beispiel zeigt Bild 16 den auf die Streckgrenze bezogenen durchschnittlichen Fugendruck \bar{p} in Abhängigkeit vom auf die elastische Grenzdehnung ε_f bezogenen Übermaß \bar{u} .

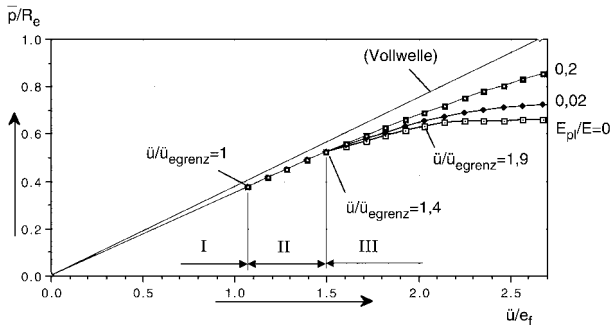


Bild 16: Fugendruck-Übermaß-Verhältnis einer Welle mit zwei Axialbohrungen ohne Montagereibung; $r_b/r_f=0,2$; $e/r_f=0,625$; $Q_N=r_f/r_a=0,5$

Hieraus kann folgendes abgeleitet werden:

- Solange die maximale Bohrungsrandspannung σ_{vmax} kleiner als die Streckgrenze R_e ist, wird die Welle rein elastisch beansprucht (Bereich I, Bild 16).
- Mit σ_{vmax} wird die Welle teilplastisch beansprucht. Solange die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen Nachbarbohrungen nicht vollplastisch beansprucht ist, weicht der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} nur „geringfügig“ von der Linearität zum Übermaß \bar{u} ab (Bereich II). Durch die Stützwirkung der verbleibenden elastischen Zone behält die plastische Dehnung ε_{pl} am Bohrungsrand die gleiche Größenordnung wie die Dehnung an der Streckgrenze ε_f . Im Vergleich zur rein elastischen Auslegung kann sich die Übertragungsfähigkeit in diesem Beispiel mit zulässigen plastischen Verformungen um 40% vergrößern.
- Mit Erreichen der vollplastischen Durchverformung krümmen sich die Fugendruck-Übermaß-Linien stärker mit abnehmendem Verfestigungsersatzmodul E_{pl} (Bereich III).

Ingenieurmäßig von wichtiger Bedeutung ist der teilplastische Bereich zwischen der rein elastischen Grenzbelastung und dem merklichen Abweichen von der linearen Fugendruck-Übermaß-Linie (Bereich II). Durch die ausreichende Stützwirkung der elastischen Zone wird die Ausnutzung der geschwächten Pressverbindung bedeutend erhöht. Die Deformationen in den plastischen Zonen haben etwa die gleiche Größenordnung wie in den elastischen Gebieten; die Steifigkeiten

bleiben fast unverändert im Vergleich zur rein elastisch beanspruchten Welle.

5 Innenhochdruckgefügte-Verbindungen

Das Innenhochdruckfügen (IHF) im Apparatebau bekannt unter dem Begriff des „hydraulischen Aufweitens“, ist eine Befestigungsmethode, um in Wärmetauschern die Rohre (Welle) mit den Rohrscheiben (Nabe) zu verbinden. Mit der erfolgreichen Anwendung des hydraulischen Aufweitens im Apparatebau und seinen vielen Vorteilen, wie z.B. die hohe Qualität und gute Reproduzierbarkeit der Verbindungen, ist ein Innovationstransfer auch auf andere Gebiete der Technik erfolgt. So wird seit wenigen Jahren dieses Verfahren zur Fertigung von Pressverbindungen verwendet, die vorrangig zur Herstellung gebauter Nockenwellen für Verbrennungsmotoren dienen.

Dieses fertigungstechnisch neu hergestellte Maschinenelement benötigt im Gegensatz zu den herkömmlichen Pressverbindungen, bei denen ein Übermaß der Fügepartner die spielfreie Übertragung hoher statischer und dynamischer Lasten gewährleistet, keine speziell abgestimmten Toleranzen. Damit sind die Geometrieanforderungen der Kontaktflächen durch ein zulässiges Fügenspiel deutlich geringer. Dies führt zu einer erheblichen Kosteneinsparung durch Verminderung des Fertigungsaufwandes und ermöglicht eine Verkürzung der Fertigungszeiten durch bessere Montage.

5.1 Prinzip des Innenhochdruckfügens

Das Prinzip des Innenhochdruckfügens ist erstaunlich einfach. Die Hohlwelle wird in der Nabe ausgerichtet. Das hydraulische Aufweitewerkzeug wird in die Welle geführt und so positioniert, dass die auf der Sonde befindlichen Dichtungen mit den Nabenträgern abschließen. Dieser im Rohr abgedichtete Ringspalt unterhalb der Nabe und zwischen den Sondendichtungen wird anschließend mit Druck beaufschlagt, Bild 17-b.

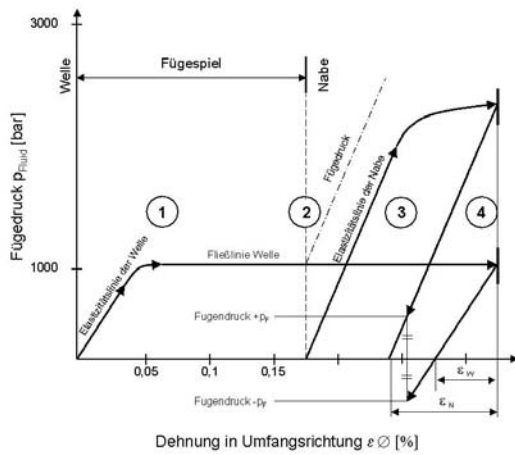


Bild 17: Verformungsschaubild der Welle-Nabe-Verbindung während des Innenhochdruckfügens

Bei Drucksteigerung weitet sich die Welle lokal unterhalb der Nabe elastisch und/oder plastisch auf, Bild 17-1. Nachdem das Fügenspiel überwunden ist, legt sich die Welle an die Nabe an und beide Bauteile expandieren, Bild 17-2. Bei weiterer Drucksteigerung und durch die gezielte Materialkombination der beiden Fügepartner wird die Welle plastisch, die Nabe lediglich elastisch verformt, Bild 17-3. Nach dem Erreichen des max. Fügedrucks erfolgt die vollständige Druckrücknahme. Welle und Nabe federn gemeinsam zurück, Bild 17-4. Durch die unterschiedlichen Nachgiebigkeiten und aufgrund der Streckgrenzenunterschiede der Fügepartner ergibt sich ein unterschiedliches Rückfederungspotential, das dazu führt, dass sich die Nabe auf die Welle „schrumpft“. Die Rückfederungsbehinderung, verursacht durch die plastifizierte Welle, sorgt für einen festen Presssitz der Welle-Nabe-Verbindung, Bild 18-c.

Wird eine ungünstige Materialpaarung gewählt, bei der das Rückfederungsverhalten der Nabe kleiner ist als das der Welle, kann sich ein Presssitz nicht ausbilden.

5.2 Numerische Simulationen

Neben der Abbildung des Fügeprozesses wurde im zweiten Schritt das Übertragungsverhalten anhand der zu erwartenden Pressung in der Fügefläche bestimmt. Das fügespieltolerante Verhalten der IHF-Verbindung ist in Bild 19 zu erkennen. Dies erlaubt die Nutzung einfacher gezogener Rohre und normal ausgedrehter Naben. Größere Rauigkeiten können sogar zu erhöhter Übertragungsfähigkeit führen.

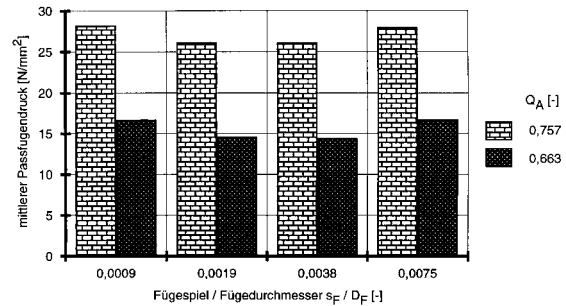


Bild 19: Mittlerer Passfugendruck bei Variation des Fügespels

Der Kurvenverlauf in Bild 20 beschreibt den Einfluss der Nabenwandstärke bei konstanter Wellenrohrwandstärke. Im Bereich dünner Naben ($Q_A=0,35$) erreicht die Nabe nahezu gleichzeitig mit der Welle die Plastizitätsgrenze. Die notwendige Rückfederungsdifferenz für den Pressungsaufbau in der Passfuge wird nicht erreicht. Je dickwandiger die Nabe ist, desto höhere Aufweitedrücke können gefahren werden, ohne dass es zur Plastifizierung der Nabe kommt. Die Unabhängigkeit vom Fügenspiel ist auch hier wieder gut zu erkennen. Die Differenz zwischen den beiden Kurvenpaaren wird alleine durch die geänderte Drucküberstandslänge hervorgerufen. Dies bedeutet, dass die Aufbringung des Aufweitedrucks axial etwas über die Nabenbreite hinaus zu deutlichen Steigerungen in der Übertragungsfähigkeit führt. Eine technisch sinnvolle

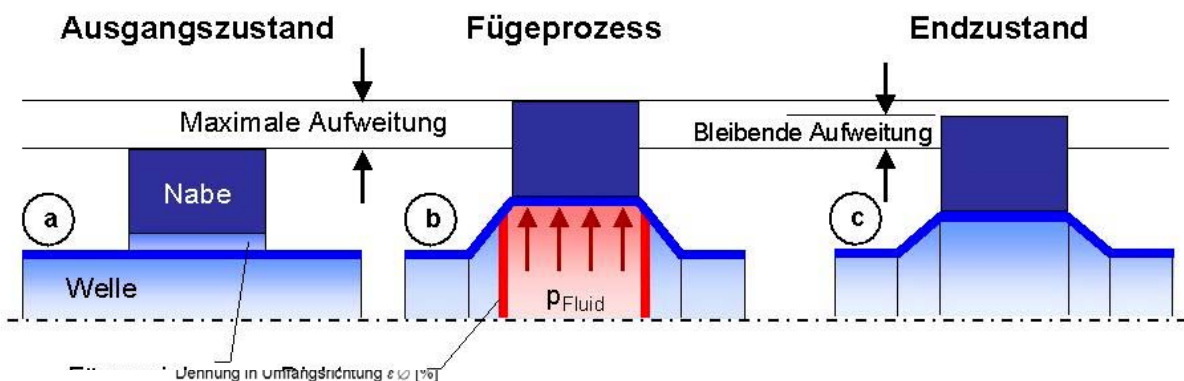


Bild 17: Verformungsschaubild der Welle-Nabe-Verbindung während des Innenhochdruckfügens

Grenze wird hier durch den starken Anstieg des Dichtungsverschleißes am Aufweitwerkzeug definiert.

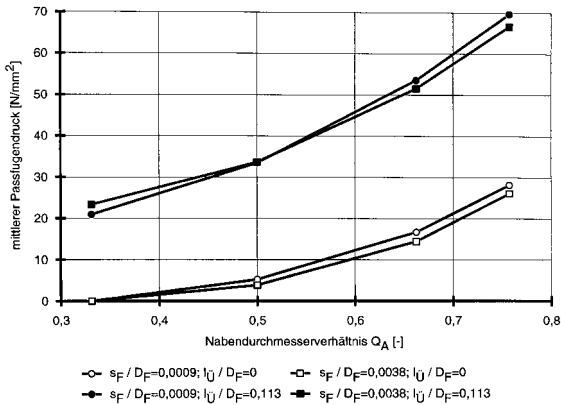


Bild 20: Einfluss des Nabendurchmesser Verhältnis Q_A und der Drucküberstandslänge l_Ü

Grundlage des Fügeprozesses ist die plastische Aufweitung des Wellenrohres. Um dies zu unterstützen sollte die Streckgrenze des Rohrmaterials nicht zu hoch gewählt werden. Grundsätzlich ist dies eine Paarungseigenschaft zwischen Wellen- und Nabenmaterial unter Berücksichtigung der Geometrie.

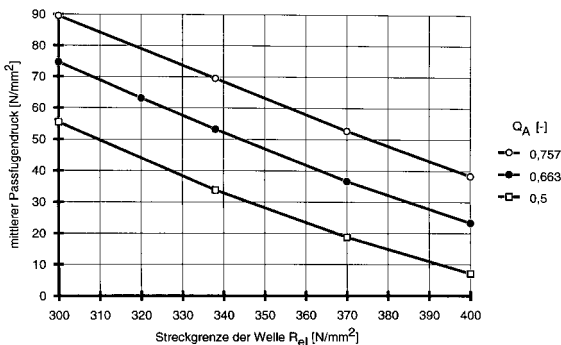


Bild 21: Einfluss der Wellenstreckgrenze R_{eH}

In Bild 22 ist exemplarisch die Fügefläche einer IHF-Verbindung nach erfolgtem Torsionsdauer-schwingversuch zu sehen.



Bild 22: Reibkorrosionsspuren im Dauerschwingversuch bei: dyn. Lastziffer T_{dyn}/T_{I1} = 2,35 (18,7 Mio. LW)

Bild 23 illustriert ein aktuelles Einsatzbeispiel in der Großserienfertigung. Die gebaute Nockenwelle erlaubt die Realisierung sehr kleiner Schleifauf-masse, da die Positionierung der einzelnen Nocken sehr genau erfolgen kann. Die Fügezeit ist neben der Zeit für die Nachbearbeitung eines der wesentlichen wirtschaftlichen Argumente für diese junge Welle-Nabe-Verbindung.



Bild 23: Gebaute Nockenwelle als Anwendungsbeispiel aus der Großserienfertigung

6 Druckkämme

Für die Erfüllung der Anforderungen an moderne Getriebekonstruktionen hinsichtlich Lebensdauer, Betriebssicherheit und Leistungsdichte bei gleichzeitiger Reduzierung der Geräuschemissionen, des Bauraumes und des Gewichtes stellt die Schrägverzahnung seit jeher eine Standardlösung dar. Der Einsatz der Schrägverzahnung erfordert jedoch geeignete konstruktive Maßnahmen für die Aufnahme der ihr inhärenten Axiallasten. Außer den üblicherweise verwendeten Axiallagern stellt der Druckkamm eine weitere Lösungsvariante dar. Die ersten konstruktiven Ausführungen sind im Bereich der Hochleistungsgetriebe für Kraftwerksanlagen realisiert worden. Bild 24 stellt den Einsatz eines Druckkammes in einem Turbogetriebe dar.

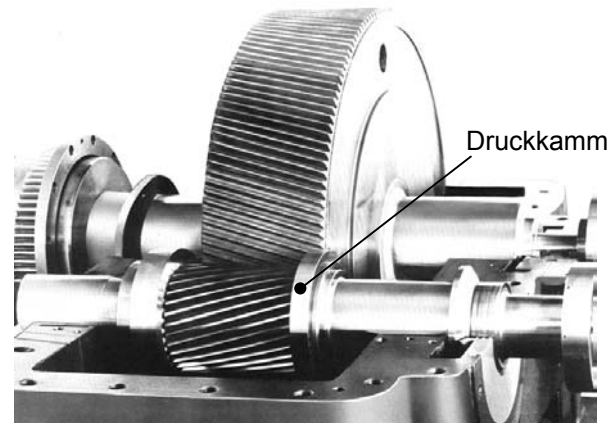


Bild 24: Druckkamm in einem Turbogetriebe

Aufgrund seiner Vorteile (z.B. kurze Kraftleitungswege, Reduzierung der Gehäusewandstärke) erweitert sich der Anwendungsbereich dieses Maschinenelementes zur Axialkraftaufnahme kontinuierlich auch auf Anwendungen in Fahrzeuggetrieben.

Der kritische Punkt an diesem Maschinenelement ist die Welle-Nabe-Verbindung, die durch umlaufende Stülpmomente belastet ist. Als Folge davon wandert der Druckkamm bei Überlastung in axialer Richtung entlang einer Schraubenlinie. Die Ursache dafür ist die im Eingriffsbereich lokal reduzierte Fugenpressung, vgl. Bild 25.

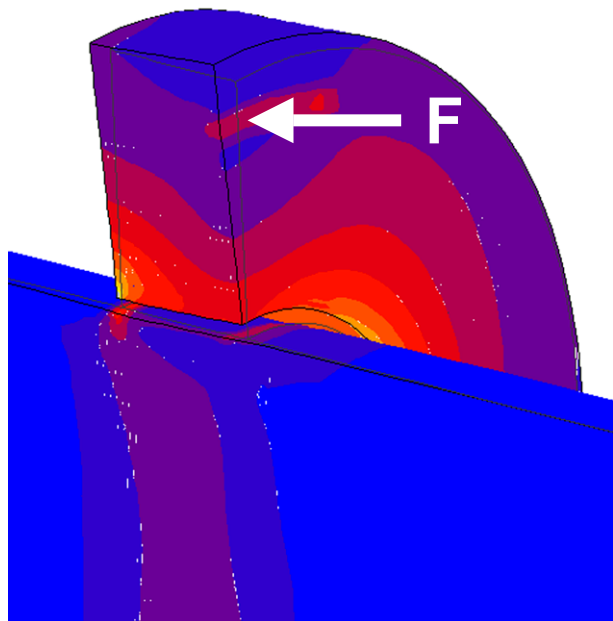


Bild 25: Spannungsverteilung im Druckkamm unter singulärer Axiallast

Im Rahmen des dazu von der DFG geförderten Projektes wurden Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung der Tragfähigkeit des Druckkamms erarbeitet. Dabei bildete die Untersuchung der Verbindung zwischen Druckkamm und Welle unter umlaufender und exzentrisch angreifender Axialkraftbelastung den Schwerpunkt. Neben der in Bild 25 dargestellten Befestigungsart wurden auch weitere in der Praxis übliche Befestigungsarten analysiert und verglichen. Es konnte festgestellt werden, dass die Klaffkraft – also jene Kraft, die zum Ablösen des Druckkamms von der Welle führt – bei üblichen Geometrien ca. 20% der axialen Rutschkraft beträgt. Grundsätzlich gilt, dass die Tragfähigkeit der Verbindung umso höher ist, je genauer die Kopplung zwischen Welle und Druckkamm einer festen Einspannung entspricht. Die Forschungsarbeiten beinhalteten analytische, numerische und experimentelle Untersuchungen. Der

eingesetzte Prüfstand wird im Folgenden kurz vorgestellt.

Der am Institut für Maschinenwesen konstruierte und gefertigte Prüfstand ermöglicht die Beobachtung des Beanspruchungsverhaltens eines Druckkamms unter statischer und umlaufender exzentrischer Axialkraft bzw. Biegemoment. Der Prüfstand erlaubt die Messung der Belastungen im Klaffpunkt.

Die Eckdaten des Prüfstandes sind: Axialkraft von 0 bis 500 kN; Wellendurchmesser D_F bis 90 mm; Nabendurchmesser D_{aA} bis 200 mm; Antriebsleistung 15 kW; Variable Drehzahl von 0 bis 39 U/min

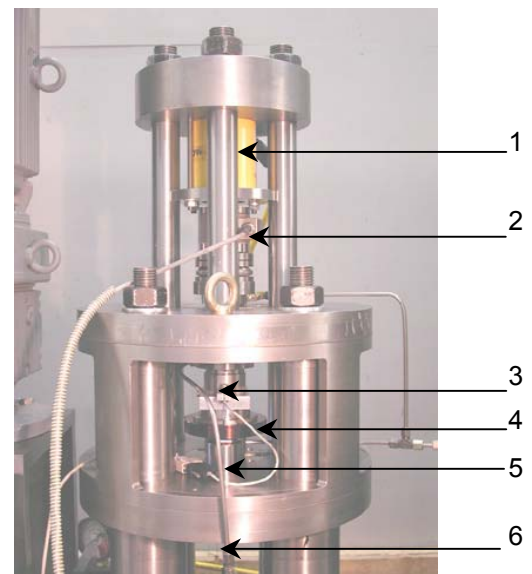


Bild 26: Prüfstand; (1)Druckzylinder; (2)Kraftaufnehmer; (3)Wegaufnehmer; (4)Prüfling; (5)exzentrische Kraftaufnahme; (6)Druckaufnehmer für die Überwachung des Klaffens

Experimentelle Untersuchungen an innenhochdruckgefühten Pressverbindungen

Grünendick. T.

Der Beitrag zeigt Verfahrensanwendungen aus dem Apparatebau und beschreibt sowohl die Fügetechnik als auch Ergebnisse experimenteller Untersuchungen an dieser innovativen Welle-Nabe-Verbindung.

The contribution shows a process application from apparatus construction and describes the joint technology as well as the results of experimental investigation on these innovative shaft-hub connections.

1 Einleitung

Das Innenhochdruckfügen (IHF), im Apparatebau bekannt unter dem Begriff des „hydraulischen Aufweitens“, ist eine Befestigungsmethode, um Rohre (Welle) mit Rohrplatten (Nabe) zu verbinden. Die Verbindung zwischen Rohren und Rohrplatten ist im Apparatebau ein Fertigungsprozess von großer sicherheitstechnischer und verfahrenstechnischer Bedeutung. Insbesondere für die Herstellung von Wärmetauschern (**Bild 1**) in konventionellen und kerntechnischen Kraftwerken wird diese Verbindungsart verwendet.

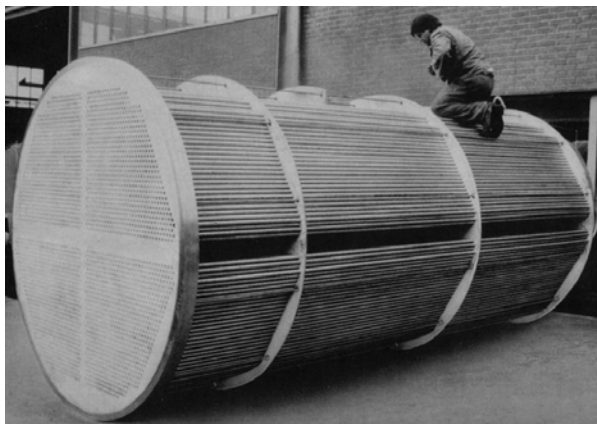


Bild 1: Rohrbündel eines Wärmetauschers, /1/

1929 wurde zum ersten Mal in der Arbeit von Jantscha /2/ das hydraulische Aufweiten diskutiert. Vom Pioniergeist geleitet, brachten Podhorsky und Krips dieses Verfahren 1973 zum Patent. Bis heute ist es eines der wichtigsten Verfahren zum Verbinden von Rohr-Rohrplattenverbindungen im Apparatebau geblieben, /3/.

Mit der erfolgreichen Anwendung des hydraulischen Aufweitens im Apparatebau und seinen vielen Vorteilen, wie z.B. die hohe Qualität und gute Reproduzierbarkeit der Verbindungen, ist eine Wiederentdeckung auch auf andere Gebiete der Technik erfolgt. Obwohl eine Patentierung bereits 1973 erfolgte, wird erst seit wenigen Jahren dieses Verfahren zur Herstellung gebauter Nockenwellen für Verbrennungsmotoren verwendet. Weitere Anwendungen aus dem Automobilbau sind innenhochdruckgefügte Lenksäulen, Kettenräder und Ausgleichswellen.

Dieses fertigungstechnisch neu hergestellte Maschinenelement benötigt im Gegensatz zu den herkömmlichen Pressverbindungen, bei denen ein Übermaß der Fügepartner die spielfreie Übertragung hoher statischer und dynamischer Lasten gewährleistet, keine speziell abgestimmten Toleranzen. Damit sind die Geometrieanforderungen der Kontaktflächen durch ein zulässiges Fügespiel deutlich geringer. Dies führt zu einer erheblichen Kosteneinsparung durch Verminderung des Fertigungsaufwandes und ermöglicht eine Verkürzung der Fertigungszeiten durch bessere Montage.



Bild 2: Sonde zum Fügen einer Nockenwelle, /4/

2 Prinzip des Innenhochdruckfügens

Das Prinzip des Innenhochdruckfügens (IHF) ist der Technologie des Innenhochdruckumformen (IHU) sehr ähnlich. Im Gegensatz zum IHU, bei dem beispielsweise ein Rohr gegen eine Werkzeugwand expandiert wird und einen Körper mit komplizierter Geometrie ergibt, werden beim IHF Welle und Nabe kraftschlüssig miteinander verbunden. Die Hohlwelle wird in der Nabe ausgerichtet. Das Aufweitwerkzeug (Sonde, **Bild 2**) wird in die Welle geführt und so positioniert, dass die auf der Sonde befindlichen Dichtungen mit einem genau definierten Drucküberstand seitlich der Nabenränder

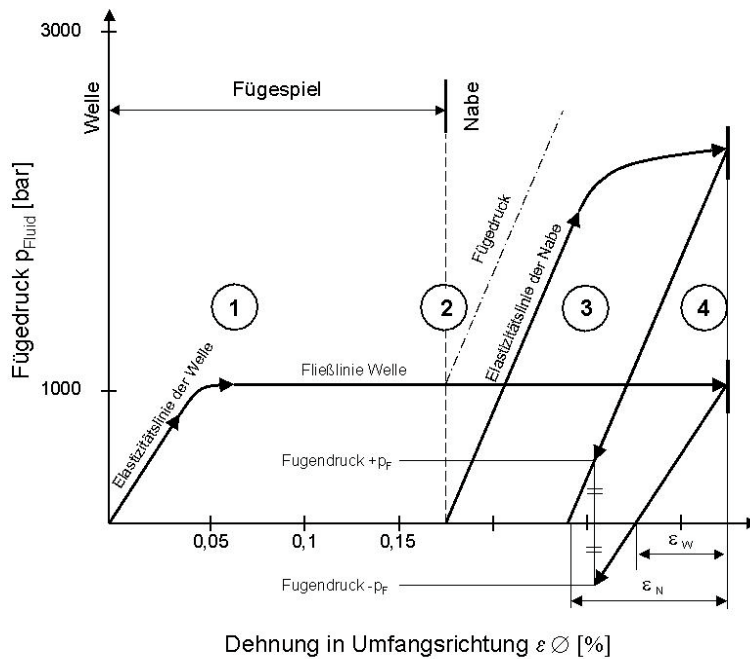


Bild 3: Verformungsschaubild der Welle-Nabe-Verbindung während des Innenhochdruckfügens, /3/

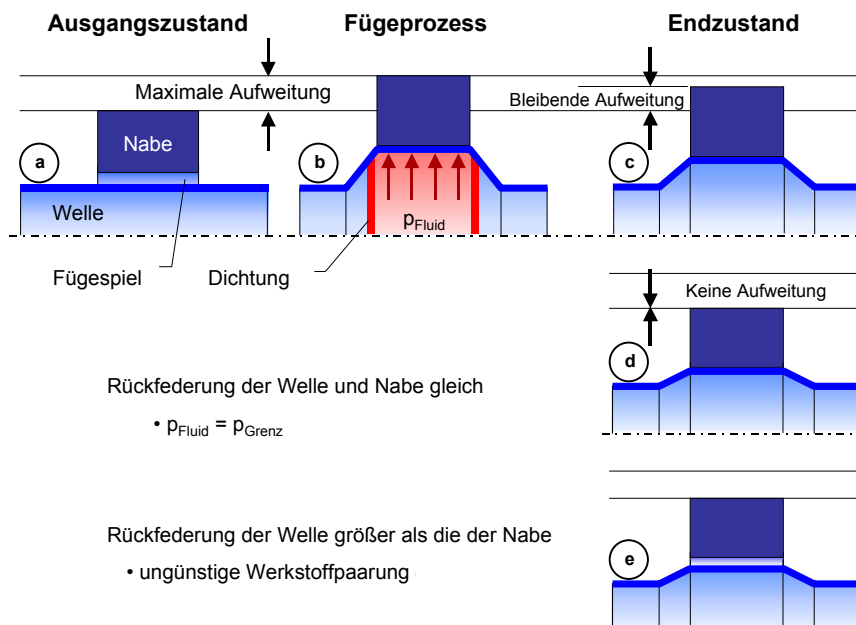


Bild 4: Phasen des Fügeprozesses und mögliche Endzustände

abschließen. Dieser im Rohr genau abgedichtete Ringspalt unterhalb der Nabe und zwischen den Sondendichtungen wird anschließend durch ein Hydromedium mit Druck beaufschlagt. Dieses Medium gelangt durch eine Sondenbohrung in den Ringspalt.

Bei Drucksteigerung weitet sich die Welle lokal unterhalb der Nabe elastisch und/oder plastisch auf, **Bild 3-1**. Nachdem das Fügenspiel überwunden ist, legt sich die Welle an die Nabe an und beide Bauteile expandieren, **Bild 3-2**. Bei weiterer Drucksteigerung und durch gezielte Materialkombination der beiden Fügepartner wird die Welle plastisch, die

Nabe elastisch oder teilplastisch verformt, **Bild 3-3**. Nach dem Erreichen des max. Fügedrucks und Halten des Drucks für einen bestimmten Zeitraum erfolgt die vollständige Druckrücknahme. Welle und Nabe federn gemeinsam zurück, **Bild 3-4**.

Durch die unterschiedlichen Nachgiebigkeiten und aufgrund der Festigkeitsunterschiede der Fügepartner ergibt sich ein unterschiedliches Rückfederungspotential, das dazu führt, dass sich die Nabe auf die Welle „schrumpft“. Die Rückfederungsbehinderung, verursacht durch die plastifizierte Welle, sorgt für einen festen Presssitz der Welle-Nabe-Verbindung, **Bild 4-c**. Es ergibt sich ein Eigen-

spannungszustand ähnlich dem eines Pressverbandes oder nach einer Autofrettage, der das Rohr in der Bohrung festhält. Wird eine ungünstige Materialpaarung gewählt, bei der das Rückfederungsverhalten der Nabe kleiner ist als das der Welle, kann sich ein Presssitz nicht ausbilden, Bild 4-e.

Den Grenzzustand bei dem die Rückfederung der Nabe gleich der Rückfederung der Welle ist, wird in Bild 4-d dargestellt. Hier liegt also ein Zustand vor, der mindestens erreicht werden muss, damit sich ein Presssitz bei Überschreitung des Grenzfügedruckes einstellt. Bei der analytischen Betrachtung der Verbindung ist dieser „Grenzzustand“ von besonderer Bedeutung.

3 Experimentelle Untersuchungen zum Abdichtungsverhalten des Fügebereichs

Beim Innenhochdruckfügen begrenzen in axialer Richtung Dichtlippen die Ausbreitung des Hydromediums innerhalb der Welle. Die Verformung der Welle bei gleichem Druck kann durch die Positionen der Dichtung beeinflusst werden. Eine Verschiebung der Lippen tritt auch ohne Beeinflussung von außen auf und ist nicht zu verhindern. Ein genaues Wissen über die Position ist aber eine Grundvoraussetzung für ein realistisches FE-Modell. Je größer der Drucküberstand ist, desto stärker ist die Ausbeulung der Welle. Damit wächst auch der nach dem Fügen entstandene Kontaktdruck und somit die mechanische Belastbarkeit. Bei einem sehr großen Drucküberstand, kann es passieren, dass die Welle eine Wulst neben dem Nabenrand bildet.

Damit das FE-Modell, welches unter anderem den Fügevorgang nachvollziehen soll, zu realitätsnahen Ergebnissen kommt, müssen die Drucküberstände bekannt sein. Hierzu werden die im Versuch verwendeten Welle-Nabe-Verbindungen vorher mit einer Koordinatenmessmaschine ausgemessen. Da hierbei die Objekte nicht zerstört werden sollten, wird der Verlauf des Welleninnenradius im Fügebereich ermittelt. Mit diesen Daten und einem zweidimensionalen FE-Modell werden die wahrscheinlichen Drucküberstände ermittelt. Auf diese Weise soll verhindert werden, dass eine schlecht sitzende Dichtung eine Messung verfälscht und bei der anschließenden FE-Berechnung keine übereinstimmenden Ergebnisse erzielt werden können. Die Ergebnisse zum Verhalten des Dichtungssystems und der Aufweitung werden im Folgenden ausführlich beschrieben.

3.1 3D-Koordinatenmessanlage

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über ein 3D-Koordinatenmessgerät der Fa. Zeiss, Oberkochen. Diese Anlage erlaubt nach einer rechnerischen Ausrichtung des Werkstücks die Messung einfacher und komplexer geometrischer Körper im Dialog- und CNC-Betrieb. Sie ist ein komplett ausgestattetes Messzentrum mit integriertem Rundtisch zur Messung von rotationssymmetrischen Teilen und messendem Tastkopf für Scanning-Betrieb, Bild 5. Der Messfehler der UMM 550 ist kleiner als 1 ‰. Gemessen wird in einem klimatisierten Raum bei einer Temperatur von 20 °C und einer relativen Luftfeuchte von 45 %.



Bild 5: Messung der IHF-Prüflinge mit der 3-D-Koordinatenmessanlage UMM 550 der Fa. Zeiss

Vor Messung der Welle und Nabe wird festgelegt, in welchem Punkt der Werkstücke das Koordinatensystem und deren Ursprung liegen soll. Mit diesem sog. Werkstückkoordinatensystem (WKS) ist die rechnerische Ausrichtung des Werkstücks und das unmittelbare Ablesen der Tasterkugelmittelpunkte möglich. Die Längsachse der IHF-PV wird in z – Richtung der Koordinatenmessmaschine gelegt. Anhand der oberen planen Nabenflanschfläche wird das Bauteil Rechtwinklig in x, y – Richtung ausgerichtet, so dass ein exaktes Anfahren der zu scannenden Messpunkte ermöglicht wird.

Die Aufnahme der Wellen- und Nabendurchmesser erfolgt berührend ohne Drehtischbetrieb. Der messende Tastkopf der 3-D-Koordinatenmessmaschine

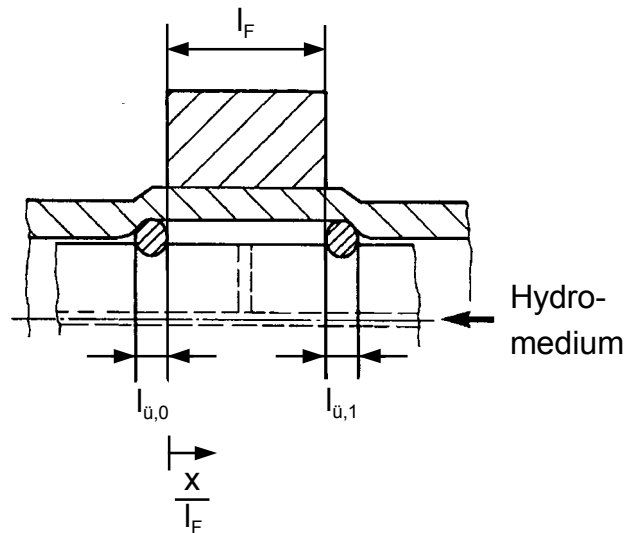
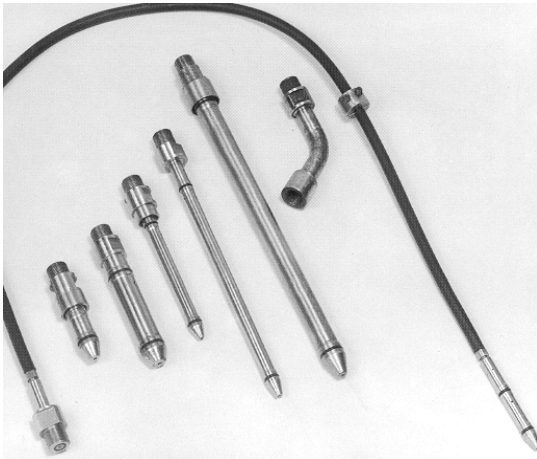


Bild 6: Verwendete Aufweitesonden im Apparatebau und Prinzipskizze der Ringspaltabdichtung, /5/, /6/

führt die Scanning-Linien im positiven Umlaufsinn nacheinander ab und speichert die Koordinaten mit entsprechendem Antastvektor. Die Schrittweite der Antastungen beträgt 0,2 mm. Neben den Innen- und Außendurchmessern wird die radiale Verformung der Innenkontur der Welle in Längsrichtung aufgenommen und die Rechtwinkligkeit der Welle-Nabe-Verbindung bestimmt.

3.2 Simulation der Abdichtung des Fügebereiches

Im Apparatebau werden zum Fügen von Rohr-Rohrplatten-Verbindungen O-Ringdichtungen verwendet. Bei einem größeren zu überbrückenden Fügespalt werden zusätzlich Stahlfederringe zur Unterstützung des O-Ringes in die Sonde eingebaut. Zum Fügen beispielsweise von Nockenwellen verwendet die Automobilindustrie spezielle Kunststoffdichtringe. **Bild 6** zeigt verschiedene Aufweitesonden zur Ringspaltabdichtung.

Hölzl hat in seinen Arbeiten den Einfluss der Dichtungen während des Fügeprozesses untersucht. Dabei konnte er die vermuteten Lastspitzen nachweisen, die durch das Hineindrücken der Dichtung zwischen Aufweitesonde und Rohr infolge des Innendrucks entstehen. Die daraus resultierende Spannungsüberhöhung im Bereich des Dichtungskontaktes lässt sich durch eine Hyperbelfunktion in Abhängigkeit des Fügedrucks gut beschreiben. Für hohe Fügedrücke nähert sich die Funktion allerdings asymptotisch an eins an, so dass für mehrere hundert bar Fügedruck eine Vernachlässigung dieser überhöhten Kontaktspannungen zulässig ist, /7/. Der axiale Druckanlagebereich vergrößert sich entsprechend um die von der Dichtung eingenommene Fläche.

Die von Hölzl theoretisch mittels der FEM ermittelten Ergebnisse liefern wertvolle Erkenntnisse über die Auswirkung der Dichtung und damit hilfreiche Grundlagen für die Simulation des Fügeprozesses. Um diese numerischen Ergebnisse mit den in der Praxis durchgeführten Fügeprozesse zu verifizieren, wird mit der 3-D-Koordinatenmessanlage die Verformung des Aufweitebereichs der Welle nach dem Fügevorgang aufgenommen. Im Gegensatz zu Hölzl wird nun nicht die Dichtung unter bestimmten Annahmen simuliert, sondern durch systematische Änderung des Drucküberstands (Aufweitebereich) im FEM-Modell die aus der Simulation ermittelte Verformung variiert bis sie mit der gemessenen Verformung übereinstimmt. Das Ergebnis ist ein wirksamer Aufweitebereich, der das Verhalten der Dichtung während des Fügeprozesses berücksichtigt. Die genaue Abbildung der Drucküberstandslänge ermöglicht eine effektive numerische Simulation. Die Abweichungen infolge fehlerhafter Sondenpositionierung werden ebenfalls im Mittel ersichtlich.

Zur vergleichenden Untersuchung des Abdichtverhaltens wird das rotationssymmetrische FEM-Modell mit Flansch verwendet. Die geometrischen Abmessungen sind identisch mit den experimentellen Versuchsproben. Die Eckdaten des FEM-Modells und der Versuchsproben sind **Tab. 1** zu entnehmen.

Es zeigt sich, dass der im Versuch und in der FEM-Simulation verwendete Fügedruck und die im Zugversuch ermittelten Werkstoffeigenschaften eine gute Übereinstimmung in Bezug auf das Verformungsverhalten haben. Damit ist die Variation des

wirksamen Aufweitebereichs als Parameter ausreichend.

| Probe | Q _A | p _{Fluid} [bar] | Drucküberstand Versuch | | Drucküberstand aus FEM | |
|-------|----------------|--------------------------|---|-----------------------|------------------------|--|
| | | | l _{ü,0} /l _{ü,1} [mm] | l _{ü,0} [mm] | l _{ü,1} [mm] | |
| 1 | 0,64 | 2813 | 1,5/1,5 | 2,8 | 3,2 | |
| 2 | 0,64 | 2813 | 1,5/1,5 | 2,5 | 2,5 | |
| 3 | 0,73 | 2819 | 1,5/1,5 | 2,7 | 3,0 | |
| 4 | 0,73 | 2816 | 1,5/1,5 | 2,0 | 3,2 | |
| 5 | 0,56 | 2819 | 1,5/1,5 | 1,7 | 3,3 | |
| 6 | 0,56 | 2819 | 1,5/1,5 | 2,5 | 2,0 | |

Tab.1: Eckdaten der Geometrie der untersuchten Proben, Q_i = 0,75

Bild 7 zeigt exemplarisch für alle untersuchten Proben die Auswirkung der Variation der Drucküberstandslänge auf die Radialaufweitung der Welle. Der Vergleich der Verformungsmessung mit den numerischen Ergebnissen belegt, dass der wirksame Anlagebereich des Fluiddrucks über den eingestellten Abstand der Dichtung zur Nabenkante hinausgeht. Die Dichtung wandert radial nach außen und presst sich an die Welleninnenseite. Die Umfangsspannungen behindern zwar die radiale Ausdehnung, die axiale Verschiebung kann jedoch ungehindert bis zur Begrenzung (Stahlring oder Kunststoffverstärkung) erfolgen. Durch Füllen mit dem Hydromedium und der Druckbeaufschlagung presst sich die Dichtung in den Spalt zwischen der axiale Begrenzung (Stahlring/Kunststoff) - die ebenfalls ein gewisses Maß nachgibt - und der Welle. Damit wird der axiale Druckanlagebereich vergrößert, d.h. die belastete Rohrinnefläche erwei-

tert sich, um die von der verformten Dichtung eingenommene Fläche. Diese einnehmende Fläche der Dichtung muss in der Simulation entsprechend berücksichtigt werden. Aus Bild 7 ist weiterhin ersichtlich, dass eine unsymmetrische Verteilung der Drucküberstandslänge eine axial unsymmetrische Steifigkeit, verursacht durch eine Flanschanbindung, ausgleicht. Damit lässt sich eine gleichförmige radiale Wellenaufweitung genauso wie eine gleichförmige Passfugendruckverteilung durch gezieltes Einstellen der jeweiligen Drucküberstandslänge erzielen.

Die Untersuchungen haben ergeben, dass die Proben mit einem um $\Delta(l_{ü,0} + l_{ü,1}) = +1$ bis $+3$ mm größeren wirksamen Aufweitebereich gefügt wurden. Der Stellfehler der Sonde lag hier bei $\Delta l_{ü,i} = \pm 0,5$ mm. Die ermittelten Lösemomente T_i und die Versuche zur Ermittlung des Klaffmoments bestätigen ebenfalls diesen stark erweiterten Aufweitebereich.

Das Verhalten der Werkstoffe, der Deformationen und der Fließvorgänge aufgrund des Fügevorgangs sowie Steifigkeitsunterschiede durch den Flansch werden indirekt mit berücksichtigt. Diese Faktoren haben sicherlich einen Einfluss, dennoch zeigt der Wechsel der Dichtung bei gleichbleibenden Rohrwerkstoff (gleiches Los) einen markanten Unterschied im Verformungsverhalten der IHF-PV. Grundlegend kann also als Ergebnis festgehalten werden, dass die Fläche, die die Dichtung berührt sowie die Positionierungsgenauigkeit durch Wandern oder Stellfehler berücksichtigt werden müssen. Werden andere Dichtungen verwendet, ist ihr Verhalten genau zu prüfen.

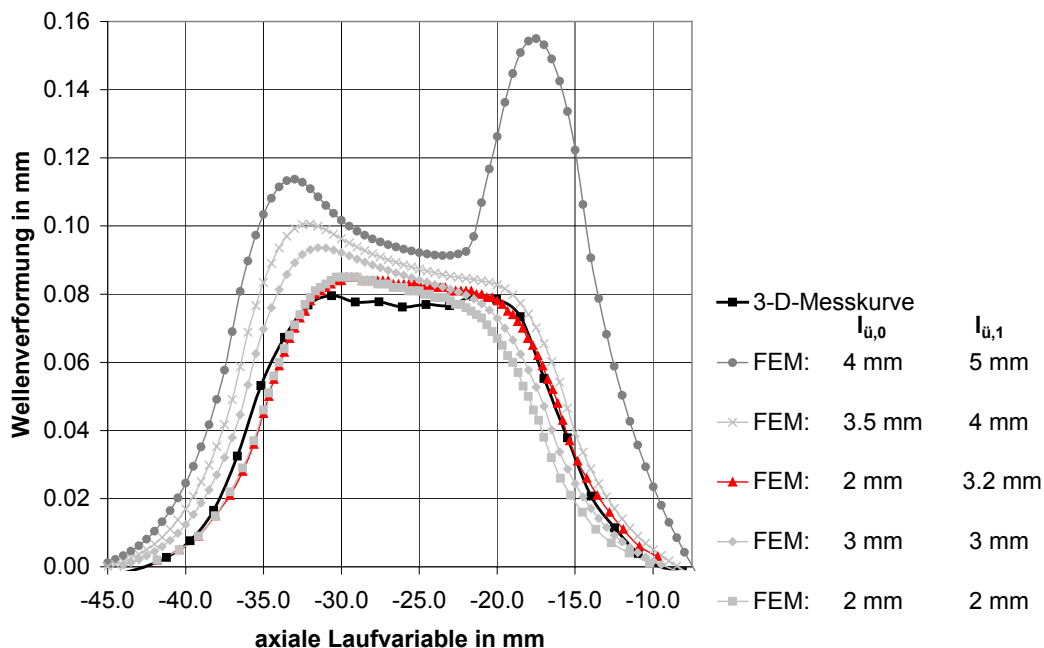


Bild 7: Radiale Verformung der Innenkontur der Welle bei unterschiedlichen Drucküberstandslängen

3.3 Schiefstellung

Ein weiterer Aspekt ist die mögliche Schiefstellung der Welle in der Nabenbohrung, der im Zusammenhang mit der Plastifizierung der Welle zu vermuten ist. Messungen mit der 3D-Koordinatenmessmaschine haben gezeigt, dass die Rechtwinkligkeit zwischen der Wellenachse und dem Nabenflanschblatt kleinen Abweichungen unterliegt. Ein direkter Zusammenhang mit der Plastifizierung der Welle konnte nicht nachgewiesen werden. Eine Abhängigkeit zur Nabenbreite wurde dagegen festgestellt, d.h. je kürzer die Nabenbreite, desto höher ist die Abweichung, vgl. hierzu **Tab. 2**. Hier spielt sicherlich die exakte Ausrichtung der Probe in der Fügeanlage und der Fügespalt (hier: $s_F = 0,5 \text{ mm}$) eine entscheidende Rolle. In der Tabelle sind die Abweichungen in Grad der Rechtwinkligkeit der Wellenachse zum Flanschblatt dargestellt.

| IHF-PV | l_F/D_F | Rechtwinkligkeit der Nabenbohrung in ° | Rechtwinkligkeit der „IHF-PV“ in ° |
|--------|-----------|--|------------------------------------|
| 1 | 0,55 | 0,02...0,05 | < 0,35 |
| 2 | 0,79 | 0,02...0,05 | < 0,18 |
| 3 | 1,18 | 0,02...0,05 | < 0,10 |

Tab. 2: Rechtwinkligkeit von IHF-Pressverbindungen nach dem Fügen

Im Wesentlichen haben die experimentellen Untersuchungen ergeben, dass die Güte der Rechtwinkligkeit durch breite Naben und eine Spielpassung günstig beeinflusst werden können. Die Stellung der Dichtung sollte experimentell ermittelt werden, um für die Simulation entsprechend exakte Randbedingungen zu definieren.

4 Statische Drehmomentbelastung

Zur Beurteilung der Übertragungsfähigkeit von torsionsbelasteten IHF-Pressverbindungen werden statische Drehmomentversuche durchgeführt. Diese Versuche dienen dazu, das schlupflose Grenzdrehmoment T_{sl} , das statische Lösemoment T_{l1} und das Rutschmoment T_{r1} experimentell zu bestimmen. Mit diesen Versuchswerten können dann unter anderem Aussagen über die Tragfähigkeit der Verbindung getroffen werden. Die Ermittlung dieser Kennwerte erfolgt durch eine kontinuierliche Steigerung des Drehmoments bis zum Durchrutschen der Welle in der Nabe und dem gleichzeitigen Aufzeichnen der einander zugeordneten Verläufe von Drehmoment und Verdrehwinkel. Das statische Lösemoment ist hierbei nicht nur ein Versagenskrite-

rium für die Übertragbarkeit der IHF-Pressverbindung, sondern ist ebenso für die Ermittlung der Tragfähigkeitssteigerung bei dynamischer Belastung eine wichtige Bezugsgröße. Treten in der Pressfuge keinerlei Relativbewegungen auf, so wird das Drehmoment schlupflos übertragen. Dieses schlupflose Grenzdrehmoment kann als Versagenskriterium für die dynamische Drehmomentbelastung aufgefasst werden. Liegt das dynamische Torsionsmoment unter dem Grenzdrehmoment, so ist keine Reibkorrosion zu erwarten und eine Dauerfestigkeit gegeben. Die Dauerfestigkeit ist ebenfalls gewährleistet, wenn ein gewisser Schlupf zugelassen wird, der tribologisch zu keiner Schädigung der Fügepartner führt. Damit kann mit einem tribologisch noch zulässigen Grenzdrehmoment gerade noch die Reibkorrosion verhindert werden.

4.1 Statische Durchrutschversuche

Im Gegensatz zu den Stahl/Stahl IHF-Pressverbindungen steigt das Drehmoment der Stahl/Al IHF-Pressverbindungen nach dem Lösen der Verbindung sehr stark an, **Bild 8**. Die Tragfähigkeit wächst bis zu einem Verdrehwinkel von ca. 15° stetig an und verbleibt auf diesem Niveau. Dieser Effekt konnte aus prüfstandstechnischen Gründen nur bis zu einem Verdrehwinkel von 30° beobachtet werden. Das langsame kontinuierliche Durchrutschen der Verbindung führt jedoch dazu, dass die harten Rauheitshügel der Welle in die „weiche“ Al-Nabe eindringen und unterstützt von adhäsiven Bindekräften zum erheblichen Reibungswiderstand sowie zur Erhöhung des Reibkoeffizienten beitragen. Wird die Steigerung des Rutschmoments im Bezug auf das Lösemoment im Verhältnis der Reibbeiwerte angegeben, so folgt für Stahl/Al IHF-PV:

$$\frac{\mu_{ru}}{\mu_{lu}} \approx 1,4 \dots 2$$

Ein ähnliches Verhalten der Reibwertsteigerung ist bei der V2A/Stahl IHF-PV festzustellen.

4.2 Reibbeiwerte

Unter Berücksichtigung des axialen Verformungsverhaltens der Dichtungen während des Aufweitprozesses wurden die in **Tab. 3** dargestellten Reibbeiwerte ermittelt. Eingangparameter sind das experimentell ermittelte statische Lösemoment T_{l1} und der aus der FEM-Analyse bestimmte Passfu-

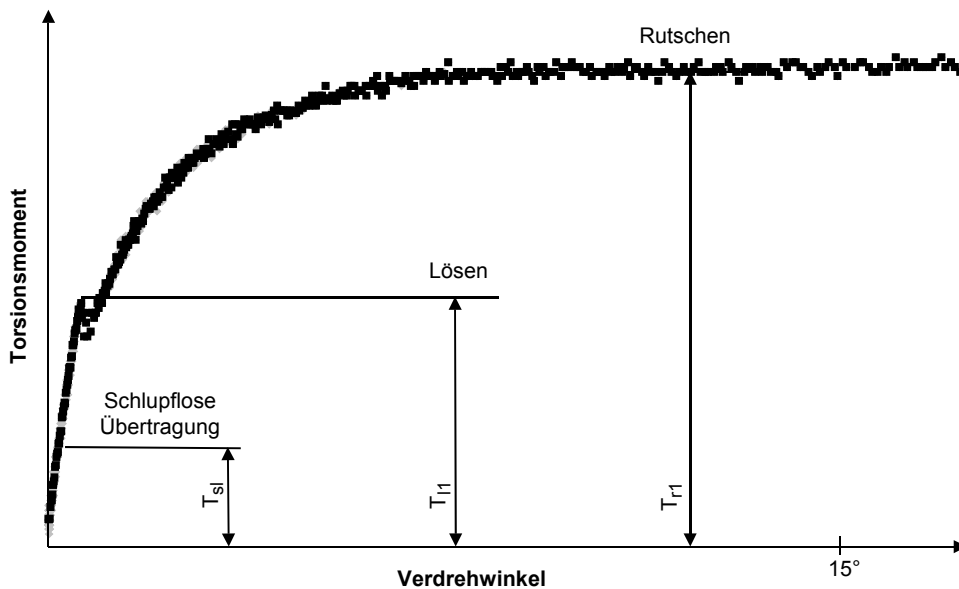


Bild 8: Drehmoment-Verdrehwinkel-Verlauf einer trocken gefügten Stahl/Al IHF-PV mit deutlicher Verfestigung

gendruckt. Das FEM-Modell entspricht geometrisch und werkstofftechnisch den Prüflingen. Das Verformungsverhalten der Dichtung wird bei den Untersuchungen mit berücksichtigt.

Die Drehmomentübertragbarkeit der Pressverbindungen mit starken Drehriefen (Tiefe bis 500 µm) in der Nabenbohrung ist im Vergleich zu den ohne wesentlichen Riefen deutlich geringer. Die Riefen führen während des Fügeprozesses zu starken plastischen Deformationen. Die Spitzen bohren sich in den Fügepartner ein. Mit zunehmender Aufweitung wird der Riefenspalt infolge der Querkontraktion schmaler. Nach Entlastung öffnet sich der Spalt geringfügig und sorgt dadurch für eine Verminderung des Traganteils. Die übertragbaren Schubspannungen sinken etwas und führen zu einer niedrigeren Drehmomentübertragung. Dies wird dann im geringeren Haftreibbeiwert deutlich. Außerdem haben Nabenbohrungen mit starken Drehriefen größere Abweichungen in der Kreisform und der Parallelität. Aus diesem Grund ist es empfehlenswert, gedrehte Pressflächen mit starken Drehriefen zu vermeiden und zur Erhöhung der Trag-

anteile am Besten eine geschliffene Pressfläche anzustreben. Werden starke Drehriefen bei der spanabhebenden Bearbeitung der Nabenbohrung vermieden, so ist kein direkter Zusammenhang der Übertragungsfähigkeit und der Oberflächenrauigkeit der Fügepartner zu erkennen. Andere Einflüsse, wie der kraftgesteuerte Aufweiteprozess, verzerren diesen Zusammenhang, wobei eine leichte Tendenz zwischen der Übertragungsfähigkeit und der Rauigkeit vorliegt. Dieses tolerante Verhalten der Oberflächencharakteristik der IHF-PV wurde von Garzke und Hölzl ebenfalls festgestellt, /6/, /7/.

Eine beeindruckende Übertragungsfähigkeit stellte Garzke an IHF-PV mit kugelgestrahlten Nabenbohrungen fest. Diese Steigerung begründet er mit einem gekoppelten Mechanismus von Form- und Kraftschluss, wobei der Einfluss der muldenförmigen Topografie mit höheren Passfugendrücken stärker zur Geltung kommt.

IHF-Pressverbindungen mit galvanisch verzinkten Wellen verfügen über eine höhere Übertragungsfähigkeit als Verbindungen ohne Zwischenschicht. Infolge der statischen Verdrehung kommt es zur

Relativbewegung, die eine Oberflächenaktivierung der Pressflächen bewirkt. In der Pressfuge bilden sich lokale stoffschlüssige Verbindungen aus. Dadurch wird der übliche kraftschlüssige Übertragungsmechanismus durch lokale Kaltpresslötungen, Kaltpressschweißungen oder adhäsive Bindekräfte unterstützt, /8/.

| IHF-PV Welle/Nabe | Passfläche | μ_{lu} | μ_{ru} |
|-------------------|-------------------|---------------|---------------|
| St-52/42CrMoS4 | gedreht | 0,19 ... 0,25 | 0,15 ... 0,20 |
| St-52/42CrMoS4 | starke Drehriefen | 0,15 ... 0,18 | 0,12 ... 0,14 |
| St-52/42CrMoS4 | verzinkt | 0,28 ... 0,31 | 0,21 ... 0,23 |
| St-52/42CrMoS4 | kugelgestrahlt | 0,45 ... 0,53 | 0,43 ... 0,48 |
| St-52/AlZnMgCu | gedreht | 0,19 ... 0,22 | 0,32 ... 0,38 |
| V2A/42CrMoS4 | gedreht | 0,18 ... 0,20 | 0,31 ... 0,40 |

Tab. 3: Haftreibbeiwerte der IHF-PV

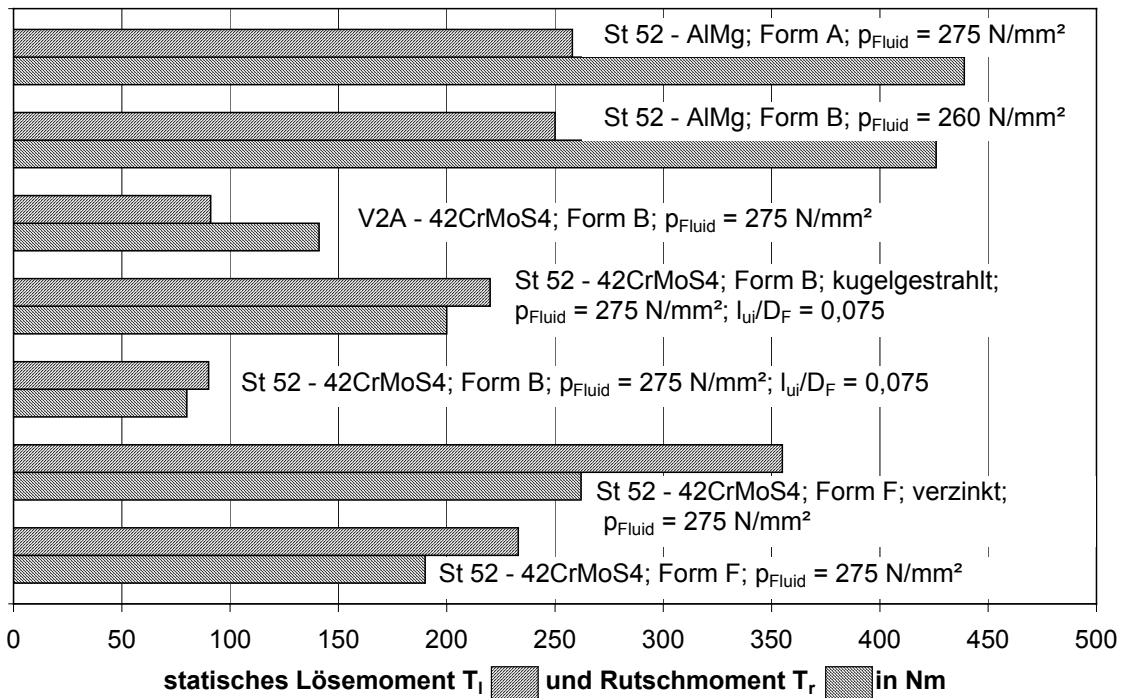


Bild 9: Ausgewählte Versuchsergebnisse statischer Durchrutschversuche mit verschiedenen Pressflächenzuständen. ($I_{\text{üi}}/D_F = 0,15$)

Zusammenfassend ist in **Bild 9** eine Auswahl von Versuchsergebnissen mit unterschiedlichen Pressflächeneigenschaften dargestellt. Die Stahl/Al IHF-Pressverbindungen zeigen, dass entsprechend den theoretischen Folgerungen durch kleinere Nabendurchmesser-Verhältnisse eine Verringerung des Fluiddrucks bei einem annähernd gleichem Passfugendruck möglich ist. Eine Reduzierung des Passfugendrucks erhöht die Standzeit der Dichtung und damit die Wirtschaftlichkeit.

5 Zusammenfassung

Die Herstellung und Nutzung kraftschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen mittels dem „Innenhochdruckfügen“ hat bedingt durch seine geringere Abmaßempfindlichkeit gegenüber den klassischen Fügetechniken (z.B. thermisches Querfügen oder Längspressen) entscheidende Vorteile. Für einen technologisch-wirtschaftlichen Einsatz bietet die IHF-PV großes Entwicklungspotential, insbesondere wenn unterschiedliche Werkstoffe zur Anwendung kommen oder die Passflächen durch Kugelstrahlen sowie Beschichtungen modifiziert werden.

6 Literatur

/1/ Titze, H.; Wilke, H.-P.: Elemente des Apparatebaues. 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1992

- /2/ Jantscha, R.: Über das Einwalzen und Einpressen von Kessel- und Überhitzerrohren bei Verwendung verschiedener Werkstoffe. Dissertation, TH Darmstadt, 1929
- /3/ Podhorsky, M.; Krips, H.: Hydraulisches Aufweiten – ein neues Verfahren zur Befestigung von Rohren. VGB Kraftwerkstechnik, 56, 1976, H. 7, S. 456-464
- /4/ N., N.: Die gebaute Nockenwelle - eine innovative Systemlösung aus dem DaimlerChrysler Werk Hamburg. Firmenprospekt, 2001
- /5/ Podhorsky, M.; Krips, H.: New Design Possibilities for Heat Transfer Equipment using Hydraulic Expansion. VGB Kraftwerkstechnik, 1984, S. 435-441
- /6/ Garzke, M.: Auslegung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung. VDI 1 Nr. 350, Düsseldorf, 2001
- /7/ Hölzl, R.: Beanspruchungssimulation an hydraulisch gefügten Rohr-Rohrplattenverbindungen. VDI 20 Nr. 277, Düsseldorf, 1998
- /8/ Gropp, H.: Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Pressverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Pressverbindungen. Habilitationsschrift Technische Universität Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik, 1997

Kerbwirkung an Zahnwellenverbindung mit Evolventenzahnprofil

Hua, Q.; Schäfer, G.

Zahnwellen-Verbindungen sind typische Maschinenelemente für Übertragung von Drehmoment zwischen Welle und Nabe. Wegen der großen Anzahl von Formschlusselementen (Zähne) hat die Zahnwellen-Verbindung eine höhere Tragfähigkeit als andere Verbindungen mit gleichem Durchmesser. Andererseits verursachen die Zähne Kerbwirkungen im Zahnfuß sowohl im Kontaktbereich als auch im Bereich des Zahnlückenauslaufs. Die durch die Kerbwirkung verstärkte Materialermüdung ist maßgebend die Ursache von Dauerbrüchen an Zahnwellen. Zur theoretischen Abschätzung der Dauerfestigkeit von Zahnwellen müssen die Verzahnungsgeometrie, Oberfläche, Verzahnungsqualität, Materialpaarung, und andere Faktoren betrachtet werden.

Connections with involute splines are one of the most important machine elements for the transmission of torque. Such connections have a higher carrying capacity than other connections according to the number of load leading geometry elements (teeth). On the other side such a connection has a stress concentration in the tooth feet due to notch effect. For the theoretical estimation of fatigue resistance is necessary to regard the geometry, surface, quality, material matching and other factors.

1 Einleitung

Für die Übertragung höchster Drehmomente findet man im gesamten Maschinen- und Anlagenbau bevorzugt Zahnwellen-Verbindungen, welche sich durch die größere Anzahl von Kraftleitungselementen gegenüber den anderen formschlüssigen Verbindungen auszeichnen. Ihre herausragende Bedeutung erklärt sich daraus, dass sie formschlüssig, lösbar, verschieblich und mit modernen Verfahren der Massenfertigung (Spanen, Kaltumformen) herstellbar sind.

Dauer- oder Gewaltbrüche und Verschleiß sind die hauptsächlichsten Versagensarten dieser Welle-Nabe-Verbindungen. Mehrdimensionale Spannungskonzentrationen führen meist im Wellenzahnfuß zur Materialermüdung und als Folge davon zu Anrissen im Zahnfuß. Die axiale Lage des Anris-

sortes wird in der Praxis üblicherweise an der Lasteinleitungsseite der Welle dicht bei der Nabenkante oder am Verzahnungsauslauf beobachtet, **Bild 1**. Die Ursache dafür kann aus einer Kerbbetrachtung erklärt werden. Zahnwellen-Verbindung unter großen Querkräften oder anderweitig verursachten radialen Achsverlagerungen zwischen Welle und Nabe haben den Verschleiß als maßgebende Versagensarten. Im Rahmen dieses Aufsatzes werden Zahnwellen-Verbindungen mit Schiebeseit betrachtet, die im wesentlichen mit reinem Drehmoment belastet werden. Der Fall hoher Querkräfte und der damit verbundene Verschleißschaden soll hier nicht näher behandelt werden.

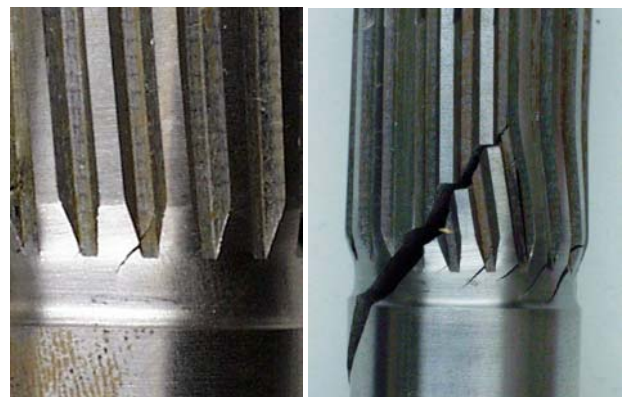


Bild 1: Typischer Anriß (links) und Bruch (rechts) im Auslauf an Zahnwellen

Die wichtigsten Maßnahmen zur Erhöhung der Lebensdauer von Zahnwellen-Verbindungen sind die geometrische Verbesserung der Verzahnung, z.B. Form der Nabe und Welle speziell in den angesprochenen Bereichen der Zahnfußausrundung und des Zahnlückenauslauf. Alle diese Maßnahmen zielen auf eine Kerbspannungsreduzierung.

2 Kerbspannung im Bereich des Verzahnungsauslaufs

2.1 Dreidimensionale Beanspruchung

Die Steifigkeiten von Welle und Nabe und insbesondere der Steifigkeitssprung am Verbindungsrand bewirken eine ungleichförmige Belastungs- und Beanspruchungsverteilung über der Verbindungsbreite mit einer scharfen Lastüberhöhung am

Verbindungsanfang. Bei kleinen Zähnezahlen tritt das Spannungsmaximum schon kurz vor der Nabenkante außerhalb der eigentlichen Verbindung auf. Mit Steigender Zähnezahl wird ein ausgeprägtes Spannungsmaximum am Verbindungsanfang innerhalb des Nabenbereiches erkennbar (**Bild 2**), wobei der Spannungsgradient auf der Zugseite deutlich größer ausfällt als auf der Druckseite. In diesen Bereichen hoher Spannungskonzentrationen kommt es unter dynamischen Lasten zur schadensrelevanten Werkstoffermüdung.

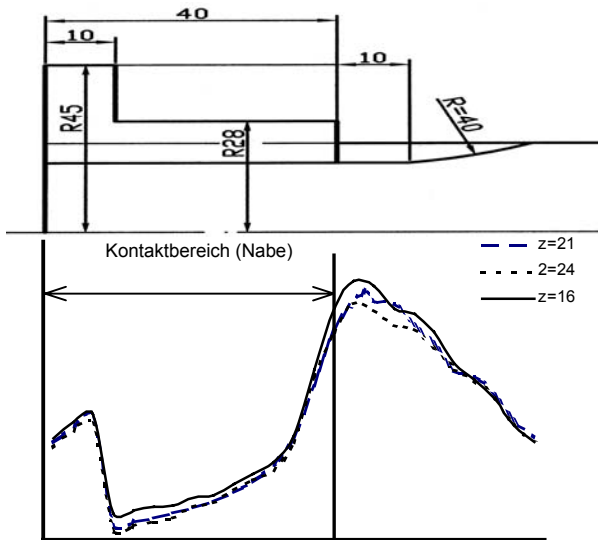


Bild 2: Verlauf der Vergleichsspannung im Zahnfuß der Zugseite, Verzahnung nach DIN 5480 , $T=560Nm$, $Q=0N$, Bezugsdurchmesser $d_B = 45mm$

Die Spannungsspitze bei den Verbindungen mit kleinen Zähnezahlen kurz vor dem Verbindungsanfang ist von der Geometrie des Verzahnungsauslaufs abhängig. Um das Spannungsmaximum im Zahnlückenauslauf zu bewerten, kann die Zahnwelle nicht mehr als tordiertes Prisma oder zylindrischer Körper angenommen werden. Es tritt eine Verwölbung der Querschnitte auf, wodurch die Symmetrieebene der Zähne nicht eben bleibt, **Bild 3**. Beim Zahnsektor ergibt sich daraus eine zusätzliche Verformung in der Tangentialrichtung.

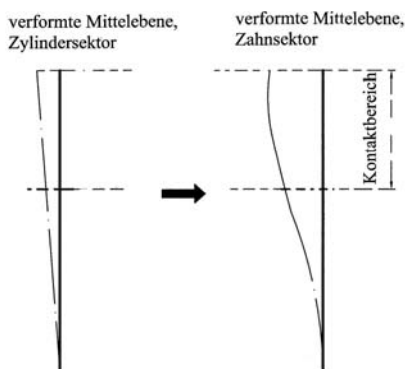


Bild 3: Unverformte und verformte Mittelebene des Zylinder- (links) und Zahnsektor (rechts)

Die Flankenpressung kann für diesen Fall über der Flankenhöhe zu einer resultierenden Kraft zusammengefasst werden. Durch die Anbindung des freien Wellenverzahnungsbereiches sind auch dort Beanspruchungen wirksam. Die Biege- und Druckanteile sind sogar größer als im Nabenbereich. Für das Berechnungsmodell werden daraus ein Ersatzmoment und eine Ersatzkraft abgeleitet, **Bild 4**.

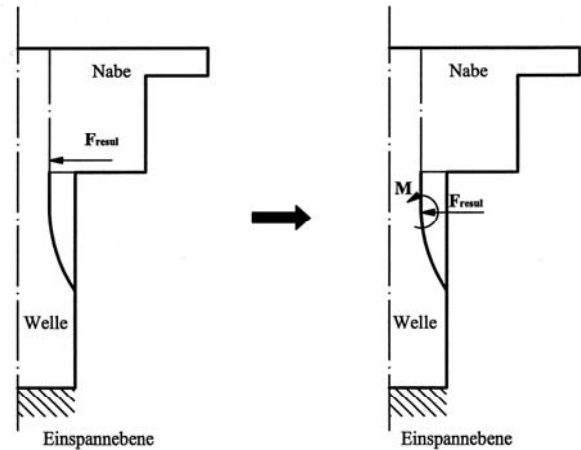


Bild 4: Mechanisches Ersatzmodell des Zylindersektors und des Zahnsektors

Die Spannung σ_{xy} im zylindrischen (unten links) und verzahnten (unten rechts) Wellenbereich ist im **Bild 5** dargestellt. Als Vergleich dazu sind die Beanspruchungen eines ungestörten Zylinderstabes mit reibschlüssiger Lastübertragung im Nabenbereich darüber dargestellt. Beim Zylinderstab liegt das Maximum der Spannungskomponente σ_{xy} nicht im Verbindungsbereich sondern nahe der Einspannebene (linker Bildrand), wo der Spannungszustand sehr kompliziert ist. In der Zahnwelle ist der Maximalwert von σ_{xy} kurz vor dem Verbindungsanfang. Der Unterschied der beiden Geometrien in gleicher axialer Position beträgt $\Delta\sigma_{xy} = 43 \text{ N/mm}^2$. Dies bestätigt auch, dass die Zylinderbereiche als ein drehmomentbelastetes Prisma ohne Querschnittverwölbung angenommen werden können, wogegen der Zahnsektor diese Bedingung nicht erfüllt.

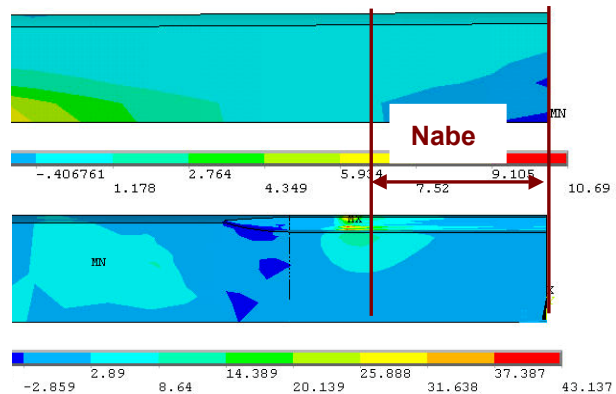


Bild 5: Verlauf der Spannungskomponente σ_{xy} am Zylinder und an der Zahnwelle, reine Torsion $T = 560 Nm$

2.2 Einfluß des Auslaufs auf die Beanspruchung

Der fertigungsbedingte Auslauf der Zahnluken in der Welle kann durch zwei grundsätzliche Modelle dargestellt werden: Zahnwelle mit gebundenem Auslauf und Zahnwelle mit freiem Auslauf, **Bild 6**.

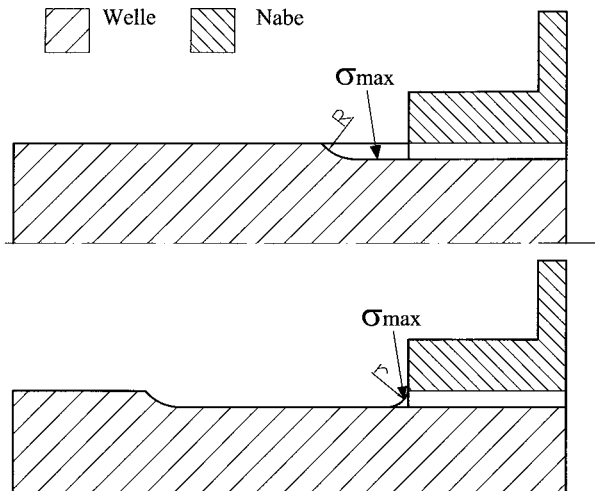


Bild 6: Forme der Zahnlukenausläufe, gebunder Zahnlukenauslauf (oben) und freier Zahnlukenauslauf (unten)

Für die Zahnwelle mit gebundenem Verlauf ist die maximale Vergleichsspannung im Auslauf von dem Radius R abhängig. Erste entsprechende numerische Simulationen müssen noch weiter ausgewertet werden.

Die Verteilung der max. Vergleichsspannungen in Abhängigkeit von den Radien der freien Ausläufe wird im **Bild 7** dargestellt. Die maximale Vergleichsspannung $\sigma_{xy} = 384,62 \text{ N/mm}^2$ wieder vor dem Nabenbereich ergibt sich für die minimale Ver rundung mit einem Radius $r = 2 \text{ mm}$. Oberhalb von einem Radius $r = 5 \cdot m$ ist keine reduzierende Wirkung mehr zu erwarten.

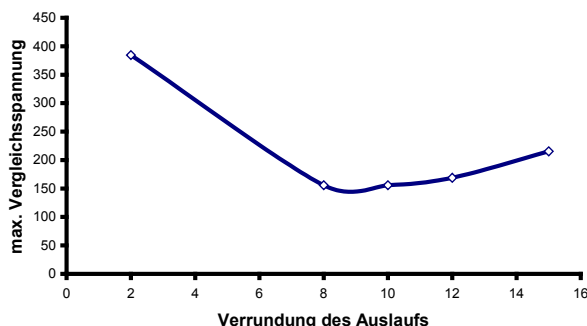


Bild 7: Maximale Vergleichsspannung im Auslauf in Abhängigkeit vom Radius r, freier Auslauf, $T=560 \text{ Nm}$, $d_B=45 \text{ mm}$, $m=2$, DIN 5480

2.3 Einfluss der Zahnabe

Außer dem Verzahnungsauslauf hat auch die Form der Nabe einen Einfluss auf die Beanspruchungsverteilung in der Wellenlängsrichtung. Naben mit kleinem Flansch am Verbindungsende erzeugen durch den kleineren Steifigkeitssprung erwartungsgemäß eine geringere Beanspruchungsüberhöhung. In diesem Fall ist der Spannungsgradient in der Längsrichtung nur etwas größer als der von der Verbindung mit einer Nabe ohne Flansch. **Bild 8** zeigt die Spannungsverläufe in Zahnfuß der Zugseite, die Neigung der Kurve entspricht dem Spannungsgradienten. Verbindungen mit ausgeprägtem Flansch (Flansch $\varnothing = 2 \cdot \text{Nabenaußen}\varnothing$) weisen eine starke Änderung der Spannung im Zahnfuß im Kontaktbereich am freien Wellenende auf.

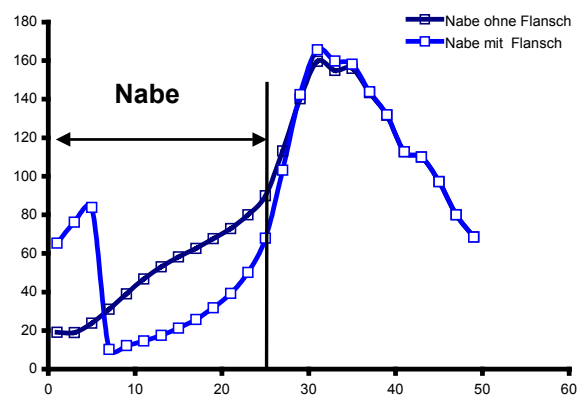


Bild 8: Verläufe der Vergleichsspannungen im Zahnfuß der Zugseite, Nabe mit/ohne Flansch, Verzahnungsgeometrie nach DIN 5480 45X2X21, $T=560 \text{ Nm}$

2.4 Lastaufteilung in der Umfangsrichtung

Um die maximale Zahnnormalkraft unter Drehmomentbelastung zu berechnen, muss das Lastaufteilungsverhalten in der Umfangs- und Axialrichtung bewertet werden. Die Lastverteilung über dem Verbindungsumfang wird beeinflusst durch Flankenspiel, Teilungs- und Zahndickenabweichungen, elastisches Nachgeben der Zähne unter Last sowie den Flankenverschleiß. Durch Vereinfachung des von Schäfer [4] entwickelten Ansatzes ergibt sich die Gleichung zur Berechnung des Umfangsfaktors k_φ für Zahnwellen-Verbindungen unter reinem Drehmoment zu:

$$k_\varphi = 1 + \left[\frac{2200 F_p}{p \cdot \left(1 + \frac{7500 \cdot T}{E \cdot z \cdot h_w \cdot b \cdot r_w} \right)} \right] \quad (1)$$

Mit den Größen:

F_p Teilungs-Gesamtabweichung

- p Teilung
- T Drehmoment
- E Elastizitätsmodul
- z Zähnezahl
- h_w Wirkhöhe
- b Verbindungsbreite
- r_w Wirkradius

Die Qualität der Verzahnung einer Welle oder einer Nabe wird nach der für Laufverzahnungen aufgestellten Norm DIN 3962 ermittelt, die eine tabellarische Beziehung zwischen Verzahnungsqualität und Teilungs-Gesamtabweichung F_p angibt. Für normale Verzahnung gilt $k_{\varphi, \max} \leq z/2$.

2.5 Einfluss der Verzahnungsgeometrie

Der Verlauf der von der Axialkoordinate abhängigen maximalen Vergleichsspannung im Zahnfuß der Welle einer drehmomentbelasteten Verbindung wird beeinflusst durch: Zahnform, Verbindungsbreite, Zahnüberstand, Nabenaußendurchmesser, Welleninnendurchmesser und andere geometrische Faktoren. Da die Spannungsspitze im Zahnfuß liegt, ist eine Möglichkeit zur Reduzierung der Kerbwirkung an dieser Stelle durch die Nutzung einer vollen Fußausrundung entsprechend der DIN/ISO 4156 gegeben. Die DIN/ISO 4156 kennt „flat“ und „fillet“ Zahnfußausbildungen, wogegen die Verzahnung nach DIN 5480 lediglich die Variante „flat“ vorsieht. Die Formzahl der beiden Verzahnungsgeometrien zeigt **Bild 9**. Die Zahnwelle mit Verzahnung „Flat-Zahnfuß“ hat speziell bei kleineren Zähnezahlen eine größere Formzahl als die Verzahnung mit „Fillet-Zahnfuß“.

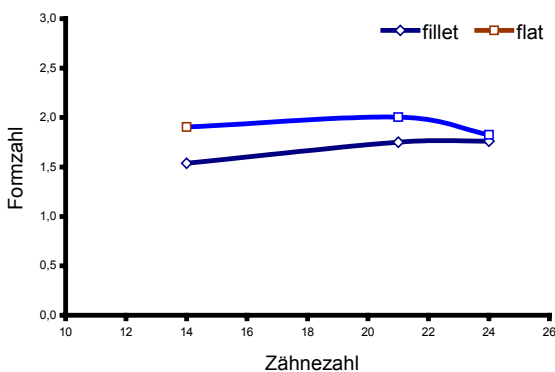


Bild 9: Formzahl der Zahnwelle nach ISO 4156. reine Torsion $T = 560 \text{ Nm}$, Teilkreisdurchmesser, $d = 42 \text{ mm}$, $m = 2 \text{ mm}$, Fillet- und Flatzahnfußausrundung

2.6 Ansatz zur Berechnung der maximalen Zahnfußspannung im Auslauf

In **Bild 10** ist der Zusammenhang zwischen angreifender Zahnkraft und der Position sowie dem Betrag der für die Zahnfußtragfähigkeit relevanten maximalen Zahnfußnennspannungen in der Zahnscheibe dargestellt (Bild links). Voraussetzung dafür ist, dass es in der Zahnwelle keine Verwölbung des Zahnquerschnitts gibt, bzw. keine Zug- und/oder Druckspannungsanteile in der Axialrichtung. Die Vergleichsspannung im Zahnfuß berechnet sich aus den auftretenden Biege-, Druck- und Schubspannungen. Die schadenskritische Beanspruchung tritt auf der Zugseite in der Randfaser auf. Andererseits wird der Zahnfuß im Querschnitt des Auslaufsbereichs durch eine resultierende Zahnnormalkraft F_{resul} und ein zusätzliches Biegemoment M_{zu} belastet, welches die Anteile der Biege- und Druckspannungsanteile im Zahnfuß an dieser Stelle verursacht (Bild rechts). Durch die beiden Erhöhungen der Spannungskomponenten wird die Vergleichsspannung im Zahnfuß des Verzahnungsauslaufs vergrößert.

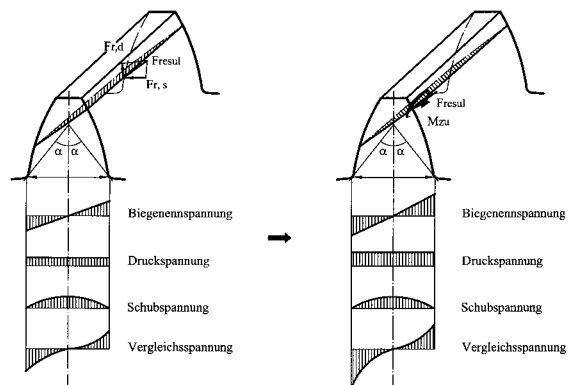


Bild 10: Zahnfußspannung durch eine angreifende Zahnnormalkraft

Die Zähne tragen die Zahnnormalkraft unter drei Formen: Kopf-, Fuß- und Normaltragverhalten, **Bild 11**. Das Tragverhalten wird hauptsächlich durch den Profilwinkel beeinflusst, daneben haben die äußeren Belastungen/elastischen Verformungen sowie Profilabweichungen einen Einfluss. Zähne mit Kopftragverhalten haben einen größeren Biegeanteil im Zahnfuß als solche mit Fußtragverhalten, weil hier die resultierende Flankennormalkraft einen kleineren Hebelarm hat.

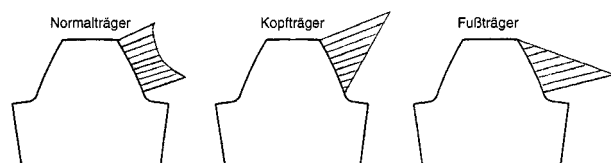


Bild 11: Tragverhalten eines einzelnen Zahnes

Die maximale Zahnkraft $F_{t,max}$ im Zahnquerschnitt in Tangentialrichtung berechnet sich aus

$$F_{t,max} = \frac{T \cdot K_\varphi}{d_B \cdot \zeta} \quad (2)$$

| | | |
|-----|---------|------------------------------|
| Mit | T | Drehmomentbelastung |
| | ζ | Faktor für das Tragverhalten |
| | | =1,0 Normaltragverhalten |
| | | =1,15 Kopftragverhalten |
| | | =0,89 Fußtragverhalten |

Die Lastverteilung in der Axialrichtung im Kontaktbereich ist wie beschrieben stark von der Form der Nabe (mit oder ohne Flansch) und vom Nabenaußendurchmesser abhängig, Bild 8. Ein Faktor für die Lastüberhöhung am Verbindungsanfang wurde von Wesolowski /2/ ermittelt. Dieser wurde mit Finite-Elemente-Berechnungen zu folgendem Lastverteilungsfaktor k_α wie folgt weiterentwickelt:

Für Verbindung mit Nabenaußendurchmesser d_2 oder Durchmesser der Nabenschulter $d_{2,s} \geq 2 \cdot d_B$ gilt, $k_\alpha = 1,8$

Für Verbindung mit $d_2, d_{2,s}$ kleiner als $2 \times d_B$, $k_\alpha = 1,15 - 1,5$

Die maximale Zahnkraft $F_{t,max,a}$ am Verbindungsanfang berechnet sich nach

$$F_{t,max,a} = \frac{T \cdot K_\varphi \cdot K_\alpha}{d_B \cdot \zeta} \quad (3)$$

Die maximale resultierte Zahnnormalkraft im Kontakt Bereich

$$F_{n,max,resul} = \frac{F_{t,max,a}}{\cos \alpha} \quad (4)$$

Ergebnisse von FE-Rechnungen zeigen, dass die obigen Spannungsanteile im Zug- und Druckbereich mit einem Faktor β etwa linear wachsen. Damit lassen sich die Zahnfußspannung im Verzahnungsauslauf mittels Ansätzen nach DIN 3990 neu entwickelt:

Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \beta \cdot \frac{6 \cdot F_{n,max,a} \cdot h_F \cdot \cos \alpha_F}{b \cdot s_F} \quad (5)$$

Druckspannung

$$\sigma_d = \beta \cdot \frac{F_{n,max,a} \cdot \sin \alpha_F}{b \cdot s_F} \quad (6)$$

Schubspannung

$$\sigma_s = \frac{F_{n,max,a} \cdot \cos \alpha_F}{b \cdot s_F} \quad (7)$$

Vergleichsspannung

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_b - \sigma_d)^2 + (\alpha \cdot \tau_m)^2} \quad (8)$$

Mit $\alpha = 2,5$ nach Peeken.

Im Vergleich zu DIN 3990 haben die Zahnfußspannung im Auslauf von einer Zahnwelle einen erhöhten Zug- und Druckspannungsanteil, der wie folgt berechnet werden kann $(\sigma_b - \sigma_d) = \beta (\sigma_b^s - \sigma_d^s)$. „s“ bedeutet hierbei eine Berechnungsebene innerhalb der Nabe entsprechend den Ansätzen für Stirnräder.

3 Experimentelle Ergebnisse aus dem Schwings-Torsion-Prüfstand

Die von Garzke durchgeführten Torsionsschwingversuche an Zahnwellen-Verbindungen nach DIN 5480 32X1,5X30X21 (Wellenwerkstoff C24 mit $R_{eH}=400 \text{ N/mm}^2$) wurden mit einem Spannungsverhältnis $R=0,1$ gefahren. Zahnwellen-Verbindungen, bei denen nach 10^7 Lastwechseln kein Bruch eingetragen war, gelten dabei als dauerfest und werden als Durchläufer bezeichnet, Bild 12. Aufgrund der steifen Nabenausführung ($d_2 \geq 2,5 d_B$) ergaben sich an den Naben keine Schäden.

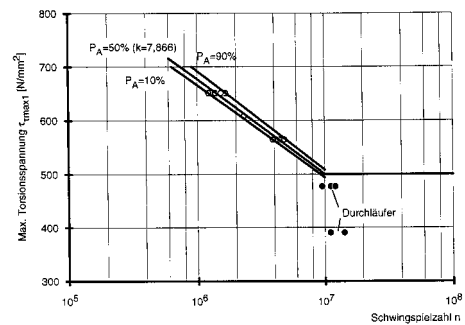


Bild 12: Wöhlerdiagramm der Zahnwelle DIN 5480 32X1,5X30X20 (beste Einbaustellung) /1/

4 Abschätzung der Dauerfestigkeit an Zahnwellen

Die theoretische Ermittlung der Dauerfestigkeit einer Zahnwelle erfordert neben der Berücksichtigung des Einflusses der Bauteilabsolutgröße und Bauteiloberfläche (Größenfaktor c_D und Oberflächenfaktor c_O) die Kenntnisse des bezogenen Spannungsgefälles als Maß für die Stützwirkung benachbarter Bauteilzonen auf die höchstbeanspruchte Stelle. Bei einer schnellen groben Abschätzung kann in der technischen Praxis die Stützwirkung vernachlässigt werden. Die Abschätzung liegt dann auf der sicheren Seite. Die Vorgehensweise bei der Bestimmung der Dauerfestigkeit ist im Bild 13 zu sehen.

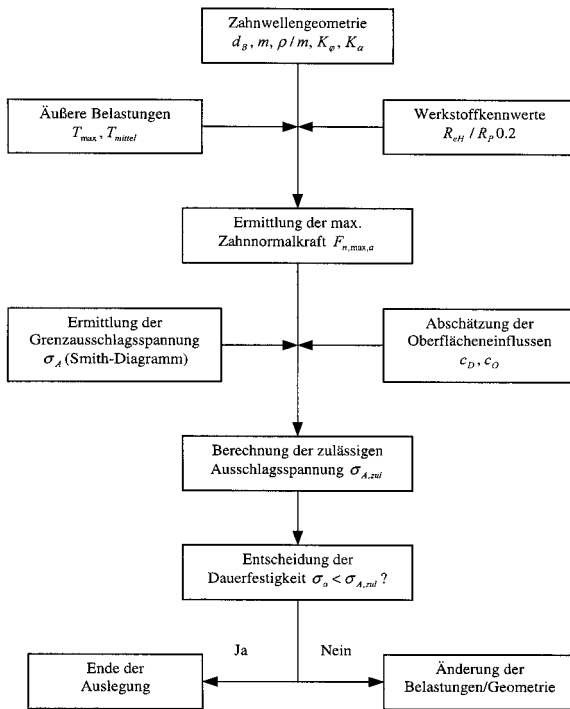


Bild 13: Vorgehensweise der theoretischen Abschätzung der Dauerfestigkeit an Zahnwellen, in Anlehnung an /1/

5 Zusammenfassung und Ausblick

Zahnwellen-Verbindung besitzt durch ihre mehrfachen Kerbwirkungen eine Spannungsspitze im Bereich des Verzahnungsauslaufs, welche durch die von den Flankenkontaktbelastungen herrührenden Beanspruchungen im Verzahnungsauslauf zusätzliche Biege- und Druckspannungsanteile erfahren. Die Geometrie des Verzahnungsauslaufs und die Form der Nabe sind zwei wesentliche Faktoren, die die maximale Vergleichsspannung im Zahnfußbereich beeinflussen.

Die Kerbwirkung im Zahnfuß außerhalb des Nabenkontaktbereichs ist mit den dort herrschenden hohen Belastungen für die Dauerbrüche an Zahnwellen verantwortlich. An dieser Stelle treten auch die max. dynamischen Spannung auf und verursachen zusammen mit dem Spannungsgradient die Materialermüdung, woraus dann die ersten Anrisse entstehen und zum Dauerbruch des Bauteils führen.

Das Beanspruchungsverhalten im Zahnauslauf ist kompliziert und eine Verbesserung der Ansätze zur Berechnung der maximalen Vergleichsspannung ist dringend angezeigt, wobei eine Adaption an die DIN 743 angestrebt wird. Der Schwerpunkt kann zunächst in der Abschätzung des Faktors β liegen. Möglichkeiten zur Erhöhung der Dauerfes-

tigkeit an Zahnwellen bieten u.a. die geometrische Variation der Verzahnungsgeometrie.

6 Literatur

- /1/ Garzke, M.: Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben Zahnwellenfestigkeit Di 289/9-2. Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal 1998
- /2/ Wesolowski, K.: Dreidimensionale Beanspruchungszustände und Festigkeitsnachweis drehmomentbelasteter Zahnwellen-Verbindungen unter elastischer und teilplastischer Verformung. Dissertation. TU Clausthal 1996
- /3/ Straßer, H.: Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. Dissertation. TU München 1984
- /4/ Schäfer, G.: Der Einfluß von Oberflächenbehandlungen auf das Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellen-Verbindungen mit Schiebeseit. Dissertation. TU Clausthal 1995

Das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Seiltrommeln unter nicht-rotationssymmetrischer Belastung

Mupende, I.; Otto, St.

Die Auslegung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln basiert bisher auf der Annahme rotationssymmetrischer Lastverteilungen. Jüngste Forschungsarbeiten des Instituts für Maschinenwesen haben demgegenüber gezeigt, dass bei Seiltrommeln mit einem LeBus-Rillungssystem nicht-rotationssymmetrische Belastungen des Mantels und der Bordscheiben auftreten.

Der Artikel stellt ein Berechnungsmodell zur Ermittlung der nicht-rotationssymmetrischen Druckbelastung des Trommelmantels und der daraus resultierenden Beanspruchungen vor.

So far, in the calculation of multilayered hoisting drums rotationally symmetric load distributions are assumed. Recently – based on our research in the field of hoisting drums – it could be shown that the LeBus winding system causes non-rotationally symmetric load distributions on the drum cylinder and endplates. The article describes a load model for determining the non-rotationally symmetric pressure distribution at the drum cylinder and the resultant stress distribution.

1 Einleitung

Das Bestreben der Industrie und Anlagenbauer immer voluminösere und schwerere Einzelkomponenten zu planen und vor dem Heben bereits am Boden zu montieren, zwingt die Kranhersteller dazu, mit ihren Konstruktionen größere Hakenlasten und Reichweiten zu garantieren. Weiterhin ist zu beobachten, dass sich das Nutzungsverhalten der Kranbetreiber, begründet durch veränderte Einsatzszenarien, zunehmend wandelt. Für die Gestaltung und Dimensionierung der Seiltrommeln bedeuten die vorgenannten Punkte letztlich die Realisierung größerer Seilzuglasten und Seilspeicherlängen bei gleichzeitiger Reduzierung des verfügbaren Bauwerks.

Vor diesem Hintergrund ist die Weiterentwicklung der Berechnungsverfahren zur beanspruchungsgerechten Auslegung einer Seiltrommel von stetigem Interesse für Kran- und Windenhersteller – insbesondere auch deshalb, weil die Aktualität bisheriger Auslegungsgrundlagen der Norm fraglich erscheint.

2 Problemstellung

Die heute existierenden Berechnungsverfahren zur Dimensionierung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln (z.B. [1], [2] und [3]) basieren auf rotationssymmetrischen Lastannahmen. Zu diesen Belastungen einer Seiltrommel zählen im Wesentlichen der vom Seilpaket auf den Trommelmantel ausgeübte Wickeldruck $p(x)$ und die Linienkräfte $F_i(r)$ und $F_j(r)$ der Seillagen auf die Bordscheiben (**Bild 1**).

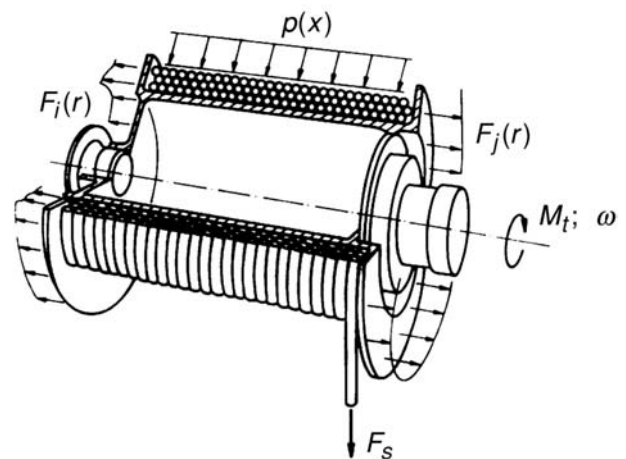


Bild 1: Rotationssymmetrische Druck- und Linienkraftverteilung als Grundlage für die Beanspruchungsermittlung mehrlagig bewickelter Seiltrommeln [2]

Die Annahme rotationssymmetrischer Belastungsverhältnisse bildet jedoch die in der Praxis beobachtete und experimentell nachgewiesene Umfanglastverteilung auf Mantel und Bordscheiben nicht exakt ab. Dies gilt insbesondere für Seiltrommeln mit einer Mantelrillung nach dem LeBus-Prinzip. Das Rillungssystem nach LeBus ist durch vier Umfangsbereiche charakterisiert. Dies sind zwei Parallelabschnitte (PB) und zwei Kreuzungsabschnitte (KB), in denen das Seil jeweils um eine halbe Steigungsbreite in Axialrichtung abgelenkt wird (**Bild 2**). Die Winkelausdehnung des Parallel- und Kreuzungsbereiches und die Rillungssteigung variieren von Konstruktion zu Konstruktion. Sie sind vom Einsatzfall, dem Seildurchmesser, den Seiltoleranzen, den Trommelabmessungen und der Seilbiegesteifigkeit abhängig.

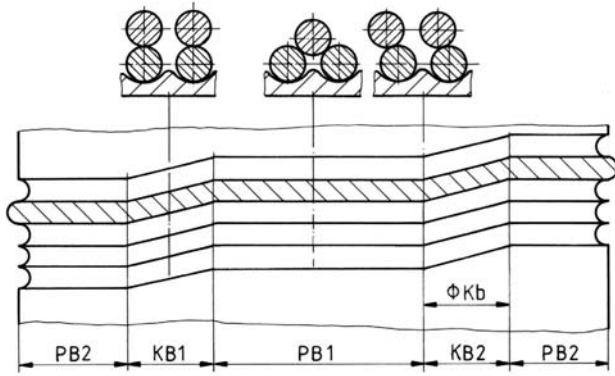


Bild 2: Anordnung der Seilwindungen im Parallel- und Kreuzungsbereich

Durch die definierte Seilführung ist die Anordnung der Seilwindungen für den Parallel- und Kreuzungsbereich fest vorgegeben. **Bild 2** verdeutlicht die sich verändernden Kontaktverhältnisse an drei ausgewählten Schnitten des Mantelumfangs in idealisierter Form. Eine Verschiebung der Kreuzungsbereiche von Seillage zu Seillage, wie sie in begrenztem Maße praktisch auftritt, wurde hier nicht betrachtet. Es kann grundsätzlich unterschieden werden zwischen:

- *Mitte des Kreuzungsbereiches:* Die Windungen der oberen Lage erreichen ihren höchsten Punkt beim Überrollen der unteren Seilwindungen. Es liegt eine säulenförmige Stapelung der Seilquerschnitte vor.
- *Mitte des Parallelbereiches:* Die Windungen der oberen Seillage werden in den Lücken der unteren Windungen geführt. Das Wickelbild ist in diesem Bereich durch eine pyramidale Stapelung der Seilquerschnitte gekennzeichnet.
- *Beginn des Kreuzungsbereiches:* Die oberen Windungen werden durch die Vorgängerwindungen oder durch Führungskeile an der Bordscheibe abgelenkt und beginnen die darunter liegenden Windungen zu überrollen.

Bild 3 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer experimentellen Beanspruchungsanalyse an einer Seiltrommel mit einem LeBus-Rillungssystem. Die Messpunkte (KB1, PB1, KB2, PB2) waren bei diesem Versuch auf drei axial versetzten Schnittebenen – jeweils mittig in den Rillungsbereichen – angeordnet. Die Kurvenverläufe stellen den Anstieg der Tangentialspannungen bei konstanter Zugkraft F_S und zunehmender Lagenanzahl dar. Entgegen der Erwartung eines nahezu gleichmäßigen Beanspruchungsverlaufes über dem Umfang des Mantels treten ab der zweiten Seillage deutliche Unterschiede in den Tangentialspannungswerten auf, die

sich mit zunehmender Bewicklung vergrößern. Bei Vollbewicklung mit sieben Lagen weichen die minimalen und maximalen Tangentialspannungen um ca. 30% voneinander ab. Zwischen dem höchst beanspruchten Parallel- und Kreuzungsbereich (PB 1 und KB 2 im Diagramm) ergibt sich eine prozentuale Differenz von ca. 15%.

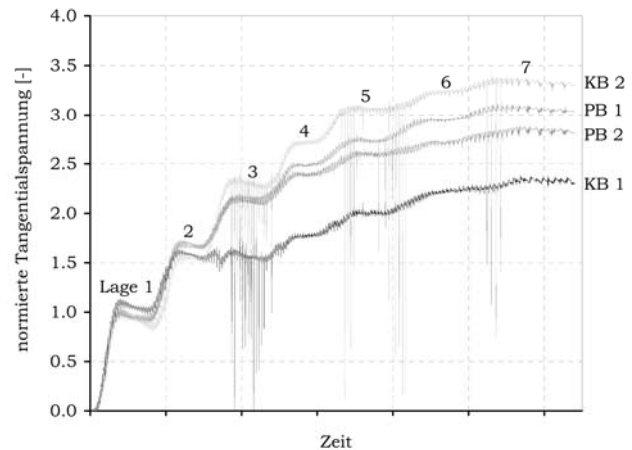


Bild 3: Zeitlicher Verlauf der Tangentialspannungen am inneren Umfang des Trommelmantels auf einer Schnittebene (Die Tangentialspannungen sind auf den Wert in der Seillage 1 normiert.)

Im Rahmen der Forschungsarbeit wurde der kausale Zusammenhang zwischen den experimentell festgestellten Beanspruchungsunterschieden und einer nicht-rotationssymmetrischen Druckbelastung $p(x, \phi)$ des Trommelmantels durch das Seilpaket näher beleuchtet. Weitere Einflussfaktoren, wie lokale Wanddickeänderungen des Mantels oder der Einfluss der Rillungssteifigkeit, konnten als Hauptursache für die nicht-rotationssymmetrische Beanspruchungsverteilung ausgeschlossen werden.

3 Die nicht-rotationssymmetrische Belastung des Trommelmantels

3.1 Einfluss des Wickelradienunterschiedes zwischen den Rillungsbereichen

Das Bewickeln der ersten Seillage erfolgt sowohl im Parallel- als auch im Kreuzungsbereich über dem gesamten Umfang mit einem konstanten Wickelradius ($r_{pb,1} = r_{kb,1}$). Ab der zweiten Seillage ändert sich der Wickelradius über dem Umfang des Trommelmantels infolge des Überrollens der unteren Windungen innerhalb des Kreuzungsbereiches. Zwischen beiden Rillungsbereichen entsteht demnach ein Wickelradienunterschied Δr_l (**Bild 4**). Für den gesamten Umfang lässt sich unter Annahme geometrisch idealer Verhältnisse, d.h. bei Ver-

nachlässigung von Seilquerschnitts- und Mantelverformungen, durch Erweiterung der von Dietz [1] angegebenen Formel, nachfolgender Zusammenhang für den Wickelradius $r_l(\phi)$ herleiten (GI. 1).

$$r_l(\phi) = \left[a + \frac{h}{2} \right] + \frac{1}{2} d_s \left[1 + (1 - 1) \sqrt{4 - \frac{e^2}{d_s^2} F_\phi^2} \right] \quad (1)$$

mit: $F_\phi = 1$ im Parallelbereich und
 $F_\phi = \frac{\phi_{kb} - 2\phi}{\phi_{kb}}$ im Kreuzungsbereich

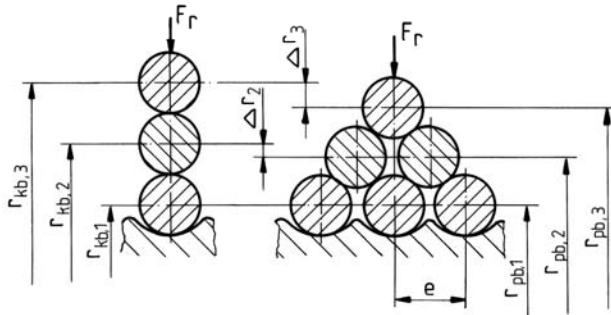


Bild 4: Unterschied Δr_l zwischen dem Wickelradius $r_{pb,l}$ im PB und $r_{kb,l}$ im KB

Mit der Voraussetzung, dass Beginn und Ende der Seilkreuzungen in jeder Lage mit den Vorgaben der Rillungsgeometrie übereinstimmen, ergibt sich der maximale Unterschied zwischen den Wickelradien in der Mitte des Kreuzungsbereiches bei einer Winkelposition von $\phi_{kb}/2$. Mit der zusätzlichen Annahme, dass die Seilkreuzungen einer jeden Seillage übereinander liegen, beträgt der maximale Radius $r_{kb,l}$ einer Seillage in der Mitte des Kreuzungsbereiches ausgehend von GI. 1:

$$r_{kb,l} = \left[a + \frac{h}{2} \right] + d_s \left(1 - \frac{1}{2} \right) \quad (2)$$

Unter Verwendung von GI. 1 und GI. 2 kann somit für das unverformte Seilpaket der maximale verhältnismäßige Unterschied zwischen den Wickelradien im Parallel- und Kreuzungsbereich mit GI. 3 ausgedrückt werden.

$$K_{r,l} = \frac{r_{kb,l}(\phi)}{r_{pb,l}(\phi)} = \frac{\left[a + \frac{h}{2} \right] + d_s \left(1 - \frac{1}{2} \right)}{\left[a + \frac{h}{2} \right] + \frac{1}{2} d_s \left[1 + (1 - 1) \sqrt{4 - \frac{e^2}{d_s^2}} \right]} \quad (3)$$

Der maximale prozentuale Unterschied der Wickelradien wurde für eine Auswahl verschiedener Trommelgeometrien (Tab. 1) untersucht. Die Maximalwerte liegen für eine fünfplagige Bewicklung mit

geringer Streubreite stets unterhalb von 5%. Es wird deutlich, dass der Seildurchmesser d_s im Vergleich zur Lagenanzahl l einen zu vernachlässigenden Einfluss besitzt, weil die Relation zur Seilsteigung e für verschiedene Trommelgeometrien nahezu konstant ist. Die Seilsteigung e wird im Allgemeinen, je nach der zu erwartenden Seiltoleranz, durch einen prozentualen Zuschlag zum Seildurchmesser (ca. 5% bis 6% des Seildurchmessers) ermittelt. Aus GI. 3 geht hervor, dass für geringe Seiltoleranzen mit entsprechend kleinen Seilsteigungen der Unterschied zwischen den Wickelradien $K_{r,l}$ abnimmt. Der Einfluss ist aufgrund der geringen Variationsbreite der Seilsteigung generell aber sehr klein.

| | Trommelkonstruktion | | |
|-------------|---------------------|--------|-------|
| | 1 | 2 | 3 |
| d_s | 14 | 15 | 17 |
| e | 14,7 | 15,75 | 17,85 |
| a | 159,0 | 181,75 | 190,5 |
| h | 18,0 | 21,5 | 22,0 |
| L | 338,0 | 489,0 | 482,0 |
| ϕ_{kb} | 54,0 | 55,0 | 55,0 |
| $K_{r,1}$ | 1,000 | 1,000 | 1,000 |
| $K_{r,2}$ | 1,011 | 1,011 | 1,011 |
| $K_{r,3}$ | 1,021 | 1,020 | 1,021 |
| $K_{r,4}$ | 1,030 | 1,028 | 1,030 |
| $K_{r,5}$ | 1,037 | 1,036 | 1,038 |

Tab. 1: Übersicht ausgewählter Trommelkonstruktionen mit den zugehörigen $K_{r,l}$ -Werten für unverformte Seilquerschnitte

Die Änderung des Wickelradius $r_l(\phi)$ bewirkt eine umgekehrt proportionale Änderung des radialen Wickeldruckes innerhalb einer jeden Lage (GI. 4). Mit den vorgenannten Erkenntnissen ist demnach festzustellen, dass der Wickeldruck im Kreuzungsbereich – aufgrund des größeren Wickelradius – kleiner als der Wickeldruck im Parallelbereich ist.

$$\sigma_{\phi,S} = \frac{P_{max,l} \cdot r_l}{s}$$

mit: $r_l = f(\phi)$ und
 $\sigma_{\phi,S} = \frac{F_{S,1}}{s^2}$ folgt:

$$P_{max,l} = \frac{F_{S,1}}{s} \cdot \frac{1}{r_l(\phi)} \quad (4)$$

Gl. 4 beschreibt den Zusammenhang zwischen der Seilzugkraft F_S und dem Wickeldruck in einfacher Weise. Der Einfluss der Seilelastizität und die Auswirkung von Entlastungserscheinungen infolge von Seilquerschnitts- und Mantelverformungen werden hiermit nicht erfasst. Der Druckbetrag $p_{max,l}$ entspricht deshalb dem theoretischen Maximaldruck einer Seillage. Im Folgenden wird der Einfluss der hier nicht berücksichtigten Entlastungsmechanismen auf das Druckverhältnis zwischen Parallel- und Kreuzungsbereich abgeschätzt.

3.2 Einfluss des Seilpaketsteifigkeitsunterschiedes zwischen den Rillungsbereichen

Die Druckentwicklung auf den Trommelmantel resultiert aus einer Last-Verformungs-Kopplung, in der Belastungs- und Entlastungsmechanismen parallel ablaufen. Wesentliche Einflussparameter bilden dabei die Seilpaketsteifigkeit und die Mantelverformungen. Beide Einflussgrößen ändern sich nicht nur während des Wickelprozesses kontinuierlich, sie besitzen außerdem eine unterschiedlich hohe Ausprägung im Parallel- und Kreuzungsbereich. Aus experimentellen Untersuchungen ist beispielsweise bekannt, dass der Querelelastizitätsmodul der pyramidalen Seilwindungsanordnung im Parallelbereich ca. 70% des Wertes für die Säulenordnung im Kreuzungsbereich beträgt [2]. Aufgrund der daraus resultierenden unterschiedlichen Seillagenverformung ergeben sich im Parallel- und Kreuzungsbereich verschiedene Wickeldrücke. Im Fall der nicht-rotationssymmetrischen Mantelverformung wird die Lastverteilung zudem durch das zu erwartende beliebig gekrümmte Verformungsbild des Mantels bestimmt, welches partielle Druckverlagerungen über dem Umfang hervorrufen kann. Die Lösung dieser Last-Verformungs-Beziehung ist allerdings noch offen. Im Folgenden wird deshalb ein Belastungsmodell zur Einordnung des Wickeldruckunterschiedes zwischen dem Parallel- und Kreuzungsbereich entwickelt. Darin werden sowohl die unterschiedlichen Wickelradien als auch die variierende Seilpaketsteifigkeit in beiden Rillungsbereichen berücksichtigt.

Das Druckverhältnis $K_{P,l}$ zwischen dem Druck p_{pb} im Parallelbereich und p_{kb} im Kreuzungsbereich einer jeden Lage l lässt sich allgemein mit **Gl. 5** ausdrücken. Darin erfolgte eine bereichsweise Aufteilung des Wickeldruckes in den Druck ohne Entlastung und den Entlastungsanteil selbst.

$$K_{P,l} = \frac{p_{pb,l}}{p_{kb,l}} = \frac{p_{pb,max,l} - \Delta p_{pb,l}}{p_{kb,max,l} - \Delta p_{kb,l}} \quad (5)$$

Durch Ausnutzung des Zusammenhangs zwischen Druckbelastung und Seillagenradius nach **Gl. 4** sowie des Verhältnisses der Wickelradien aus **Gl. 3** geht **Gl. 5** in **Gl. 6** über.

$$K_{P,l} = \frac{K_{r,l} - \frac{\Delta p_{pb,l}}{p_{kb,max,l}}}{1 - \frac{\Delta p_{kb,l}}{p_{kb,max,l}}} \quad (6)$$

Die Abschätzung des Entlastungsanteils $\Delta p_{kb,l}$ kann unter Verwendung der Berechnungsmethode von Dietz vorgenommen werden, womit eine Übertragung des von ihm angenommenen rotationssymmetrischen Belastungsmodells auf die Verhältnisse im Parallel- und Kreuzungsbereich verbunden ist. Die gegenseitige Beeinflussung beider Bereiche, welche Druckverlagerungen über dem Umfang des Trommelmantels hervorruft, bleibt außer Acht. Das von Dietz verwendete Säulenmodell der aufeinander gestapelten Seilwindungen (**Bild 5**) beschreibt die Kontaktverhältnisse und damit den Entlastungsmechanismus im Kreuzungsbereich sehr gut.

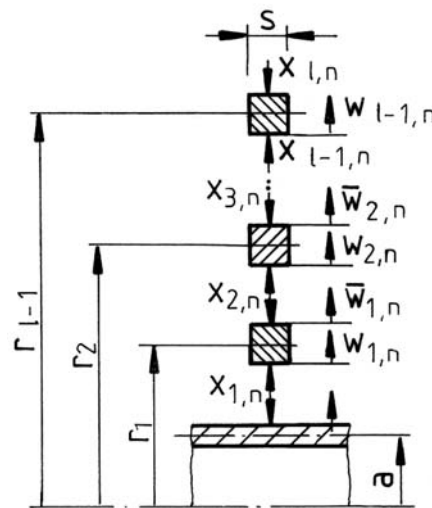


Bild 5: Abstraktion des Seilpaketes nach Dietz [1]

Für den Entlastungsanteil im Kreuzungsbereich $\Delta p_{kb,l}$ gilt somit:

$$\Delta p_{kb,l} = p_{kb,max,l} - p_{dietz,l}$$

$$\frac{\Delta p_{kb,l}}{p_{kb,max,l}} = 1 - \frac{p_{dietz,l}}{p_{kb,max,l}} = 1 - K_{e,l} \quad (7)$$

Die unterschiedliche Anordnung der Seilwindungen im Parallel- und Kreuzungsbereich mit den daraus

resultierenden Steifigkeitsunterschieden im Seilpaket führt zu unterschiedlichen Entlastungsbeträgen in beiden Rillungsbereichen. Dieser Entlastungsunterschied wird mit der Einführung des lagenabhängigen Bereichsfaktors $K_{b,l}$ beschrieben. Es gilt:

$$\Delta p_{pb,l} = K_{b,l} \cdot \Delta p_{kb,l} \quad (8)$$

Der Entlastungsbetrag steht in umgekehrt proportionalem Zusammenhang mit dem Querelastizitätsmodul des Seiles bzw. der Seilwindungsstapelung. Ausgehend von dem Sachverhalt, dass der Querelastizitätsmodul der pyramidalen Seilanordnung ca. 70% des Wertes der Säulenordnung im Kreuzungsbereich beträgt, kann demnach für den Bereichsfaktor $K_{b,l}$ eine obere Grenze von 1,4 festgelegt werden. Als untere Grenze für ein praktisch sinnvoll erscheinendes Untersuchungsintervall wird ein Bereichsfaktor von 0,7 definiert. Damit ist es möglich, Belastungsfälle in die allgemeine Betrachtung einzuschließen, bei denen der Entlastungsanteil im Parallelbereich kleiner als im Kreuzungsbereich ist. In der ersten Seillage gilt neben $K_{r,1} = 1$ auch $K_{b,1} = 1$, weil für beide Rillungsbereiche eine identische Seilpaketsteifigkeit anzunehmen ist.

Das Verhältnis zwischen dem Wickeldruck im Parallel- und Kreuzungsbereich einer jeden Lage / kann mit **Gl. 7** und der Definition des Bereichsfaktors $K_{b,l}$ (**Gl. 8**) in Form von **Gl. 9** geschrieben werden.

$$K_{p,l} = \frac{K_{r,l} - K_{b,l}(1 - K_{e,l})}{K_{e,l}} \quad (9)$$

Die Gesamtdrücke im Parallel- und Kreuzungsbereich ergeben sich aus der Summierung der Druckanteile aller Seillagen. Mit dem Verhältnis der Bereichsdrücke einer jeden Lage (**Gl. 9**) kann das Gesamtdruckverhältnis mit **Gl. 10** berechnet werden. Dabei bilden die nach Dietz ermittelten Druckbelastungen den Bezugswert.

$$K_p = \frac{\sum_l p_{pb,l}}{\sum_l p_{kb,l}} = \frac{\sum_l K_{p,l} \cdot p_{dietz,l}}{\sum_l p_{dietz,l}} \quad (10)$$

Mit dieser Methode zur Einordnung der zu erwartenden nicht-rotationssymmetrischen Belastung des Trommelmantels lässt sich die winkelabhängige Druckverteilung als Stufenfunktion mit einem konstanten Druckniveau p_{pb} in beiden Parallelberei-

chen bzw. p_{kb} in beiden Kreuzungsbereichen beschreiben (**Bild 6**).

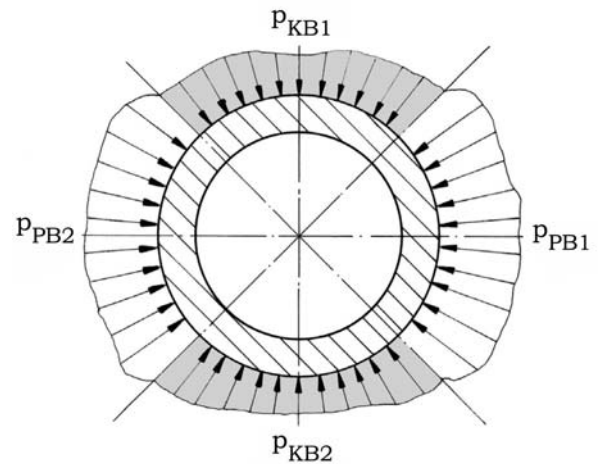


Bild 6: Druckverteilung über dem Trommelmantelumfang mit unterschiedlich hohen Niveaus im Parallel- und Kreuzungsbereich

4 Das Beanspruchungsverhalten des Trommelmantels

4.1 Voraussetzungen und Annahmen für das mechanische Modell

Aus mechanischer Sicht stellt der Trommelmantel einen geschlossenen, kreiszylindrischen, elastisch gelagerten und isotropen Körper dar, dessen Beanspruchungsverhalten mit Hilfe der linearen Biegetheorie der Kreiszylinderschale beschrieben werden kann. Für die Anwendung dieser Theorie gelten folgende Annahmen und Voraussetzungen:

1. Die Schalendicke h ist klein gegenüber den anderen Hauptabmessungen der Schalenmittelfläche (Anhaltswert: $0,05 \leq h/a \leq 0,15$) und schwach gekrümmt. Die im Kranbau und weiteren Bereichen der Hebeteknik eingesetzten Seiltrommeln erfüllen zumeist diese Voraussetzung.
2. Die Verformungen sind klein gegenüber der Schalendicke h .
3. Das Material wird als homogen, isotrop und linearelastisch angesehen. Es gelte das HOOKEsche Gesetz.
4. Alle Punkte auf einer Normalen zur unverformten Mittelfläche liegen auch nach der Verformung auf einer Normalen zur verformten Mittelfläche, d.h. alle Querschnitte bleiben eben (Bernoullische Normalenhypothese).

5. Die Normalspannung senkrecht zur Schalenmittelfläche nimmt Werte zwischen der Belastung p_n und Null an, sie kann im Vergleich zu allen anderen Normalspannungen vernachlässigt werden.
6. Die Schalendicke ändert sich bei der Belastung nicht. Somit kann die Dehnung senkrecht zur Schalenmittelfläche zu Null angenommen werden. Weiterhin wird vorausgesetzt, dass die Wanddicke über dem Umfang und der Länge näherungsweise konstant ist.

Der Trommelmantel erfährt neben der radialen Druckbelastung $p_n(x, \phi)$ eine Axialbiegung durch die Seilzugkraft und ein Torsionsmoment infolge des Antriebes. Diese beiden Lastkomponenten besitzen, wie Dietz nachgewiesen hat, gegenüber dem radialen Wickeldruck einen zu vernachlässigenden Effekt auf die Beanspruchungen des Trommelmantels. Die Beschreibung des nicht-rotationssymmetrisch wirkenden radialen Wickeldrucks $p_n(x, \phi)$ basiert auf der in **Kap. 2** hergeleiteten Stufenfunktion, welche über der Trommellänge als konstant angesehen wird. Damit ist die Annahme verbunden, dass jede Seilwindung den gleichen Druck auf den Mantel ausübt, also keine Zugkraftänderung innerhalb einer Lage stattfindet. **Bild 7** veranschaulicht die dreidimensionale Stufenfunktion für die Druckbelastung des Trommelmantels in einer qualitativen Darstellung.

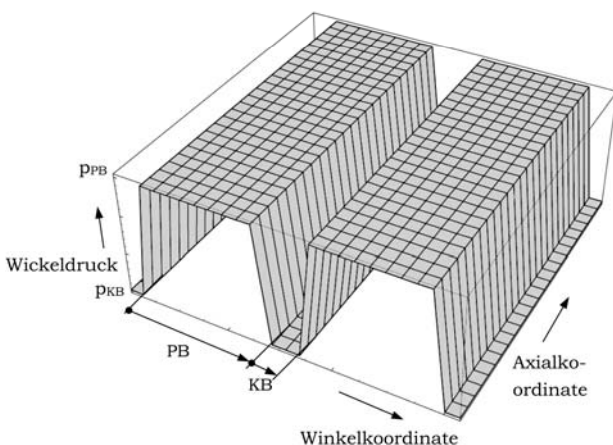


Bild 7: Dreidimensionale Druckfunktion $p_n(x, \phi)$

4.2 Das System partieller Differentialgleichungen der Kreiszyinderschale

Für die Analyse des Beanspruchungsverhaltens einer beliebig belasteten Kreiszyinderschale existieren in der Literatur zahlreiche voneinander abweichende Theorien [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

Krätzig [14] gibt einen umfassenden Vergleich und zudem Bewertungsmaßstäbe für die verschiedenen Methoden an. Zur Ermittlung der Trommelmantelbeanspruchungen unter der im **Kap. 2** erläuterten nicht-rotationssymmetrischen Druckverteilungsfunktion wurde die FLÜGGESche Theorie verwendet. Die Lösung des inhomogenen Systems partieller Differentialgleichungen nach FLÜGGE, welche hier nicht explizit angegeben ist, erfolgte mit Hilfe von Reihenansätzen für die Last- und Verschiebungskomponenten.

Die Verbindung von Mantel und Bordscheiben verkörpert für beide Elemente eine elastische Lagerung der Berandungskurven. Die Steifigkeit der Mantel-Bordscheiben-Verbindung wird durch die Dicke der Bordscheibe und des Mantels sowie durch die Kopplungsgeometrie selbst (z.B. Dicke der Stützscheibe oder des Getriebeflansches) bestimmt. Des Weiteren beeinflussen Stütz- und Zwischenscheiben häufig das Beanspruchungsverhalten des Trommelmantels, indem die aktive Mantellänge verkürzt wird. Für die Ermittlung spezieller Lösungen des Differentialgleichungssystems wurden idealisierte Randbedingungen verwendet, welche eine Fest-Los-Lagerung des Mantels mit einer ideal verdrehweichen (**Bild 8**, links) bzw. ideal verdrehsteifen Mantel-Bordscheiben-Verbindung widerspiegeln (**Bild 8**, rechts). Im Vergleich zur Praxis werden damit potentielle Grenzfälle beschrieben.

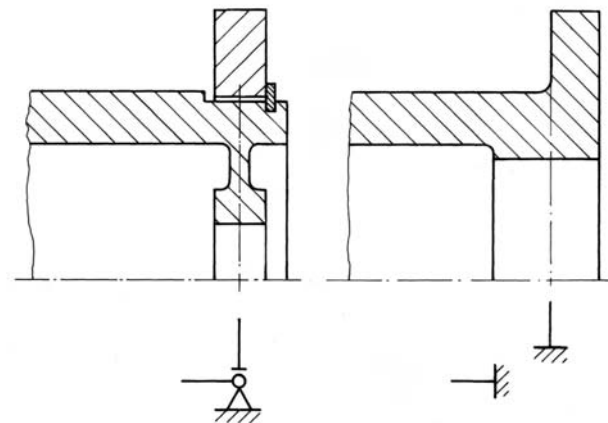


Bild 8: Idealisierte Mantel-Bordscheiben-Verbindungen; links: verdrehweiche Verbindung, rechts: verdrehsteife Verbindung

5 Auswirkungen der nicht-rotationssymmetrischen Druckbelastung

Das in **Kap. 2** vorgestellte Belastungsmodell ermöglicht es dem Konstrukteur, die Beanspruchungen des Trommelmantels für die in der Praxis auf-

retrende nicht-rotationssymmetrische Lastverteilung zu ermitteln. Im Hinblick auf ein daran angepasstes Design können die Erkenntnisse der durchgeführten Untersuchungen in Form nachstehender Hinweise resümiert werden:

1. Bei Trommelkonstruktionen mit einem in Parallel- und Kreuzungsbereiche unterteilten Rillungssystem treten gegenüber den Ergebnissen der bisher gültigen Berechnungsverfahren Beanspruchungsüberhöhungen auf, deren Betrag in Anhängigkeit der Rillungsgeometrie variiert. Ursache dieses Effektes ist die bisher nicht berücksichtigte Biegespannung in Umfangsrichtung des Mantels. **Bild 9** zeigt in diesem Zusammenhang für eine exemplarisch ausgewählte Trommelgeometrie ($h/a = 0,1$; $\kappa L = 8$) die Beanspruchungsüberhöhungen im Vergleich zu einer rotationssymmetrisch belasteten Schale, wenn eine freie radiale Mantelverformung angenommen wird. Für die in der Praxis üblichen Bereichseinteilungen von $2 \leq \phi_{pb}/\phi_{kb} \leq 3$ ergeben sich in diesem Fall Beanspruchungserhöhungen zwischen 10% und 30% im Vergleich zu den Ergebnissen bisheriger Berechnungsmethoden, wenn Druckunterschiede zwischen 5% und 15% angenommen werden (z.B. bei $p_{pb} > p_{kb}$).

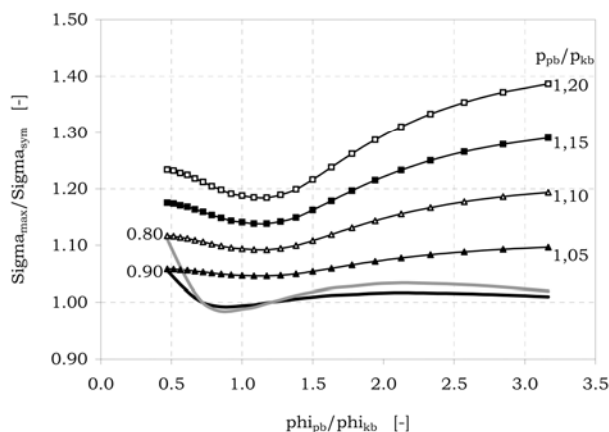


Bild 9: Verhältnis der inneren maximalen Tangentialspannungen

2. Aus **Bild 9** geht weiterhin hervor, dass für eine gegebene Druckbelastung des Trommelmantels ein optimales Verhältnis zwischen der Winkelausdehnung des Parallel- und Kreuzungsbereiches ($\phi_{pb} \approx \phi_{kb}$) existiert, für welches die Beanspruchungsüberhöhung minimal wird. Der Konstrukteur sollte daher unter gleichzeitiger Abwägung weiterer Aspekte (z.B. Spulungsverhalten, Seilverschleiß u.a.) dieses Optimum anstreben.

3. Die nicht-rotationssymmetrische Druckverteilung wird u.a. vom Unterschied der Wickelradien zwischen Parallel- und Kreuzungsbereich beeinflusst. Dieser kann minimiert werden, indem der prozentuale Zuschlag zum Seildurchmesser für die Ermittlung der Rillensteigung verringert wird.
4. Infolge des Druckunterschiedes treten zwischen dem Parallel- und Kreuzungsbereich axiale Verschiebungsdifferenzen auf (**Bild 10**), welche aufgrund der Verformungsbehinderung durch die Bordscheibe zusätzliche Axialkräfte im Anbindungsbereich bewirken. Diese Axialkräfte sind bei der Auslegung der Kopplungsgeometrie bzw. der Bordscheibenverbindung (z.B. Schweißnaht, Verschraubung) zu berücksichtigen.
5. Die Stützwirkung des Seilpaketes behindert die freie Mantelbiegung in Umfangs- und Axialrichtung. Dies führt insbesondere bei der Verwendung steifer Seile zu Belastungs- und Beanspruchungsverlagerungen über dem Mantelumfang, die mit dem erarbeiteten Berechnungsverfahren analytisch nicht determiniert werden. Die Stützwirkung des Seilpaketes behindert ebenfalls das Ausbeulen des Trommelmantels. Der elastische Stabilitätskollaps bleibt deshalb für übliche Trommelgeometrien kein vordergründiges Versagenskriterium.

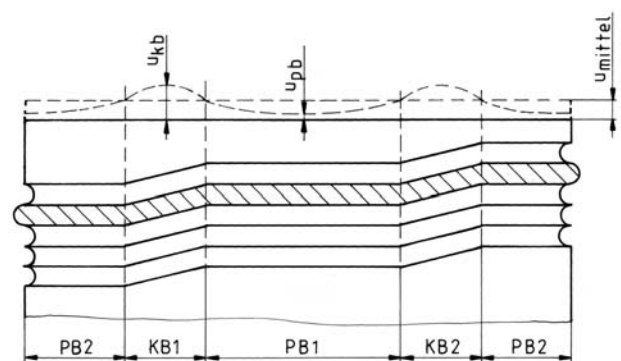


Bild 10: Axiale Verschiebungsdifferenzen zwischen den Rillungsbereichen

6 Literatur

- [1] Dietz, P.: Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln, TH Darmstadt, Dissertation, 1971
- [2] Mupende, I.: Beanspruchungs- und Verformungsverhalten des Systems Trommelmantel-Bordscheiben bei mehrlagig bewickelten

- | | | | |
|--|----------------|---|-------------------|
| Seiltrommeln unter elastischem und teilplastischem Werkstoffverhalten, TU Clausthal, Dissertation, 2001 | F_i, F_j | Axiale Linienkraft auf die Bordscheiben | N/mm |
| [3] Neugebauer, H.-J.: Berechnungsverfahren für ein- und mehrlagig bewickelte Seiltrommeln, TU Dresden, Dissertation, 1979 | F_r | Radiale Linienkraft auf den Trommelmantel | N/mm |
| [4] Flügge, W.: Statik und Dynamik der Schalen. 3. Auflage. Berlin u. a.: Springer-Verlag, 1962 | F_S | Seilzugkraft | N |
| [5] Flügge, W.: Stresses in Shells. 2. Auflage. Berlin u. a.: Springer-Verlag, 1973 | h | Wanddicke der Zylinderschale/ des Trommelmantels | mm |
| [6] Biezeno, C. B.; Grammel, R.: Technische Dynamik. Bd. 1: Grundlagen und einzelne Maschinenteile. 2. Auflage. Berlin u. a.: Springer Verlag, 1953 | K_b | Bereichsfaktor | - |
| [7] Girkmann, K.: Flächentragwerke – Einführung in die Elastostatik der Scheiben, Platten, Schalen und Falwerke. 6. Auflage. Wien: Springer-Verlag, 1963 | K_e | Entlastungsfaktor | - |
| [8] Wlassow, W. S.: Allgemeine Schalentheorie und ihre Anwendung in der Technik. Berlin: Akademie Verlag, 1958 | K_P | Wickeldruckverhältnis | - |
| [9] Axelrad, E. L.: Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik. Bd. 45: Schalentheorie. Stuttgart: B. G. Teubner, 1983 | K_r | Wickelradiusverhältnis | - |
| [10] Pflüger, A.: Elementare Schalenstatik. 5. Auflage. Berlin u. a.: Springer-Verlag, 1981 | L | Länge des Trommelmantels | mm |
| [11] Donnell, L. H.: Beams, Plates and Shells. New York: McGraw-Hill Book Company, 1976 | l | Anzahl der Seillagen | - |
| [12] Sanders, J. L.: On Improved First-approximation Theory for thin Shells. NASA Techn. Report R24, 1959 | ρ_{max} | auf den Trommelmantel wirkender maximaler Wickeldruck | N/mm ² |
| [13] Rabich, R.: Ingenieuraschenbuch Bauwesen. Bd. 1: Statik der Platten, Scheiben, Schalen. Edition Leipzig, 1964 | ρ_{dietz} | Seilpaketdruck nach Dietz | N/mm ² |
| [14] Yavuz, B.; Krätzig W. B.: Mechanik der Flächentragwerke. Braunschweig/Wiesbaden: Friedrich Vieweg und Sohn, 1985 | ρ_n | Radialkomponente des Mantel-druckes | N/mm ² |
| | r | Wickelradius, Lagenradius | mm |
| | s | Breite des Seilersatzquerschnittes nach Dietz | mm |
| | Δp | Druckentlastung | N/mm ² |
| | Δr | Differenz der Wickelradien | mm |
| | κ | Abklingkonstante | mm ⁻¹ |
| | ϕ | Winkelkoordinate | rad |
| | ϕ_{kb} | Winkel des Kreuzungsbereiches | rad |
| | ϕ_{pb} | Winkel des Parallelbereiches | rad |

Das Forschungsvorhaben wurde mit finanzieller Förderung durch die Stiftung Industrieforschung, Köln, durchgeführt und von der Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V., Düsseldorf, organisatorisch begleitet.

7 Symbolverzeichnis

| Symbol | Bedeutung | Einheit |
|--------|--|---------|
| a | Mittlerer Radius der Zylinderschale/des Trommelmantels | mm |
| d_s | Seildurchmesser | mm |
| e | Seilsteigung, Rillensteigung | mm |

Druckkämme unter instationärer Axialkraftbelastung

Forschungsvorhaben gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft **DFG**

Dietz, P.; Mupende, I.

Für die Erfüllung der enorm gestiegenen Anforderungen an moderne Getriebekonstruktionen hinsichtlich der Erhöhung von Lebensdauer, Betriebssicherheit und Leistungsdichte bei gleichzeitiger Reduzierung der Geräuschemissionen, des Bauraumes und des Gewichtes stellt die Schrägverzahnung seit jeher eine Standardlösung dar. Der Einsatz der Schrägverzahnung erfordert jedoch geeignete konstruktive Maßnahmen für die Aufnahme der ihr inhärenten Axiallasten. Außer den üblicherweise verwendeten Axiallagern stellt der Druckkamm hier für eine weitere Lösungsvariante dar. Der Artikel präsentiert einen Auszug der Ergebnisse, die im Rahmen der Untersuchung des Beanspruchungsverhaltens dieses Maschinenelementes erarbeitet wurden.

Thrust collars are used in helical gear transmissions to support axial forces exerted by helical gears. The investigation was aimed at the analysis of the collars stress and deformation under axial thrust and at the development of a comprehensive calculation methods for determining the load-carrying capacity of various thrust collar designs. The article gives a short summary of investigation results.

1 Einleitung

Im Zusammenhang mit den gestiegenen Anforderungen an Getriebekonstruktionen bezüglich Lebensdauer, Betriebssicherheit, Geräuschemission, Bauraum, Gewicht und Leistungsdichte stellt die Schrägverzahnung eine Standardlösung für Getriebe hoher Leistungsfähigkeit bei geringer Geräuschentwicklung dar. Die Steigerung von Lebensdauer und Leistungsdichte der Getriebe hat ihre Ursachen in der ständigen Weiterentwicklung von

- Werkstoffen höherer Festigkeit,
- Verfahren zur Oberflächenveredelung hinsichtlich Verschleißreduzierung,
- Fertigungsverfahren mit höherer Präzision,
- Schmierstoffe mit erhöhter Temperatur- und Alterungsbeständigkeit sowie verbesserter Tragfähigkeit.

Die kontinuierliche Weiterentwicklung der Laufverzahnung erfolgt unter den beiden Aspekten „Reduktion der Geräuschemission“ und „Steigerung der Belastbarkeit“.

Nicht nur in der mobilen Antriebstechnik haben Getriebe durch ihre Aufgabe der Wandlung und Anpassung der benötigten Antriebsenergie ein breites Einsatzfeld im Maschinen- und Anlagenbau gefunden. Heute erstreckt sich ihr Anwendungsbereich von einigen Mikrowatt bis zu mehreren Megawatt, für den grundsätzlich die gleichen Anforderungen bezüglich Leistungssteigerung und Geräuschverhalten gelten wie im Automobilbau. **Bild 1** gibt einen Überblick über den Einsatzbereich von Getrieben.

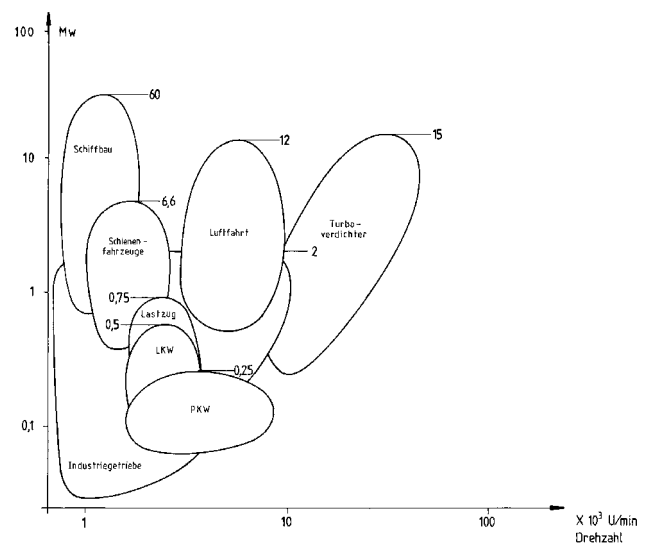


Bild 1: Übliche Einsatzbereiche von Getrieben im Maschinenbau

Die Anwendung der Schrägverzahnung in Kombination mit der Gewichtsreduzierung bei steigender Leistungsdichte verlangt geeignete Maßnahmen für die Aufnahme der Axiallasten, weil das Gehäuse nicht in der Lage ist, so hohe Belastungen zu übernehmen. Dieses Aufnahmeproblem der Axiallast hat sich in der Vergangenheit zunächst bei Hochleistungsgetrieben (z.B. Schiffs- oder Turbogetriebe) gestellt, zumal diese Getriebe oft einen zusätzlichen (externen) Axial Schub aufzunehmen haben. In diesem Einsatzfeld wurden die ersten konstruktiven Lösungen für dieses Problem geschaffen. So ist das methodische Prinzip des Lastausgleichs ü-

ber Doppelschrägverzahnung oder Einzelschrägverzahnung mit entsprechenden speziellen Axiallagerungen aus dem Bereich der stationären Hochleistungsgetriebe bekannt. Für Getriebe mit kleinen und mittleren Leistungen haben sich diese Lösungen aufgrund der notwendigen Fertigungsgenauigkeiten und den damit verbundenen Kosten bisher nicht durchsetzen können.

2 Druckkamm als Axiallastaufnahmeelement in der Getriebekonstruktion

Der Druckkamm wurde erstmals von der Firma BBC im Jahr 1922 in einem stationären Turbogetriebe für die Aufnahme des Axialschubes eingesetzt und patentiert /2/. **Bild 2** stellt diese konstruktive Lösung dar, welche bis heute prinzipiell erhalten geblieben ist, obgleich verschiedene konstruktive detailgestaltungen unterschieden werden können.

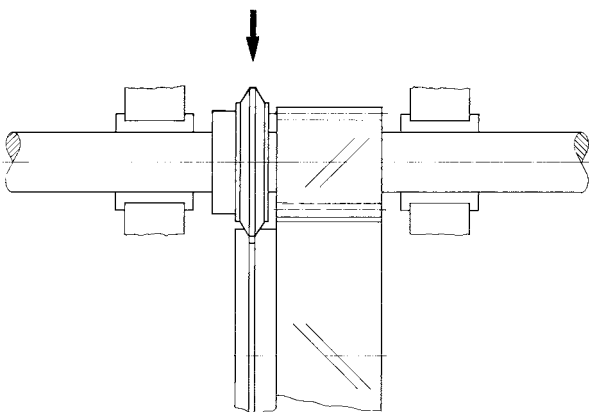


Bild 2: BBC – Patent von 1922 zur Aufnahme des Axialschubes von Schrägverzahnungen durch ein umlaufendes „Druckglied“ (Druckkamm) /2/

Der Einsatz eines solchen Druckkammes bietet folgende Vorteile:

1. Entfall teurer und aufwendiger Axiallager bzw. Entfall der zwar axialkraftfreien, aber teuren und in ihrer Fertigung kritischen Pfeilverzahnungen.
2. Die Radpaarung benötigt wie bei der Doppelschrägverzahnung nur ein Führungslager, das auf der Welle mit der geringsten Drehzahl angebracht werden kann.
3. Durch die inneren Axialkräfte (Axialkräfte aus der Verzahnung) tritt kein Kippmoment auf.

4. Äußere Axialkräfte werden durch den Druckkamm auf das Führungslager bzw. Schublager der langsamlaufenden Welle übertragen.
5. Es ist die Möglichkeit gegeben, Schrägungswinkel über 15 Grad zu realisieren, sofern die zulässige Pressung am Druckkamm eingehalten wird. Dadurch erhält man große Profil- und Sprungüberdeckungen ($\varepsilon_\alpha > 2$; $\varepsilon_\beta > 4$).

Der Hauptvorteil des Druckkammes liegt aber darin, dass keine Axiallager an den schnelllaufenden Wellen erforderlich sind. Dies ergibt geringere Getriebeverluste und damit einen besseren Gesamtwirkungsgrad, insbesondere bei Getrieben mit hohen Leistungen (z.B. im Turbogetriebe). Gleichzeitig ist der Einsatz kleinerer Ölversorgungsanlagen möglich.

Aufgrund der genannten Vorteile vergrößert sich der Einsatzbereich des Druckkammes. Neben der ursprünglichen Anwendung in Turbogetrieben findet er zunehmende Akzeptanz im Fahrzeuggetriebebau.

Verschiedene konstruktive Ausführungen des Druckkammes, wurden im Lauf der Zeit entwickelt und den Betriebsbedingungen angepasst. Diese unterscheiden sich hauptsächlich in der Befestigungsart des Druckkammes auf der Welle.

Bild 3 stellt hinzu exemplarisch den Einsatz eines Druckkammes in einem Verdichtergetriebe der Fa. BHS dar. Aufgrund eines möglichen Drehrichtungswechsels werden stets beidseitig der Verzahnung Druckkämme angebracht.

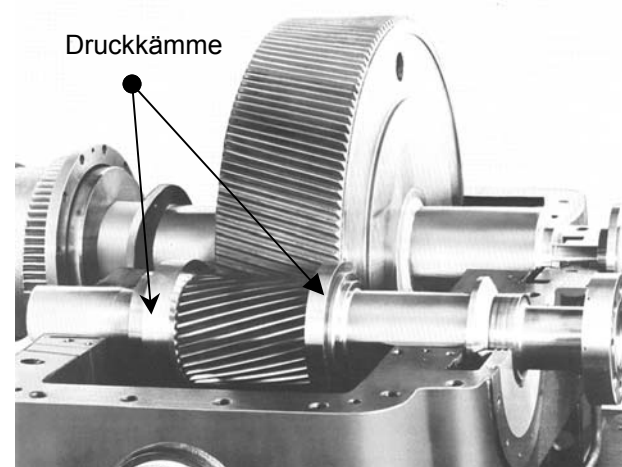


Bild 3: Druckkämme eines Verdichtergetriebes der Fa. BHS /3/

2.1 Druckkamm in Turbogetrieben und anderen klassischen Getrieben

Turboverdichter (**Bild 4**) bzw. Turbogetriebe arbeiten meist in hohen Leistungsbereichen (s. **Bild 1**). Der Leistungsbereich erstreckt sich von etwa 100 kW bei kleinen Einheiten bis etwa 15 MW, z.B. bei großen Verdichteranlagen. Als Anwendungsbeispiel wird bei Verdichtern die Antriebsdrehzahl von 1500 U/min bzw. 3000 U/min durch ein einstufiges Stirnradgetriebe auf die Abtriebsdrehzahl übersetzt, die in einem Bereich von 10000 bis 50000 U/min liegt.

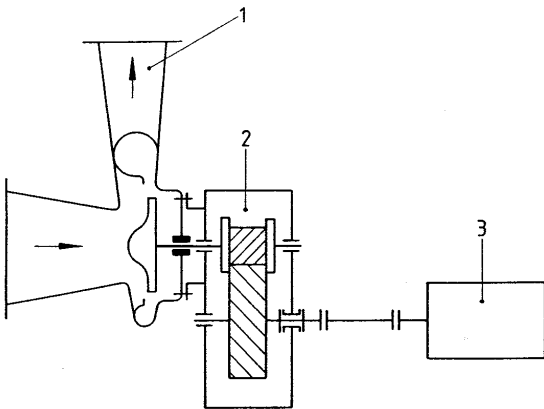


Bild 4: Beispiel eines Turboverdichters: 1 Verdichtergehäuse, 2 Stirnradgetriebe, 3 E-Motor /4/

Je nach Betriebsbereich wird der Druckkamm auf der Welle unterschiedlich befestigt. Der einfache Schrumpfsitz (**Bild 5**) ist geeignet für Anwendungsfälle, bei denen der aufzunehmende Schub und die Fliehkraftwirkung nicht allzu groß ist. Für den Anwendungsfälle mit hohen Schub- bzw. Fliehkraftbelastungen wird der Druckkamm mit Zusatzelementen gegen axiales Wandern gesichert.

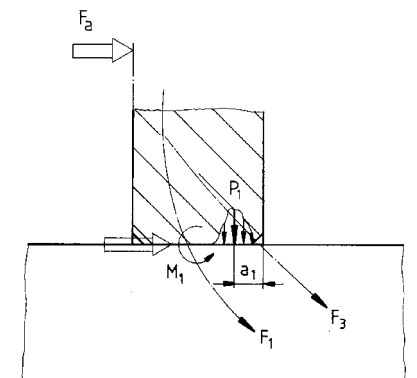


Bild 5: Kraftfluss bei der Grundgestaltung G0 (Schrumpfsitz)

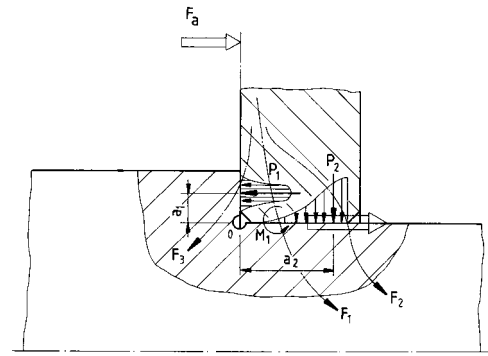


Bild 6: Kraftfluss bei der Gestaltungsvariante mit Absatz G1

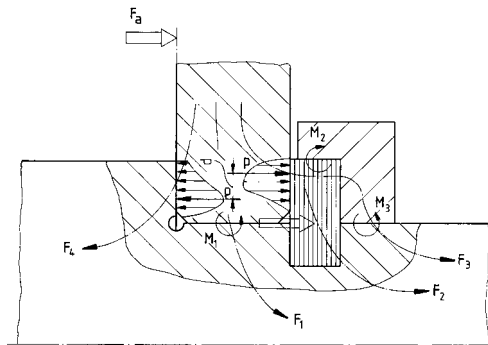


Bild 7: Kraftfluss bei der Gestaltungsvariante mit geteiltem Sicherungsring G2

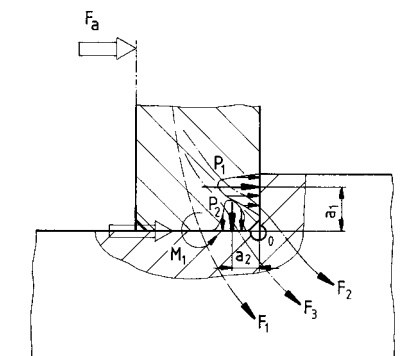


Bild 8: Kraftfluss bei der Gestaltungsvariante mit hinterem Absatz (bzw. mit geteilter unterliegender Hülse) G3

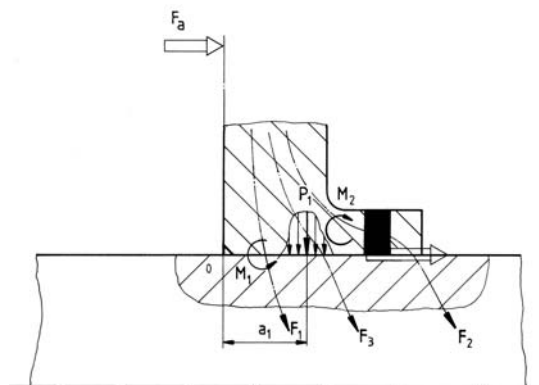


Bild 9: Kraftfluss bei der geschweißten Gestaltungsvariante G4

2.2 Druckkammtechnik im Fahrzeuggetriebebau

Mit dem Ziel der Geräuschreduktion wurde im Jahr 1996 erstmals von ZF Friedrichshafen die Druckkammtechnik in schweren Nutzfahrzeuggetrieben eingesetzt. Der Druckkamm hat hier die Umstellung des ursprünglich geradverzahnten Planetengetriebes auf Schrägverzahnung ermöglicht, damit konnte eine Geräuschreduktion im Mittel von 10 – 15 dB(A) erreicht werden.

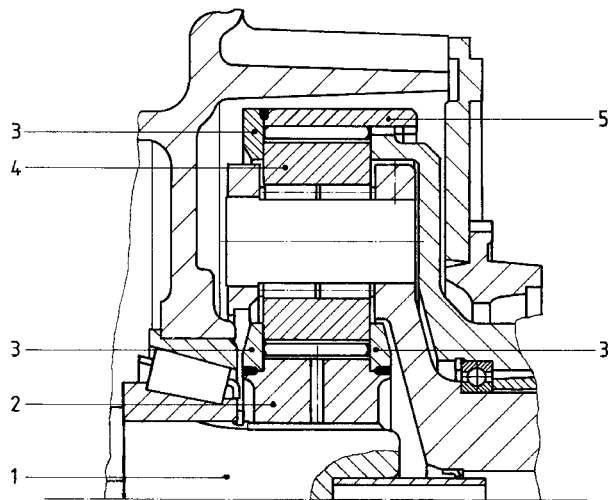


Bild 10: Druckkammeinsatz im Planetengetriebe mit Schrägverzahnung; 1) Hauptwelle; 2) Sonnenrad; 3) Druckkämme bzw. Axialkraftaufnahme mittels Anlaufringen; 4) Planetenrad; 5) Hohlrad /5/

3 Untersuchung am Grundmodell des Druckkammes

3.1 Stand der Technik

Der Druckkamm erfährt einen Axial Schub durch die Verzahnungskräfte bzw. zusätzliche, fremde Axialkräfte. Weiterhin tritt eine Belastung des Druckkammes durch Fliehkraftwirkung und durch Reibungswärme an der Kontaktstelle mit dem Rad auf. Diese bilden eine sehr komplexe Belastungssituation, für welche bis heute keine allgemeingültige Berechnungsmethode angeboten wird. Die Auslegung erfolgt in der Regel nach internen Firmenrichtlinien aufgrund empirischer Erfahrungen an stationären Großgetrieben. Die Herausforderung besteht für den Konstrukteur darin, diese pauschalen und zur Überdimensionierung führenden Auslegungsrichtlinien zu ersetzen durch eine – die gegebenen Betriebsbedingungen, die Geometrie, den Werkstoff und die Befestigungsart des Druckkammes berücksichtigende –mechanisch gestützte Berechnungs-

methode, die neben der Erbringung des Tragfähigkeitsnachweises auch eine Methode zur optimalen Gestaltung des Druckkammes für den jeweiligen Einsatzfall anbietet. Die Berechnungsmethode muss ferner eine Abschätzung der Verformungen unter Last und Temperatur enthalten, weil zur Gewährleistung einer einwandfreien Kraftübertragung in der Verzahnung, die Axialverformung des Druckkammes an der Kontaktstelle (je nach Verzahnungsqualität und maximalem Axialspiel) auf einen minimal zulässigen Wert begrenzt werden muss. Da der Kegelwinkel der Anlaufläche zwischen 0,5 und 2,5° liegen sollte, kann (aufgrund der üblicherweise hohen Drehzahlen, welche Umfangsgeschwindigkeiten bis 200 m/s entsprechen) eine unzulässige axiale Verformung bereits zu Schwingungen oder zu einem Zusammenbrechen des Druckes im tragenden Ölfilm führen. Als Orientierungsgrößen werden für die Auslegung minimale Schmierpalte h_0 von 5 bis 20 μm genannt und Gesamtspiele von ca. $10h_0$ bis $20h_0$ je nach Getriebegröße.

Die Tragfähigkeit und das Betriebsverhalten des Druckkammes selbst wurde bisher wenig erforscht. Trotz Untersuchungen von Pepler, Lundberg, Smetana und anderen Autoren bleibt die Bestimmung der Klaffkraft wegen vieler vereinfachenden Annahmen noch fraglich. Das Ergebnis von Smetana repräsentiert das bisher beste mechanische Ersatzmodell, es besitzt jedoch keine Allgemeingültigkeit, da es sich auf die Lundberg-Theorie bezieht, welche die Verformbarkeit von Nabe und Welle nicht eindeutig berücksichtigt.

3.2 Analytische Untersuchung des Druckkammverhaltens unter axialer Einzellast

Unter äußeren Belastungen findet jedes Volumenelement des Druckkammes nach entsprechender Verformung und Verdrehung einen neuen Gleichgewichtszustand. Solange die Verbindung hält, müssen die bekannten Gleichgewichtsbedingungen der Kontinuumsmechanik am Druckkamm, an der Fügestelle und in der Welle erfüllt werden. Auf jedes Volumenelement des Druckkammes sind die Gleichgewichtsbedingungen nach der Kirchhoff'schen Theorie erfüllt. (Gl. 3-1)

$$\nabla \nabla w(r, \vartheta) = 0 \quad (3-1)$$

Wobei $w(r, \vartheta)$ die Durchbiegung des Druckkammes in Axialrichtung ist. Die an sich singuläre Einzelkraft wird in Angleichung an den Beanspruchungsansatz des Druckrings in eine Linienlast

transformiert. Diese Transformation erfolgt anhand einer Fourier-Entwicklung, welche zum Ergebnis in Gl. (3-2) führt:

$$p(r_L, \vartheta) = \frac{F_a}{\pi \cdot r_L} \left(\frac{1}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \text{Cos}(n \cdot \vartheta) \right) \quad (3-2)$$

Bild 11 stellt die Verteilung des Radialbiegemomentes dar und das **Bild 12** die Verteilung des Torsionsmomentes im Druckkamm dar.

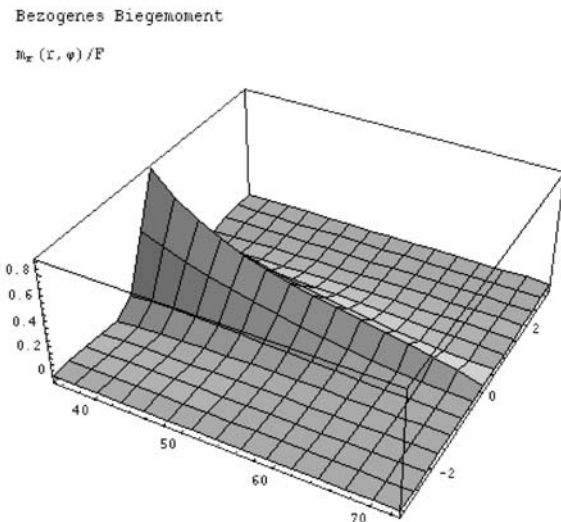


Bild 11: Bezogenes Biegemoment m_r/F_a

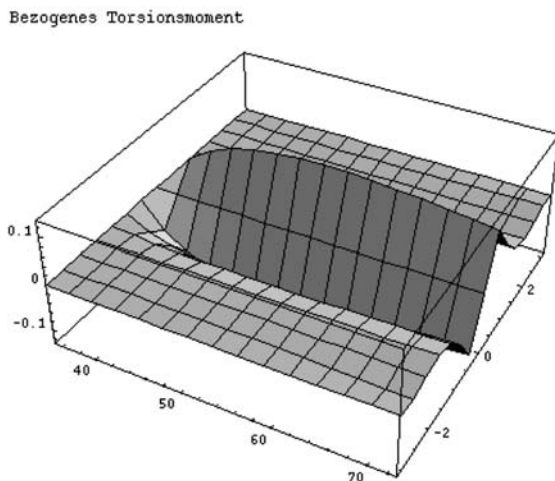


Bild 12: Bezogenes Torsionsmoment $m_{\varphi r}/F_a$

Die Bilder 11 und 12 zeigen, dass das Biegemoment m_r und das Torsionsmoment $m_{\varphi r}$ sich gegenseitig in der Verteilung wechseln. Bei $\varphi = 0$ ist das Torsionsmoment gleich Null und an dieser Winkelposition ist das Biegemoment maximal.

Weiterhin ergibt die analytische Untersuchung, dass das Biegemoment auf einem Winkel von ca. 115° wirkt und die Schubkraft $q_{rz}(r = r_F)$ auf einem Winkel von ca. 69° .

3.3 Numerische Untersuchungen

Anhand der FE Methode wurde das Verhalten des Grundmodells unter axialer Belastung untersucht.

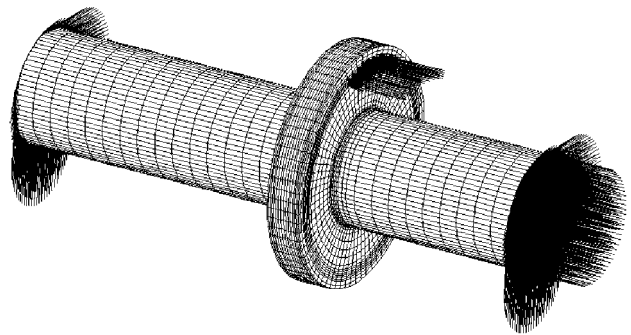


Bild 13: FE-Modell des Grundmodells des Druckkammes

Die numerische Untersuchung ergibt, dass eine gefügte Verbindung mit einem Reibwert von ca. 0,2, belastet auf ca. 75% ihrer Höhe, bei einer Axiallast zwischen 17% bis 36% ihrer axialen Rutschkraft klafft.

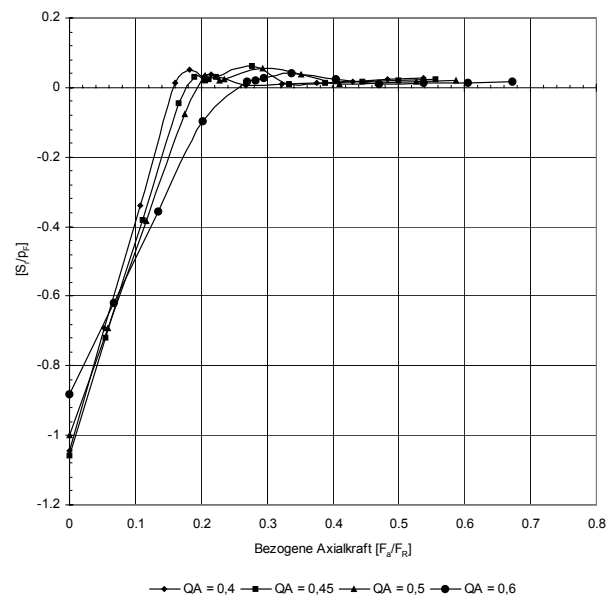


Bild 14: Einfluss der Nabensteifigkeit auf die Klaffkraft. ($D_F = 73 \text{ mm}$; $l_F/D_F = 0,3$; $U/D_F = 2,2\%$; $\mu = 0,2$)

Die Klaffkraft ist hauptsächlich von der Steifigkeit des Druckkammes (Durchmesser Verhältnis Q_A) ab-

hängig. Ihr Verhältnis zur axialen Rutschkraft (**Bild 15**) nimmt mit der Erhöhung des Übermaßes ab.

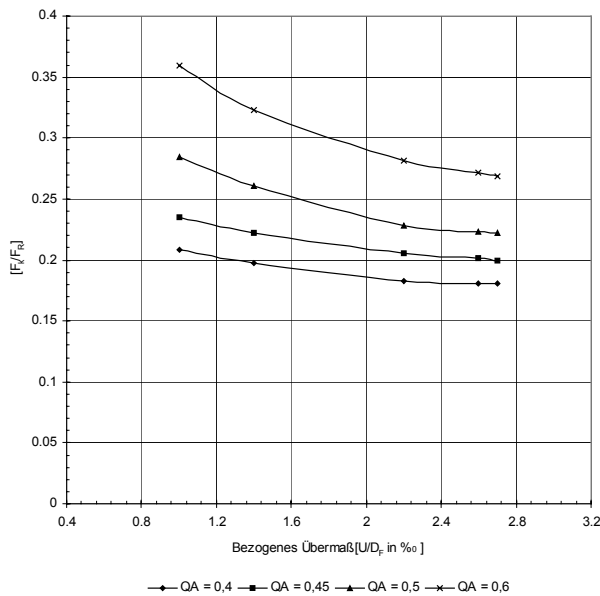


Bild 15: Einfluss des Übermaßes U auf die Klaffkraft F_k ; ($D_F = 73 \text{ mm}$; $l_F/D_F = 0,3$; $\mu = 0,2$)

Die Verformung der Nabe verläuft nicht linear mit der Axialkraft über den gesamten Belastungsbereich. Sobald die Nabe klafft, nimmt die Verformung zu. Bei Einsetzen des Klaffens liegt die bezogene Verformung w_r/w_0 bei ca. 1. Bei der analytischen Untersuchung lag sie bei ca. 0,8 bei Ansatz einer unendlich steifen Welle.

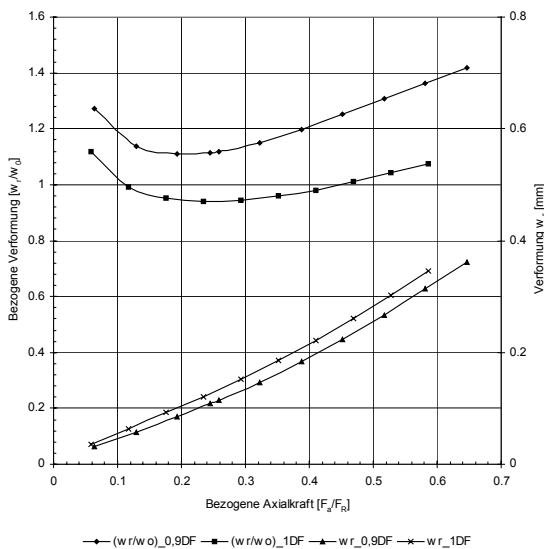


Bild 16: Verformung w_r in Abhängigkeit der Axialkraft F_a ; ($D_F = 73 \text{ mm}$; $Q_A = 0,5$; $U/D_F = 2,2\%$; $\mu = 0,2$)

Die Zunahme der Verformung nach dem Klaffen ist auf eine Änderung der Randbedingungen von einer Festeinspannung zur Loslagerung zurückzuführen.

Das Verhältnis des Biegemomentes an der Fügestelle zur Axialkraft beim Klaffen liegt zwischen 0,32 und 0,5.

Eine Änderung der Verbindungsbreite ändert das Verhältnis der Klaffkraft zur axialen Rutschkraft (F_k/F_R) maximal um max. 15%. Dies bedeutet, dass in erster Annäherung das Verhältnis F_k/F_R unabhängig von der Breite für l_F/D_F bis 0,5 ist.

Die Klaffkraft ändert sich stark mit der Position der Krafteinleitung. Eine Reduzierung der Position auf 25% der Nabenhöhe führt zu einer Erhöhung der Klaffkraft bis zu 50% der axialen Rutschkraft.

3.4 Experimentelle Untersuchungen

Es wurde ein universeller Prüfstand entwickelt und in der Institutswerkstatt komplett gefertigt. Der Prüfstand ist universell, weil statische und dynamische Versuche ohne aufwendige Umstellungen durchgeführt werden können – er ist also auch für die Durchführung weiterer Untersuchungen zum Betriebsverhalten des Druckkammes geeignet. Er wurde so entwickelt, dass die Axialkraft F_a , die Durchbiegung der Nabe in axialer Richtung und die Klaffkraft online gemessen werden können.



Bild 17: Gesamte Ansicht des Druckkammprüfstandes ohne Rechner

Seine technische Eckdaten sind:

Axialkraft F_a von 0 bis 500 kN; Wellendurchmesser D_F bis 90 mm und D_{aA} bis 200 mm. Antriebsleistung 15 kW, variable Drehzahl von 0 bis 39 U/min.

Während der Aufbringung der Axialkraft wird die Durchbiegung mittels Wegaufnahme registriert und das Klaffen des Druckkammes anhand des in einer Messbohrung der Welle applizierten Öldrucks überwacht.

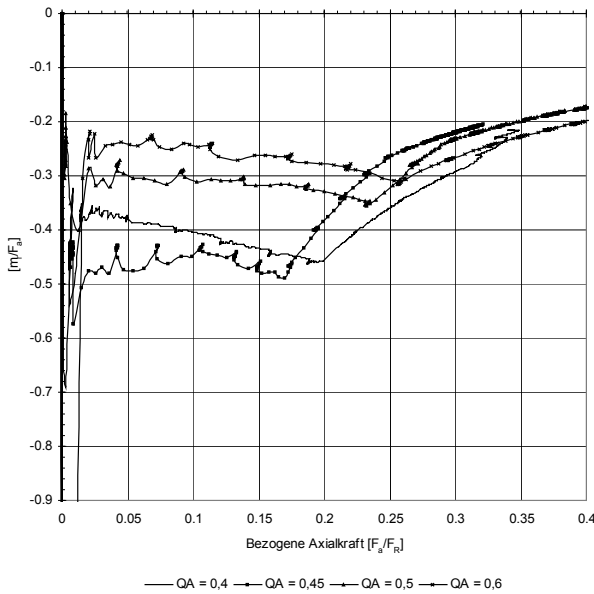


Bild 18: Klaffkraft F_k und Anschlussbiegemoment m_{rF} in Abhängigkeit von der Nabensteifigkeit Q_A ; $D_F = 73$ mm, $l_F/D_F = 0,3$; $Q_A = 0,5$; $U/D_F = 2,2\%$

Die experimentellen Ergebnisse für die üblichen Nabendurchmesserhältnisse ergeben einen Bereich für die Klaffkraft von $F_k = 0,17F_R$ bis $0,26F_R$ und für das Biegemoment einen Bereich von $m_{rk} = 0,31F_a$ bis $0,49F_a$. Dieses Ergebnis ist konform mit den Ergebnissen der numerischen Untersuchung.

3.4.1 Einfluss der Gestaltung auf das Verhalten des Druckkammes

Die experimentellen Ergebnisse (**Bild 21**) zeigen auch eine Möglichkeit der Erhöhung der Klaffkraft durch die Gestaltung des Druckkammes. Die vier Gestaltungsvarianten G1, G2, G3, G4 wurden numerisch und experimentell untersucht. **Bild 19** und **Bild 20** zeigen die Beanspruchungsverteilung zwei exemplarisch ausgewählten Verbindungen an. Die Gestaltung mit einem geteilten Sicherungsring führt nahezu zu einer Verdopplung der Klaffkraft.

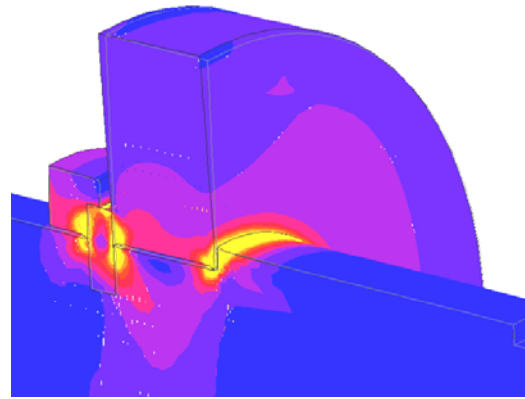


Bild 19: Verformung w_r in Abhängigkeit der Axialkraft F_a ; ($D_F = 73$ mm, $Q_A = 0,5$)

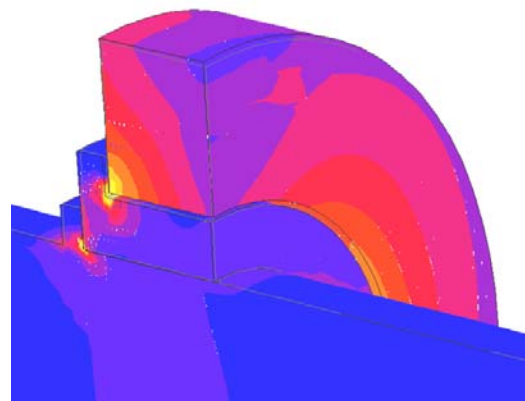


Bild 20: Verformung w_r in Abhängigkeit der Axialkraft F_a ; ($D_F = 73$ mm, $Q_A = 0,5$)

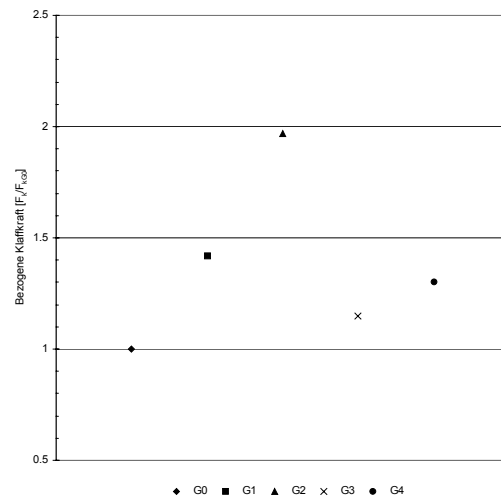


Bild 21: Einfluss der Gestaltung auf die Klaffkraft; G0 = Grundgestaltung; G1 = Gestaltungsvariante mit Absatz; G2 = Gestaltungsvariante mit geteiltem Sicherungsring; G3 = Gestaltungsvariante mit geteilter unterliegender Hülse; G4 = geschweißte Gestaltungsvariante

4 Dimensionierung des Druckkammes

Die Auswertung der rechnerischen und experimentellen Ergebnisse erlaubt eine überschlägige Dimensionierung des Druckkammes nach folgender Gleichung

$$F_k = F_R \cdot k_R \cdot k_\xi \cdot k_P \quad (4.1)$$

$$m_{rk} = F_k \cdot k_Q \quad (4.2)$$

Die entsprechenden Faktoren sind:

$$F_R = \mu \cdot \pi \cdot D_F \cdot l_F \cdot p_F \quad (4.3)$$

$$k_R = 0,6 \cdot Q_A - 0,05$$

$$k_\xi = 1,24 \cdot \left(\frac{U}{D_F} \right)^{-0,25}$$

U ist das durchmesserbezogene Übermaß in μm

$$k_P = 0,9 \cdot \left(\frac{h_L}{h} \right)^{-0,66}$$

h_L ist die Höhe des Lasteingriffes und h die Höhe der Nabe

$$k_Q = -0,86 \cdot (Q_A - 1)$$

Der Vergleich der so abgeschätzten Klaffkraft ergibt innerhalb des Untersuchungsraumes dieser Arbeit eine Abweichung von 0,8% zu den Messwerten und eine Abweichung von 2,6% zu den FE-Werten.

5 Zusammenfassung

Die Ergebnisse dieses Forschungsprojektes haben gezeigt, dass die Klaffkraft F_k eines Axialkraft-belasteten Druckkammes ebenso wie die axiale Rutschkraft F_R eines klassischen Pressverbandes von seiner Radial- bzw. Biegesteifigkeit abhängig ist. Aufbauend auf diesem Sachverhalt kann die Klaffkraft üblicher Druckkämme im Verhältnis zur zugehörigen Rutschkraft F_R angegeben werden. Für gängige geometrische Abmessungen, wie sie in den Untersuchungen betrachtet wurden, ergibt sich eine Klaffkraft von ca. $0,17F_R$ bis $0,35F_R$. Die zugehörigen Radialbiegemomente an der Fügestelle liegen zwischen $0,3F_a$ und $0,5F_a$, wobei F_a die Axialkraft repräsentiert.

Im Moment des Klaffens ergibt sich an der aufliegenden Nabenkante einer Erhöhung der Beanspruchung (Erhöhung der Vergleichsspannung) bis zum ca. 2,3fachen der Spannungen durch die Montage. Eine Gestaltung der Nabe mit zusätzlicher Hülse kann zu einem Abbau dieser Spitzenbeanspru-

chung beitragen. Je nach Hülsenlänge kann die Beanspruchung bis zu einem Faktor von ca. 1,2 reduziert werden. Weiterhin stellt diese Untersuchung dar, inwieweit die Gestaltung der Verbindung des Druckkammes das Betriebsverhalten d.h. die Klaffkraft beeinflussen kann. Dabei wird eine Erhöhung der Klaffkraft um so mehr erreicht, je besser die Befestigungsart eine feste Einspannung des Druckkammes abbilden kann. Die Gestaltungsvariante mit einem axialen Sicherungsring ergibt nahezu eine Verdopplung der Klaffkraft im Vergleich zu der Grundgestaltung. Damit ist die Realisierung einer hohen Betriebsdrehzahl möglich. Weiterhin konnte festgestellt werden, dass im Fall eines geschweißten Druckkammes die Schweißnaht bei $k_s = 1,5$ ($k_s = l_{sch}/l_{F0}$; Position der Schweißnaht l_{sch} zu der Nabenbreite l_{F0}) positioniert werden sollte, um die Biegespannungen an der Schweißnaht zu minimieren. Die Schweißnaht wird dann hauptsächlich durch axiale Schubkräfte und Fliehkräfte belastet.

Wenn man mit geringen Sicherheitsfaktoren die Verbindung auslegen möchte, sollte der Übermaßverlust an der Fügestelle durch die Wärmeeinwirkung berücksichtigt werden, welcher bei hohen Ölfilmtemperatur (ca. 100°C) ca. 0,2‰ des Fügedurchmessers betragen kann.

Die Zusammenfassung der Ergebnisse dieser Untersuchungen in den abgeschätzten Formeln (Gl. 4.1 und Gl. 4.2) ermöglicht es dem Konstrukteur, die Belastungen an der Fügestelle besser zu bestimmen und damit eine beanspruchungsgerechte Dimensionierung des Druckkammes vorzunehmen.

6 Literatur

- /1/ Dietz, P.; Mupende, I.: Druckkämme unter instationärer Axialkraftbelastung, Abschlußbericht zum Forschungsprojekt DFG, Di 289/24-1, Juli 2003
- /2/ AG Brown, Boveri & Cie in Baden, Schweiz: Stirnrädergetriebe mit einseitiger Schraubenzvernehmung, P: 401652, 1922
- /3/ BHS Werk Sonthofen.; Technische Information: BHS – Turbo – Stirnradgetriebe mit Druckkamm
- /4/ Theissen, J.; Tenbrock, S.: Rechneinsatz bei Konstruktion von Turbogetrieben; Antriebstechnisches Kolloquium, 1987
- /5/ ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen: Führer, G.; Osterloff, K.; Schreiner, F.: Planetengetriebe, P: DE 42 16 397 A1, 1993

Nichts Wissen macht was - Potenzial und Perspektiven von Wissensmanagement -

Düsing, C., Müller, D.

Die zunehmende Veränderung von Unternehmensstrukturen verändert den Umgang mit Unternehmensressourcen. In der Zukunft wird das Wissenspotenzial der Firma zunehmend auch als das Unternehmenskapital betrachtet werden. Dieser Artikel gibt einen Überblick über die Historie und den aktuellen Stand des Einsatzes von Wissensmanagement in der Industrie und einen Ausblick über zukünftiges Nutzungspotenzial.

The change of organisational structures deploys the interaction with companies resources. In future the knowledge of a company will be in equivalence with the capital of the Enterprise. This article illustrates the history and actual status of applied knowledge management and gives an outlook on the emerging potential of usage.

1 Historie von Unternehmensstrukturen und Wissensmanagement

Der Erfolg der menschlichen Rasse in ihrer zehntausendjährigen Entwicklung ist im Wesentlichen durch zwei Faktoren bestimmt: Die Effektivität ihrer Organisationsstrukturen und die Erfassung, Verbreitung und der Einsatz von Wissen. Lange Zeit wurden diese Faktoren unabhängig voneinander betrachtet. Organisationssysteme und deren interne Strukturen und zugeordnete Rollen ermöglichen eine effiziente Interaktion mit der Umgebung und eine optimierte Erreichung bestimmter Ziele. Seitdem der Mensch als Jäger und Sammler auf der Erde ist, kann er sich durch die Effizienz solcher Organisationsstrukturen behaupten. Die zunächst sehr vage definierten Organisationssysteme nahmen, abgesehen von religiösen Gemeinschaften, erst mit Beginn der industriellen Revolution deutlich konkretere und genauer definierte Strukturen an. Die Entstehung großer Firmen in den Branchen Öl, Eisenbahn, Stahl und Automobile erforderten die ersten genaueren Auseinandersetzungen mit den Strukturen der Organisationen und deren Abbildung.

Gegen Ende des neunzehnten Jahrhunderts wurde von Max Weber das so genannte „Bürokratische Modell“ entwickelt /1/. Dieses war das erste formale

Modell einer Unternehmensstruktur. Es stellte die hierarchische Struktur, eine klare Aufgabenteilung sowie klar definierte Regeln und Prozesse vor. In seinem Ansatz verknüpfte Weber die Stärke des Managers mit dem Wissen, welches dieser innehat, die so genannte „imperative Kontrolle“.

In den zwanziger Jahren des letzten Jahrhunderts führte die enorme Expansion und die Entwicklung von Großkonzernen zu einem extensiven Forschungsbedarf in den Bereichen Führung, Management, Organisationstheorien und Kapitalismus /2/. Zahlreiche Modelle sprossen aus dem Boden der wissenschaftlichen Grundforschung in diesen Bereichen. Allen jedoch war gemeinsam, dass die Unternehmensstrukturen zunehmend dehnbarer und arbeitnehmerfreundlicher definiert wurden.

Heutzutage werden die Wege immer kürzer, die Unternehmen expandieren auch in horizontaler Richtung, die Informations- und Kommunikationsmöglichkeiten überrennen uns und die Abhängigkeiten aller dieser und weiterer Faktoren nehmen immer weiter zu. Erfolg und Misserfolg von Unternehmen stehen auf den (tönernen?) Füßen von jahrzehntelang gewachsenen Strukturen. Um miteinander in diesem hart umkämpften Umfeld konkurrieren und überleben zu können, muss das zumeist technologische Potenzial der Firmen effizient mit dem Potenzial des Wissens ihrer Mitarbeiter verknüpft werden.

Dieser Gedanke war der Anstoß eines Spiels namens Wissensmanagement, welches in den frühen neunziger Jahren des letzten Jahrhunderts Einzug hielt. Jedoch steckt diese Disziplin und insbesondere ihre Anwendung, sowie der konsequent ersichtliche Nutzen für die Unternehmen immer noch in ihren Kinderschuhen. In der Regel fehlt aber auch in vielen Unternehmen jegliches Verständnis für Wissensmanagement. Allzu oft wird dies mit dem feststehenden Begriff des Knowledge Engineering verwechselt, in der Bedeutung ist meist jedoch nichts anderes gemeint als ein Dokumentenmanagement mit wenig erweiterten Funktionalitäten.

Wissensmanagement bedeutet im ursprünglichen Sinne jedoch weit mehr. Es ist zum einen eine Philosophie, die vom Unternehmen, insbesondere sei-

ner Führung, gelebt werden muss, um erfolgreich zu sein. Dies nennen wir das Wissensmanagement-Paradigma. Zum anderen bedingt es jedoch auch durch seinen integrativen, aber allumfassenden Charakter eine Veränderung der unternehmensinternen Strukturen und Philosophien. Dies ist ein Schritt den viele Unternehmen auf Grund der Kinderschuhe nicht zu beschreiten wagen. Diese Umstrukturierung der Geschäftsprozesse (engl.: Business Process Reengineering, BPR) wurde von Michael Hammer als „die fundamentale Überarbeitung und radikale Neustrukturierung der Geschäftsprozesse um dramatische Verbesserungen in kritischen, aktuellen Leistungsfaktoren zu erreichen“ /3/ beschrieben.

/2/ haben diese Idee aufgegriffen und vor ihrem geistigen Auge fortgeführt. Die konsequente Fortsetzung dieser Strategie führt zu einem vollständig wissensbasierten Unternehmen, welches sie bereits für das Jahr 2020 prognostizieren. Die Hauptfaktoren eines solchen Unternehmens, Lernen, Wissen und Organisationsintelligenz, werden diesen Firmen einen entscheidenden Wettbewerbsvorteil gegenüber den Mitstreitern liefern.

Nun mag der geneigte Leser den Zeitpunkt für diese Prognose für deutlich verfrüht halten, doch so stimmt er gewiss zu, dass der Inhalt der Aussage später sicherlich zutreffen werde.

Somit bleibt für die Unternehmen die Herausforderung den Einsatz gezielter Wissensmanagementlösungen und in Konsequenz die Umstrukturierung der Unternehmensstrukturen (engl.: BPR, business process re-engineering) zum exakt richtigen Zeitpunkt, jedoch in jedem Fall vor dem Konkurrenten, zu propagieren und durchzuführen.

2 Das Potenzial eines Unternehmens ist sein Wissenspotenzial

Die Frage des Einsatzes von Wissensmanagement in Unternehmen ist zunächst die Antwort auf die Frage nach der möglichen Kosteneffektivität, ohne andere Aspekte wie zum Beispiel Steigerung der Qualität oder Verkürzung der Entwicklungszeiten mit einzubeziehen. Stellt man das Wissen über ein Produkt dem Produktlebenszyklus gegenüber, so ist festzustellen, dass das Gros (ca. 80%) des Produktwissens in den Phasen der Produktentwicklung bis hin zur Fertigung liegt. Dies ist zumeist Expertenwissen von Entwicklern und Konstrukteuren aller Fachrichtungen. Bis zu diesem Zeitpunkt sind je-

doch nach /4/ auch schon 85 % der Kosten eines Produktes determiniert (**Bild 1**).

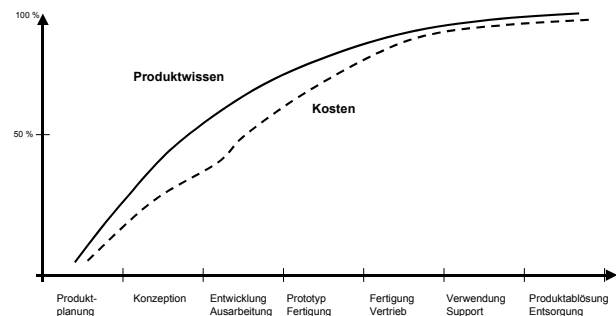


Bild 1: Produktwissen und determinierte Kosten in Abhängigkeit vom Produktlebenszyklus, nach /5/

Bezieht man jedoch in den Kontext der Leute die Wissen über ein Produkt erfahren, entsprechend einer umfassenden Definition eines Produktlebenszyklus auch die Kunden, Benutzer, Monteure oder Verkäufer mit ein, so ergibt sich ein erweitertes Wissenspotenzial. Da dieses sich jedoch nicht direkt auf aktuelle Produkte auswirken kann, ist der Einfluß insbesondere bei der Konstruktion von Varianten oder Nachfolgeprodukten zu sehen. Bei konsequenter Anwendung von Wissensmanagement ist hier ein deutliches Potenzial zu erkennen, welches den Unternehmen entscheidend hilft die Qualität zu verbessern, Entwicklungszeiten zu verkürzen und in Folge die Kosten zu reduzieren.

Wird nun das Wissen der Mitarbeiter des Unternehmens, der Benutzer, Verkäufer, Kunden usw. erfasst, so kann es in einer Art Wissensdatenbank abgelegt, verwaltet und gezielt der Benutzung zugeführt werden. Es ist natürlich nicht möglich, dies in einer infinitesimalen Granularität zu tun, so dass immer ein restliches Produktwissen in den Köpfen der Personen zurückbleibt. Das Wissen eines Unternehmens setzt sich folglich aus dem Individualwissen seiner Mitarbeiter und dem in der Wissensdatenbank vorhandenen Wissen zusammen.

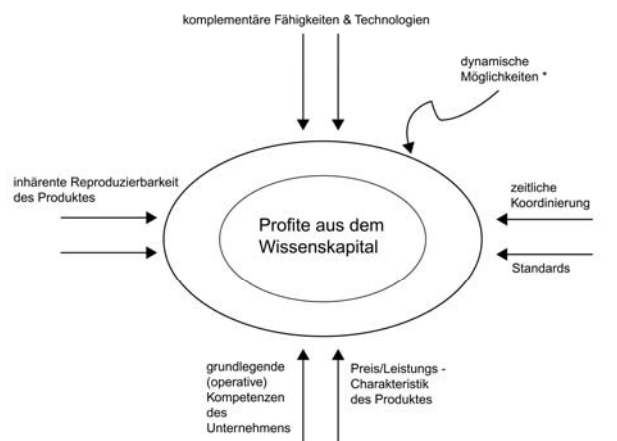
Wie groß mag jedoch der realistische Anteil des für die Entwicklung von Produkten relevanten Wissens in einer solchen Datenbank sein? Je nach Typ des Unternehmens kann dies zwischen wenigen Zehnerprozent bis über fünfzig Prozent variieren.

Dieses Produktwissen stellt somit einen wesentlichen Bestandteil des Unternehmenskapitals dar, aus dem das Unternehmen schöpfen und mit dem

es effizient arbeiten kann. Dieser Wissensvorsprung gibt den entscheidenden Vorteil gegenüber Mitbewerbern und befreit von der Abhängigkeit von bestimmtem Personal (respektive deren Wissen).

Wesentliche Vorteile ergeben sich somit bei der Nutzung des Wissenspotenzials in der Entwicklung von Folgeprodukten. Die Entwicklung von Produkten auf einem verstärkt höheren Wissensniveau führt zu verkürzten Entwicklungszeiten und Optimierung der Entwicklungsprozesse. Zusätzlich dazu wird ein kontinuierlicher Wissenszuwachs gefördert. Der Anteil des Individualwissens am Unternehmenswissen sinkt somit. Dadurch ist es möglich, die Mitarbeiter in ihren persönlichen Stärken zu unterstützen und zu fördern und zielgerichteter einzusetzen.

Es gibt zudem einen weiteren wesentlichen Faktor, die determinierten Kosten, welcher sich in Folge der Anwendung von Wissensmanagement verändert. Auf der einen Seite können die Kosten früher, auf der anderen Seite deutlich exakter prognostiziert werden. Dies bedeutet, dass das Unternehmen zu einem früheren Zeitpunkt mehr Planungssicherheit gewinnt, was als eindeutiger Wettbewerbsvorteil zu bewerten ist.



* Dynamische Möglichkeiten sind das Potenzial Gelegenheiten zu erfassen und die Wissensbasen, Kompetenzen und komplementären Fähigkeiten und Technologien neu zu konfigurieren um einen nachhaltigen Wettbewerbsvorteil zu erzielen.

Bild 2: Wertschöpfung aus Wissenskapital, aus /6/

Bild 2 stellt den Zusammenhang zwischen verschiedenen Einflussfaktoren und deren Abhängigkeiten zur Wertschöpfung aus dem Wissenskapital dar. Das Wissenskapital ist eine Kombination der oben dargestellten Einflussfaktoren und kann somit auch nicht explizit und sofort als monetäres Äquivalent angegeben werden. Entscheidend ist jedoch zunächst, dass der Einsatz von Wissensmanagement in fertigen Unternehmen diesen auf Grund

folgender Argumente einen Wettbewerbsvorteil verschafft:

- Verbesserung der Produktqualität
- Verkürzung der Entwicklungszeiten
- Effizienterer Einsatz des Personals
- Frühere Prognostizierbarkeit der Kosten
- Kostenreduktion und –einsparung

3 Der unternehmerische Einsatz

Macht man sich Gedanken um den Einsatz von Wissensmanagement in Unternehmen, so scheint es unerlässlich sich exakter mit den domänenspezifischen Begrifflichkeiten zu beschäftigen. Oftmals ist die Interpretation der Begriffe sehr weitläufig. So wird in praxi die sich unter dem Namen Wissensmanagement aufgeführte Anwendung ausdehnen von der Benutzung simpler, statischer Dokumentenarchive bis hin zur prototypischen Umsetzung kompletter wissensbasierter Unternehmen. Die Wissenschaft, die sich mit dem Wissensmanagement beschäftigt, verlangt jedoch eine exakte Definition der Begriffe und Strukturen und ebenso deren exakte Interpretation in der Anwendung umzusetzen.

/7/ definiert „Wissensmanagement wendet das gemeinsame Wissen und die Möglichkeiten der gesamten Arbeitskraft an, um spezifische Unternehmensziele zu erreichen“. Diese Definition liefert die eigentliche Motivation von Unternehmen für den Einsatz dieser Disziplin:

Durch Steuerung des Potenzials ist eine Verbesserung der Produktivität zu erreichen.

Nun bedarf es aber auch neben der exakten Definition der Begriffe und Strukturen (Ontologie), zusätzlich der Definition der strategischen, unternehmerischen Ziele, um Erfolg zu versprechen. Diese Ziele liegen in den Bereichen Geschäftsprozesse, Wettbewerb, Kundenbeziehungen und Kernkompetenzen.

In
Kernkompetenzen

Bild 3 wird ein Beispiel für eine Festlegung der strategischen Unternehmensziele nach /8/ dargestellt. Der Einsatz und die Anwendung von Wissensmanagement hat sich entsprechend dieser Priorisierung zu orientieren.

Die eigentlichen Probleme bei der Umsetzung eines Wissensmanagementkonzepts in Unternehmen liegen jedoch nicht im technischen Bereich.

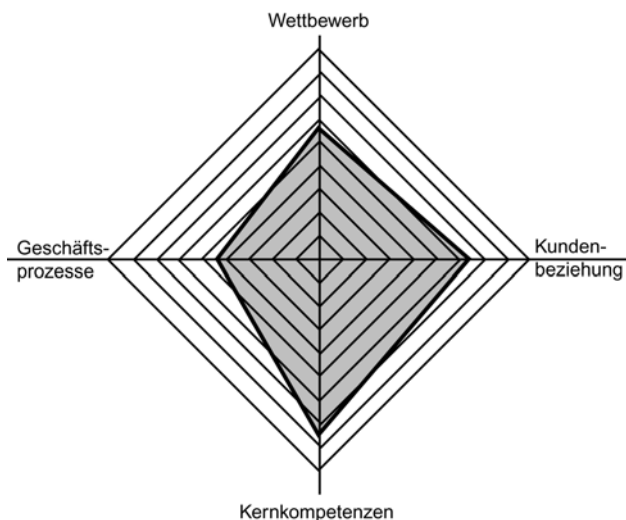


Bild 3: Schwerpunkte des Wissensmanagement-Einsatzes, nach /8/

Vielmehr haben die Firmen kulturelle oder organisatorische Barrieren zu überwinden, um das Wissen innerhalb und ausserhalb der eigenen Organisationsstrukturen zu erfassen, verwalten und gezielt zu verbreiten.

Aus rein technischer Sicht werden aktuell viele unterschiedliche Produktwissensmanagementsysteme in der Industrie eingesetzt. Diese sind jedoch in der Regel sehr spezifisch und in ihrer Anwendung sehr eingeschränkt. Ein wirklicher, unternehmensübergreifender Einsatz scheint gar nicht möglich.

Die meisten dieser Systeme sind nichts anderes als Daten- beziehungsweise Informationsverwaltungssysteme auf statischer oder dynamischer Basis. So werden zwar Informationen des Unternehmens erfasst, aber die eigentlichen Wissenszusammenhänge fehlen. Damit bleibt der unternehmerische Nutzen stark eingeschränkt und Potenzial wird verschwendet.

Andere Systeme, wie zum Beispiel aktuelle CAx-Anwendungen, haben sich in den letzten Jahren vermehrt den Begriff des Wissensmanagements auf die Fahnen geschrieben. Jedoch ist bei diesen Systemen die eigentliche Umsetzung meist auf die Verwaltung von Informationen beschränkt. Es handelt sich dabei somit um spezielle Anwendungssysteme mit Produktdatencontainern erweiterter Funktionalität. Selbst wenn hier der wissensbasierte Ansatz immer stärker in den Vordergrund rückt, so handelt es sich gerade bei diesen Systemen immer nur um Insellösungen. Da gerade im Bereich der Produktentstehung eine überabzählbar große Anzahl von Produkten und deren Derivaten

eingesetzt wird, ist hier insbesondere das Problem der Redundanz und Inkonsistenz der Daten zu sehen. Ein Austausch von wissensrelevanten Daten scheint auf Grund proprietärer Schnittstellen und mangelnder Datenaustauschstandards in diesem Bereich schier unmöglich.

Der Bedarf der Industrie an übergreifenden Schnittstellenstandards, welche nicht nur auf dem Austausch von Dateien basieren, sondern den Einsatz zentraler Datenbibliotheken ermöglichen, ist demzufolge hoch. Aktuelle Forschungsvorhaben beschäftigen sich zunehmend mit dieser Thematik. Verschiedene Referenzmodelle zur Beschreibung unternehmensübergreifender Produktbeschreibungen sind aktuell in der Entwicklung, jedoch beschränken sich diese Modelle zumeist auf bestimmte Domänen, wie zum Beispiel Maschinenbau oder elektrische Anlagen.

Durch die Anwendung modularer Standards zur Produktbeschreibung wird es möglich sein, spezielle, produktbezogene Informationsmodelle zu kombinieren, welche auch den Anforderungen für ein unternehmensübergreifendes Wissensmanagement entsprechen.

4 Umsetzungsproblematik

Die Einführung von Wissensmanagement in erweiterte Unternehmen ist nicht einfach mit der Einführung von zum Beispiel neuen Softwaresystemen zu vergleichen. Es kommen hier vermehrt andere Aspekte zum tragen, welche neue Probleme der Umsetzung in den Unternehmen hervorrufen könnten.

Die Erfolg versprechende und konsequente Umsetzung in einer Firma beginnt mit einer Änderung der Unternehmensphilosophie. Die Leitung der Firma muss den „Wissensmanagementweg“ vorleben und bis in die untersten Strukturen übertragen – das Wissensmanagement-Paradigma. Dadurch wird die Akzeptanz und Motivation bei den Mitarbeitern erreicht und gefördert.

Es ist zudem unerlässlich in den Firmen neue Positionen zu schaffen, welche den Wissensmanamenteinsatz einführen, durchführen und repräsentieren. Positionen dieser Art sind zum Beispiel die eines Hauptwissensmanagers. Inzwischen ist in vielen Großunternehmen eine solche Position schon besetzt, wenn auch oftmals unter anderen Bezeichnungen. Diese repräsentieren die Kernkompetenzen des Wissensmanagement im Unternehmen und generieren die Konzepte zur Ein- und Durchführung.

Weitere Positionen wie zum Beispiel die des Wissensingenieurs werden benötigt, um die eigentlichen administrativen Aufgaben des Wissensmanagement durchzuführen. Sie kooperieren mit allen Abteilungen des erweiterten Unternehmens und stehen den Mitarbeitern als Ansprechpartner zur Verfügung. Sie stellen in Zusammenarbeit mit den technischen Abteilungen die Infrastruktur zur Verfügung.

„Think big – start small“ – Die Einführung eines solchen Konzepts sollte immer in kleinen, dedizierten Bereichen beginnen, ohne jedoch die Übersicht über das Gesamtkonzept zu verlieren. Diese Einführungsbereiche können entsprechend der Ausrichtung des Unternehmens

(
Kernkompetenzen

Bild 3) ausgewählt werden. Dementsprechend ist aber auch die Einführung und Umsetzung von Wissensmanagement in Unternehmen stets als langfristiger Prozess zu betrachten. Dies gilt insbesondere in Bezug auf das Return on Investment. Es ist nicht sofort nach der Einführung eine direkte Auszahlung zu erwarten. Jedoch sollte bereits nach einigen Monaten bis Jahren eine Steigerung der Qualität und somit in Konsequenz auch eine Reduktion der Kosten zu erkennen sein.

Was aber ist mit den über Jahre gewachsenen und optimierten Geschäftsprozessen der Firma? Die Devise ist: **Unterstützen, nicht verhindern!** Ein Kernpunkt der Umsetzung ist somit immer eine Eingliederung in die Geschäftsprozesse derart, dass diese durch die Benutzung von Wissensmanagement gezielt gefördert werden können.

Das wesentliche Problem bei der Umsetzung von Wissensmanagement in Unternehmen ist aber der Mangel an Möglichkeiten das Wissen innerhalb der Struktur eines erweiterten Unternehmens zu erfassen und gezielt zu verbreiten. Gründe dafür sind:

- kulturelle Aspekte
- Aspekte der Sicherung von Wissen als Unternehmenskapital (IPR, engl.: Intellectual Property Rights)
- Zugänglichkeit von Wissen (einfache Speicherung und Bereitstellung)
- Verwaltung des Wissens (Erfassung, Sicherung, Archivierung, etc.)
- Möglichkeiten der Verknüpfung des Wissens mit unternehmensinternen Systemen und Prozessen

- Unterstützung des Produktlebenszyklus (Das Wissen soll nicht auf eine Phase beschränkt sein, sondern den gesamten Lebenszyklus umfassen)

5 Ziele und Anforderungen

In Anbetracht des letzten Kapitels scheint sich der Leser die Frage zu stellen, ob eine Umsetzung von Wissensmanagement in Unternehmen überhaupt rentabel, praktikabel und durchführbar ist und ob es überhaupt hält, was es einem verspricht?

Diesbezüglich sollte die zukünftige Aufgabenstellung klar definiert werden als: "Die Erstellung eines industriell anwendbaren, produktlebenszyklusübergreifenden Produktwissensmanagementkonzepts für erweiterte Unternehmen".

Die Umsetzung eines solchen Systems erzwingt dann jedoch folgende Hauptaufgaben, welche als Kernanforderungsliste für die Systemspezifikation zu verstehen sind:

- Definition der Grenzen des Wissensmanagementsystems als eine industriell praktikable Anwendung

Ziel dieser Aufgabe ist es, die Bereiche des zu entwickelnden Wissensmanagementsystems exakt zu definieren. Der Kompromiss zwischen übergreifender Abdeckung des Produktwissens und genügend genauem Detaillierungsgrad muss hier gefunden werden. Nur so ist es möglich, bei einer großen Funktionalität die Anwendbarkeit durch den Benutzer beizubehalten.

- Definition der Kernbegriffe und Aussagen

Die zur Zeit oftmals mangelhafte Umsetzung eines Wissensmanagementkonzepts ist bedingt durch die Mehrdeutigkeit und Fehlinterpretationen von Kernbegriffen. Somit ist es nur möglich ein solch komplexes Konzept auf die Füße einer exakten Begriffsdefinition zu stellen, welches bindend ist für das gesamte erweiterte Unternehmen, und dessen Beachtung explizit bestimmt werden muss, um Erfolg gewährleisten zu können.

- Definition der Rollen des Konzepts

In großen Betrieben sind Workflow- und Prozessmanagementsysteme weit verbreitet. Auf der bereits bekannten Systematik der Verwendung von Rollen seien für das Wissensmanagementkonzept Rollen von Akteuren definiert, welchen die verschiedensten Aufgaben des

Wissensmanagement exakt zugeordnet werden.

- Definition der Spezifikationsmodelle zur Implementierung

Zur Entwicklung und Implementierung ist es unerlässlich Spezifikationsmodelle zu entwickeln, welche die Struktur und Aufgaben des zukünftigen Systems definieren. In diesem Aufgabenfeld müssen Modelle zur Produktbeschreibung, zum Wissensmanagement und zur Organisationsstruktur eines erweiterten Unternehmens entwickelt werden. Diese Modelle müssen in geeigneter Art und Weise miteinander verknüpft werden.

- Schutz des geistigen Eigentums

Eine zentrale Wissensdatenbank, in der das Wissen verschiedenster Personen, Abteilungen und Unternehmen zusammenläuft, bedingt zwangsweise, dass dieses Wissen im Sinne geistigen Eigentums besonderen Schutz bedarf. Neben vertraglichen Festlegungen ist hier auch insbesondere die technische Seite gefragt, welche die entsprechende Infrastruktur zur Verfügung stellen muss, damit das Eigentum gesichert werden kann, denn dies ist das zukünftige Kapital der Unternehmen.

6 Zusammenfassung

Dieser Kurzartikel hat die Frage beantwortet warum nichts Wissen was macht. Ohne dediziertes und erfolgreiches Wissensmanagement wird das Unternehmen der Zukunft nicht existieren können. Es wurde aber auch dargestellt, dass die Unternehmen zur Zeit noch immer mit Problemen konfrontiert werden, wenn Sie ein übergreifendes Wissensmanagementkonzept einführen wollen. Es gilt nun, sich diesen Problemen zu stellen und sie eventuell entsprechend der vorgestellten Kernanforderungsliste zu lösen.

Nur so werden wir, mit kleinen aber bestimmten Schritten, den Weg zum vollständig wissensbasierten Unternehmen beschreiten können.

7 Literatur

- /1/ Kieser, A.: *Max Webers Analyse der Bürokratie*, Organisationstheorien, S. 39-64, herausgegeben von A. Kieser. Stuttgart 1999.
- /2/ Bennet, D., Bennet, A.: *The Rise of Knowledge Organisation*, The Catalyst for Electronic Government, Wien, VA: Management Concepts 2001
- /3/ Hammer, M., Champy, J.: *Reengineering the Corporation*, New York, Harper-Collins Publisher, 1993
- /4/ Gebhardt, Andreas: *Rapid Prototyping*, Carl Hanser Verlag, 1996
- /5/ Dietz, P., Penschke, S., Ort, A.: *Strategies for Product Knowledge Management and Feedback to Design – Application Examples*, Workshop Product Knowledge Sharing and Integration, 17.-18.4.1997 Sophia Antipolis
- /6/ Teece, D. J.: *Knowledge and Competence as Strategic Assets*, in Handbook on Knowledge Management 1, Seiten 129-152, Springer Verlag, 2002
- /7/ Plunkett, P., T. (Editor): *Managing Knowledge@Work*, Information paper of the U.S. General Services Administration, 2001
- /8/ Dederichs, J.: Wissensmanagement – Chancen und Herausforderungen für KMU, 3. IuK Tage M-V, Rostock, 13.-15. Juni 2001

Konstruktionsmethodik als Exportschlager

Düsing, C., Schäfer, G.

Im Rahmen des von der Europäischen Union geförderten Netzwerkprojektes APoST kooperiert das IMW mit der University of Wales (UWC), Cardiff und der University of Patras (UP), um asiatische Staaten im Bereich der Konstruktionsmethodik zu unterstützen. Dieser Bericht beschreibt die Zusammenarbeit im Projekt sowie die Durchführung eines Abschlussworkshops in Thailand und Malaysia.

The Institute for mechanical Engineering, Clausthal, (IMW) is collaborating with the University of Wales (UWC), Cardiff and the University of Patras (UP) within the context of the EC funded network project APoST in order to support Asian countries in design methodology. This article describes briefly the collaboration within the project and the performance of one of the final project workshops held in Thailand and Malaysia.

1 Einleitung

Neben den bereits im Abstract erwähnten europäischen Universitäten nehmen in dem Projekt APoST die King Mongkutt University of Technology, KMUTT, Thailand, sowie die University of Technology, Johore Bahru, Malaysia teil.

Während der inzwischen zweijährigen Projektlaufzeit wurden innerhalb des Kooperationsprojektes mehrere der angestrebten Ziele bereits erreicht. Diese sollen im Folgenden kurz vorgestellt werden.

- In Bangkok und Johore Bahru wurden jeweils ein TDC (Technology Demonstration Center) errichtet. Dort werden Machbarkeitsstudien von Virtual Manufacturing (VM)- und Rapid Prototyping Projekten innerhalb der entsprechenden Länder durchgeführt. Sie dienen als Anlaufstellen für kleine und mittelständische Unternehmen sowie für andere akademische Einrichtungen. Diese können sich dort mit Rat und Information über die zuvor erwähnten, fortschrittlichen Konzepte über Produktentwicklung und -fertigung versorgen.
- Während der Projektlaufzeit wurden zwei Pilotanwendungen in den oben angegebenen Bereichen durchgeführt. In Thailand wurde mit Hilfe der UP eine Konzeptstudie zur Verbesserung und Erweiterung einer Fahrradlackier-

strasse mit Hilfe einer virtuellen Robotersimulation durchgeführt. In Malaysia wurde ein praktischer Anwendungsfall der Lasersintermethode Rapid Prototyping in Zusammenarbeit mit der UWC und dem IMW durchgeführt.

- Anhand dieser Beispielanwendungen konnte das Bewusstsein asiatischer KMU's für die Möglichkeiten dieser Methoden und deren praktische Anwendbarkeit gesteigert und demonstriert werden. Ebenso kann dadurch das Potenzial dieser Methoden explizit illustriert werden.

Das Projekt wird gegen Ende des Jahres 2003 enden und schließt mit jeweils zwei Workshops in Thailand und Malaysia, auf denen die Ergebnisse vorgestellt und Wissen in der Konstruktionsmethodik verbreitet werden soll. Im September wurden die ersten beiden dieser Workshops, je einer in Thailand und Malaysia durchgeführt. Der folgende Absatz soll kurz darüber berichten.

2 Durchführung der Workshops

Die Ziele des Förderprogramms der Europäischen Union, Asia IT&C, sind sehr stark fokussiert auf die Einführung und Anwendung von Informations- und Telekommunikationstechnologien in Asien /1/. Ebenso ist das APoST Projekt sehr stark technologielastig in den Bereichen des Virtual Manufacturing und des Rapid Prototyping. Die wesentliche Frage, welche sich einem dabei jedoch offenbart ist die, ob gerade mit hochtechnologischen Disziplinen nicht am eigentlichen Ziel, der Weiterbildung der asiatischen Partner und der Erschaffung von Kooperationen mit den asiatischen Staaten, vorbeigeschossen wird. Da das IMW schon seit jeher intensive Auslandsbeziehungen pflegt, zum Beispiel mit China, Mexiko, Panama und Guatemala, wurde uns sehr schnell bewusst, dass der hier gewählte Ansatz, mit hochtechnologischen Kanonenkugeln auf Spatzen zu schießen, eigentlich nicht zu dem erwünschten Erfolg führen kann. Des weiteren stellt sich hier auch die Frage der Nachhaltigkeit, die in sofern nicht gegeben zu sein scheint. Demnach müsste es viel sinnvoller sein, zunächst die Grundlagen für ein methodisches Konstruieren zu schaffen, bevor man mit den technologischen Anwendungen operiere.

Mit diesem Vorsatz, flog die Delegation des IMW, Dr. Günter Schäfer und Carsten Düsing, nach Bangkok, um den Partnern in Thailand und Malaysia die Grundzüge des methodischen Konstruierens näher zu bringen. Mit einer großen Anzahl an Folien zu diesem Thema sollten die beiden Workshops bereichert werden. Es wurden jeweils zwei parallele Sessions durchgeführt: Die eine Session beschäftigte sich mit Virtual Manufacturing und Rapid Prototyping, in der parallelen Session wurde über die Konstruktionsmethodik referiert. Durch die Aufteilung der Workshops in Technologie- und Grundlagensessions wurde jedem der anwesenden Teilnehmer die Möglichkeit gegeben sich entsprechend zu entscheiden.

Schon während der Vortragsreihen ist ein klarer Unterschied zwischen Thailand und Malaysia festzustellen. Ob dieser kulturell bedingt ist, oder sich nur zufällig so darstellt, sei dahin gestellt. Zunächst einmal kann man bei den ca. 60 Teilnehmern der Konstruktionsmethodiksession in Thailand nur noch von einer Art Vorlesung klassischer Art sprechen. Die wichtige eigene Aktivität der Teilnehmer, die einen Workshop charakterisiert, kam dabei zu kurz. **Bild 1** zeigt eine Übersicht über die Vortragenden des Thailand Workshops.



Bild 1: Vortragende des Thailand-Workshops

Alle Teilnehmer des Workshops sitzen in Reih und Glied und lauschen den, zum Teil simultanübersetzten, Worten der Vortragenden. Den Gesichtern ist nicht eine Regung zu entnehmen, ebenso wenig erfüllt gelegentlich ein Räuspern den Raum, es sei denn von den Vortragenden selber. Somit ist es schier unmöglich, einen solchen Vortrag auf ein direktes Feedback aufzubauen. Es konnte nur im Nachhinein ein Feedback von den teilnehmenden Universitätsprofessoren in Diskussionen erreicht

werden. Ein solches, eher passives Verhalten der Teilnehmer, veranlasst die Vortragenden, ihre bisherige Definition von Workshop als eine interaktive Lehrveranstaltung mit praktischen Übungen der Teilnehmer, nochmals zu überdenken. Spannend wird es insbesondere, wenn man geplant hat, dynamische Gruppenübungen, wie zum Beispiel Brainstorming, oder ähnliches durchzuführen. Dies scheint besonders schwierig, wenn man keinen der Teilnehmer dazu bewegen kann, ein Wort zu sagen, geschweige denn eine Idee öffentlich kund zu tun. Es scheint somit, dass man, falls man plant solche Veranstaltungen des Öfteren durchzuführen, den Charakter des Vortrages dementsprechend zu ändern, dass dieser an die kulturelle Mentalität der Teilnehmer angepasst wird. Wie schön die Idee der interaktiven Lehre von unserer Position auch zu sein mag, so inpraktikabel scheint sie auf einmal in Thailand zu werden. Hier bietet es sich definitiv an, bei den klassischen Methoden der Lehre zu bleiben, einem richtigen Vortrag und eventuell einer anschließenden (vielleicht schriftlichen) Überprüfung des Erfolges und der Wissenserfassung in Folge des Vortrages. In jedem Falle ist eine solche Veranstaltung ein Schritt in die richtige Richtung, und mit jedem dieser Schritte kommen wir der tatsächlichen Zusammenarbeit ein wenig näher, mehr jedoch durch gegenseitiges Verständnis der anderen Kulturen als durch die Lehre in hochtechnischen Gebieten.

Diese hier gemachte Erfahrung erstaunt einen jedoch umso mehr, wenn man es mit dem entsprechenden Workshop in Malaysia vergleicht. Länder, die so nah beieinander liegen und von der westeuropäischen Perspektive zunächst auch kulturell einem sehr ähnlich erscheinen, weisen doch erhebliche kulturelle und soziale Unterschiede auf, die somit auch eine andere Strategie der Lehre bedingen. Zunächst einmal fand die Veranstaltung in einem deutlich kleineren Rahmen von ungefähr 15 Teilnehmern statt. Fast alle dieser Teilnehmer waren graduiert. Einige waren Vertreter der lokalen Industrie Kuala Lumpurs, andere Absolventen oder Professoren der lokalen Hochschulen. Der Ablauf dieses Workshops lief tatsächlich wie erwartet ab, das heißt ähnlich einer solchen Veranstaltung in Deutschland. Die Teilnehmer sind ebenfalls sehr aufmerksam und fallen früh durch Zwischenfragen auf, sollten sie etwas nicht verstanden haben. Die Arbeit in Gruppen erfolgt recht ruhig und koordiniert und mit respektablen Ergebnissen. Insbesondere gegen Ende der Veranstaltung kommen immer öf-

ter Anforderungen, den bearbeiteten Stoff mit praktischen Beispielen aus der Industrie zu erläutern. In Summe kann man sagen, dass es gelungen ist, die Grundlagen des methodischen Konstruierens, beginnend mit der Anforderungsliste, über Funktionsstrukturen und –hierarchien bis hin zu ersten Methoden der systematischen Lösungsfindung, durchaus positiv zu vermitteln.

Auf dieser Grundlage wird in den folgenden Workshops, die im Dezember 2003 in Thailand und Malaysia statt finden werden, aufgebaut werden. Dabei wird zu beachten sein, diese Vorträge und Beispiele länderspezifisch, entsprechend der lokalen Lernkultur aufzubereiten und vorzutragen.

3 Landschaft, Klima, Sehenswürdigkeiten und Kulinarika

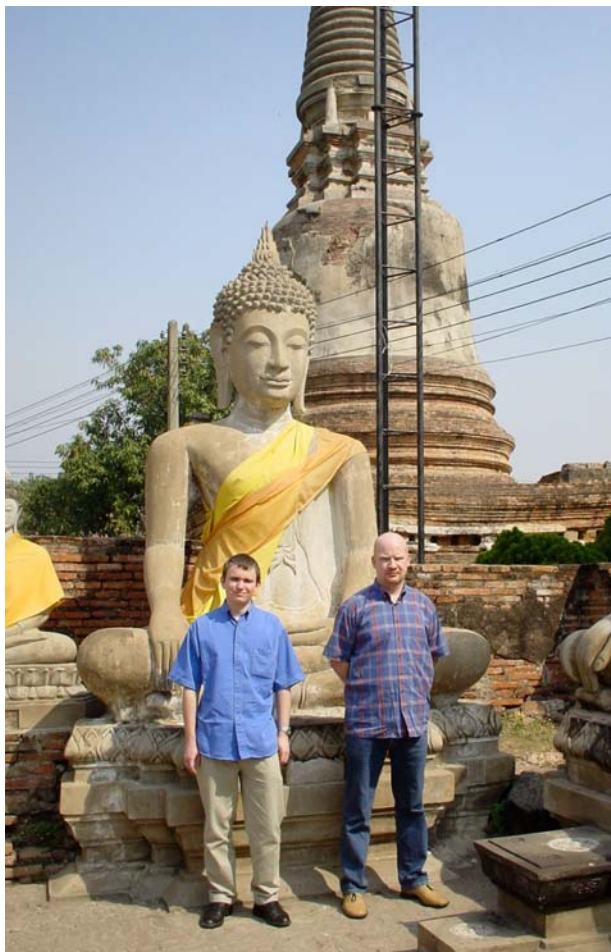


Bild 2: In einem Tempel der alten Stadt

Es liegt jedem Leser wohl nahe, dass diese Länder, mit ihren unterschiedlichen Kulturen und Einwohnern sowie ihren exponierten Lagen auf dem Erdbecken deutlich mehr zu bieten haben, als die Möglichkeit des Exports von Konstruktionsmethodik. Ein

klein wenig ist der Aufenthalt immer mit dem Begriff des Sightseeing verbunden, dem Erfahren und Erleben eines Landes, von dem hier nur in aller Kürze berichtet werden soll.

Zunächst einmal rebellieren die Atemorgane des Mitteleuropäers bei der Landung in Bangkok, denn die gefühlten 35°C und 100% Luftfeuchtigkeit in Kombination mit einem dauernden Smog und dem Jetlag machen die Bewegung an der freien Luft nicht zur Freude. So ist es einem umso mehr verständlich, dass sich viele Thailänder in der Hauptstadt, wenn möglich in klimatisierten Gebäuden aufhalten. Sollte man jedoch einmal die Gelegenheit finden, sich für einen oder zwei Tage aus der Hauptstadt Thailands zu entfernen, und sich in das Hinterland zu wagen, so kann dieses Land mit aussergewöhnlichen Reizen aufwarten. Der Besuch der alten Stadt mit Ihren unzähligen Tempeln und Buddhasstatuen (**Bild 2**) übt einen ungewöhnlichen Reiz aus. Auch der Umgang mit Kirche und Religion ist deutlich anders als bei uns. Man kann in den Tempeln sich vielfach aktiv betätigen, und auch einem Ausländer und Nichtgläubigen ist es erlaubt, sein Schicksal mit Glücksstäbchen zu erlösen, den Gong zu schlagen, ein paar Worte mit seinem persönlichen Buddha zu wechseln („...meiner ist der liegende Buddha.“), Goldblättchen auf 40 m langen Buddhasstatuen zu verteilen, oder einfach nur zu relaxen und den anderen Leuten zuzusehen. Man kann sich hier aber auch Tiere ansehen, deren Nutzen in Deutschland daraus besteht, demonstrativ in zoologischen Gärten zu posieren, in Thailand werden sie jedoch als Nutztiere angesehen. So kann man seine knappe Zeit damit verbringen, einen Ritt auf einem Elefanten zu wagen, oder sich aber in einem Krokodilpark über die Aufzucht dieser Lebensmittel zu informieren und eventuell auch einen Bissen zu wagen. Natürlich hat Thailand noch viel mehr zu bieten als diese kleine Auswahl und sicherlich kann man sich in Bangkok monatelang aufhalten und jeden Tag etwas neues besichtigen, doch dafür reicht die Zeit meist nicht.

Eine andere Attraktion Thailands, die jedoch genauso auch für Malaysia zutrifft, sind die kulinarischen Genüsse, denen man sich nur allzu gern und oft hingibt. Insbesondere die Lage der Länder zwischen Indischem Ozean und südchinesischem Meer lässt auf der Tafel niemals frische Früchte aus dem Meer vermissen. Es ist sicherlich sehr erstrebenswert alle möglichen Gerichte auszuprobieren, aber eines soll hier besondere Erwähnung finden: Tom Yam Kung, oder zu deutsch Riesengar-

nelensuppe ist wohl eins der bekanntesten Gerichte Thailands und viele der Einheimischen verschlingen diese gerade zu höllisch scharfe Suppe mit Genuss. Die mitteleuropäische Zunge wird dabei extrem gereizt und ist in der Regel jedoch mit viel Reis und seichten (nicht so extrem gewürzten) Beilagen wieder sehr schnell zu beruhigen. Generell gilt: Training ist alles. Wer schon morgens mit einem Hühnercurry beginnt, der ist abends garantiert nicht mehr aus seiner kulinarischen Fassung zu bringen. Vor einem sei jedoch gewarnt, dem Essen an den zahlreichen kleinen Fressbuden am Straßenrand. Die hygienischen Verhältnisse können dafür sorgen, dass sie mit einem gewissen Herrn Montezuma sehr schnell auf „Du und Du“ sind.

Die Sehenswürdigkeiten Kuala Lumpurs sind deutlich weniger zahlreich als beeindruckend. Insbesondere die Petronas Twin Towers, die auf der Welt größten Zwillingstürme, können vom Fernsehturm der Stadt, ebenfalls schon eine beeindruckende Höhe, bestaunt werden (**Bild 3**).



Bild 3: Petronas Twin Towers, Kuala Lumpur

Ebenfalls sehr beeindruckend und der Erwähnung bedürftig ist der Vogelpark in Kuala Lumpur, denn

in diesem Park können die Vögel frei fliegen unter einem riesigen Netz und der Besucher kann zwischen diesen spazieren, während er genüsslich eine Kokosnuss ausschlüpft. Ansonsten ist in Kuala Lumpur nicht der Bär los und nach einem Tag hat man schon nahezu alle Sehenswürdigkeiten hinter sich. Es empfiehlt sich jedoch Kuala Lumpur als zentralen Luftverkehrsknotenpunkt anzusehen und sich zum Beispiel einen Tag Shopping in Singapur anzutun oder sich für eine Woche auf einer der zahlreichen Inseln Malaysias, von den Langkawi wohl die bekannteste und Tioman die empfehlenswerteste ist, zu relaxen.

4 Zusammenfassung

Im Dezember dieses Jahres wird in Bangkok und Kuala Lumpur je ein finaler Workshop mit Beteiligung der entsprechenden Wissenschaftsministerien und Repräsentanten der Europäischen Union stattfinden. Dieser wird aufbauend auf den bislang gemachten Erfahrungen weiter die Konstruktionsmethodik nach Südostasien transferieren. Das Projekt endet mit Ablauf des Jahres, jedoch ist mit dem Anschlussprojekt EAPSTRA, über welches Dirk Müller in dieser Institutsmitteilung referiert /3/, unter leicht veränderter Ausrichtung für ein Fortbestehen der Kooperation zwischen Asien und Mitteleuropa gesorgt. So können wir gespannt sein, ob den Kollegen aus Thailand und Malaysia der Oberharzer Winter im Januar genauso behagt, wie uns die tropischen Temperaturen dort.

5 Literatur

- /1/ <http://www.asia-itc.org>; EU Asia IT&C programme web-site
- /2/ <http://www.apost-project.org>; the project web-site
- /3/ Müller, D.: EAPSTRA - EurAsian Network for Product Lifecycle Support & Training, Institutsmitteilungen des Instituts für Maschinenwesen der TU Clausthal Nr. 28, Clausthal, 2003

Selbsttragende Strukturen und deren Fertigung durch Rapid Tooling

Trenke, D.; Estrin, J.

Wissenschaftlern der TU Clausthal und der Universität von West-Australien ist es gelungen, aus einzelnen Elementen zusammengesetzte Strukturen zu entwickeln, die sich ohne Verbindungselemente oder Bindemittel selbst tragen. Realisiert werden diese Strukturen, in dem die Geometrie der einzelnen Elemente ihre Selbstverzahnung untereinander und damit der Gesamtstrukturen bewirkt. Ersetzt werden können hierdurch z. B. mittels Füge-technik zusammengesetzte Strukturen.

Scientists from Clausthal University of Technology and the University of Western Australia succeeded in developing composed structures which are able to support themselves without connectors or a binder. These structures are produced by interlocking the individual elements of special geometry which results in the coherence of the entire structure. Hereby it is possible to replace the conventional joining techniques.

1 Prinzip der selbsttragenden Strukturen

In Zusammenarbeit des Instituts für Werkstoffkunde und Werkstofftechnik mit dem Institut für Maschinenwesen wurden an der TU Clausthal aus einzelnen Elementen zusammengesetzte Strukturen entwickelt, bei denen die Geometrie der Elemente ihre topologische Selbstverzahnung in der Gesamtstruktur bewirkt.

Diese selbsttragenden Strukturen können daher ohne Verbindungselemente oder Bindemittel aufgebaut werden. Äußeren Halt erfahren die lose aneinander anliegenden Elemente durch einen Rahmen, der die Gesamtstruktur umschließt. Durch die Vorspannkraft des Rahmens kann die Biegeelastizität der Struktur gezielt beeinflusst werden (siehe **Bild 1**).

Des Weiteren können die Eigenschaften der Strukturen durch das Einsetzen von geometrisch identischen aber aus verschiedenen Materialien bestehenden Elementen gezielt variiert werden. Die Geometrie der Elemente kann z. B. rohrförmig, polyederförmig oder osteomorph sein.

Eine weitere Besonderheit dieser Strukturen ist, dass bei bestimmten Elementgeometrien einzelne Elemente aus dem Verbund entfernt werden kön-

nen (bis zu über 50 %), die Gesamtintegrität der Struktur aber erhalten bleibt /1/.

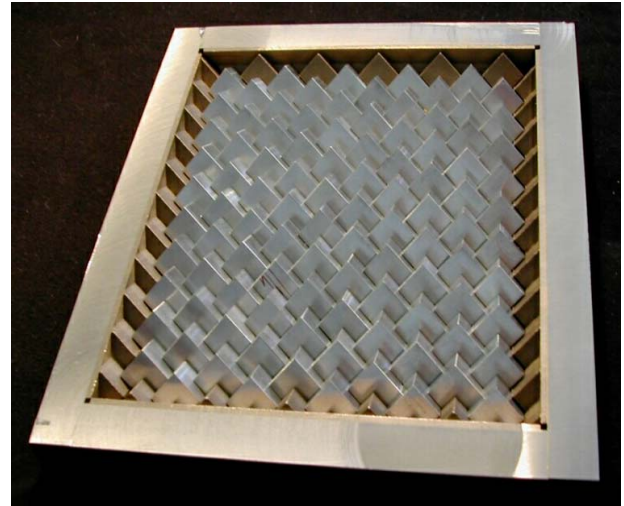


Bild 1: aus Wüfelementen bestehende Struktur

2 Fertigung der Strukturen

Zur Herstellung der komplexen Geometrien eignet sich insbesondere (und teilweise ausschließlich) das Fertigungsverfahren des Rapid Toolings, welches am Institut für Maschinenwesen angewendet und weiterentwickelt wird.

Durch das schichtweise, generierende Lasersintern der Strukturelemente ist es möglich, die am Computer entwickelten und konstruierten Bauteile unmittelbar in reale Elemente umzusetzen. Hierdurch lassen sich kostengünstig und innerhalb kürzester Zeit die verschiedensten Geometrien fertigen.

Durch die Wahl der Sinterparameter und Sinterwerkstoffe werden die Eigenschaften der selbsttragenden Strukturen ebenfalls gezielt beeinflusst. Hierzu zählen z. B. die Porosität, Oberflächenrauigkeit, Festigkeit und Elastizität der einzelnen Bausteine.

Als Sinterwerkstoffe werden am Institut für Maschinenwesen verschiedenste Metallpulver wie z.B. Bronze, Stahl, Kupfer, usw. aber auch Keramiken eingesetzt.

Zudem ist es möglich, die Strukturelemente als Verbundstrukturen aus unterschiedlichen Materialkombinationen (z.B. Metall/Keramik) durch das Lasersintern herzustellen /1/.

In **Bild 2** sind beispielhaft lasergesinterte Strukturelemente dargestellt, deren Geometrie aus einer „verdrehten“ Rohrform bestehen.

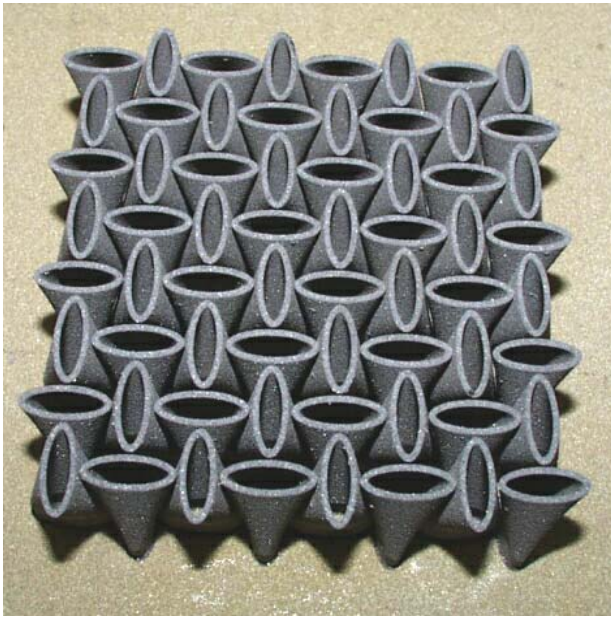


Bild 2) lasergesinterte Strukturelemente

Die einzelnen Elemente können unterschiedliche Wandstärken besitzen, wobei eine dünnwandige Ausbildung zur Schaffung einer großen Oberfläche bei geringer Masse von Vorteil ist. Des Weiteren können die Elemente eine beliebige Gestaltung ihrer inneren Oberfläche aufweisen und mit verschiedensten Wirkstoffen befüllt werden.

Durch das beschriebene Verfahren des Rapid Toolings lässt sich die Porosität der Elementwänden gezielt einstellen und bei Bedarf eine hohe Permeabilität erzielen.

Durch Elemente unterschiedlicher Länge können auch gekrümmte Strukturen bzw. eine Verankerung von übereinander liegender Strukturebenen erzeugt werden /2/.

3 Anwendungsgebiete der Strukturen

Aufgrund des Wirkprinzips der sich selbsttragenden Strukturen kann diese Technologie die verschiedensten Anwendung finden: das Spektrum reicht dabei von der Bauindustrie (Fundamente, Gehwegplatten, Tunnelbau usw.), über die Sicherheitstechnik (Sicherheitstüren- und Wände) und der chemischen Industrie (Katalysatoren, Ölabscheider, usw.) bis hin zum Maschinenbau (Torsionselemente) und der Luft- und Raumfahrt (Kachelbefestigung von Raumfähren).

Da es sich bei den selbsttragenden Strukturen um ein neu entwickeltes bzw. neu aufgestelltes Prinzip

handelt, ist die Anwendung zunächst ohne die Anschaffung von neuen Geräten oder Fertigungsanlagen möglich. Im Vordergrund steht die Übertragung und Implementierung der Technologie in bereits vorhandene Industriezweige (z. B. Fügetechnik).

Weitere Einsatzbereiche ergeben sich, wenn es möglich ist, die auf der makroskopischen Ebene vorliegenden Strukturen auf die mikroskopische oder sogar molekulare Ebene zu übertragen.

Die bei der Herstellung der Strukturelemente gewonnenen Erkenntnisse auf dem Gebiet des Rapid Toolings (Beeinflussung von Bauteileigenschaften durch modifizierte Sinterstrategien und Sinterwerkstoffe) lassen sich ebenfalls auf verschiedene Anwendungen transferieren. Hierzu gehören der Formenbau (verschleißbeständigere Kavitäten) oder aber die Automobilindustrie (Herstellung von hochfesten Funktionsprototypen).

Durch das Fertigen von porösen Elementen ist auch eine Anwendung im Anlagenbau (z. B. Filtertechnik) und im Akustikbereich (Schwingungsdämpfung, Schallabsorption) denkbar /1/.

4 Zusammenfassung

Das von der TU Clausthal patentierte Verfahren /2/ einer selbsttragenden Struktur ermöglicht es, konventionelle Füge- und Verbindungstechniken zu ersetzen und erschließt gleichzeitig zahlreiche neue Anwendungsgebiete. Dies gilt insbesondere bei der Herstellung der Strukturelemente durch das Rapid Tooling, da hierdurch Geometrien und Bauteileigenschaften möglich sind, die durch kein anderes Verfahren gefertigt werden können.

Das Prinzip der selbsttragenden Strukturen und Anwendungsbeispiele werden vom IMW und dem IWW auf der Hannover Messe Industrie (2004) vorgestellt.

5 Literatur

- /1/ Trenke, D.; Estrin, J.: Exponatbeschreibung Hannover Messe 2004, Selbsttragende Strukturen aus selbstverzahnten Bausteinen und deren Herstellung durch Rapid Tooling, IMW, IWW Clausthal 2003
- /2/ Patentschrift DE-10223796C1 „Aus Elementen zusammengesetzte Struktur und Verfahren zu seiner Herstellung“, TU Clausthal 2003

EAPSTRA - EurAsian Network for Product Lifecycle Support & Training

Müller, D.

EAPSTRA, das bevorstehende Eurasische Projekt und Netzwerk zielt ab auf die Demonstration der Vorzüge, die mit dem Einsatz von hochentwickelten Technologien und intelligenter Fertigung zur Unterstützung des Produkt-Lebenszyklus verbunden sind, wie z. B. Künstliche Intelligenz, Multimedia, Computer-basiertes Training, Produkt-Lebenszyklus Management sowie weitere verwandte fortschrittliche Konstruktionsmethodiken. Dadurch soll besonders das Bewusstsein für moderne Methoden zur Unterstützung und Wartung eines Produkts während seines Bestehens bei klein- und mittelständischen Unternehmen, sowie Lehr- und Forschungsinstitutionen im asiatischen Raum (speziell in Thailand und Malaysia) gesteigert werden.

EAPSTRA, the forthcoming Eurasian project and network aims to demonstrate the benefits associated with advanced technologies and intelligent manufacturing for Product Lifecycle Support such as Artificial Intelligence Tools, Multimedia, Computer Based Training, Product Lifecycle Management and related progressive design methodologies. Thereby increasing the awareness amongst Small and Medium Enterprises (SMEs) and research institutions in Asia (Thailand, Malaysia in particular) of advanced methods for the support and maintenance of a product throughout its life.

1 Introduction

Based on the success of the Asia IT&C project APoST – Advanced Product Support Technologies Network (ASI/B7-301/97/0126-15), it has been achieved to get the support of the European Commission for a continuation of the co-operation of the partners from Asia and Europe within the Asia IT&C programme component. /1/ Currently under contract preparation, EAPSTRA - EurAsian Network for Product Lifecycle Support & Training (ASI/B7-301/3152-94/71548) aims to introduce advanced technologies and intelligent manufacturing methodologies for the Product Lifecycle Support such as Artificial Intelligence Tools (AIT), Multimedia (MM), Computer Based Training (CBT), Product Lifecycle Management (PLM) and related progressive design methodologies to the academic and industrial institutions of the Asian partner countries. The forthcoming project will build up on the existing infra-

structure to cover additionally the domain of advanced methods for the support and maintenance of a product throughout its life additionally to the APoST domain of Virtual Manufacturing and Rapid Prototyping technologies.

The project consortium (**Figure 1**) consists of two Asian partners from Malaysia (Universiti Teknologi Malaysia, Johor Baru) and Thailand (School of Information Technology, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok), as well as three European partners from Greece (University of Patras), United Kingdom (University of Wales, Cardiff) and Germany (Institute of Mechanical Engineering, Clausthal University of Technology). The IMW as co-ordinator expects again a fruitful and successful collaboration during the project duration of 24 months, also as the composition of the consortium is unchanged.

2 Objectives

The main objective of this initiative is to provide support, know-how and training for the adoption of advanced product lifecycle support technologies within Asian SMEs, and to conduct pilot applications to show how they may benefit from the utilisation of advanced product lifecycle support and training systems. As target regions for the implementation of the objectives, the project aims at the countries of the involved Asian partners Thailand, and Malaysia, called *Asian partners* in the following. The individual objectives are given below:

- *To continue the successful co-operation of the Asia IT&C project APoST, that focused on Rapid Prototyping and Virtual Manufacturing, to cover also the different domain of advanced product lifecycle support and training including AIT, MM, CBT and PLM technologies; to create a new separated network of excellence.* The predecessor APoST provides basic infrastructure, basic contacts and basic experiences to make sure that the additional target domain will be conveyed successful to the Asian partners' academic and industrial community.
- *To extend the Technology Demonstration Centres (TDCs) in Malaysia and Thailand; to do feasibility study of advanced product lifecycle sup-*



Figure 1: EAPSTRA partner map

port and training techniques; to disseminate knowledge about these techniques and underlying progressive methodologies. The establishment of the TDCs has shown that they support the stabilisation of the Research and Technological Development (RTD) potential in the Asian partners' academic and industrial communities, providing the training and updating that is required by introducing and supporting the implementation of advanced product lifecycle support and training technologies, especially for SMEs. So, this approach will be followed up within EAPSTRA.

- To develop two pilot applications, focusing on applying the related technologies to provide a product lifecycle support and training system incorporating a technical/ user manual and a CBT system. Before the adoption of advanced product lifecycle support and training systems can be realised widely among Asian SMEs, it is important to gain their confidence in these technologies. This will be achieved by conducting pilot applications that will demonstrate the potential of these technologies. During these pilot applications, valuable experiences will be acquired with regard to applying these technologies and to the needs of SMEs in Malaysia and Thailand.
- To demonstrate/train how advanced IT technologies, i-Manufacturing and progressive methodologies for an advanced product lifecycle support can be applied within advanced technologies/ tools such as AIT, MM, CBT and PLM systems to i.e. support the installation, usage and eventual disposal of a product, to increase the awareness of SMEs in the Asian partners' countries of the capabilities of using these techniques. Artificial Intelligence Tools refer to an advanced set of techniques for machine reasoning often applied to fault diagnosis and automated detection of equipment faults, to speed up fault location. Multimedia is the presentation of graphics, text, moving images, sound and interactive features within a single application in a user-friendly manner, to create an effect greater than the sum of the parts. Computer Based Training is an interactive instructional approach in which the computer takes the place of an instructor, providing a series of stimuli to the user to assist them in learning how to use a product, ensuring the appropriate use of a product. Product Lifecycle Management systems realise both immediate and long-term operational efficiencies within the products' life. To use these technologies efficiently, affiliated innovative techniques will be conveyed for a better acceptance and awareness of local Asian SMEs.
- To enable SMEs in the Asian partners' countries to estimate the benefits associated with the implementation of advanced product lifecycle support and training technologies; to establish and expand contacts with European research activi-

ties. The advanced support and training systems once implemented will be used to assist the maintenance and training for the use of the products. The two pilot studies will specify procedures for compiling the content of the systems. Additionally, the content and media created for the systems may be reused to create publicity information for the products. The time and cost savings achieved by applying these technologies will be evaluated. The awareness of advanced technologies and creation of the network enables connections and contacts to related current research activities, Networks of Excellence and Integrated Projects conducted in Europe.

3 Fundamentals

During the last few years industrial companies in the local areas of the Asian partners Thailand and Malaysia, especially SMEs, are being put under increasing pressure to meet customer demands and compete successfully in global markets. The current market trends are: increasing international competition, reduced time of design and production, shorter product lifecycle, improved product lifecycle support (training and maintenance), higher quality requirements and higher delivery reliability. In addition to these market trends, new technological developments also play an important role offering new opportunities for applying advanced IT solutions, i-Manufacturing and innovative methodologies for the advanced product lifecycle support and user training.

The ability of Asian SMEs to adapt these advanced technologies and methodologies for the improved support of their products throughout its life and improved user training facilities is vital in today's dynamic global market. The application of IT tools and i-Manufacturing for the PLCS and training increases the efficiency and competitiveness of the Asian SMEs. The integration of up to date technologies and methodologies can give SMEs a major opportunity to improve the quality of their products, reduce the costs throughout the products' life and reduce support times and costs for their customers resulting in a better maintenance and utilisation. Their customers will also benefit from the reduction in time required to train a person to use the product. The introduction of these new technologies can also help to improve the performance, reliability and serviceability of a product.

However, SMEs in the Asian partners' countries face difficulties in relation to the adoption of these advanced PLCS methods and technologies. Problems are often caused by the initial outlay in terms of manpower and money required to implement these technologies and also a lack of knowledge regarding their capabilities and benefits. Therefore, these SMEs need to be able to obtain guidance and assistance in implementing these technologies in an efficient manner. Additionally, SMEs in the target areas would benefit from being able to attend trainings, seminars or workshops where they would be able to learn about and estimate the benefits, uses and implementation of these technologies. Manpower related problems, in particular finding suitably qualified personnel, will be assisted by the transfer of knowledge to the universities who will then be able to utilise it in the teaching of students thereby producing a technologically aware workforce.

So, EAPSTRA offers the possibility to the local Asian SMEs to benefit directly by this co-operation from the technical/ knowledge transfer by the European partners. The participating educational institutions will also benefit enormously, as the trainings and seminars that will be organised, and the establishment of a network of foreign and local experts will put them in a first class position of the academic standards. These factors will provide academic staff in Asian countries with up to date knowledge.

4 Intended Implementation

EAPSTRA is the continuation of the good experiences and approved relationships made within APoST. The APoST project /2/ has shown that the methods applied are successful. So, the EAPSTRA project will build on similar structures and activities. The already established infrastructure in Malaysia and Thailand will be supplemented and extended, as it is necessary for the new applied domain. The centres' scope will expand to advanced product lifecycle support and training. To accelerate the creation of a separated, new network, a corresponding circle of the target audience can be gained out of and with the support of this existing APoST network.

Throughout the project, introductory seminars on the technologies of the target domain will be held on site in Asia for industrial companies, especially SMEs, and educational establishments, like universities, by lecturers and researchers from the EU

and Asian partner institutions involved in the project. Together with selected SMEs interested in adopting advanced technologies, two pilot applications will be developed: one based in Malaysia, one in Thailand. Upon completion of the pilot applications, complementary seminars and workshops will be held to disseminate the results to a wider range of local Asian SMEs. The pilot projects will be managed by the Asian partners and it will be their responsibility during the setting up of the TDCs to find suitable SME partners with whom to carry out the pilot project work. The concentration on single TDCs on site in Asia will offer the best possibilities to transfer the necessary know-how and practice. Well-educated trainers who are familiar with the innovative technology and the customary practices and languages have the best possibility to convince and to produce a new generation of local trainers that will further disseminate the related knowledge.

In addition, a network of interested parties will be established, a regularly newsletter will be available for information about the progress of the project and current developments and applications related to the EAPSTRA domain. The network will be open to establishments taking part in EU (and nationally) funded research projects whose results may be relevant to EAPSTRA, and establishments and SMEs that have an interest in advanced product lifecycle support and training technologies. Especially the new instrument within the 6th framework, the Network of Excellence (NoE), wherein the EU partners intend to be involved (i.e. I*Proms, Concordance – currently in evaluation phase), offer a new and improved possibility to promote a network of high-quality. Additionally, an information portal will be installed. Such a portal makes only sense if there is the possibility for interaction. Therefore, a central database is necessary to enable the possibility to get in touch with innovative know-how and to enable to exchange of information or to liaise for new partnerships

The European project partners represent a high-grade of excellence in the applied area of i-Manufacturing. In particular, as relevant for this project could be mentioned the projects KARE – Knowledge Acquisition and sharing for Requirements Engineering (EP28916), SEDRES-2 – Systems Engineering Data Representation and Exchange Standardisation (EP20496), and SIMNET – Workflow Management for Simultaneous Engineering (EP26780), which had a major impact within the IST programme component ESPRIT and

covered fundamental sections of the PLCS. KARE aimed at the development of a knowledge based requirement engineering approach to support the highly knowledge intensive requirements engineering process of complex products. Among others, a prototype implementation has been realised within a PDM-System as approach for SMEs. Sedres-2 concentrated on the development of a standardised monolithic data model for the Systems Engineering domain, that resulted in PAS 20542 of ISO 10303 - STEP AP233. SIMNET featured an approach of a Parameter based Engineering Workflow for an improved and controlled product development. This has been implemented as demonstrator in a PDM-System.

The domain of AI has been dealt with i.e. in the projects REHAROB - Supporting rehabilitation of disabled using industrial robots for upper limb motion therapy (IST-1999-13109), and SYNERAGH - Systems Neuroscience and Engineering Research for Anthropomorphic Grasping and Handling (BRITE-EURAM PROJECT BRPR980797). The REHAROB project focussed on developing a system for upper limb motion therapy methodology for the disabled, driven by industrial robots utilising intelligent identification of the required physiotherapy motions. This has been achieved by a robotic rehabilitation system called REHAROB. The aim of the SYNERAGH project has been to create and control a robot arm which may be attached to a wheelchair and used by disabled people to automatically grasp objects.

5 Conclusion

EAPSTRA represents the ongoing university-cooperation with Asian institutions. EAPSTRA will mainly cover the domain of advanced product lifecycle support technologies and training. The intention is to demonstrate/ train how i-Manufacturing for an advanced PLCS can be applied within advanced technologies/ tools such as AIT, MM, CBT and PLM systems to SMEs and educational institutions in Thailand and Malaysia. This should increase the awareness on site of the capabilities of using these techniques to improve their marketability.

6 Literature

- /1/ <http://www.asia-itc.org>; EU Asia IT&C programme web-site
- /2/ <http://www.apost-project.org>; the project web-site

PRIME

A Knowledge Management approach for the Extended Enterprise

Düsing, C.; Müller, D.

Die Notwendigkeit für eine leistungsfähige Zusammenarbeit im Rahmen eines Erweiterten Unternehmens (Extended Enterprise), die nicht nur auf einen Hersteller beschränkt ist, sondern auch in den Produkt-Lebenszyklus involvierte Unternehmen und Einzelpersonen mit einbezieht, bedingt eine wesentliche Lösung des Problems der Aufnahme und Zuteilung von Produktwissen. Dieser Artikel beschreibt einen Lösungsansatz für ein „praktikables Produkt-Wissensmanagement für das Erweiterte Unternehmen, unter Beachtung industrieller Anforderungen und dem Begegnen der Akzeptanz aller am Produkt-Lebenszyklus beteiligten Personen“ auf Basis der PRIME Arbeitsbeschreibung.

The need for an efficient collaboration within the Extended Enterprise that is not limited only to the manufacturer but also comprises all companies and individuals involved all along the product life cycle leads to significant demands of resolving the problems of product knowledge capturing and sharing. This article describes an approach to the desired “practicable product knowledge management solution for the Extended Enterprise, which satisfies industrial requirements and meets acceptability of all persons involved in the life cycle of a product” based on the PRIME workbook.

1 Introduction

Knowledge management is based on knowledge. It is important to differentiate between knowledge, information, and data. A general classification of these terms can be typified: Data becomes information when it is organised, information becomes knowledge when it is placed in actionable context. Regarding knowledge, the grouping into the subclasses explicit knowledge and tacit knowledge should be taken into account. In broadest terms, that classifies the knowledge that can be written down (explicit) and the knowledge that cannot (tacit). Explicit knowledge can be processed by IT systems, codified, recorded, archived and protected by the organisation. Tacit knowledge exists in people's heads. Tacit knowledge is extremely difficult to transfer, explicit easier.

The European research project PRIME – Product Integrated Knowledge Management for the Extended Enterprise (Growth - GRD1-2001-40408) /1/ intends to provide “a practicable product knowledge management solution for the Extended Enterprise, which satisfies industrial requirements and meets acceptability of all persons involved in the product life cycle”. The main objective of PRIME is to focus on product related knowledge existing within the Extended Enterprise (EE), which can be used or applied during the complete product life cycle (PLC) from planning over product development to maintenance and disposal. Product knowledge is the core of an enterprise, as it is used for their actual activities and developments. Such knowledge enables a company to be able to realise product or process innovations or further developments in a limited timeframe with an assured quality. In times where innovation is recognised as a central focus for value-creation, and where the innovation cycles are becoming shorter, time becomes a determining factor. And the development, manufacture and support for complex products is not restricted to only one manufacturer, and it is also vital for improvements to include the customer of a product with all his experiences and suggestions into these processes. In this context, it is indispensable for enterprises to ideally manage the knowledge within the EE. The aim is to make the product related knowledge generated throughout the PLC available as a common source of knowledge and enable it to be shared, reused etc. by all actors in the EE, e.g. suppliers, manufacturers, maintenance and service personal.

These requirements represent the defaults for the PRIME system. The objective is to find a practical solution for the capturing of such product related knowledge (both explicit and tacit), to structure captured information systematically according to the life cycle of the product and to make knowledge available and applicable to the users of the PRIME system to support efficiently their field of activity. The pre-defined PLC within the PRIME context includes six key phases common to the engineering products as a whole i.e. feasibility, concept, definition, development, production and support.

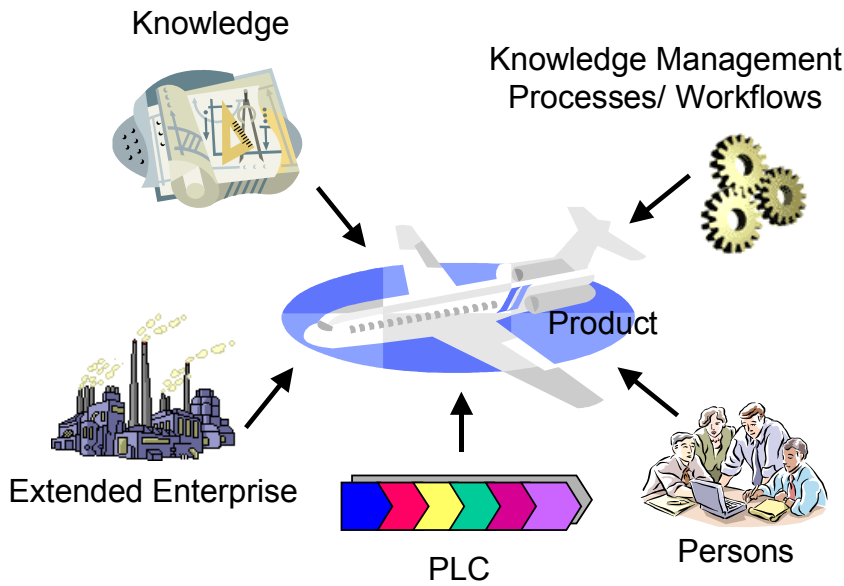


Figure 1: PRIME methodology components

2 PRIME methodology components

The PRIME methodology is not a development from scratch. It integrates successful approaches, techniques and methods to a new innovative approach for the networked enterprise. What makes PRIME different from existing knowledge management approaches and its competitors is the concept of taking into account and integrating the following aspects:

- Approach for the Extended Enterprise
- Support of the entire product life cycle
- To use knowledge not data
- New way of working in the knowledge management world
- Encourages co-operative working and virtual team building

In general, the PRIME methodology is based on the individual components Knowledge, Knowledge Management Processes/ Workflows, Product Life Cycle (PLC), Persons and the Extended Enterprise, which have all a significant impact on a product, as displayed in **Figure 1**. The interaction of these components to support the development of a product up to its maintenance and disposal within one interrelated concept is novel.

The key idea behind the EE concept is to develop means supporting the collection of all useful knowledge throughout the EE for new and existing process and product developments, and to develop this knowledge into a means of fostering industrial innovations. Innovation by combining the ideas and feedback from all parts of the product life cycle, including customer interaction with existing products and new product ideas and including maintenance or service engineers, including suppliers and including pooling of knowledge between multiple sites

(**Figure 2**). Innovation is a critical factor for the success of industrial companies.

The EE concept involves a lot of persons respectively actors not organised within only one enterprise. Therefore, the PRIME users are assigned to a general role model underlying to the methodology, that intends to fulfil the following goals:

- To combine the tasks of the Knowledge Managers and Experts for the optimisation and utilisation of the knowledge management processes.
- To build up small teams of Knowledge Managers and Experts who work closely with the business units or the product.
- To create a hierarchical, organisational knowledge management structure (responsibility, security, organisation).

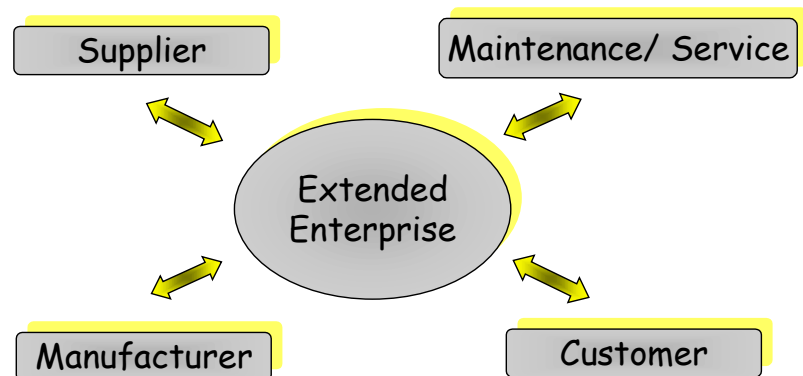


Figure 2: Structure of an Extended Enterprise

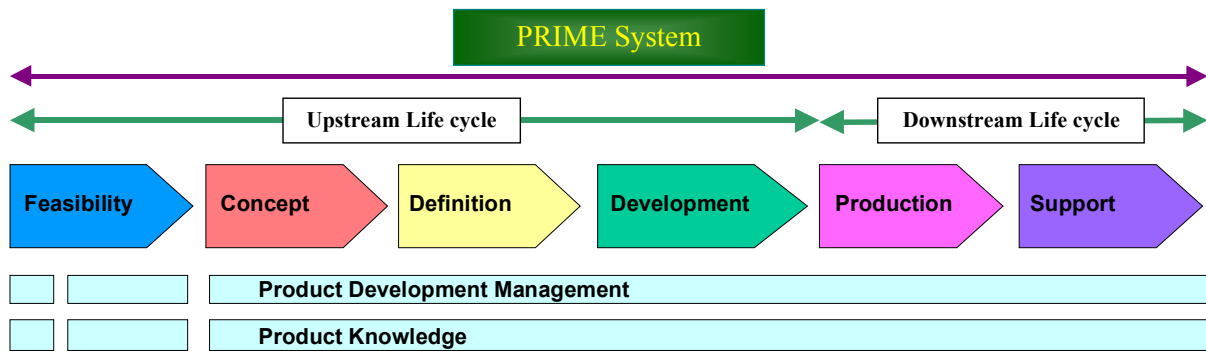


Figure 3: PRIME common product life cycle

The PRIME methodology is designed to cover the entire PLC. It is necessary to model business concepts throughout the whole PLC so that different work teams can act in a compatible and exchangeable way. The outcome of this is a common PLC (**Figure 3**). The common PLC defines six life cycle phases. These are classified in two separated life cycle stages: upstream and downstream life cycle.

The upstream life cycle contains the operational procedures:

- Requirement investigation,
- R&D, Planning, Detailed product design, and
- Production organisation: Production Process Planning (P³), Production Resource Planning.

Whereas the downstream life cycle comprises:

- Material acquisition, transport, inventory and supply;
- Production preparation: equipment, devices, machines, tools;
- Production: manufacturing, assembling, integration;
- Test, change, dispatch, stocking, installation;
- Service/ maintenance.

To integrate all these components and the product related knowledge effectively to the product development process, mature knowledge management processes organised and administered by knowledge management workflows are necessary. An appropriate approach has been developed within PRIME methodology. The following section will describe the important vertices in detail.

3 Knowledge Engineering Workflows

The PRIME system approach intends to represent a flexible framework mainly having the function of an information system, from which a community of actors belonging to the EE can extract information and will also be able to add new knowledge. Thereby, the system framework is characterised by flexibility and interaction. The framework is designed by three basic functionalities: *Knowledge extraction*, *Knowledge replenishment*, *System Administration*. **Figure 4** offers an overview of the functional workflow components of the proposed PRIME system.

As one main component, the System Administration represents the basic instrument to establish, organise and control a product knowledge related project. The administration defines the complexity, classification and allocation of a project in respect to the involvement of partners. Generally, a mature concept and administration of a product related project is very important for the successful accomplishment.

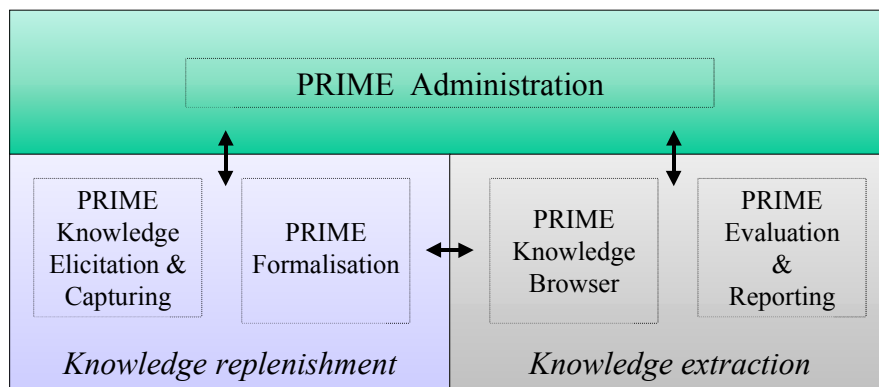


Figure 4: General workflow components covered by the PRIME system

The knowledge inside the PRIME system is not

static, but will be added and updated during the complete PLC. Therefore, the component Knowledge replenishment depicts a significant requirement of the overall system. This component includes two separate workflows: *Knowledge Elicitation & Capturing, Formalisation*. The Knowledge Elicitation & Capturing workflow covers the entry of knowledge in its original format (informal/ quasi-formal) to the PRIME system. The entered knowledge can be new, complementary or corrective. The opportunity to feed the system with knowledge is given within PRIME to the assigned actors of the EE, this means also that this covers the complete PLC. To support and improve the systematically processing and reuse of knowledge, the entered information has to be converted into an explicit, model-based representation. This task is covered by the Formalisation workflow. Depending on informal or quasi-formal knowledge, the formalisation procedure maps in detail the contained information components of the natural language based representation onto the related entities of an underlying information model.

The main power and benefit of a knowledge management system lies in the efficient (re-)use of the knowledge available within the system. For the Knowledge extraction, one can identify two separate workflow components: *Knowledge Browser, Evaluation & Reporting*. The browsing workflow describes the proceeding of the knowledge search, that is not only restricted to a simple free text search. It offers also the possibility to perform an advanced search to improve the quality of the results. Additionally, enhanced navigation, help and feedback features complete the basic functional range. The component Evaluation & Reporting covers the report generation based on the system internal knowledge and additional evaluation. Not only the pure information facts are important to the user, but to get also support from the system to gain knowledge, incorporating complete processes, structures, products etc. over the PLC. In the following, the single workflows will be described in detail.

3.1 System Administration

It is vital for the success of a project that its basic strategic, operational and conceptual orientation is precise, elaborate and feasible. Within PRIME, basic tasks are pretended that are necessary for the implementation of the system within the EE, including the assignment of roles. The overall workflow includes the components for the strategy

and concept design, the system design, the determination and the strategy update or enhancement. The administration tasks are only performed by the Knowledge Management Officer (KO) and the Knowledge Engineer (KE).

According to the guidelines of the PRIME system, the KO has to design the framework for the planned project, taking into account the schematic resources culture, infrastructure, purpose, and strategy. The global task of 'Strategy & concept design' in the knowledge and EE context includes the sub-tasks:

- Definition of the PLC
- Definition of the roles of actors
- Definition of KM methods to be executed by KEs
- Definition of the KM plan

By defining the framework, the KO generates a productive system. In the following, the KE takes over the design of the system. The sub-tasks that are related to the system design are:

- User and authentication management
- Definition of product knowledge classes
- Controlling user inputs
- Assisting users
- Instantiating internal information model to enable creating the knowledge repository

The system design is not restricted to one certain stage during the PLC. In contrast, the administration of a running product related project within the EE is a continuous procedure. It is necessary to update on changes (user, partner, software, security etc.) or bugs, to monitor and control the system maintenance, react on a change within the lifecycle, and to offer support to the users of the system. The instantiation of the internal information model of the PRIME system is one central aspect for the efficiency of the system, as this model represents the common basis for the knowledge tasks.

3.2 Knowledge Capturing & Elicitation

It is obvious that a product knowledge related system is only useful, when the system contains sufficient knowledge on the related area of expertise. An empty or obsolete system makes no sense. Therefore, it is very important that the system offers the facilities for the efficient and precise acquisition of knowledge. Which method will be applied is not limited by PRIME. In a broader sense, the acquisition of knowledge can be divided into the tasks Capturing and Elicitation.

To acquire expert knowledge, it is first of all necessary to identify the appropriate information and the sources for gaining relevant know-how. The knowledge sources can be external (documents, manuals, catalogues etc.) or internal (expertise, know-how). The type of the information is also not definite. Computer-accessible knowledge can be found from a formal, quasi-formal to a very informal format. The identification and entry of useful and necessary knowledge and its sources, including the valuing and filtering, will be performed by experts. Supported knowledge items are i.e. text, audio, video (informal) or CAx, generic model-based files (quasi-formal). The capturing of knowledge from outside that has been identified as useful and sufficiently valid should be accomplished carefully to not feed the system needlessly and to keep it concise. Beside the entries from the knowledge expert, there exist methods to elicit know-how through different techniques (i.e. interviewing). Which techniques will be applied can be selected independently. This task has to be performed by the KE. Also the organisation and management of the entered knowledge belongs to the KE. It is necessary to check the user inputs on consistency, quality, completeness and adaptability and group the information for later relieved knowledge retrieval. Sub-tasks that has to be carry out are i.e. distilling, refining, orienting, packaging and assembling.

The EE approach enables also users of the product (i.e. maintenance or operative staff) to incorporate product related knowledge. They can enter feedback on their experiences with the product and its installation/ operation. These information are intended to support and improve the re-design of similar products. Also the expert will add, improve or correct his knowledge of the product and its related processes based on his personal development process by experience and learning. Especially here it is important to control, group and allocate the information in respect to the related product.

3.3 Formalisation

The knowledge that has been captured and organised will be in a model or language dependent representation. Such formats are often tool dependent and will not be interpreted in the same way by different users/ experts. To enable the independent processing of the acquired knowledge, and to achieve an explicit, unambiguous, common interpretation/ understanding of the information, it is necessary to formalise the knowledge. The For-

malisation of explicit or tacit knowledge follows two main objectives:

- Transformation of natural language based knowledge into an explicit description
- Extraction of implicit knowledge

The formalisation analyses the single conceptual components of language, as there are i.e. functions, properties, behaviour, physical and system architecture. The identified components will be mapped onto the relevant instances of the underlying information model, based on the "ISO/WD PAS 20542 Industrial automation systems and integration – Product data representation and exchange: Systems engineering data representation" standard. Such a neutral representation permits a systematic processing, and the integration of a standard enables a possible greater compatibility with other tools. This finally offers the possibility for the adoption of PRIME in a larger domain.

To avoid extra effort and ambiguity, first the KE has to analyse the existing knowledge on possible reuse. Double entries must be avoided to keep the repository consistent and explicit. Identified new, additional or corrective knowledge has to be processed by the KE. Starting from a natural language based representation, the formalisation leads to a rigorous formalised information model representation. The result can be checked on consistency to ensure to have a qualitative, high-value knowledge repository. The formalisation procedure of quasi-formal knowledge is restricted to the incorporation of the respective files including a software reference. Audio-/video information as informal knowledge will be handled similar. As "self-descriptive" knowledge, the respective files will be just incorporated and referenced.

3.4 Knowledge Browser

A knowledge based system makes only sense, when the system offers mature facilities for the extraction or (re-)use of the contained knowledge. It is absolute necessary to find and access that knowledge that is required and requested. The PRIME Knowledge Browser is designed to support the user and not complicate work.

The browser supports two ways of searching. The free text search belongs to the simplest way of searching, but delivers just direct connections. Input from a set of identifying words associated with logical operators invokes a word-based search of the repository and delivers as search result the instances that contain the given words. As this

search method is limited, there exists the possibility to carry out an advanced search. The indexing of the knowledge instances by tags offers the possibility to enhance the search request. The input of free text in combination with tags promises a more accurate and advanced search result, as it is possible with this methodology to gain not just the direct link but also the referenced items of the product, function, property, PLC etc. The user can specify several search criteria for one query within the advanced search. The visual navigation of the knowledge repository and the search results is also featured. A kind of knowledge index based on the categorising and grouping of the content of the repository enables this. Starting from a basic search, the user can navigate following the knowledge type, support information, or PLC state. These areas correspond to the specific expertise of the EE. This sort of visual navigation complies with the natural habits of humans.

The browser is not limited to a one-directional communication to benefit from the knowledge contained in the EE. A web-based forum for discussion and troubleshooting enables the users to resolve certain topics within an expert group. Very important is the establishment of the feedback area. The users will have the possibility to rank the specific knowledge instances and related documents/ files on their usability and helpfulness and to comment on the quality of the information. This enables the possibility to correct wrong, out-of-date or insufficient entries and references within the repository. An inter-active 'Request for Help' service for the solution of operational, methodical or textual problems is available for the users. The internet-based inquiry will be based on email or chat facilities, that support the inter-active dialog for the solving of the problem.

3.5 Evaluation and report generation

Besides the direct extraction of knowledge via the browser, sophisticated functionalities for the user-directed generation of reports based on the evaluation of knowledge are offered. The purpose of the report document is to illustrate a certain part of the EE product knowledge (like technical specifications, work plan, guidelines,...). The reports and evaluations can cover an enhanced domain during the PLC. In the PRIME context, the evaluation of product knowledge aims at the comparison, judgement and trade-off of product related know-how taking into account the three axes knowledge type, PLC state or support information. The evaluation and re-

port generation will be initiated by the user. He can specify/ select out of relevant knowledge mining queries for evaluation, related to the repository structure. Based on the structured product information of the knowledge repository, the system scans and analyses the repository on matching knowledge items and references. The query result will be controlled, grouped and organised by the system. By selecting a report structure, the system will generate the report. If available, the query results of the evaluation will be graphically illustrated. Additional information will be textual-based. Before finalisation, the user can check the outcome of his query. The final report can be exported in supported formats.

4 Methodology workbook

The PRIME workbook [2] constitutes an informal specification document on the PRIME methodology, and aims at guiding the PRIME user, step by step, to the PRIME solution. It comprises an introduction to KM, followed by EE methodologies, the knowledge engineering workflows applied, the roles and tasks assigned to the various actors, detailed description of the KM processes, and the proposed product knowledge models that represent the knowledge structure within the PRIME system.

5 Summary

The PRIME methodology provides an approach for the management of product related knowledge generated throughout the entire life cycle of the product. This knowledge will be shared within the Extended Enterprise and therefore available to all actors of a networked enterprise. It is expected, that the adoption of this approach leads to an improvement of the quality of a product and reduction of time spent on the development of a new product.

6 Literature

- /1/ PRIME consortium: The PRIME Homepage, <http://www.prime-project.org>
- /2/ PRIME consortium: The PRIME Homepage download area, <http://www.prime-project.org/deliverables.html>, 2003

Engineering Workflow – Integriertes Daten- und Prozessmanagement in der unternehmensübergreifenden Produktentwicklung

Goltz, M.

Der vorliegende Artikel stellt einen neuen Ansatz für das Management der unternehmensübergreifenden Produktentwicklung vor. Dabei stehen zwei Aspekte im Mittelpunkt: erstens, die Koordinierung des Entwicklungsprozesses in Bezug auf die Abstimmung von Entwicklungsergebnissen zwischen den Projektpartnern und zweitens, das Management verteilter Produktdaten, um einerseits die Transparenz über vorhandene Informationen zu erhöhen und andererseits Partnern den Zugang zu lokalen Daten zu ermöglichen.

The following article introduces a new approach for the management of cross-company product development. In order to guarantee a successful cooperation two aspects have to be considered: first, the co-ordination of product development in terms of how to agree on engineering results among the partners and secondly, how to make distributed information transparent and accessible to partners.

1 Besonderheiten der unternehmensübergreifenden Produktentwicklung

1.1 Die Entwicklung komplexer Produkte

Komplexe Produkte zeichnen sich durch ihre Vielzahl von Elementen und der zwischen ihnen auftretenden Beziehungen aus (**Bild 1**). Während der Entwicklung einzelner Elemente sind zahlreiche Randbedingungen zu berücksichtigen, die sich u. U. in ihrer Auswirkung gegenseitig ausschließen können. Aufgabe multidisziplinärer Entwicklungsteams ist es, die miteinander konkurrierenden Optimierungsziele der Einzelelemente so aufeinander abzustimmen, dass ein optimal am Kundennutzen ausgerichtetes Gesamtprodukt zu möglichst geringen Kosten in möglichst kurzer Zeit entsteht.

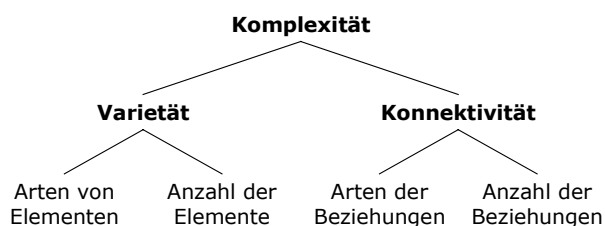


Bild 1 Komplexität von Systemen (nach /1/)

Beispiel BMW-Formel-1-Motor

Der von BMW für die Saison 2003 entwickelte Formel-1-Motor besteht aus rund 5000 Einzelteilen, davon sind 1000 unterschiedlich. Während der Entwicklung wurden ca. 1950 CAD-Zeichnungen angefertigt. Bis zum Saisonende erfährt der Motor etwa 1400 Optimierungsmaßnahmen. Zu den Anforderungen, die bei der Entwicklung zu berücksichtigen sind, gehören u. a. die Berücksichtigung einer Querbesehleunigung von 4 g in der 130R-Kurve in Suzuka oder eine Vollgasbelastung von 73 % in Monza. Trotzdem leistet der Motor über 900 PS bei einem Gewicht von unter 90 kg. Die Herstellung des Motorblocks und Zylinderkopfs aus Aluminiumguss erfolgt in einem speziellen Dünngussverfahren. /2/

Dieses Beispiel zeigt recht anschaulich, wie komplex vermeintlich überschaubare Entwicklungsprojekte werden können.

Gerade die Forderung nach immer kürzeren Entwicklungszeiten führt dazu, dass verschiedene Module des Produkts im Rahmen des Simultaneous Engineering parallel entwickelt werden. Bedingt durch die hohe Anzahl von Beziehungen bedarf es dabei mehrfacher Iterationen, bis alle Anforderungen erfüllt sind. Erschwert wird dieses dadurch, dass nicht alle Randbedingungen von Beginn an bekannt sind, sondern sich erst in parallelen Entwicklungsschritten aus den erarbeiteten Lösung ergeben. Dieses führt dazu, dass Entscheidungen aufgrund unklarer oder noch nicht abgesicherter Informationen zu treffen sind. Eine rege Kommunikation zwischen den parallel ablaufenden Entwicklungssträngen ist unabdingbar, um Fehlentwicklungen zu vermeiden.

Die Kommunikation wird in den meisten Fällen durch die Konstrukteure selbst initiiert, entweder weil sie eine bestimmte Information benötigen, oder um ein Entwicklungsergebnis weiterzugeben. Konkrete Vorschriften, wann unter welchen Umständen wer zu informieren ist, existieren dabei in den wenigsten Fällen. Das zeigt sich z. B. auch in der lückenhaften Dokumentation des Entwicklungsprozesses im Rahmen der ISO 9000.

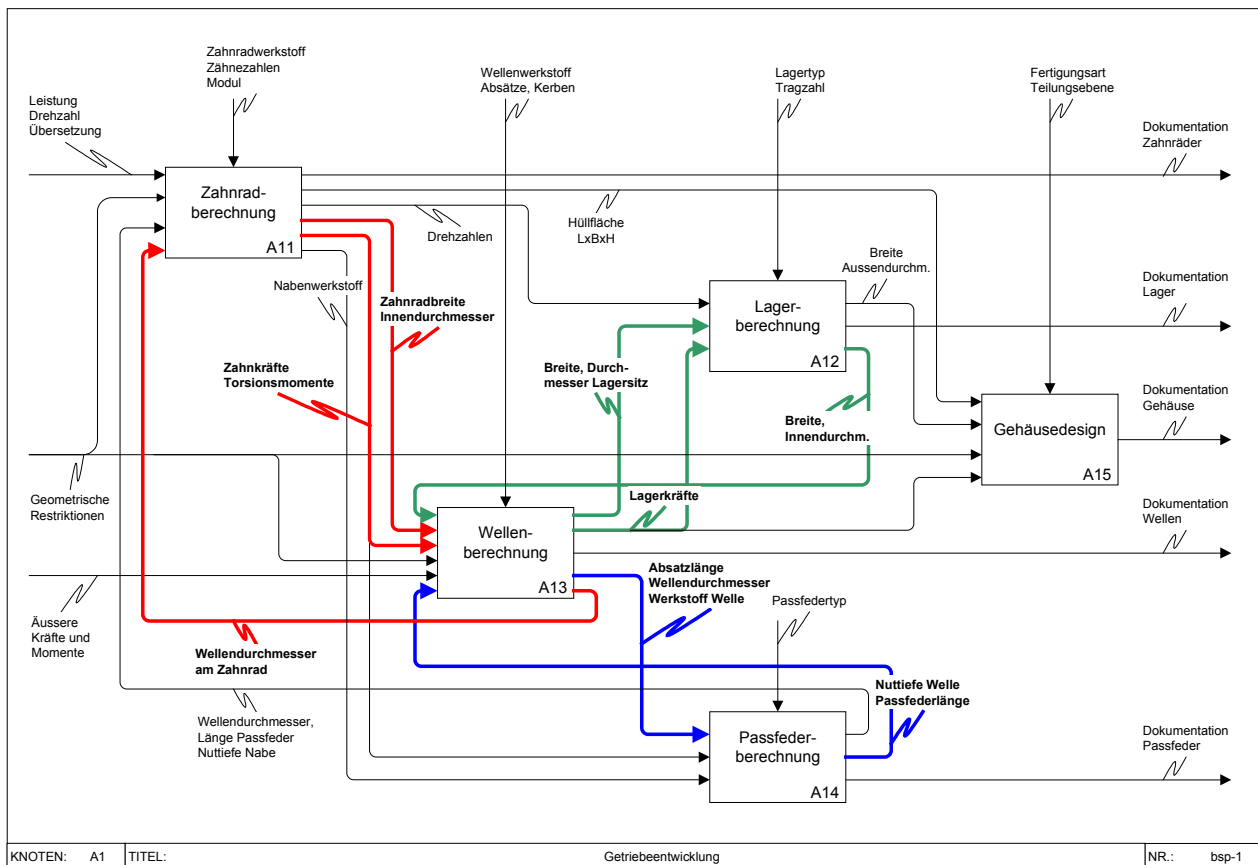
Mangelnde Kommunikation führt häufig dazu, dass neue oder geänderte Anforderungen zu spät weitergeleitet und erzielte Ergebnisse zu spät abgeglichen werden. Die Korrektur dadurch auftretender Fehler verursacht einen erheblichen Zeitverlust und

zusätzliche Kosten. Im schlimmsten Fall treten diese Fehler erst beim Kunden auf, wodurch ein zusätzlicher Imageschaden entsteht. Aus diesem Grund muss eine effiziente Koordination des Entwicklungsprozesses darauf abzielen, notwendige Kommunikation zwischen parallelen Entwicklungsabläufen zu erkennen und gezielt anzustoßen.

Die meisten der in den letzten Jahren auf dem Gebiet des Prozessmanagements für die Produktentwicklung durchgeführten Forschungsprojekte haben

versucht, dieses durch eine möglichst umfassende Prozessbibliothek zu erreichen. Dazu wurden für verschiedene Gruppen von Produktkomponenten Referenzprozesse festgelegt, die danach zu einem Gesamtprozess kombiniert werden können. Allerdings hat sich gezeigt, dass entweder die Referenzprozesse zu allgemein gehalten sind, um die tägliche Arbeit zu koordinieren, oder der Aufwand zur Erfassung aller denkbaren Möglichkeiten in keinem Verhältnis zum zu erwartenden Nutzen steht.

Beispiel „Getriebeentwicklung“



Das obige Diagramm zeigt eine mögliche Beschreibung für eine Getriebeentwicklung mit den wesentlichen Konstruktionsschritten sowie den notwendigen Informationsflüssen. Dieses vergleichsweise einfache Beispiel soll die Schwierigkeiten bei der Modellierung eines Gesamtprozesses für die Produktentwicklung illustrieren.

Betrachtet man dazu die Informationsflüsse zwischen der Zahnrad- und der Wellenberechnung, fällt auf, dass einige Größen, wie z. B. der Wellendurchmesser, sowohl als Eingangs- als auch als Ausgangsgrößen auftreten. Dieses weist auf eine notwendige Iteration hin, da der Wellendurchmesser einerseits Einfluss auf die Festigkeit der Welle hat, andererseits aber auch durch die Geometrie des Ritzels festgelegt wird. Weitere Abstimmungen sind zwischen der Wellen- und

der Lagerberechnung sowie zwischen der Wellen- und Passfederberechnung notwendig.

Eine sequenzielle Bearbeitung der einzelnen Teile würde zu erheblichen Verzögerungen führen, da eine Abstimmung der Ergebnisse erst erfolgen würde, wenn bspw. der Festigkeitsnachweis der Ritzelwelle ergibt, dass diese den Belastungen nicht standhält. Zur Lösung des Konflikts wäre es denkbar, entweder einen besseren Werkstoff einzusetzen oder den Wellendurchmesser anzupassen. Beide Varianten würden zu einer Überarbeitung der Verzahnung bzw. der Passfeder führen. Eine Entscheidung, wie das Problem zu lösen ist, muss sich am konkreten Anwendungsfall orientieren und sollte nicht starr durch einen Prozess vorgegeben werden.

Eine deutliche Verkürzung der Entwicklungszeit ließe sich durch eine Parallelisierung der Entwicklungsschritte erreichen. Um jedoch Fehlentwicklungen zu vermeiden, bedarf es dazu eines wesentlich früheren Informationsaustauschs.

So wäre es z. B. möglich, durch einen Vergleich des in der Zahnradentwicklung abgeschätzten Wellendurchmessers mit dem aus der Vordimensionierung der Welle erhaltenen Durchmesser frühzeitig einen Konsens zu erzielen, der spätere Iteration aufgrund von Inkompatibilitäten überflüssig macht oder zumindest minimiert. Dabei muss nicht jeder Entwicklungsschritt bereits in allen Details bearbeitet werden. Eine Abschätzung ist häufig ausreichend, um frühzeitig über eventuelle Alternativlösungen nachzudenken.

Die Schwierigkeiten rühren im Wesentlichen daher, dass sich zwar für einzelne Konstruktionsschritte Regeln zu deren Bearbeitung angeben lassen (Berechnung eines Zahnrads, einer Passfeder, etc.). Ob diese überhaupt benötigt werden, und wenn ja in welcher Reihenfolge diese auf ein konstruktives Problem anzuwenden sind, kann nicht im Voraus bestimmt werden. Dies ergibt sich häufig erst im konkreten Anwendungsfall in Abhängigkeit der verfügbaren Informationen (und deren Qualität¹) sowie der zu verwirklichenden Optimierungskriterien.

Ein weiterer Aspekt ist die bereits oben erwähnte Komplexität. Gerade die Vielzahl der Abhängigkeiten innerhalb des Produktmodells ist mit den Techniken der Geschäftsprozessmodellierung nur unzureichend erfassbar. Bislang gibt es keine Möglichkeit, das Beziehungsgeflecht in der notwendigen Gesamtheit in einer handhabbaren Weise zu dokumentieren. Ob vorhandene Abhängigkeiten erkannt und bei notwendigen Entscheidungen hinreichend berücksichtigt werden, ist damit zu einem Großteil vom Wissen und der Erfahrung der Konstrukteure abhängig. Zwar sind einige der Beziehungen in den verschiedenen CAx-Systemen erhalten (Geometrie/Topologie im CAD, Funktionen im FEM, usw.). Diese stehen jedoch nicht für eine externe umfassende Analyse zur Verfügung.

1.2 Unternehmensübergreifende Produktentwicklung im „Virtuellen Unternehmen“

Im Zusammenhang mit unternehmensübergreifender Produktentwicklung wird häufig der Begriff „virtuelles Unternehmen“ verwandt. Nach [3] stellt „ein virtuelles Unternehmen [...] ein dynamisches Netzwerk von rechtlich selbstständigen Unternehmen oder Teilen von Unternehmen dar, das auf Zeit für eine konkrete Aufgabenstellung, d. h. zur Ausnutzung einer durch die einzelnen Unternehmen allein nicht erreichbaren Marktchance, gebildet wird, um so vor allem die Kernkompetenzen der beteiligten Partner zu bündeln. Reale Unternehmen sind dann in der Regel zu einem bestimmten Zeitpunkt an mehreren virtuellen Unternehmen beteiligt. Dieses erfordert natürlich auch innerhalb der realen Unter-

nehmen neuartige Formen der Zusammenarbeit und dynamische Organisationsformen.“

Die Bezeichnung einer Entwicklungskooperation als virtuelles Unternehmen betont die notwendige enge Verzahnung realer Unternehmen. Diese bezieht sich sowohl auf übergreifende Geschäftsprozesse als auch auf die Verknüpfung vorhandener eigener und im Rahmen eines Projekts neu entstehender Datenbestände. Problematisch dabei ist die weiterhin bestehende Eigenständigkeit der Unternehmen, d. h. jeder Projektpartner verfügt über eigene Datenmanagement- und CAX-Tools und definiert seine Prozesse so, dass diese seinen Anforderungen genügen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass diese Eigenständigkeit das spezielle Wissen und die Wertschöpfung des Partners ausmacht. Eine Vereinheitlichung der zu verwendenden Werkzeuge und Abläufe wäre daher eher kontraproduktiv.

Die bereits oben allgemein für den Entwicklungsprozess skizzierten Probleme werden im virtuellen Unternehmen noch verschärft. Verträge zwischen den Partnern können zwar die Ausgangsbedingungen und die erwarteten Ergebnisse erfassen, überlassen aber die eigentliche Durchführung dem Projektmanagement. Damit beschränkt sich die Kommunikation häufig auf einige Projekttreffen und den Austausch von Dokumentationen auf Anforderung oder beim Erreichen bestimmter Projektmeilensteine. Häufig werden dadurch Informationen über Änderungen gar nicht oder viel zu spät an den Zulieferer weitergeleitet. Zudem klagen Zulieferer oft darüber, viel zu spät in den Entwicklungsprozess eingebunden zu werden, sodass ihr Spielraum zur Entwicklung innovativer Lösungen bereits von vornherein sehr eingeschränkt ist.

Zusammenfassend erfordert ein effizientes Management der unternehmensübergreifenden Produktentwicklung

- das Erkennen des Kommunikationsbedarfs zwischen den Partnern unter Berücksichtigung aller wesentlichen Abhängigkeiten innerhalb des Produktmodells;
- die klare Definition von Zuständigkeiten und Ansprechpartnern;
- die Abstimmung/Synchronisation lokaler Prozesse;
- das Zusammenführen lokaler Datenbestände zur Erhöhung der Transparenz bezüglich vorhandener Informationen und zur Vereinfachung des Zugriffs auf diese.

¹ Qualität bedeute in diesem Zusammenhang, ob es sich bei der Information um eine erste grobe Abschätzung handelt, oder ob es bereits verifizierte Ergebnisse sind, die in anderen Entwicklungsschritten weiterverwendet werden.

2 Engineering Workflow auf der Basis vernetzter Entwicklungsobjekte

2.1 Entwicklungsobjekte im Konstruktionsprozess

Wie bereits im vorangegangenen Abschnitt beschrieben, stellen die vielfältigen Abhängigkeiten innerhalb der Produktstruktur ein wesentliches Problem bei der Koordinierung des Entwicklungsprozesses dar. Nur wenn diese in ihrer Gesamtheit beherrschbar sind, lassen sich zeit- und kostenintensive Fehlentwicklungen vermeiden.

Der hier vorgestellte Ansatz basiert auf einem objektorientierten Produktmodell, das einer Produktkomponente die von ihr realisierten Funktionen und Eigenschaften als beschreibende Elemente zuordnet. Dabei werden Funktionen und Eigenschaften als eigenständige Objekte behandelt, da diese das Ergebnis einer konstruktiver Tätigkeit sind und somit ebenfalls für die Ablaufsteuerung relevant sind. Gerade in den frühen Phasen der Produktentwicklung während der Konzipierung und Vordimensionierung stehen Funktionen und Eigenschaften (wie z. B. Kräfte und Momente) im Mittelpunkt der Betrachtung, ohne dass weitere Details zu den Bauteilen bekannt sind. Im Folgenden werden Komponenten, Funktionen und Eigenschaften unter dem Begriff Entwicklungsobjekt zusammengefasst.

Definition Entwicklungsobjekt

Ein Entwicklungsobjekt ist Gegenstand einer konstruktiven Tätigkeit. Dabei kann es sich um ein reales oder imaginäres Objekt eines technischen Systems, um eine von diesem System zu erfüllende Funktion oder um eine das System oder eine Funktion beschreibende Eigenschaft handeln. Die Gesamtheit der Entwicklungsobjekte und ihre Relationen untereinander beschreiben den aktuellen Entwicklungsstand des Systems.

Entscheidend für die Erfassung und Verwaltung von Abhängigkeiten sind die Beziehungen zwischen Entwicklungsobjekten. **Bild 2** zeigt die möglichen Beziehungstypen der Entwicklungsobjekte untereinander. Während die Produkt- und Funktionsstruktur hierarchisch aufgebaut sind, ergeben die Beziehungen zwischen Eigenschaftsobjekten ein Netzwerk. Die Eigenschaftsobjekte dienen dazu, Merkmale einer Produktkomponente sowie Eingangs- und Ausgangsgrößen von Funktionen mithilfe eines Wertes und (so anwendbar) einer physikalischen Einheit zu beschreiben. Dabei kann es sich um geometrische (z. B. Länge, Durchmesser), funktionale (z. B. Kraft, Leistung) oder auch materi-

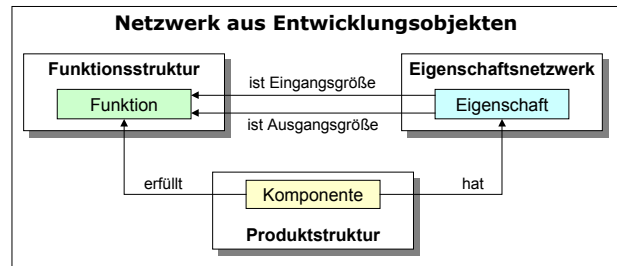


Bild 2 Beziehungen zwischen Entwicklungsobjekten

albezogene Merkmale (z. B. Werkstoffbezeichnung, -zusammensetzung) handeln. Im Regelfall wird eine Produktkomponente oder Funktion durch mehrere Eigenschaftsobjekte beschrieben. Die Zuordnung eines Eigenschaftsobjekts zu mehreren Produktkomponenten oder Funktionen weist auf Abhängigkeiten zwischen diesen hin. Beziehungen der Eigenschaftsobjekte untereinander spiegeln technische Zusammenhänge wieder, wie sie sich bspw. aus Formeln, Tabellen oder Diagrammen ergeben. Insgesamt ergibt sich so ein Netzwerk aus miteinander verknüpften Entwicklungsobjekten, welches die Grundlage der Ablaufsteuerung in der Produktentwicklung bildet.

Die Bearbeitung der Entwicklungsobjekte beginnt bereits mit der Anforderungsanalyse. Hierbei werden die natürlichsprachlichen Anforderungen des Kunden in eine auf Entwicklungsobjekten basierende Spezifikation überführt. Damit werden im Wesentlichen zwei Ziele verfolgt. Erstens ermöglicht eine modellbasierte Spezifikation eine systematische Überprüfung der Anforderungen auf Eindeutigkeit, Vollständigkeit und Widerspruchsfreiheit. Zweitens lässt sich durch die Verknüpfung der Spezifikationsebene mit der späteren Realisierungsebene eine Anforderungsverfolgung realisieren.

In der Phase der Lösungsfindung wird die Spezifikation weiter ergänzt. Dazu werden die, für die Realisierung des gewählten Lösungsprinzips notwendigen Objekte in das Netzwerk eingebunden. Benötigte Zusatzinformationen können vom Kunden erfragt werden. Zur Durchführung der eigentlichen Entwicklung wird das Spezifikationsnetzwerk schrittweise in die realisierten Objekte überführt. Dabei wird das Netzwerk durch die zunehmende Detaillierung mit weiteren Entwicklungsobjekten ergänzt, sodass am Ende der Entwicklung eine umfassende Beschreibung des Produkts hinsichtlich der Komponenten, erfüllten Funktionen und realisierten Eigenschaften zur Verfügung steht (siehe **Bild 3**).

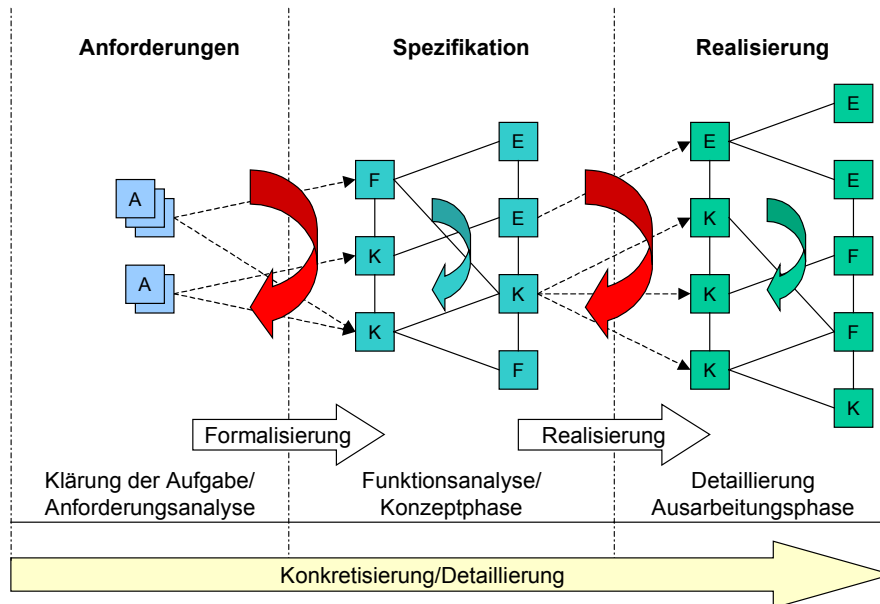


Bild 3 Entwicklungsobjekte im Konstruktionsprozess

Hinsichtlich der Anzahl der zu verwaltenden Entwicklungsobjekte ist anzumerken, dass das Netzwerk nicht alle möglichen Eigenschaften und Funktionen einer Produktkomponente darstellt, da deren Anzahl nicht mehr sinnvoll handhabbar wäre. Vielmehr erfolgt eine Einschränkung auf diejenigen Objekte, die

- explizit in Anforderungen angegeben werden;
- Zusammenhänge innerhalb der Produktstruktur verdeutlichen, weil sie mehrere Komponenten betreffen;
- zwischen Entwicklungspartnern abgestimmt werden müssen, um eine konsistente Gesamtlösung zu erarbeiten.

Damit reduziert sich die Zahl auf diejenigen Objekte, die bislang sowieso schon in irgendeiner Form implizit in der Dokumentation aufgeführt wurden (in Anforderungslisten, CAD-Modellen, Berechnungsunterlagen, etc.). Mit dem Konzept des Netzwerks aus Entwicklungsobjekten werden diese Informationen explizit gemacht, sodass die komplexen Abhängigkeiten innerhalb der Produktstruktur transparent werden und einer Analyse zugänglich sind.

2.2 Engineering Workflow

Diskussionen mit Industriepartnern im Rahmen des EU-Projekts SIMNET² über Abläufe in der Produktentwicklung haben zu einem völlig neuartigen An-

² SIMNET – Workflow Management for Simultaneous Engineering Networks; gefördert mit Mitteln der Europäischen Union

satz zur Koordinierung des Entwicklungsprozesses geführt. Ausschlaggebend dafür war die, etwas überspitzt formulierte, Erkenntnis: „*Ingenieure denken nicht in Geschäftsprozessen!*“ Vielmehr ist ihr Handeln auf die Lösung eines bestimmten Problems und die Erlangung der dafür notwendigen Informationen fokussiert. Klassische Workflowtechniken sind dazu nur sehr bedingt geeignet. Entscheidend für die Art und Weise wie ein konstruktives Problem zu lösen ist, ist für den Konstrukteur die Kenntnis der konstruktiven Randbedingungen.

Es ist davon auszugehen, dass Konstrukteure sehr wohl wissen, wie bspw. eine Passfeder auszulegen ist und welche Informationen dafür benötigt werden. Allerdings mangelt es in vielen Fällen am Wissen, wann, wo und in welcher Qualität die benötigten Informationen verfügbar sind, und wie die daraus abgeleiteten Ergebnisse verwendet werden.

Die konstruktiven Randbedingungen werden durch die benachbarten Entwicklungsobjekte des betrachteten Elements festgelegt. Umgekehrt wird dadurch auch festgelegt, wo die erarbeiteten Ergebnisse weiterverwendet werden. Jede Beziehung zwischen zwei oder mehr Entwicklungsobjekten stellt somit eine notwendige Kommunikation im Entwicklungsprozess dar.

Kern des Ansatzes für einen Engineering Workflow ist das im vorangegangenen Abschnitt eingeführte Netzwerk aus Entwicklungsobjekten. Um dieses für eine Ablaufsteuerung nutzen zu können, muss es um Informationen über Personen ergänzt werden, die in die Bearbeitung der Entwicklungsobjekte eingebunden sind. Diese werden einem Entwicklungsobjekt über verschiedene Benutzerkategorien zugeordnet, die den Status der Person hinsichtlich dieses Objekts festlegen. Damit wird sichergestellt, dass bei notwendigen Entscheidungen die richtigen Personen miteinander kommunizieren.

Die eigentliche Bearbeitung der Entwicklungsobjekte wird durch fünf Härtegradstufen kombiniert mit einem Freigabe- und Genehmigungsworkflow realisiert. Mithilfe der Härtegrade I-V lässt sich die Qua-

Benutzerkategorien (nach /4/)

Bearbeiter

- technisch verantwortlich für ein Entwicklungsobjekt
- aktiv an dessen Entwicklung beteiligt

Beteiligter

- aktiv an der Erarbeitung des Entwicklungsobjekts beteiligt

Prüfer

- nicht aktiv an der Erarbeitung beteiligt
- überprüft Entwicklungsergebnis hinsichtlich der Auswirkung auf eigene Tätigkeit

Abonnent

- interessiert am Entwicklungsobjekt
- wird über Änderungen informiert

Gesamtverantwortlicher

- gibt aktuellen Stand des Entwicklungsobjekts nach erfolgter Genehmigung aus Projektsicht frei
- ermöglicht ein Vieraugenprinzip bei der Freigabe

lität bzw. der Entwicklungsfortschritt eines Elements angeben - Härtegrad I entspricht einem Grobentwurf (z. B. Abschätzung einer Eigenschaft auf Basis des Erfahrungswissens eines Konstrukteurs), Härtegrad V stellt dagegen ein mit allen Partnern abgesichertes Entwicklungsergebnis dar. Änderungen können ab diesem Zeitpunkt nur durch einen formalen Änderungsantrag in die Konstruktion eingebracht werden. Jedem Übergang zum nächsthöheren Härtegrad geht ein Freigabeworkflow voraus. Die Workflowteilnehmer werden anhand der Benutzerkategorien des zu genehmigenden Entwicklungsobjekts ermittelt. Dadurch ist sichergestellt, dass jeder den aktuellen Entwicklungsstand zur Kenntnis genommen und auf Kompatibilität zu seinen aktuellen Entwicklungsaktivitäten überprüft hat.

Ausgehend von Entwicklungsobjekten, die bereits durch Kundenanforderungen oder andere bekannte Randbedingungen (wie z. B. Standards) definiert werden, kann auf diese Art und Weise das Netzwerk schrittweise abgearbeitet werden. Dabei zwangsläufig auftretende Sackgassen oder Schleifen im Beziehungsnetz erfordern zusätzliche Kommunikation zwischen den beteiligten Partnern, um das weitere Vorgehen abzustimmen.

Im Falle von Änderungen an einem Entwicklungsobjekt wird diese zunächst mit den direkt zugeordneten Benutzern abgestimmt. Anschließend wird diese Änderung den „Bearbeitern“ und „Beteiligten“ der benachbarten Entwicklungsobjekte mitgeteilt, um die Auswirkung zu beurteilen und gegebenenfalls entsprechende Maßnahmen zu ergreifen. Auf diese Weise lässt sich das Netzwerk zur schrittweisen Analyse der Änderungsfortpflanzung nutzen.

/4/

3 Produktdatenmanagement im virtuellen Unternehmen

3.1 Anforderungen an die Datenverwaltung

Eine effiziente Produktentwicklung erfordert nicht nur die Definition eines optimalen Prozesses sondern auch die bedarfsgerechte Bereitstellung der zu seiner Durchführung notwendigen Informationen. Ein System zum Datenmanagement im virtuellen Unternehmen muss daher folgende Merkmale aufweisen:

1. Transparenz über verfügbare Informationen

Um gezielt auf Informationen zugreifen zu können, muss der Benutzer wissen, ob und wo diese verfügbar sind, in welchem Status sie sich befinden, und wie die Informationen abgerufen werden können. Dem gegenüber fehlen dem Ersteller von Daten Informationen darüber, wer diese benötigt und evtl. über Änderungen zu informieren ist. Insbesondere bei verteilten Datenbeständen mangelt es an dieser Transparenz, da einerseits jedes lokale System eines Partners nur einen Teil der Daten ohne Bezug zu anderen Systemen verwaltet. Andererseits ist durch mehrfache Speicherung ein und derselben Information die Konsistenz der Daten nicht mehr in jedem Fall zu gewährleisten.

2. Gewährleistung der Datensicherheit

Dazu gehört, dass es dem Eigentümer der Daten möglich sein muss, genau zu definieren, wer auf welche Informationen zugreifen darf. Ein unautorisierter Zugriff muss in jedem Fall ausgeschlossen werden, da es sich bei Produktdaten um sensible Unternehmensinformationen handelt. Außerdem muss eine sichere Authentifizierung der Benutzer ermöglicht werden, um nachvollziehen zu können, wer wann auf Informationen zugegriffen oder diese verändert hat.

3. Wiederverwendbarkeit der erstellten Daten

Die während eines Projekts von jedem Partner erarbeiteten Informationen stellen einen Teil seines Know-hows dar. Daher ist es wichtig, die Daten auch nach Projektabschluss in einer Form verfügbar zu haben, die eine Wiederverwendung in anderen Projekten ermöglicht. Diese stellt gerade bei zentraler Datenverwaltung ein Problem dar, da die Datenstrukturen des zentralen Systems nicht zwingend mit den lokalen Datenstrukturen übereinstimmen. D. h. trotz vorhandener Standards wie z. B. STEP gehen Informationen verloren. Außerdem erfordert die Übertragung zusätzlichen Aufwand zu einem Zeitpunkt, an dem das Projekt bereits been-

det ist, und die frei gewordenen Ressourcen bereits für neue Projekte eingesetzt werden sollen. Zurzeit werden in Bezug auf das Datenmanagement in der unternehmensübergreifenden Produktentwicklung zwei Ansätze verfolgt:

- dezentrale Verwaltung in den lokalen PDM³-Systemen, wobei bei Bedarf jedem Partner ein Zugriff eingerichtet wird;
- zentrale Verwaltung aller Produktdaten in einem vom OEM installierten PDM-System oder so genannten Projectplaces⁴.

Die folgende Übersicht zeigt die Vor- und Nachteile der beiden Ansätze in Bezug auf die oben aufgeführten Anforderungen an die Datenverwaltung.

Dezentrale Datenverwaltung

- + Wiederverwendbarkeit der Daten, da bereits lokal verfügbar
- Inkonsistenzen möglich, da Daten in unterschiedlichen Systemen gespeichert sind
- keine Transparenz, da auf mehrere Systeme verteilt
- Benutzer müssen sich in unterschiedlichen Systemen einarbeiten, um auf Informationen bei Partnern zugreifen zu können
- komplizierte Sicherung der Daten gegen unbefugten Zugriff (Owner/Group/World-Konzept, Zugriff nur über Projekt)

Zentrale Datenverwaltung

- + Konsistenz der Daten gewährleistet, da nur einmal an zentraler Stelle gespeichert
- + Transparenz vorhanden, da alle Daten in einem System abgelegt werden
- Daten befinden sich nicht mehr unter direkter Kontrolle der Ersteller
- Probleme bei Wiederverwendbarkeit durch Informationsverlust beim Export/Import
- hohe Netzwerkbelastung durch zahlreiche Onlinezugriffe, hohe Bandbreite der Internetanbindung notwendig

3.2 Architektur der Kooperationsplattform

Der Grundgedanke der Kooperationsplattform basiert auf einer gezielten Veröffentlichung der Informationen, die für mehrere Partner von Interesse sind. Im Gegensatz zum zentralisierten Ansatz werden dabei Daten nicht in ein zentrales System kopiert, sondern nur durch eine als Knotenobjekt

definierte Referenz dem Entwicklungsnetzwerk bekannt gemacht. Der Verweis auf die lokalen Daten erfolgt durch die Angabe eines Links, der die Identifikation und den Speicherort der Information beinhaltet. Auf diese Weise verbleiben die Daten unter der direkten Kontrolle des Eigentümers. Bei Bedarf können diese von autorisierten Partnern über die Kooperationsplattform direkt aus dem lokalen System abgerufen werden. Ein wesentlicher Vorteil dieser Lösung für den einzelnen Partner ist die Möglichkeit, jederzeit den Zugang zu seinen Daten nach seinen jeweils festgelegten Vorschriften kontrollieren zu können. Bei Sicherheitsproblemen kann ein Partner selbst Zugangsberechtigungen entziehen oder sogar den gesamten Server vom Netz nehmen, bis die Probleme geklärt sind.

Jeder Knoten enthält einen Verweis auf den lokalen Speicherort der zugehörigen Daten. Kann eine Information von mehreren Partnern lokal verändert werden, so spiegelt sich dieses in mehreren Verweisen auf lokale Systeme wieder.

Beziehungen zwischen den Knoten dienen der Strukturierung der veröffentlichten Informationen. Die Knotenstruktur ist von jedem Projektpartner navigierbar. Damit ist es Anwendern möglich, gezielt nach Informationen zu suchen, auch wenn ihnen nicht bekannt ist, wer diese erzeugt hat bzw. wo sich der aktuelle Stand befindet. Abhängig von den, durch den Besitzer definierten, Zugriffsrechten können dann die Daten über den zugeordneten Verweis vom lokalen System des Partners abgerufen und in das eigene PDM-System übertragen werden. Diese Übernahme erfolgt bedarfsnah während der Projektlaufzeit und erfordert keinen zusätzlichen Aufwand nach Projektende. Da der Zugriff auf lokale Daten nur über den Verweis auf der Kooperationsplattform erfolgen kann, ist von vornherein ein Zugriff auf nicht veröffentlichte Daten ausgeschlossen. Der Link ist für den Anwender nicht lesbar, sodass es nicht möglich ist, durch gezielte Manipulation nicht öffentliche Daten abzufragen.

Bild 4 zeigt die Architektur der Kooperationsplattform. Informationen über Knoten und die zugehörigen Verweise werden in einer zentralen Datenbank abgelegt. Der Zugriff erfolgt über ein Web-Interface. Die Kommunikation zwischen den lokalen Systemen und der Plattform erfolgt über CORBA-Services. Der zentrale CORBA-Server dient dazu, Veröffentlichungen, die in einem lokalen System definiert werden, als Link in der zentralen Datenbank zu speichern. Nach der Speicherung wird die Identifikationsnummer des Links dem lokalen Ob-

³ PDM - Produktdatenmanagement

⁴ Diese werden von Service Providern zur zentralen Verwaltung von projektspezifischen Daten angeboten. Allerdings reicht der Funktionsumfang nicht an den der derzeit verfügbaren PDM-Systeme heran.

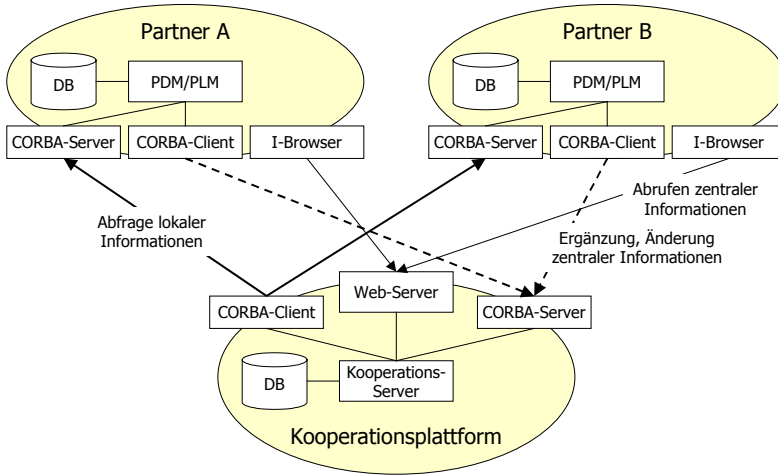


Bild 4 Architektur der Kooperationsplattform

jekt hinzugefügt, um so zu kennzeichnen, dass es sich um ein veröffentlichtes Objekt handelt. Wird von einem Benutzer über das Web-Interface ein Link aufgerufen, so werden die dazugehörigen Informationen von der Kooperationsplattform über den lokalen CORBA-Server abgerufen und anschließend im Web-Client dargestellt.

3.3 Kopplung der Engineering Workflows über die Kooperationsplattform

Mithilfe der Kooperationsplattform und dem in Abschnitt 2.2 vorgestellten Konzept eines Engineering Workflows lässt sich ein systemübergreifendes Prozessmanagement realisieren, bei dem die Kooperationsplattform als Schaltzentrale zur Synchronisation der lokalen Prozesse fungiert. In Bezug auf die Kommunikation zwischen den Entwicklungspartnern ist zu überprüfen, ob das Entwicklungsobjekt, das durch einen Knoten repräsentiert wird, bei den zu informierenden Partnern auch als lokales Objekt vorhanden ist. In diesem Fall wird eine lokale Änderung über den zentralen CORBA-Service an die Kooperationsplattform gemeldet. Dieses löst hier eine Funktion aus, die die Meldung über die lokalen CORBA-Services an die betroffenen Systeme weitergibt. Damit ist es den Partnern möglich, eigene Prozesse zur Behandlung von Änderungen zu definieren. So lässt sich bspw. festlegen, dass bei einem Freigabe- und Genehmigungsworkflow zuerst eine interne Abstimmung stattfindet. Erst wenn diese positiv ausfällt, wird der Abstimmungsprozess für die Partner über die Kooperationsplattform initiiert.

Wird ein Knoten neu angelegt bzw. sind einem Knoten Partner zugeordnet, die keine lokale Kopie des Entwicklungsobjekts in ihrem System verwalten, erfolgt die Kommunikation über den Notificati-

on-Service der Kooperationsplattform. Dieser informiert die Benutzer per E-mail über Änderungen bezüglich der veröffentlichten Informationen. Durch einen Link in der Email können die Empfänger direkt auf die Daten auf der Kooperationsplattform zugreifen.

4 Zusammenfassung

Das in diesem Artikel vorgestellte Konzept eines Engineering Workflows ermöglicht durch eine integrierte Betrachtung von Produkt- und Prozessdaten eine effiziente Koordinierung der Produktentwicklung im virtuellen Unternehmen. Ein Netzwerk aus Entwicklungsobjekten bildet die Grundlage für eine gezielte Kommunikation zwischen Entwicklungspartnern unter Berücksichtigung der innerhalb der Produktstruktur auftretenden Abhängigkeiten. Der Freigabe- und Genehmigungsworkflow ermöglicht die bedarfsgerechte Abstimmung von Entwicklungsergebnissen, wodurch eine erhebliche Steigerung in der Qualität der Entwicklungsergebnisse erreicht wird.

Der Zugriff auf die für die Produktentwicklung notwendigen Daten wird über eine Kooperationsplattform realisiert. Diese dient einerseits der gezielten Veröffentlichung von lokal vorhandenen Daten, und andererseits der Synchronisation lokaler Prozesse. Der Zugriff auf die Originaldaten erfolgt durch einen Verweis auf den aktuellen Speicherort. Damit ist gewährleistet, dass der Zugriff auf unternehmenskritische Informationen stets der Kontrolle des Eigentümers unterliegt.

5 Literatur

- 1/1 Bruns, M.: Systemtechnik : ingenieurwissenschaftliche Methodik zur interdisziplinären Systementwicklung: Berlin [u.a.]: Springer, 1991
- 1/2 F1Total.com: BMW Formel-1-Motorenentwicklung: Zahlen und Fakten. www.f1total.com/news/03092203.shtml, 2003
- 1/3 Scholz-Reiter, B.: Regionalisierung und Globalisierung - ein Gegensatz? In: Industrie Management, Nr. 16/6/2000, S. 3
- 1/4 Schmitt, R.: Unternehmensübergreifender Engineering Workflow : verteilte Produktentwicklung auf der Grundlage eines parameterbasierten Daten- und Prozeßmanagements: Clausthal-Zellerfeld: Papierflieger, 2001

Maschinenakustik am Institut für Maschinenwesen

Backhaus, S.

Aufgrund seines konstruktionsmethodischen Hintergrunds beschäftigt sich das IMW vorwiegend mit der Erforschung von Konstruktionssystematiken zur Entwicklung lärmarmen Produkte, aber auch intensiv mit der Untersuchung der Körperschallausbreitung in Maschinenstrukturen.

The IMW is mostly active in the development of methods for the low noise design of machines and in the area of the propagation of structure-borne noise.

1 Maschinenakustik am IMW

Wenn es am IMW um Maschinenakustik geht, ist einerseits von der Entwicklung von Konstruktionsmethodiken und Entwicklungswerkzeugen zur Konstruktion lärmarmen Maschinen die Rede, aber andererseits auch von der systematischen Erforschung von Schallentstehungsmechanismen, Schallübertragungswegen und Schallabstrahlern mit theoretischen und messtechnischen Methoden.

1.1 Konstruktion lärmarmen Maschinen

“Es ist die Aufgabe des Ingenieurs für technische Probleme mit Hilfe naturwissenschaftlicher Erkenntnisse Lösungen zu finden und unter den jeweiligen Einschränkungen stofflicher, technologischer und wirtschaftlicher Art in optimaler Weise zu verwirklichen”. /1/

Der Konstrukteur steht heute nicht mehr nur vor der Aufgabe eine Lösung für ein technisches Problem zu finden, sondern muss zudem auch Randbedingungen verschiedenster Art berücksichtigen. Er muss sich um die ganzheitliche Beachtung aller Forderungen bemühen.

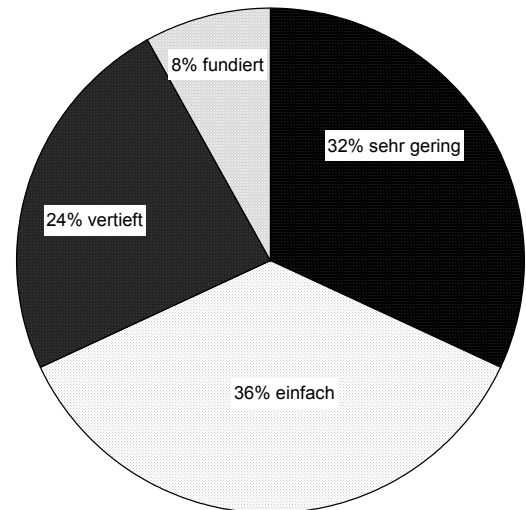


Bild 2 Umfrage zum maschinenakustischen Wissensstand von Konstrukteuren /3/.

In der Konstruktionsmethodik unterscheidet man dabei in Funktions- und Betriebsforderungen, vergleiche **Bild 1**.

Da am Anfang der Produktentwicklung die zur Verfügung stehenden akustischen Informationen über das zu entwickelnde Gerät gering sind (**Bild 3**), die Schallbeeinflussungsmöglichkeiten jedoch am größten, hat die maschinenakustische Unerfahrenheit der Konstrukteure (**Bild 2**), die häufig akustisch ungünstige Verfahren wählen oder technisch günstige Verfahren akustisch ungünstig auslegen meist kosten- und zeitintensive Nachbesserungen zur Folge, da eine mögliche Lärmproblematik erst in der Prototypenphase oder zur Markteinführung erkannt wird.

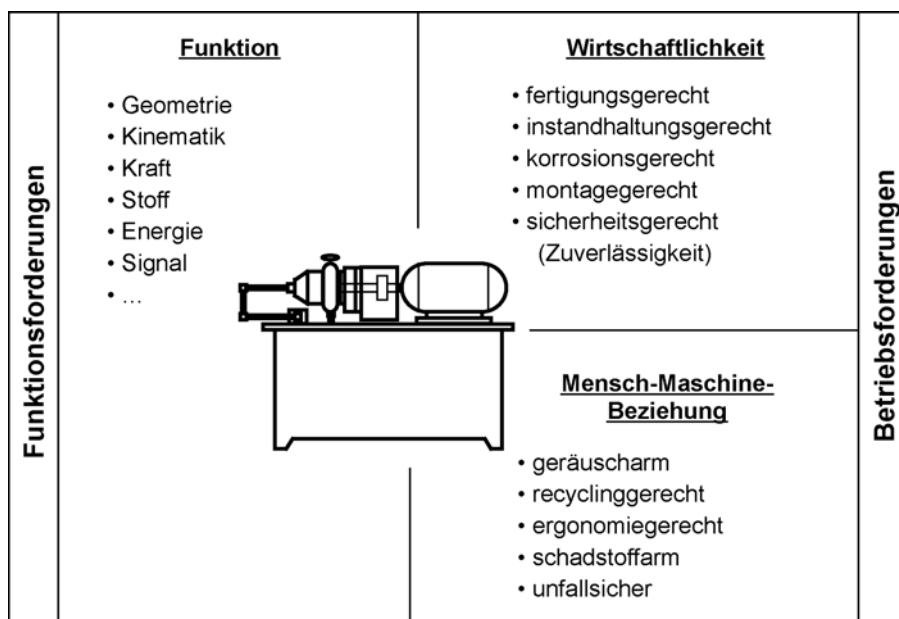


Bild 1 Anforderungen an ein Produkt /2/

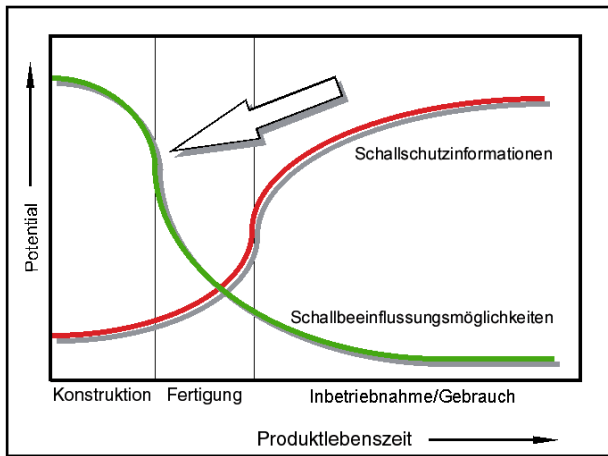


Bild 3 Verfügbare Schallschutzinformationen und Schallbeeinflussungsmöglichkeiten während der Produktlebenszeit

Um dem Konstrukteur Hilfen bei der Entwicklung lärmarmere Produkte zu geben, gilt es zunächst die verschiedenen möglichen Geräuschmechanismen der Maschinenstruktur zuzuordnen um ihm konstruktive Beeinflussungsmöglichkeiten aufzuzeigen (**Bild 4**).

Ausgehend vom Gedanken der Schallenkette, bestehend aus

- der Schallquelle,
- dem Schallüberträger,
- dem Schallabstrahler

und den Medien Luft, Flüssigkeit und Festkörper in denen sich Schall ausbreitet, werden abgeleitet von den jeweils vorherrschenden physikalischen Wirkprinzipien maschinenakustische Konstruktionsregeln entwickelt (**Bild 5**). **Bild 6** zeigt beispielhaft die unterschiedliche Auswirkung verschiedener Materialien auf die akustischen Eigenschaften eines Stoßes.

Schlägt ein Hammer mit gleicher Energie aber zu-

nächst mit harter und dann mit weicher Spitze gegen einen Gegenstand, so entsteht zunächst ein sehr kurzer Stoß mit hoher Kraftamplitude, wohingegen der Stoß des Hammers mit einer weichen Spitze nur eine geringe Kraftamplitude erreicht aber über die Zeit stark gedehnt wird.

Dies wirkt sich entsprechend im Frequenzspektrum des angeregten Schalls aus. Die harte Spitze regt höhere Frequenzen an und erzeugt einen höheren Gesamtpegel.

Als Mitglied der internationalen Normungsgruppe ISO TC 11866 konnte Professor Dietz maßgeblich seine Erfahrungen in der Konstruktion lärmarmere Maschinen und der Anwendung von Konstruktionsmethodiken bei der Festlegung und Normung von Konstruktionsregeln und Vorgehensweisen zur Gestaltung der Norm ISO 11688 "Akustik - Richtlinien für die Gestaltung von Maschinen und Geräten" einbringen. /5/

Ausgehend von der ISO 11688 wurde am IMW im Auftrag der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BAuA) eine Forschungsarbeit zur "Systematischen Zusammenstellung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele" durchgeführt und in der Reihe "Lärmarm konstruieren" der BAuA veröffentlicht. Diese Veröffentlichung ist die umfangreichste Sammlung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele, die überhaupt verfügbar ist. Hier werden zu jedem Bereich der Maschinenakustik Konstruktionsregeln als Lösungsmöglichkeit für Geräuschprobleme aufgeführt und anhand aktueller Konstruktionsbeispiele aus Forschung und Industrie verdeutlicht. /6/

Weiterhin ist das IMW immer bemüht, Konstrukteuren und Entwicklern Werkzeuge an die Hand zu geben, um ihnen die Lärminderung an Produkten so einfach wie möglich zu machen. Dazu wurde im Rahmen eines Schwerpunktprogramms der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG ein maschi-

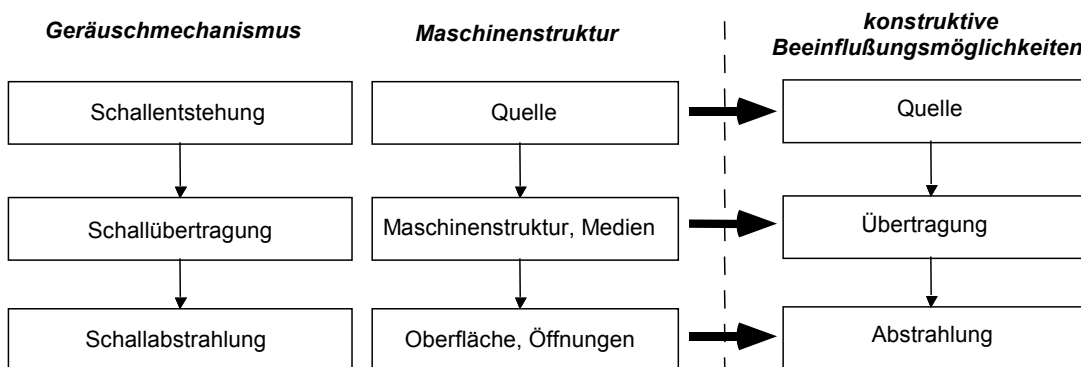


Bild 4 Zuordnung von Geräuschmechanismen zu Maschinenstrukturen

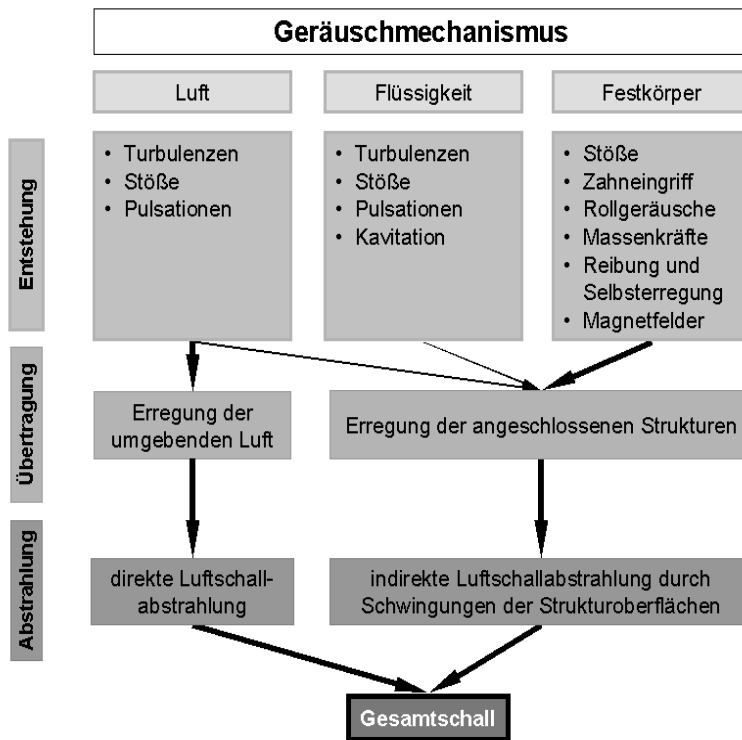


Bild 5 Zuordnung von Geräuschmechanismen zu Maschinenstrukturen

nenakustisches Informationssystem (MAKUSIS) mit Grundlagen der Akustik entwickelt sowie ein Schallflussmodellierer, um dem Konstrukteur die Erstellung von Schallflussmodellen zu vereinfachen.

1.2 Messtechnische Grundlagenforschung

Neben der theoretischen konstruktionsmethodischen Forschung steht dem IMW eine hervorragende messtechnische Ausstattung zur Durchführung verschiedenster akustischer und schwin-

gungsdynamischer Untersuchungen zur Verfügung.

Dazu zählen unter anderem:

- ein schallarmer Messraum
- Oros Signalanalytoren mit 4 und 32 Kanälen mit bis zu 102 kHz Bandbreite pro Kanal
- 3 Modalshaker (1kN, 200N, 10N)
- ein Laservibrometer zur Erfassung rotatorischer und translatorischer Schwingungen
- Intensitätsmesssonde
- Diverse akustische Sensoren
- Oros Signalanalyse Software
- Vibrant Me'Scope Modalanalyse Software
- Matlab Software für Sonderfunktionen
- eine digitale Hochleistungstelemetrie mit bis zu 20kHz Bandbreite pro Kanal

Aktuelle Forschungsprojekte am IMW beschäftigen sich neben der Lärminderung von Maschinen mit der Erforschung der Körperschallausbreitung in Maschinenelementen.

Aktuelle Projekte untersuchen die Körperschalleitung durch und die Schall- und Schwingungsdämpfung in Fugestellen dünner Stahlbleche. Ziel ist die schall- und schwingungstechnische Optimierung beispielsweise von Automobilkarosserien, um den akustischen Fahrkomfort von modernen Automobilen zu verbessern (**Bild 7**).

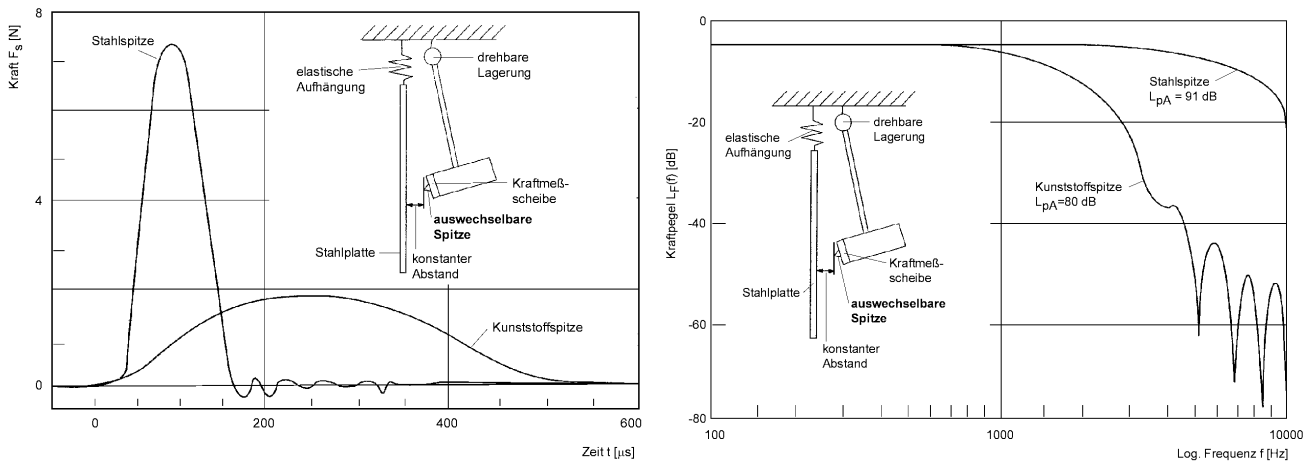


Bild 6 Unterschiedliche Auswirkung der Stoßwirkung verschiedener Materialien /4/

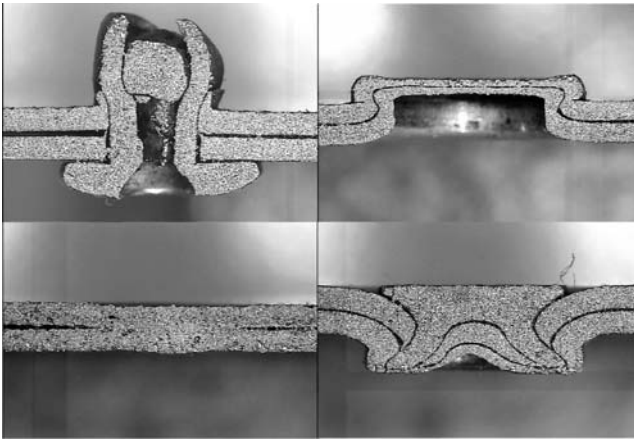


Bild 7 Querschnitt durch verschiedene Fügstellen

Darüber hinaus wird aktuell ein Prüfstand zur Bestimmung der Körperschallübertragung durch Lager (Wälz- und Gleitlager) im akustisch relevanten Frequenzbereich aufgebaut. Ziel ist es die Vierpolparameter von Lagern zu bestimmen, um eine Übertragungsfunktion für die Leitung der beispielsweise durch die Verzahnung eines Getriebes erzeugten Körperschallschwingungen von der Welle in das Gehäuse besser simulieren zu können (**Bild 8**).

Zusammenfassung

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das IMW eine hervorragende Arbeit auf dem Gebiet der konstruktionssystematischen Maschinenakustik und der praktischen Körperschallforschung leistet.

Literatur

- /1/ Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre: - Methoden und Anwendung -; 4. Auflage; Springer; Berlin 1997
- /2/ Gummersbach, F.: Lärmarm konstruieren XIX - Schalltechnische Informationen unter konstruktiven Gesichtspunkten - Ein Beitrag zum systematischen Zugriff auf konstruktive Lärminderungsmöglichkeiten, Bremerhaven, Wirtschaftsverlag NW, 2001,
- /3/ Haje, D.; Gummersbach, F.; Schmidt, A.: Inquiry Results about Low Noise Design; unveröffentlicht, Clausthal; 1994;
- /4/ VDI 3720 Blatt 7 Lärmarm konstruieren Hrsg. Verein Deutscher Ingenieure. Ausg., Nov. 1980.
- /5/ DIN EN ISO 11688-1; Akustik - Richtlinien für die Gestaltung lärmarmen Maschinen und Geräte
- /6/ Dietz, P.; Gummersbach, F.: Lärmarm konstruieren XVIII - Systematische Zusammenstellung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele, Bremerhaven, Wirtschaftsverlag NW, 2001

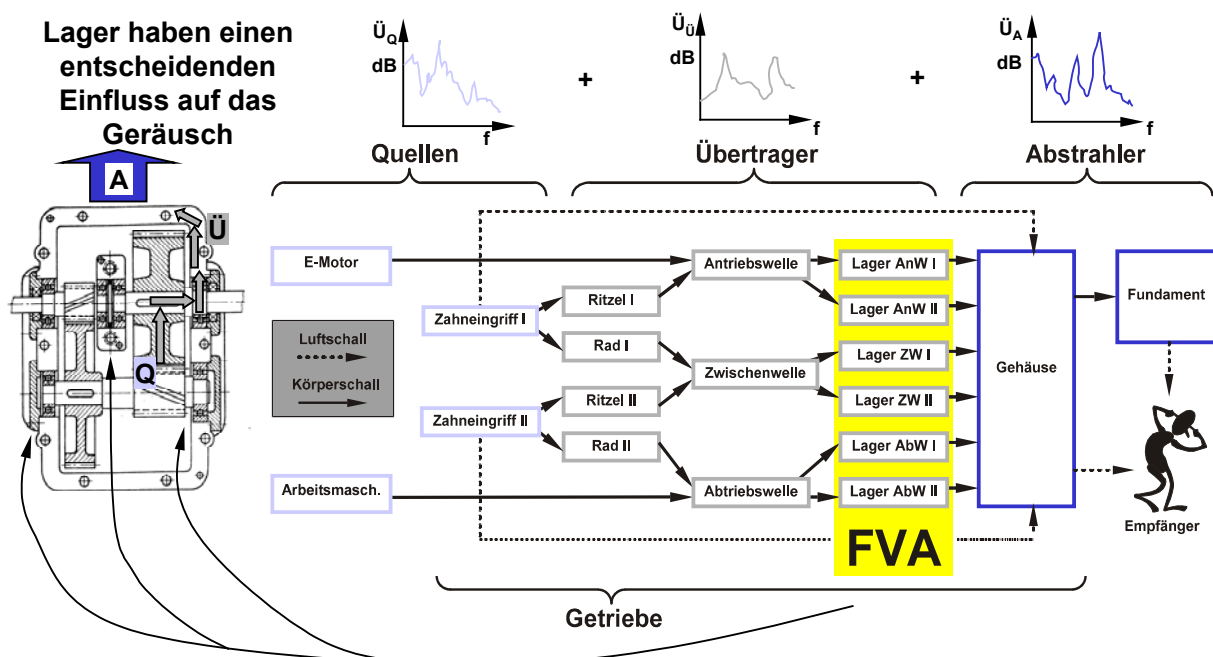


Bild 8 Schallfluss in einem Getriebe

Neues Schall- und Schwingungsmessgerät am IMW

Backhaus, S.

Nach langwierigen Verhandlungen innerhalb der Hochschule und dem Ministerium für Wissenschaft und Kultur in Niedersachsen, einem Regierungswechsel in Niedersachsen und einer damit verbundenen Auszahlungszurückhaltung zugesagter Mittel ist es endlich geschafft. Zur Verbesserung der Grundausstattung konnte das IMW im Rahmen eines HFBG Großgeräteverfahrens ein Schall- und Schwingungsmessgerät auf dem neuesten Stand der Technik beschaffen.

After long winded negotiations within the university and the ministry for science and culture, and linked with the change of the government in Niedersachsen a stopped payment, it is done, the IMW has been enabled to buy a new state of the art sound and vibration measurement system.

1 Ausstattung

Kernstück des Schall- und Schwingungsmessge-

räts ist ein OR38 Signalanalysator der Firma Oros. Er ist mit 32 hochabtastbaren (bis 102kHz pro Kanal, Summenabtastrate 3,2 Megasamples/s) Signalkanälen sowie zwei Tachokanälen ausgestattet. Betrieben wird der Signalanalysator mit der entsprechenden Software NVGate der Firma Oros, die alle notwendigen Filterstufen (digital) zur Vorverarbeitung der Signale und alle gängigen Analyseverfahren wie beispielsweise:

- FFT
- Oktav-Analyse
- Synchrones Order Tracking
- Constant Band Tracking
- Farbwasserfall- und Farbspektrogrammdarstellungen

zur Auswertung akustischer Signale zur Verfügung stellt. Darüber hinaus kann der Analysator als Standalone-Recorder oder über ein TCP/IP Netzwerk betrieben werden. Alle Analysen können so-

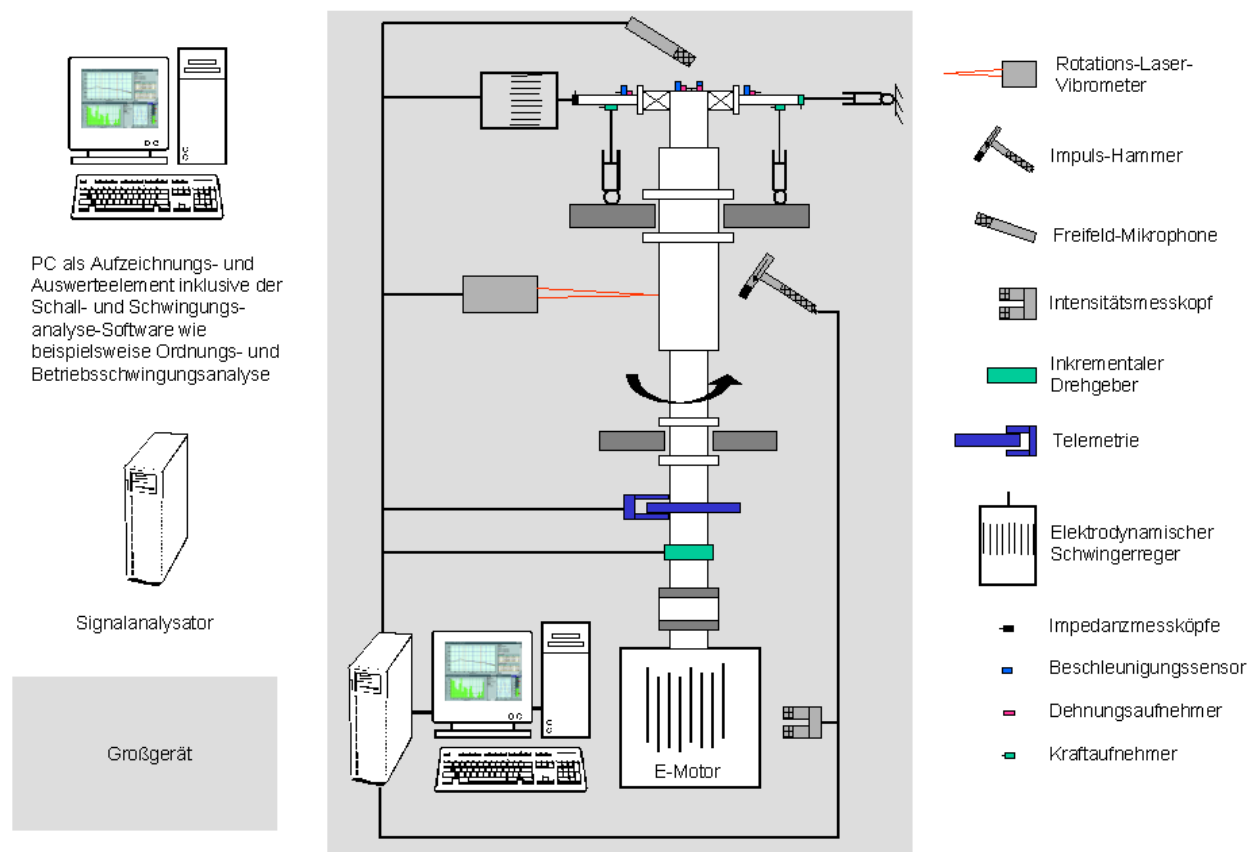


Bild 1: Schematischer Aufbau für den Einsatz des Schall- und Schwingungsmessgeräts am Beispiel eines schnell drehenden Prüfstands

wohl online als auch offline durchgeführt werden. Die Auswerteeinheit unterstützt Modalanalysen mit Hammer oder Shaker, kann als Signalgenerator für Rauschen, Sinus, Swept Sinus usw. eingesetzt werden und exportiert aufgenommene Analysen oder Zeitsignale in alle gängigen Formate.

Komplettiert wird die Analyse-Software durch Vibrant ME'scope, eines der derzeit leistungsfähigsten Modalanalyse-Softwarepakete und VSI Rotate, das besonders auf die Analyse von Drehschwingungsproblemen abgestimmt ist.

Da das Schall- und Schwingungsmessgerät unter anderem an schnell drehenden Prüfständen eingesetzt werden soll, gehört eine acht-kanalige voll-digitale Hochleistungstelemetrie mit bis zu 200kHz Übertragungsbandbreite pro Kanal der Firma Manner ebenso zu der Ausstattung, wie ein Rotationslaservibrometer der Firma Polytec, das besonders zur Erfassung von Rotationsschwingungen aber ebenso als Einpunktlaservibrometer zur Messung von translatorischen Schwingungen eingesetzt werden kann. Zur präzisen Erfassung von Drehwinkel und Drehzahl werden hochpräzise Drehwinkel- und Drehgeber der Firma Heidenhain eingesetzt.

Zur gezielten Erregung von Modalschwingungen können ein Modalshaker der Firma RMS mit einer maximalen Amplitude bis zu 200N und bis zu 9kHz Anregungsbandbreite oder Modalhämmer verschiedener Anregungsklassen eingesetzt werden.

Komplettiert wird die Ausstattung des Schall- und Schwingungsmessgerätes durch:

- einen Intensitätsmesskopf,
- Freifeldmikrophone,
- Beschleunigungssensoren und
- Impedanzmessköpfe sowie
- Dehnungs- und
- Kraftsensoren.

Alles in allem eine Ausstattung auf dem neusten Stand der Technik, mit der das Institut für alle Problemstellungen der Analyse von Schall- und Schwingungserscheinungen an Maschinen und Anlagen und der Entwicklung entsprechender Lärminderungsmaßnahmen sowie zur Grundlagenforschung bestens ausgerüstet ist.

2 Finanzierung

Beantragt und genehmigt wurde das Schall- und Schwingungsmessgerät nach Maßgabe des Hochschulbauförderungsgesetz (HBFEG) als Großgerät für Ausbildung und Forschung. Per Definition des

HBFEG erstattet der Bund dem Land 50% der durch ein Großgerät entstandenen Kosten. Die restlichen 50% der Gesamtkosten muss das Land tragen. Im Fall des Schall- und Schwingungsmessgerätes haben sich bei den Landesmitteln jeweils zu etwa gleichen Teilen das Ministerium für Wissenschaft und Kultur, die Technische Universität Clausthal und das IMW selbst mit Eigenmittel an der Finanzierung beteiligt. Das Gesamtvolumen des Schall- und Schwingungsmessgerätes beträgt ca. 310.000 EUR. An dieser Stelle sei allen an der Beantragung und Finanzierung des Großgerätes Beteiligten für ihren Einsatz gedankt.

3 Anwendung

Der erste Einsatz für das Schall- und Schwingungsmessgerät ist ein hochaktuelles Forschungsvorhaben der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), finanziert durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF). Innerhalb des Forschungsvorhabens soll die Körperschallübertragung durch Wälz- und Gleitlager erforscht werden. Dazu sollen als Übertragungsfunktion die Vierpolparameter der Lager im akustisch relevanten Frequenzbereich unter verschiedenen Randbedingungen bestimmt werden. Um jedoch die Vierpolparameter eines Lagers bestimmen zu können, müssen Kräfte und Schnellen am Innen- und Außenring eines Lagers mit einer Vielzahl von Sensoren erfasst, aufgezeichnet und analysiert werden, wozu das neue Schall- und Schwingungsmessgerät hervorragend geeignet ist.

4 Zusammenfassung

Durch die Genehmigung des im HBFEG Großgeräteverfahren für Ausbildung und Forschung beantragten Schall- und Schwingungsmessgerätes konnte das IMW seine messtechnische Ausstattung unter Beteiligung erheblicher Eigenmittel auf den neuesten Stand der Technik ausbauen und ist damit auch für die Zukunft bestens auf die Erforschung von Schall- und Schwingungsproblematiken und zur Entwicklung von Lärminderungsmaßnahmen an Maschinen und Anlagen sowie auf die Ausbildung von hochqualifizierten Ingenieuren ausgerichtet.

5 Literatur

- /1/ Oros GmbH: OR 36 und OR 38 Multianalysatoren, <http://www.oros-deutschland.com>, 2003
- /2/ Vibrant Technology, Inc.: ME'scope VES, <http://www.vibtech.com>

Simulation des dynamischen Verhalten eines Wellenzapfen – Lager-Lagerstruktur-Systems mittels der Finite- Elemente- Methode

Nsenga, E. B

Wie in der Literatur nachgewiesen wurde ist das Gleitlager ein Körperschallübertrager. Die Übertragung des Körperschalls durch Gleitlager wird durch Analyse des dynamischen Verhaltens der beteiligten Komponenten (Wellenzapfen, Ölfilm und Lagerstruktur) des Systems ermittelt.

Dazu wird mit Hilfe der FEM das dynamische Verhalten von Getriebenlager unter verschiedenen Betriebsbedingungen simuliert und ihre Einflüsse auf das Schwingverhalten untersucht.

The journal bearing is a vibration transfer element as proved in the literature. The vibration transmission through the bearing is determined by the analysis of the dynamic behavior of its components (journal, Oil film and bearing structure) involved in the system. The dynamic behavior of gear bearing is simulated by means of the FEM and its influence on the vibrational behavior is investigated.

1 Einleitung

Es ist bekannt, dass der durch den Zahneingriff eines Getriebes entstehende Körperschall sich vom Zahnradkörper über die Welle, Lager (hier Gleitlager) in das Gehäuse verbreitet. Die Übertragung des Körperschalls vom Wellenzapfen über den Ölfilm in die Lagerstruktur, d.h das Körperschallübertragungsverhalten des Lagers, wird durch die Analyse des dynamischen Verhalten der beteiligten Komponenten des Systems ermittelt. Das Wellenzapfen als Anteil der Gesamtwellen, die Ölfilmeigenschaften im Betriebszustand und die Lagerstruktur als Lagerschale- Gehäuseanteil gehören zu diesen Komponenten. Die Simulation dieses Systems mittels eines Rechenmodells auf Basis der Finiten Elemente Methode ist hilfreich zur Beurteilung der Einflüsse von Parametern wie Lagerstruktursteifigkeit und Betriebsbedingungen auf das dynamische Verhalten.

2 Vorgehensweise bei der Simulation

2.1 Betrachter Fall

Es wird hier, wie im **Bild 1**, ein Zahnradgetriebetyp mit gleitgelagerten Wellen und kastenförmige Ge-

häuse betrachtet. Als Beispiel werden Lager unterschiedlicher Arten (Kreiszyylinder, Taschen-, Zwei-keil- und Dreikeillager) unter festgelegten Betriebsbedingungen betrachtet, die eine bestimmte dynamische Lagersteifigkeit und Dämpfung bestimmen lassen [1]. Der Lagerdurchmesser D und das Breitenverhältnis B/D wurden 120mm bzw. 0,5 genommen. Die statische Last F_{stat} beträgt 9kN und 36 KN und die Ölviskosität bei 50°C ist $29 \cdot 10^{-3}$ NS/m. Der Drehzahlbereich liegt bei 1000 min^{-1} bis 10000 min^{-1} .

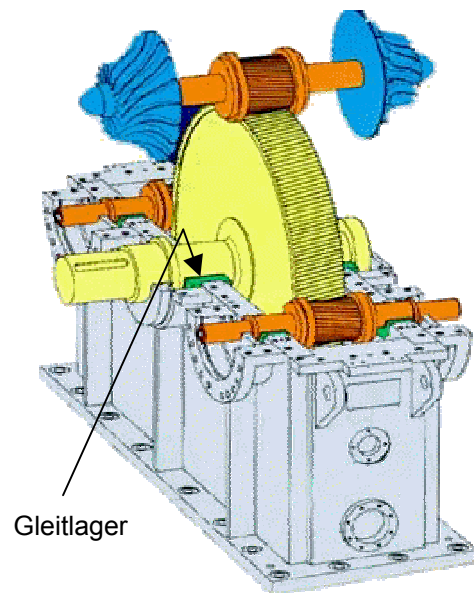


Bild 1: Getriebentyp mit gleitgelagerten Wellen und kastenförmigen Gehäuse

2.2 Modellbildung

Das zu analysierende System, bestehend aus Wellenzapfen, Lagerölfilm, Lagerstruktur als Gesamtheit aus Lagerschale und Gehäuseanteil, wird durch Finite Elemente modelliert, **Bild 2**. Dabei kann als FE-Modelle folgende verwendet werden :

- für das Wellenzapfen: ein 3D-FE-Modell oder ein FE-Massen-Modell. Der aus der Welle beteiligte Anteil wird als doppel der Lagerbreite genommen;
- für die Lagerstruktur: ein Schalen- oder 3D-FE-Modell, wobei der beteiligte Anteil des Gehä-

ses als eine rechteckige Platte konstanter Breite und Höhe vorgenommen wird und deren Dicke als Parameter variiert wird. Diese Platte wird an ihren Ränder festgehalten. Es wird eine unendliche Steifigkeit zwischen Lagerschale und Gehäuse angenommen, so dass beide Strukturen als eine Einheit abgebildet sind.

- für das Lager: lineare isotrope Feder- und Dämpferelemente, deren Anordnung wie in **Bild 3** erfolgt.

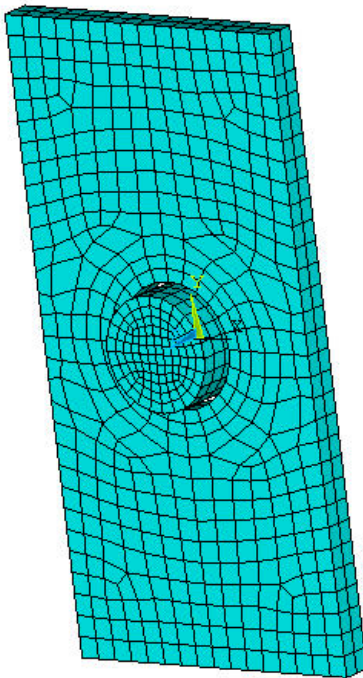


Bild 2: FE-Modelle der Wellenzapfen und Anteil der Gehäusestruktur

2.3 FEM-Rechnung

Um einen Überblick von Parametereinflüssen wie beispielsweise die Gehäusemasse bzw. Steifigkeit und die dynamische Lagersteifigkeit auf das Schwingungsverhalten des Systemes erhalten zu können, wird zunächst eine Parametervariation durchgeführt. Hierbei werden die Plattendicke (15mm, 30 mm, 60 mm) und die auf die Bezugsstruktursteifigkeit bezogene Lagersteifigkeit variiert. Die Lagersteifigkeit wird auf 1/100, 1/10, 1/1, 10, 100 mal variiert. Der Bezugswert der Steifigkeit (K_{str}) wird eine Plattendicke von 30 mm angenommen, deren mittlerer Wert von $30 \cdot 10^8$ N/m durch eine statische FE-Rechnung ermittelt wird.

Den verschiedenen Betriebsbedingungen (statische Last, Drehzahl,...) werden für das Gleitlager die Sommerfeldzahl ermittelt und daraus die dynamische Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten bestimmt /1/.

Das dynamische Verhalten des Systems wird durch eine Frequenzganganalyse ermittelt, wobei die Anregungskraft radial auf die Welle erfolgt und deren Amplitude für eine Betriebsbedingung konstante gehalten wurde. Es wird hier für die Rechnung das FE-Programm „Ansys“ verwendet.

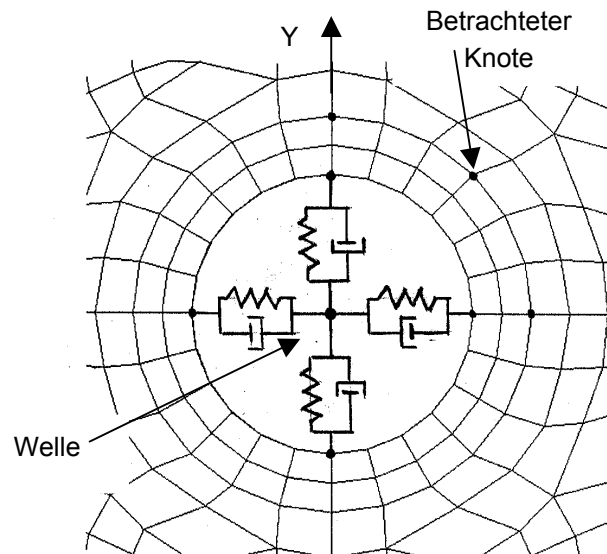


Bild 3: Kopplung der beiden FE- Modelle mit lineare Feder- und Dämpferelemente

3 Einige Ergebnisse

In den folgender Bilder sieht man die an einem Knoten in der Lagerstruktur und an der Welle beobachtende Amplitude der Schwinggrößen (Verschiebungs- und /oder Beschleunigungsverläufe) über der Anregungsfrequenz für verschiedene Parametervariationen, wobei keine Axialanregungskraft betrachtet wird.

In den **Bildern 3** und **5** erkennt man den Einfluß der Lagersteifigkeit auf das dynamische Verhalten. Besonders zu beachten ist die Tatsache, dass die Schwingungsamplitude in gewisser Grenze mit der wachsender Lagersteifigkeit ansteigt.

Im **Bild 6** und **7** sieht man den Einfluß der Lagerstruktursteifigkeit, die hier durch Plattendickenvariation geändert wird. Für eine sehr steife Kopplung (K/K_{str} von 100/1) zwischen der Struktur und dem Wellenzapfen bewirkt die Änderung der Lagersteifigkeit fast kein Einfluß auf das dynamischen Verhalten des betrachteten System. Für eine steife

Kopplung ($K/K_{str} = 1/1$) weichen die Schwingungsverläufe voneinander nur sehr gering aus und bei sehr weiche Kopplung wird die Ausweichung größer.

Die **Bilder 8, 9, 10** und **11** zeigen die Gegenüberstellung der Verläufe für verschiedenen Lagerarten zu dem des Kreiszyylinderlagers für den Fall einer statischen Last von 9 kN und 36 kN. Die Drehzahl bleibt konstante bei 10.000 U/min. Hier erkennt man einen relativ kleinen Einfluß im betrachteten Frequenzbereich.

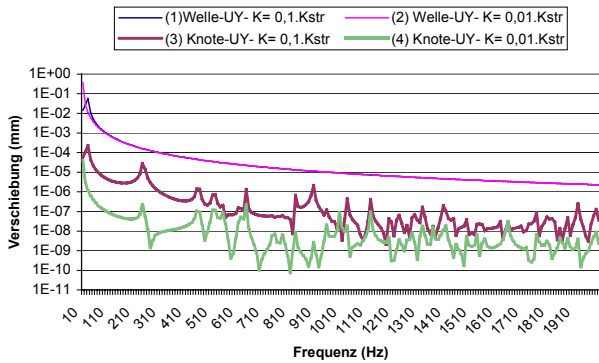


Bild 4: Y-Verschiebung der Welle und des betrachteten Knotens für zwei Verhältnisse K/K_{str} von $1/100$ und $1/10$. Plattendicke von 60 mm, Erregerkraft F_{dyn} von 3,6 kN.

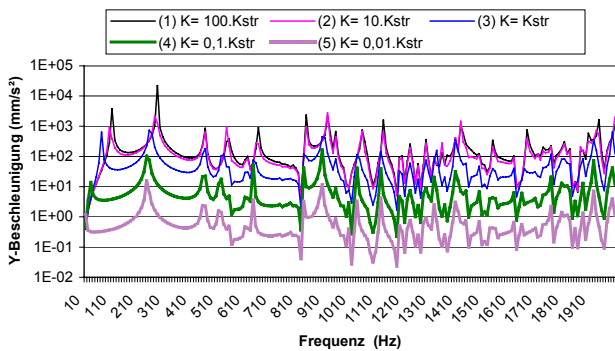


Bild 5: Y-Beschleunigung des betrachteten Knotens für verschiedene Verhältnisse K/K_{str} von $1/100$, $1/10$, $1/1$, $10/1$, $100/1$ und für eine Plattendicke von 30 mm, F_{dyn} von 3,6 kN.

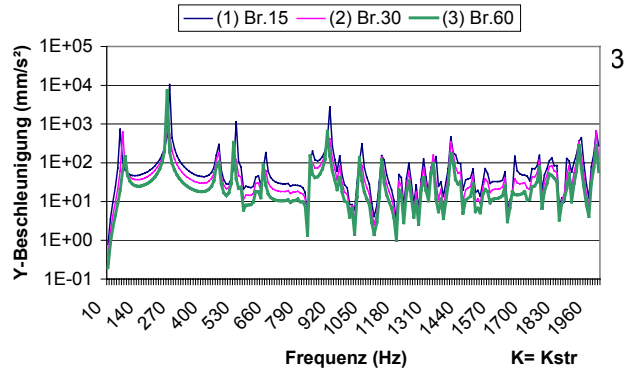
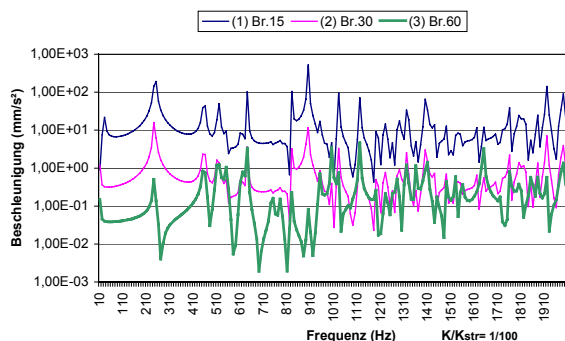


Bild 6: Amplitude der Schwingbeschleunigung des betrachteten Knotens für verschiedene Plattendicke von 15, 30, 60 mm und für das Verhältnis K/K_{str} von $1/1$, F_{dyn} von 3,6 kN.

Bild 7: Amplitude der Schwingbeschleunigung des betrachteten Knotens für verschiedene Plattendicke von 15, 30, 60 mm und für das Verhältnis K/K_{str} von $1/100$, F_{dyn} von 3,6 kN.

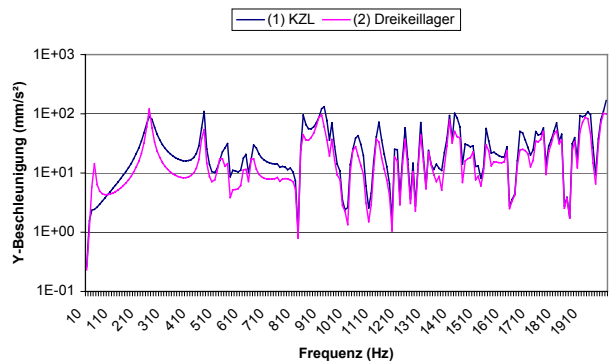


Bild 8: Vergleich der Schwingbeschleunigungen des betrachteten Knotens für das Kreiszyylinderlager und Zweikeillager, F_{st} : 9kN; F_{dyn} : 1 kN; Drehzahl n : 10000 min^{-1}

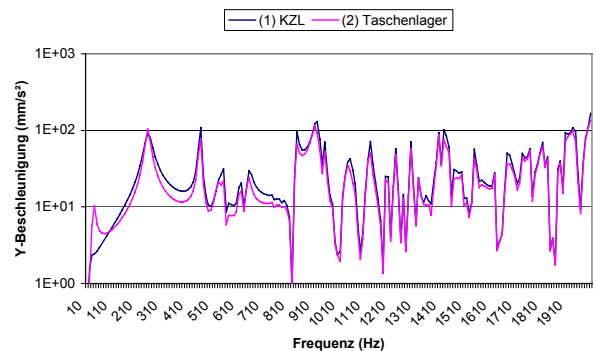


Bild 9: Vergleich der Schwingbeschleunigungen des betrachteten Knotens für das Kreiszyllinderlager und Taschenlager; F_{st} : 9kN; F_{dyn} : 1 kN; Drehzahl n : 10000 min^{-1}

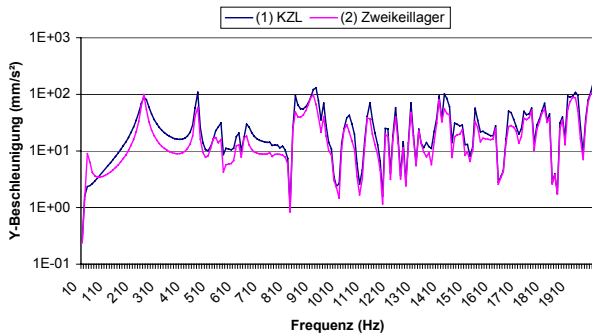


Bild 10: Vergleich der Schwingbeschleunigungen des betrachteten Knotens für das Kreiszyllinderlager und Dreikeillager, F_{st} von 9kN, F_{dyn} von 1kN und Drehzahl $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$

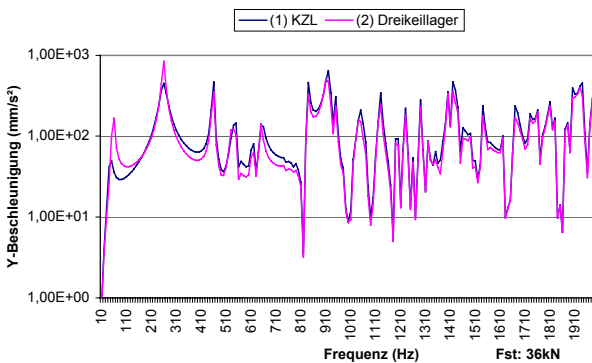


Bild 11: Vergleich der Schwingbeschleunigungen der betrachteten Knoten für das Kreiszyllinderlager und Taschenlager, F_{st} von 36 kN, F_{dyn} von 3,6 kN und Drehzahl $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$

4 Ausblick

Eine Simulation des gekoppelten Wellenzapfen-Lagerstruktur-System mittels der Finiten Elemente Methode wird im Frequenzbereich bis 2kHz durchgeführt, um eine Orientierungsaussage über die Einflußparameter wie Lagersteifigkeit und Lagerstruktursteifigkeit auf das Schwingverhalten des Systems treffen zu können. Die Ergebnisse zeigt die Tendenz der Beeinflussungen, wobei die dynamische Lagereigenschaften eine bedeutende Rolle spielen. Zur Abdeckung des akustischen Frequenzbereiches soll eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt und die Ergebnisse mit denen

der Rechnungen verglichen werden, damit der Modellierungsgrad der Finiten Elemente ermittelt werden kann.

5 Literatur

- /1/ Glienicke, J.: Feder- und Dämpfungskonstante von Gleitlagern für Turbomaschinen und deren Einfluß auf das Schwingungsverhalten eines einfachen Rotors. Diss. TH Karlsruhe, 1966
- /2/ Nefske, D.J. ;Sung, S. H.: Engine Vibration and Noise Reduction Using a Crank-Block System Modell. SAE-Paper 891129, 1989
- /3/ Schönherr, C.: Geräuschenstehung durch die Interaktion Kurbelwelle und Motorblockstruktur. Diss. TH Aachen 1995
- /4/ Gasch, R. ; Knothe, K : Strukturodynamik. Springerverlag, 1987
- /5/ Stelzmann, U.; Groth, C.; Müller, G.: FEM für Praktiker- Band 2: Strukturodynamik. 2. Auflage, 2001

Erneut Informationsveranstaltung zum Thema Rapid Prototyping und Rapid Tooling

Trenke, D.

Im Juli 2003 fand am Institut für Maschinenwesen erneut eine Informationsveranstaltung zum Thema Rapid Prototyping und Rapid Tooling statt, an der zahlreiche Vertreter aus der Industrie teilnahmen. Im Anschluss an verschiedenste Fachvorträge stellte das IMW seine Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet des Lasersinterns vor und gab Gelegenheit für Diskussionen in kleinerem Rahmen.

Once more in July 2003 another information event about Rapid Tooling and Rapid Prototyping took place at the IMW, where numerous representatives of different branches participated. Following different lectures the IMW introduced its research and development activities in the field of laser sintering and offered opportunities for further discussions.

1 Ziel der Informationsveranstaltung

Ziel der vom Institut für Maschinenwesen ausgerichteten Veranstaltung war es, über den technischen Stand und die industrielle Serienreife der Lasertechnologie und insbesondere über die Herstellung von metallischen Prototypen, Funktionsbauteilen und Werkzeugen zu informieren.

Zudem wurden über die neuesten Entwicklungen und Möglichkeiten der Rapid Prototyping und Rapid Tooling Technologie berichtet und die Forschungstätigkeiten und das Leistungsangebot des IMW auf diesem Themengebiet vorgestellt.

Am Vormittag hielten hierzu das IMW, verschiedene Institute der TU Clausthal sowie Hersteller und Anwender der Lasersintertechnik Fachvorträge, in denen sie ihre Erfahrungen beim Einsatz der Rapid Tooling Technologien darstellten.

Am Nachmittag fanden dann praktische Ausführungen (Lasersinterbauprozess, Herstellung von Kunststoffteilen in gesinterten Formen usw.) sowie Präsentationen von lasergesinterten Produkten statt.

1.1 Fachvorträge zum Lasersintern

Als Gastgeber begrüßte Prof. Dr.-Ing. N. Müller (IMW, TU Clausthal) zu Beginn der Tagung die

Teilnehmer der Veranstaltung und stellte das IMW im Allgemeinen und speziell dessen Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten im Bereich des Rapid Prototypings und Rapid Toolings vor. Hierzu zählt z. B. die Optimierung von Sinterparametern und Sinterstrategien, der Einsatz neuer Sinterwerkstoffen sowie das Erschließen neuer Anwendungsgebiete (siehe **Bild 1**).



Bild 1: Fachvorträge im Hörsaal des IMW

Danach informierte Dipl.-Ing. H. Büse (EOS GmbH) über die neusten Sinterwerkstoffe und deren Einsatz beim Direkten-Metall-Laser-Sintern (DMLS).

Anschließend referierte Dr. T. Hickmann (Eisenhuth GmbH KG) über Erfahrungen bei der praktischen Anwendung von Rapid Tooling Produkten im Formenbau für den Gummi- und Kunststoffspritzguss sowie über den Einsatz von lasergesinterten Elektroden beim funkenerosiven Abtragen.

Prof. Dr.-Ing. V. Wesling (ISAF, TU Clausthal) stellte in einem weiteren Vortrag seine Forschungsergebnisse zur angewandten Werkstoff- und Schweißtechnik im Bereich des Rapid Prototypings vor.

Über den Gebrauch von Rapid Tooling Einsätzen beim Papierspritzguss berichtete als nächstes Dipl.-Ing. M. Bosse (PuK, TU Clausthal). Bei dieser Verfahrensvariante wird gezielt ausgenutzt, dass durch Rapid Tooling poröse Strukturen erzeugt werden können und so Filtereigenschaften realisierbar sind.

Zum Abschluss der Vorträge wurde die Rapid Tooling Software „Magics RP“ von Dipl.-Betriebswirt M. Lebert (Materialise Software) vorgestellt.

Nach einer Mittagspause, in der die Teilnehmer und Referenten angeregt über die einzelnen Beiträge diskutierten (siehe **Bild 2**), wurde die Informationsveranstaltung in der Maschinenhalle des IMW fortgesetzt.



Bild 2: Teilnehmer beim Erfahrungsaustausch

1.2 Präsentation der Technologie

Im Rahmen der praktischen Präsentationen zum Thema Rapid Prototyping und Rapid Tooling (siehe **Bild 3**) erläuterte das IMW die Charakteristiken des Lasersinterprozesses auf der institutseigenen Sinteranlage „EOSINT M 250“ und stellte deren erweiterten Möglichkeiten durch das im Jahr 2002 durchgeführte Maschinenupgrade vor. Zudem wurde die industrielle Serienreife der Technologie anhand von Bauteilen aus unterschiedlichen Sinterwerkstoffen (Bronze- und Stahlpulver) demonstriert.



Bild 3: Präsentationen in der IMW-Maschinenhalle

Einen weiteren Schwerpunkt nahm die Vorstellung der Forschungstätigkeiten des IMW auf dem Rapid Prototyping/Rapid Tooling Sektor ein.

Hierzu zählt das Aufstellen von Konstruktionsrichtlinien für den Sinterbauprozess, der Aufbau von Stahl/Keramik-Verbundstrukturen, das Sintern von Elektroden für das funkenerosive Abtragen, und die Optimierung der Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette (einschließlich der Prozessparameter und möglicher Nachbearbeitungsverfahren).

Der Hersteller von Lasersinteranlagen EOS (Vertreten durch Herrn Büse) stellte im Rahmen der Ausstellung seine neuesten Entwicklungen auf dem Gebiet der Sinteranlagen und Sinterwerkstoffen vor und präsentierte verschiedene Sinterprodukte aus Kunststoff, Metall und Formbausand.

Des Weiteren informierte die Firma Materialise die Teilnehmer der Informationsveranstaltung über die vielfältigen Möglichkeiten zur Datenaufbereitung durch die Software „Magics RP“, welche auch vom IMW eingesetzt wird.

Das Formbauunternehmen Eisenhuth (Vertreten durch Herrn Dr. Hickmann) zeigte auf seinem Stand verschiedene lasergesinterte Kavitäten und darin gefertigte Gummi- und Kunststoffspritzgussteile.

2 Zusammenfassung

Die hohe Anzahl an Teilnehmern aus Industrie und Wirtschaft hat gezeigt, dass ein beträchtliches Interesse an der Rapid Tooling und Rapid Prototyping Technologie vorhanden ist. Dies gilt für kleine und mittelständische Unternehmen, aber auch für größere Industriebetriebe.

Angesichts der raschen Entwicklungen auf dem Lasersintersektor, der zunehmender Bedeutung der Technologie für die Wettbewerbsfähigkeit von Unternehmen und der positiven Resonanz auf diese Tagung ist geplant, eine vergleichbare Veranstaltung in absehbarer Zeit erneut durchzuführen, um über Fortschritte und neue Möglichkeiten zu berichten und Anwendern und Interessierten die Gelegenheit zum Wissens- und Erfahrungsaustausch zu bieten.

Zudem bietet das IMW auf Anfrage Seminare und Workshops an, in denen das Lasersintern ausführlich behandelt wird.

3 Literatur

- /1/ Müller. N.; Trenke, D.: Rapid Prototyping und Rapid Tooling am Institut für Maschinenwesen, Begleitband zur Informationsveranstaltung, IMW Clausthal 2003

Dehnungsmessstreifen – Messtechnik Praktikum am IMW

Söver, A.

Überall dort, wo kleinste Verformungen an bewegten oder unter mechanischer Spannung stehenden Körpern zu messen sind, werden Dehnungsmessstreifen (DMS) eingesetzt. Zusammen mit präziser und schneller Elektronik ermöglichen sie höchste Genauigkeit beim Bestimmen von Kräften und Spannungszuständen. Für einen erfolgreichen Einsatz sind Schulungen und Beratungen erforderlich. Im Wintersemester 02/03 wurde am IMW ein Praktikum über Dehnungsmessstreifen-Messtechnik nach der Richtlinie VDI/VDE 2635 durchgeführt.

To measure smallest deformations of components, which underlie mechanical stress and vibration strain gages are used. They enable highest precision in determining forces and load-conditions in combination with precise and fast electronic instruments. For the correct application of strain gages training and consulting are required. In winter semester 02/03 at the IMW a practical training about strain gage applications and strain gage measurements was carried out according to VDI/VDE 2635 guideline.

1 Vorwort

Dehnungsmessstreifen (DMS) sind heute als Basiselemente für Sensoren und Aufnehmer zum Erfassen mechanischer Größen in vielen Anwendungsgebieten weit verbreitet.

Da die in Messobjekten auftretenden Dehnungen ein Maß für deren mechanische Beanspruchung sind, werden DMS heute weitverbreitet zur Ermittlung und Überwachung der in Bauteilen auftretenden Belastungen und Beanspruchungen genutzt. Die DMS sind nahezu masselos und verursachen kaum Rückwirkungen auf das Messobjekt. Sie lassen sich leicht anbringen und sind für Langzeitmessungen ebenso geeignet wie für das Erfassen zeitlich veränderlicher Vorgänge mit hohen Frequenzen. Ihre Anwendbarkeit beschränkt sich nicht auf das Labor, sie werden in großen Stückzahlen auch an unter Betriebsbedingungen arbeitenden Messobjekten eingesetzt, um die dabei auftretenden Bauteilbelastungen und Materialbeanspruchungen zu ermitteln.

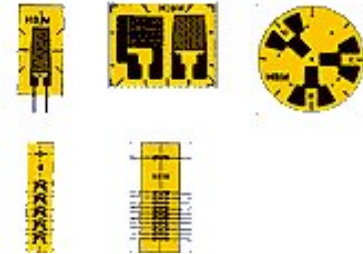


Bild 1 Universal Folien-DMS für die Spannungsanalyse

2 Praktikumsinhalt

Im Wintersemester 2002/2003 wurde am IMW erstmals ein Praktikum über Dehnungsmessstreifen-Messtechnik nach der Richtlinie VDI/VDE 2635 durchgeführt. Es bestand auf folgenden Kursen:

Kurs 1: Installation von DMS

Kurs 2: DMS-Instrumentierung

Kurs 3: Experimentelle Belastungs- und Beanspruchungsanalyse mit DMS

3a: Ingenieurgrundkurs

3b: Ingenieuraufbaukurs

Das DMS-Praktikum wurde von Prof. Dr.-Ing. Stefan Keil, Leiter der Veranstaltung und anerkannter Prüfer nach VDI/VDE/GESA 2636, gehalten.

3 Praktikumstage

Vor dem Praktikum wurden in einem viertägigen Seminar die Grundlagen, die Anwendbarkeit und die Theorie des DMS-Verfahrens und der Messtechnik vorgestellt.

Am ersten Praktikumstag wurden Ziel und Inhalt des Praktikums erläutert und die erforderlichen Hilfsmittel und Werkzeuge vorgestellt. Das Praktikum wurde mit Unterstützung durch Multimedia-Präsentationen durchgeführt. An den weiteren Tagen bestand die Aufgabe der Studenten darin, mit Hilfe von DMS die Beanspruchung in verschiedenen Proben zu ermitteln.

3.1 Vorbereitung der Messstelle

Alle erforderlichen Hilfsmittel, die vor den Installationsarbeiten vorbereitet werden müssen, wurden präsentiert. Für präzise Messergebnisse ist höchste Sauberkeit bei der Installation der DMS erforderlich.

Die Stelle an die der DMS geklebt wird, muss von Lack, Rost, Walzhaut usw. durch Schleifen oder Bürsten gesäubert werden. Die Messfläche muss mit Hilfe einer chemischen Lösung fettfrei gemacht werden.



Bild 2 Vorbereitung der Messstelle

Jeder Student muss für das DMS Verfahren sein eigenes Messobjekt vorbereiten. Am Ende überprüft der Betreuer alle Teile.

3.2 Vorbereitung des Dehnungsmessstreifens

Bevor der DMS und der zugehörige Lötstützpunkt installiert werden können, müssen sie ebenfalls gesäubert werden. Den Studenten wurde beigebracht wie die DMS für die Installation vorzubereiten sind.

3.3 Durchführen der Installation

Die Installation der Dehnungsmessstreifen wurde mit folgenden Klebstoffen durchgeführt:

- Schnellklebstoff Z 70
- X 60 Zweikomponenten- Kleber
- EP 310 heißhärtender Zweikomponentenkleber auf Epoxidharzbasis



Bild 3 Kleben mit X 60 Zweikomponentenkleber

Alle Schritte der Vorbereitung und Installation wurde in einer Multimedia-Präsentation vorgestellt, so dass die Studenten sie anschließend selbst durchführen konnten.

3.4 Signalverarbeitung mit Messverstärker

Mit Hilfe eines Messverstärkers wurde die Dehnung des vorbereiteten Messobjekts bei einer bestimmten Belastung ermittelt und anschließend die Spannung berechnet. Danach wurden die Ergebnisse der Studenten untereinander verglichen.



Bild 4 Signalverarbeitung mit Messverstärker



Bild 5 Spaß am Praktikum

4 Zusammenfassung

Das Praktikum stieß bei den Studenten auf großes Interesse, weshalb es im nächsten Semester wiederholt werden soll. Für die Teilnahme erhalten die Studenten einen Schein.

Für die Bereitstellung des Verbrauchsmaterials möchte das Institut den Sponsoren nochmals herzlich danken. Besonders ist dabei Firma HBM Hottinger Baldwin Messtechnik zu nennen, die durch das gelieferte Material erst dieses Praktikum ermöglichte.

5 Literatur

- /1/ Keil, S.; Experimentelle Beanspruchungsermittlung (mit Dehnungsmessstreifen), Manuskript zur Vorlesung; Cuneus 2003
- /2/ <http://www.hbm.de/de/Products/ProductDataSheet.asp/>

CATIA-Einführung am IMW



Turan, H.-C.

Seit Anfang dieses Jahres steht die neueste Version des feature-basierten High-End CAx-Systems CATIA V5 am Institut für Maschinenwesen zur Verfügung. CATIA zeichnet sich durch eine benutzerfreundliche Oberfläche und eine steile Lernkurve aus.

Since begin of this year the latest version of CATIA High-End CAx System is available at the Institut for Mechanical Engineering (IMW). CATIA stands out with its user-friendly interface and steep learning curve.

1 Überblick

CATIA V5 ist ein integriertes Softwarepaket aus CAD- (Computer Aided Design), CAE- (Computer Aided Engineering) und CAM-Anwendungen (Computer Aided Manufacturing) für die digitale Produktdefinition und -simulation.

Die zur Verfügung stehenden Tools ermöglichen die Integration von Methoden, Ressourcen und Mitarbeitern. Somit stellt CATIA eine unternehmensübergreifende Plattform zur Erarbeitung 3D-basierter Lösungen dar. Anwendungsbereiche bzw. Komponenten des CATIA sind /1/:

- *Mechanical Design*: Im Bereich der Konstruktion beschleunigen die CATIA-Tools die Kernaktivitäten der Entwicklung, vom Entwerfen bis zur Detaillierung und Zeichnungserstellung. Diese Produkte erfüllen auch die Anforderungen der Bereiche von Blechmetall- und Werkzeugherstellern.
- *Shape Design & Styling*: Diese Disziplin liefert die Tools zum Erzeugen und Bearbeiten von komplexen Funktions- und Freiformflächen. Die Anwendungsgebiete variieren von Industriedesign bis Luft- und Raumfahrt.
- *Product Synthesis* Tools ermöglichen die Automatisierung und Validierung der Konstruktions- und Fertigungsdaten und das Erfassen und Wiederverwenden des Unternehmenswissens.
- *Equipment and Systems Engineering*: Diese Produktgruppe erlaubt ein gleichzeitiges Konstruieren bzw. Integrieren von mechanischen, elektrischen und strömungstechnischen Systemen in einer 3D-Mock-Up-Umgebung, um die räumliche Verteilung zu optimieren. Sie besteht

aus Tools fürs Optimieren der Planlayouts, Erstellen der Schaltplatten und Konstruieren von strukturellen Produkten, z.B. Brennstoff- oder Bremssysteme in der Automobilindustrie, Klimatisierungs- und Rohrleitungssystemen in Verfahrenstechnischen Anlagen und Schiffen (**Bild 1**).

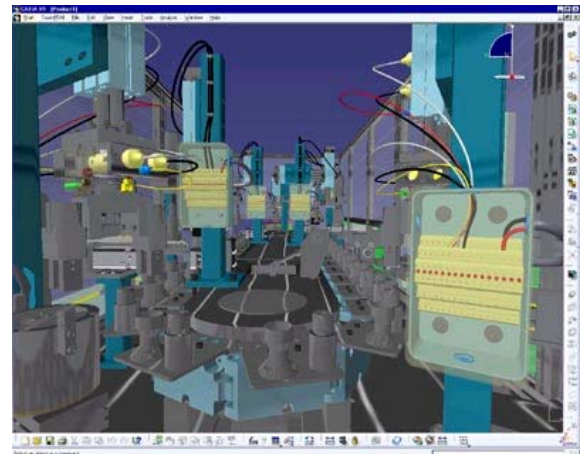


Bild 1 Equipment and Systems Engineering /1/

- *Analysis*: Diese Tools ermöglichen bequeme und schnelle strukturelle Analyse unterschiedlichster Baugruppentypen. Wegen des wissensbasierten, integrierten Aufbaus von CATIA, ist es möglich, die Optimierung des Produktes anhand dieser Ergebnisse voranzutreiben.
- *Numerical Control (NC) Manufacturing* Produkte bilden ein breites Spektrum von Tools zur NC-Programmierung der modellierten Teile. Die Dreh- und Fräsarbeiten können dadurch bis zu 5-Achsen CNC-gesteuert werden. Es stehen auch Tools zur Verfügung, welche zum Generieren und Reparieren der STL-Dateien dienen.
- *Infrastructure*: Infrastructure beinhaltet alle Produkte, die zusammen eine skalierbare Plattform für die unternehmensübergreifende Produktentwicklung und Produktdatenverwaltung bilden. Sie erleichtern beispielsweise den Datenaustausch zwischen verschiedenen Programmen oder aber verschiedenen Abteilungen bzw. Firmen.
- *Webbasierte Schulungslösung*: Dieses webbasierte Lernmaterial ("Companion") ermöglicht zeit- und ortsunabhängiges Lernen. Der Konstrukteur kann sich anhand dieser Online-Hilfe

über die ihm unbekanntenen Befehle und Begriffe konstruktionsprozessbegleitend informieren.

- *Anwendungsentwicklung (CAA RADE)* stellt Tools zur Verfügung, die zur Entwicklung eigener Tools dienen. Dadurch ist eine höhere Einbindung zu vorhandenen Prozessen und Systemen möglich.

2 Das CATIA-Praktikum

Das Praktikum fand im SS 2003 mit insgesamt 47 Student|inn|en statt. Das Praktikum gliedert sich in folgende Hauptthemen:

- parametrische Volumenmodellierung
- parametrische Flächenmodellierung
- Baugruppenerstellung
- Digital-Mock-Up-Erstellung
- Zeichnungserstellung

Es wurden zuerst die Grundbegriffe der 3D-Modellierung erläutert, CATIA-Bedienung und -Oberfläche vorgestellt. Nach vorbereitenden Übungsbeispielen wurden aus technischen Zeichnungen zuerst die Bauteile einer Zitruspresse /2/ , danach die Zusammenbauzeichnung erzeugt (**Bild 2**).



Bild 2 Zusammenbau der Zitruspresse

In diesem Zusammenbaumodell wurden die Verbindungseigenschaften zwischen in Berührung kommenden, beweglichen Teilen eingegeben (z.B. Drehverbindung, Zahnrad- und Zahnstangenverbindung usw.). Dies führt zu einem DMU-Modell, anhand dessen es möglich war, eventuelle Konstruktionsfehler früh zu erkennen, indem man eine Kollisionenerkennung zusammen mit einer kinematischen Untersuchung durchführte.

Die Rückmeldung von den Studenten waren zum großen Teil positiv; die Studenten mit Pro/ENGINEER-Erfahrung fanden das Programm viel intuitiver als Pro/E. Unterstützt mit dem Companion, der Online-Hilfe von CATIA, konnten die fortgeschrittenen Studenten sich vertieft über Parametrisierung, Verrundungsmethodik, Katalogerstellung usw. informieren. Die Studenten ohne jegliche Modellierungskennnisse haben trotz der Anfangsschwierigkeiten das Praktikum erfolgreich absolviert.

CATIA wird auch im Rahmen eines PDM-Praktikums als eingesetzt.

Wegen der positiven Rückmeldung wird im Vorlesungsfreien Raum mit den interessierten Studenten ein Versuch gestartet, in dem ein direkter Einstieg in technische Zeichnung mit CATIA möglich ist.

3 Zusammenfassung

CATIA ist ein vielseitiges Konstruktionssystem mit einfacher und sicherer Bedienung. Die leistungsfähigen Tools wie CATScript und die diversen Erweiterungsmöglichkeiten ermöglichen es, CATIA in die vorhandenen Prozesse einzubinden.

Die von IMW angebotenen Praktika verleihen den Studenten die Grundlagen dieses wertvollen Werkzeugs.

4 Literatur

- /1/ IBM Deutschland, <http://www-5.ibm.com/de/catia/produkte/catiav5.html>
Anwendungsbereiche/Komponenten
- /2/ Fachgebiet Datenverarbeitung in der Konstruktion: Webseite des CAD-Praktikums, TU-Darmstadt

Vorstellung der Arbeit des Instituts für Maschinenwesen auf dem Gebiet der Maschinenakustik auf der Hannover Messe Industrie 2003

Backhaus, S.

Im April diesen Jahres stellte das IMW auf dem Gemeinschaftsstand „Innovationsland Niedersachsen“ im Rahmen der Hannover Messe Industrie die Arbeit des Institutes auf dem Gebiet der Maschinenakustik vor. Hierzu wurden eine vom Institut im Rahmen einer Forschungsarbeit erstellte Beispielsammlung in Buch- und CD-Form sowie Beispiel-exponate zur Darstellung der praktischen Umsetzung von Lärminderungsmaßnahmen präsentiert.

This year in April the IMW displayed the present research work of the institute in the area of machine acoustics. The exposed examples were a book with cd about a methodical compilation of machine acoustic design examples. Additionally we presented different design examples for the realisation of low noise design of machines.

1 Einleitung

Unter dem Begriff Maschinenakustik versteht man im allgemeinen die Entwicklung und Konstruktion lärmarmen Maschinen, wobei die gesamte Schallentstehungskette von der Schallquelle über den Schallübertragungspfad bis zum Schallabstrahler erfasst wird.

Aufgrund ständig steigender Kundenwünsche und immer schärferer gesetzlicher Anforderungen und Bestimmungen gewinnen maschinenakustische Produktanforderungen für immer mehr Industrieunternehmen der Konsum- und Investitionsgüterindustrie an Bedeutung.

Daraus ergeben sich direkt erhöhte Anforderungen an die Konstruktionsabteilungen der Firmen, denn der Konstrukteur legt während der Konstruktion die Wirkprinzipien und damit die maschinenakustischen Eigenschaften eines Produktes fest. Da die Maschinenakustik in der klassischen Ingenieurausbildung jedoch nur eine sehr untergeordnete Rolle spielt werden aufgrund dieser maschinenakustischen Unerfahrenheit bei der Konstruktion häufig akustisch ungünstige Verfahren gewählt oder technisch günstige Verfahren akustisch ungünstig ausgelegt.

Die Folge davon ist, dass eine mögliche Lärmproblematik meist erst in der Prototypenphase oder gar erst bei der Markteinführung erkannt wird, zeit-

und kostenintensive Nachbesserungen sind die Folge.

Diese Kosten lassen sich vermeiden oder zumindest vermindern, wenn schon bei der Entwicklung des Produktes auf gewisse maschinenakustische Grundregeln geachtet wird. Somit ist gerade für den maschinenakustisch unerfahrenen Ingenieur eine gezielte und einfache Bereitstellung von maschinenakustischem Grundwissen notwendig.

Das Institut für Maschinenwesen entwickelt und forscht seit vielen Jahren intensiv an der allgemeinen Lärminderung von Maschinen und Körperschallübertragung innerhalb von Maschinenstrukturen im Besonderen. Ergebnisse dieser Forschung sind unter anderem in Form von Konstruktionsmethodiken in die aktuelle Fassung der ISO 11688 eingeflossen.

2 Ausgestellte Exponate

Zu den aufgeführten Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten des IMW wurden auf der Hannovermesse Exponate ausgestellt (siehe Bild 1), die einen beispielhaften Einblick in die industrielle Umsetzung von angewandter Lärminderung zeigen.

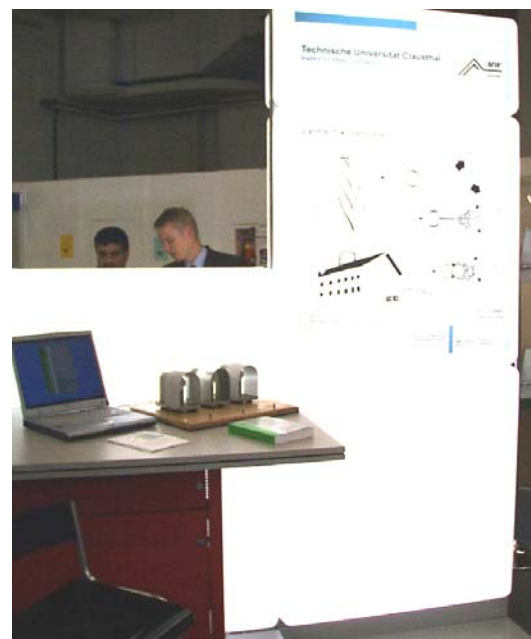


Bild 1: Der Messestand des IMW

Als Exponate zählten im Einzelnen:

- Buch und CD der auf Basis der in der ISO 11688 festgelegten Konstruktionsregeln am Institut für Maschinenwesen im Rahmen einer Forschungsarbeit erarbeiteten "Systematischen Zusammenstellung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele". Der Forschungsbericht stellt einen wichtigen Teil der Forschungsarbeiten am IMW dar und bietet dem maschinenakustisch unerfahrenen Konstrukteur Praxisbeispiele zur Lärmminde- rung an Maschinen (Bild 2).

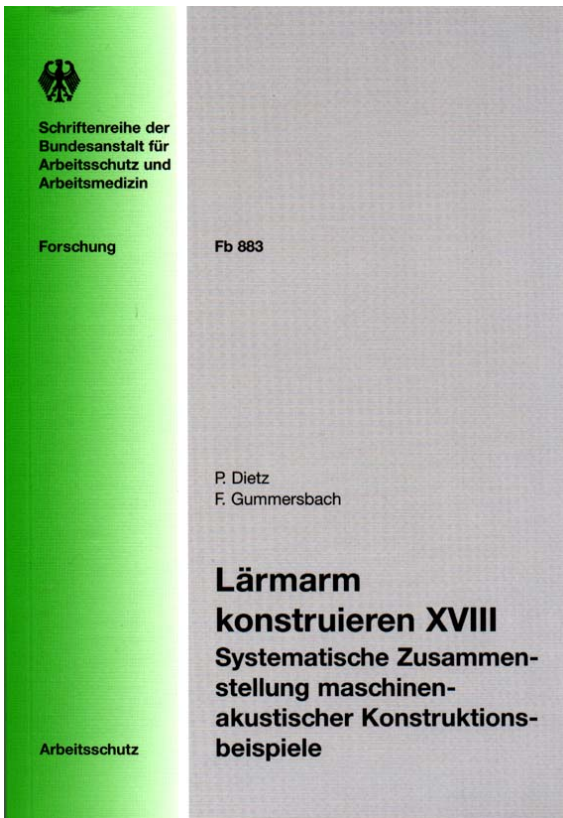


Bild 2: Lärmarm konstruieren XVIII

- Anwendungsbeispiel zur Lärmminde- rung durch den Einsatz stark dämpfender Materialien aus dem Bereich der innovativen Leichtbauver- bundwerkstoffe.
- Anwendungsbeispiel umgesetzter Konstruktions- regeln zur Verminderung der Schallübertragung und -abstrahlung bei kraftinduzierten Körper- schallschwingungen (Bild3).



Bild 3: Angewandte Lärmminde- rung zum anfassen

3 Besucher und Feedback

Neben Besuchern des IMW-Standes, die sich ganz allgemein über die Maschinenakustische For- schung des IMW informieren wollten, kam es zu zahlreichen Fachgesprächen mit Vertretern nationa- ler und internationaler Unternehmen. Dabei bekun- deten vor allem kleine und mittelständische Firmen aber auch große Industrieunternehmen ihr interes- sen an der Forschung des IMW. Die Akustik wird für viele Industrieunternehmen aufgrund immer weiter steigender gesetzlicher Anforderungen und vor allem aufgrund der steigenden Anforderungen ihrer Kunden immer mehr zu einem bedeutenden Ver- kaufsargument.

4 Zusammenfassung

Die große Anzahl an Fachbesuchern auf dem Mes- sestand des IMW und deren Interesse an den aus- gestellten Exponaten, als auch an den Vorgestell- ten Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten im Bereich der Konstruktion lärmarmen Maschinen hat gezeigt, dass in der Industrie den Bedarf an Infor- mationen und einer Zusammenarbeit in der For- schung und Produktentwicklung hat.

5 Literatur

- /1/ Backhaus, S.; "Lärmarm Konstruieren", Aus- stellerbroschüre „Hannover Messe 2003“, Hannover, Clausthal-Zellerfeld, 2003
- /2/ Jaeschke, B.: "Minensuche und Positionsbe- stimmung - Harzer Unternehmen und die TU Clausthal präsentieren sich auf der Hanno- ver-Messe mit vielen innovativen Ideen", Goslarische Zeitung vom 10.04.2003, Goslar 2003
- /3/ Brinkmann, J.: "Leitfaden zur Auslegung lei- serer Maschinen veröffentlicht", Pressemit- teilung der Technischen Universität Clausthal vom 25.03.2003, [http://idw- online.de/public/zeige_pm.html?pmid=60998](http://idw-online.de/public/zeige_pm.html?pmid=60998), Clausthal-Zellerfeld, 2003
- /4/ DIN EN ISO 11688-1; Akustik - Richtlinien für die Gestaltung lärmarmen Maschinen und Geräte - Teil 1: Planung, 1995; Teil 2: Einfüh- rung in die physikalischen Grundlagen lärm- armer Konstruktion, 1998
- /5/ Dietz, P.; Gummersbach, F.: Lärmarm kon- struieren XVIII - Systematische Zusammen- stellung maschinenakustischer Konstruktions- beispiele, Bremerhaven, Wirtschaftsver- lag NW Verlag für neue Wissenschaft, 2001

Kompetenzen, Lernziele, Wissenstiefe und Workload - Bausteine im Leistungspunktesystem der Hochschulen?

Wächter, M.

Die Hochschulen befinden sich zur Zeit in einer tiefgreifenden Umstrukturierung, die in der Modularisierung des Studienangebotes und der flächendeckenden Einführung eines Kredit- bzw. Leistungspunktesystems mit Transfer- und Akkumulierungskomponente begründet liegt. Diese Veränderungen gehen in den Ingenieurwissenschaften einher mit der Abkehr von einzügigen Diplomstudiengängen und Neuorientierung auf eine gestufte Studienstruktur mit Bachelor- und Masterabschluss. Neben der beruflichen Erstausbildung spielt die Weiterqualifikation oder Umorientierung in Form des lebenslangen Lernens eine entscheidende Rolle. Die Anwendung eines Kredit- oder Leistungspunktesystems auf Basis der Arbeitsbelastung der Studierenden ist dabei Voraussetzung zur Realisierung dieser Umstrukturierungen innerhalb der Hochschullandschaft. Die TU Clausthal beschäftigt sich gemeinsam mit sieben Hochschulen im Rahmen des Bund-Länder-Projektes "Entwicklung und Erprobung eines integrierten Leistungspunktesystems in der Weiterentwicklung modularisierter Studiengänge am Beispiel der Ingenieurwissenschaften" mit dieser Problematik.

Universities are actually in a process of re-engineering their structures. This is based upon a modularization of the studies and the introduction of a credit-point-system including transfer- and accumulation components. Partially in engineering these changes are accompanied by removing Diplom studies, which shall be substituted by Bachelor- and Master qualifications. Apart of a first qualifying education; the live-long-learning plays a significant role. The application of a credit-point system based on the workload of the students is the basis for reengineering the universities structures. The Clausthal University of Technology is participating together with seven other German universities in a national project focussing on this problems in engineering.

1 Kompetenz- und Lernzielbetrachtungen

Die Anerkennung von Studienleistungen auf nationaler und internationaler Hochschulebene ist eine unabdingbare Voraussetzung zur Steigerung und Realisierbarkeit der allgemein geforderten Studierendenmobilität in einem globalen Umfeld. Ein vorstellbares Werkzeug ist ein allgemein anerkanntes Leistungspunktesystem, das nicht nur den Umfang der jeweiligen Studienleistung in Abhängigkeit von den Semesterwochenstunden aufzeigt, sondern den Arbeitsaufwand bis zum erfolgreichen Abschluss der Studienleistung und die erworbene Kompetenz sowie die entsprechende Wissenstiefe berücksichtigt.

Die aus Fachvertretern der relevanten Hochschulen gebildete Expertengruppe ist mit studiengangsspezifischen Fragestellungen zur Erarbeitung einer Anerkennungspraxis und Qualitätssicherung im Rahmen des Leistungspunktesystems betraut /1/. Diese Fachvertreter für den Studiengang Maschinenbau haben auf ihrer letzten Arbeitssitzung die unterschiedlichen Auswertungsergebnisse zu den vorliegenden Modulbeschreibungen im Studiengang Maschinenbau diskutiert.

Die Einschätzung des jeweiligen Kompetenzerwerbs in den einzelnen Modulen wurde für jede Hochschule zu einem Gesamtprofil zusammengetragen /2/. Die Auswertung basierte hochschulabhängig auf einer Datenmenge von 41% bis 100 % der Pflicht- und Wahlpflichtmodule in der konstruktiven Studienrichtung des Studiengangs Maschinenbau. Die Ausbildung der Fachkompetenz sollte 60 % des Wissenserwerbs abdecken /3/, für die Projekthochschulen schwankt dieser Kompetenzbereich zwischen 47% und 61%. Die Methodenkompetenz (22% bis 35%) zeigt eine größere Abweichung vom Wunschwert mit 15%. Die Systemkompetenz sollte 10% des Studiums ausmachen und lässt sich in den Projekthochschulen mit Werten zwischen 11% und 17% ausmachen. Die Sozialkompetenz (15%) weist mit 3% bis 13% durchweg einen zu geringen Anteil am Ausbildungsprofil auf. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Methoden- und Systemkompetenz einen zu hohen Prozentsatz am Ausbildungsprofil erkennen

lassen, die Fach- (mit einer Ausnahme) und die Sozialkompetenz dagegen unterrepräsentiert sind.

Eine weitere Auswertung der Kompetenzzuordnung erfolgte nach Hochschultyp, dabei wurden die entsprechenden Kompetenzanteile jeweils für die drei Universitäten und Fachhochschulen gemittelt. Die Systemkompetenz umfasst in beiden Studienprofilen 14% des Kompetenzerwerbs, die Sozialkompetenz ist mit 6% an den Universitäten geringer vertreten als an den Fachhochschulen. Die Methodenkompetenz liegt bei 24% zu 29% und die Fachkompetenz ist mit durchschnittlich 56% an den Universitäten und 49% an den Fachhochschulen vertreten.

Ein zweites Standbein innerhalb des zu entwickelnden Leistungspunktesystems wird in den Lernzielen der Module gesehen, dazu wurde der verbale Text zur Beschreibung der Lernziele jeder Hochschule in eine Matrix mit den Spalten "Kennen", "Verstehen", "Anwenden", "Analysieren" und "Bewerten" überführt, hierbei handelt es sich um eine Abwandlung der Lernzielkategorien nach /4/.

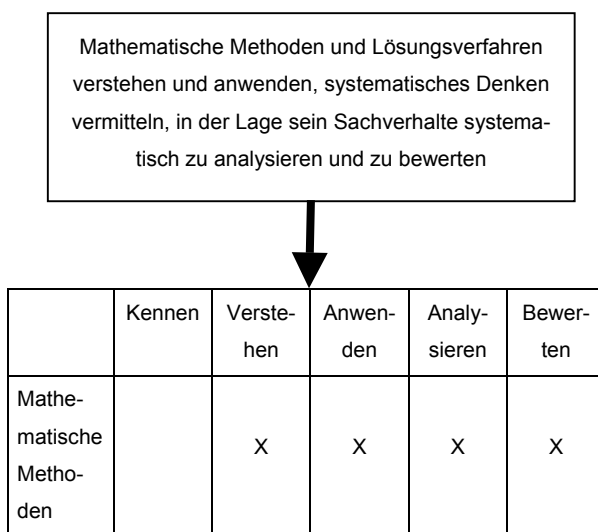


Bild 1: Gegenüberstellung verbales Lernziel-Lernzielmatrix

Diese Vorgehensweise wurde konsequent für jedes vorliegende Lernziel der Modulbeschreibungen angewandt und anschließend wurden diese Auswertungen aller Projekthochschulen anonymisiert und zu einzelnen Kernthemen zusammengetragen. Ausgehend von dieser Matrix wurden Mindestlernziele herausgearbeitet. Als Mindestlernziel wurde die Kernthematik aufgenommen, die an mindestens drei der sechs beteiligten Hochschulen als Pflicht- bzw. Wahlpflichtmodul aufgeführt wurde. Die Kenntnistiefe des Mindestlernziels wurde festgelegt

als diejenige, die an 50 % der Hochschulen als Kenntnistiefe des Lernziels gefordert wurde.

Eine Problematik, die sich bei dieser Vorgehensweise ergab, lag in dem teilweise unvollständigen Rücklauf der Modulbeschreibungen oder dem Fehlen der Lernzielangaben begründet, so dass es möglich sein kann, dass Lernziele nicht bei den Mindestlernzielen aufgeführt sind oder die Kenntnistiefe von den erachteten Erfordernissen abweicht. Es liegt ebenso eine Fehlerquelle bei der Umsetzung der verbalen Lernziele in die Lernzielmatrix vor, da nicht in jedem Fall eine eindeutige und aussagekräftige Lernzielbeschreibung zur Auswertung herangezogen werden konnte.

Diese Vorgehensweise zur Ermittlung der Mindestlernziele mit der dazugehörigen Wissenstiefe wurde während der Arbeitssitzung der Expertengruppe ausgiebig diskutiert und auf die oben angeführten Fehlerquellen hingewiesen.

Der erwünschte Effekt, eine Diskussion zum Profil des Studiengangs Maschinenbau mit dem Diplomabschluss zu initiieren, stellte sich zunächst in dieser Arbeitsgruppe und, wie Reaktionen zeigten, auch in den jeweiligen Projekthochschulen ein /2/.

In der Expertengruppe herrscht Einvernehmen, dass zur gegenseitigen Anerkennung von Studienleistungen die Lernziele, Kompetenzen und die Workload Berücksichtigung finden sollen. Die Ergebnisse zur Workload Erhebung standen zum Zeitpunkt der Sitzung noch aus.

Für die diskutierte Matrix mit den Mindestlernzielen wird eine Überarbeitung angeregt. Die Begriffe "Kennen" und "Verstehen" werden zu einer Spalte zusammengefasst, die zweite Spalte wird durch den Begriff "Anwenden" gebildet, die dritte Spalte wird durch "Analysieren" und "Bewerten" definiert und als vierte Spalte soll der Begriff "Synthetisieren" aufgenommen werden. Diese überarbeitete Matrix mit den Mindestlernzielen wird in den jeweiligen Hochschulen bewertet und um gegebenenfalls weitere Mindestanforderungen für den Maschinenbauingenieur ergänzt. Des weiteren überprüft jede Hochschule die Umsetzung ihrer verbalen Lernziele in die Matrix und kontrolliert, ob die angegebenen Lernziele das Profil des Studienganges an der jeweiligen Hochschule widerspiegelt, dazu wurden den Vertretern der Hochschulen jeweils die hochschuleigenen Daten ausgehändigt.

In einem zukünftigen Schritt werden die Ergebnisse der einzelnen Hochschulen zu den Mindestanforderungen zusammengetragen, ausgewertet und mit

den Ergebnissen der parallellaufenden Workload Erfassung verknüpft.

An der TU Clausthal erfolgte die Zuordnung, welcher Kompetenzgewinn durch welche Lehrveranstaltungen im Studium Maschinenbau erreicht wird, zum Einen durch die Lehrenden und zum Anderen durch die Studierenden. Es zeigte sich, dass für den Anteil an Fachkompetenz identische Angaben vorlagen, bei der Bewertung, ob ein Modul die Methoden- oder Systemkompetenz fördert, herrschen unterschiedliche Meinungen, die Summe dieser Kompetenzen ist aber annähernd deckungsgleich. Der Anteil an Sozialkompetenz im Studium wird mit einer Abweichung von zwei Prozentpunkten eingeschätzt. Für die TU Clausthal lässt sich somit ein Profil ableiten, das sowohl von Professoren als auch Studierenden gleichwertig eingeschätzt wird.

Die Beurteilung, welche Mindestlernziele mit welcher Wissenstiefe für den Diplomstudiengang Maschinenbau an der TU Clausthal gefordert werden, sollte durch Studiengangsverantwortliche wie Fachbereichsdekan, Vorsitzender der Studienkommission, sowie Fachvertretern bestehend aus Professoren und akademischen Mittelbau erfolgen. Die gestellte Aufgabe initiierte angeregte Diskussionen um die Frage

Was soll ein Absolvent des Diplomstudiengangs Maschinenbau der TU Clausthal nach Beendigung des Studiums in welchem Maße können?

Es herrschte innerhalb dieser hochschulinternen Gruppe Einigkeit darüber, dass eine Auflistung der Mindestlernziele nur anhand einer Verknüpfung von Wissenstiefe und Inhalt möglich ist.

Für die Studienrichtung "Konstruktion, Fertigung, Betrieb" wurde für alle Pflicht- und Wahlpflichtmodule eine Untergliederung mit Schwerpunktsinhalten erstellt. In einer erneuten Sitzung der hochschuleigenen Fachvertreter erfolgte eine Zuordnung der geforderten Wissenstiefe zu den Themenschwerpunkten, die anschließend zu den Mindestanforderungen an einen Maschinenbauingenieur aus Sicht der TU Clausthal zusammengefasst wurden /2/.

Unter einem internationalen Gesichtspunkt wurden die Informationen zu den Lehrveranstaltungen im Studiengang Maschinenbau an der AGH Krakau (Polen) im Modulbeschreibungsvordruck des Projektes erfasst und ausgewertet. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf die Kompetenzeinschätzung und die Lernziele gelegt.

Die prozentualen Anteile der vier Kompetenzen, wie sie sich im Studiengang an der AGH Krakau widerspiegeln, decken sich im Wesentlichen mit denen der TU Clausthal. Auswertungsbasis waren alle Pflicht- und Wahlpflichtveranstaltungen.

Die Auswertung der Lernziele zeigte geringfügige Abweichungen bei der Wissenstiefe in einzelnen Themenschwerpunkten, die sowohl in einer höheren als auch niedrigeren Wissenstiefe vorzufinden waren. Die Themenschwerpunkte variierten in einzelnen Bereichen, dies ist aufgrund des unterschiedlichen Profils der Hochschulen zu erwarten gewesen.

Die Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón wurde als zweite europäische Referenzhochschule in die Betrachtungen einbezogen. Für die Auswertung der Kompetenzeinschätzung ergibt sich ein erheblich höherer Anteil an Fachkompetenz als an den bisher betrachteten Hochschulen und damit einhergehend eine erheblich geringere Ausbildung in den Bereichen der Methoden- und Systemkompetenz, wogegen die Sozialkompetenz kaum abweicht.

Dieses Ergebnis konnte auf Grund der umfangreichen Grundlagenausbildung an der spanischen Hochschule erwarten werden und wurde durch diese Auswertung bestätigt. Aussagen zum Studienumfang sind jeweils in vorangegangenen Untersuchungen /3/ nachzulesen.

Unumgänglich ist die Einführung des Diploma Supplement um ausreichende Informationen zu Niveau und Zweck einer Qualifikation in den sich weltweit ändernden Qualifikationssystemen und Bildungsstrukturen zu erhalten. Originalzeugnisse allein können diese notwendigen, detaillierten Erläuterungen zur Anerkennung einer Qualifikation nicht geben.

2 Workload Erhebung an der TU Clausthal

Inwieweit die reale studentische Arbeitsbelastung mit den Vorgaben der Kultusministerkonferenz /5/ bzw. des Stifterverbands für die Deutsche Wissenschaft /6/ im Einklang stehen, soll durch die Workload Erhebung ermittelt werden.

In der Pilotphase wurde an verschiedenen Projekthochschulen im SS 02 eine Erhebung der Workload mit Fragebogen durchgeführt. Der Fragebogen zur Workload Erhebung war von der FH Aachen im Rahmen des Tuning-Projektes erarbeitet /7/ und so aufgebaut, dass zwischen studiumsbezogenen und

nicht studiumsbezogenen Zeiten (Freizeit, Jobben) unterschieden wurde. Das Studienjahr untergliederte sich in Vorlesungszeit, Prüfungszeit und sonstige Zeit, eine Feingliederung unterschied in unterstütztes und nicht unterstütztes Lernen.

In Clausthal wurden für den Studiengang Maschinenbau charakteristische Lehrveranstaltungen des zweiten, vierten und sechsten Semester ausgewählt und dort der Fragebogen vor etwa 50 Studierenden vorgestellt und Hintergrundinformationen zur Workload Erfassung gegeben. Bis zu Beginn des WS 02/03 erfolgte die Rückgabe von 5 Fragebögen unter Erfassung auch der Arbeitsbelastung während der Prüfungsphase. Leider untertraf der Rücklauf von lediglich 10 % die erhofften Erwartungen um einiges. Unter den fünf Rückläufen befand sich ein Fragebogen für den Studiengang Verfahrenstechnik, der nicht näher in die Betrachtungen einbezogen wurde.

Die verbleibenden vier Fragebögen spiegelten Angaben aus dem zweiten und sechsten Fachsemester wieder. Es lässt sich nicht von der Hand weisen, dass für diese Daten keine statistisch abgesicherte Auswertung möglich ist und dennoch sollen die Daten später etwas genauer beleuchtet werden.

An allen Projekthochschulen wird zum Sommersemester 2003 mit der elektronischen Workload Erfassung mit dem System IWIS in den Studiengängen Elektrotechnik, Maschinenbau und Werkstoffwissenschaften begonnen /8/, für die TU Clausthal in den Studiengängen Maschinenbau und Werkstofftechnik. Durch Plakate wurde innerhalb der Hochschule auf die Workload Erfassung hingewiesen und der Fachbereich informiert. Die Studierenden des Maschinenbaus und der Werkstoffwissenschaft wurden in den jeweiligen Pflichtveranstaltungen über das BLK-Projekt und die Workload Erfassung durch Vorträge und Faltblätter informiert und zur Mitarbeit angeregt. Es kann davon ausgegangen werden, dass auf diesem Wege etwa 300 der 530 im SS 03 eingeschriebenen Studierenden in diesen beiden Studiengängen erreicht wurden.

Nach einer ersten Auswertung der Workload Erhebung Anfang Oktober 2003 durch die Projektpartner aus Jena musste leider festgestellt werden, dass die Resonanz der Studierenden in Form einer aktiven Teilnahme auch hier nicht die erhofften Erwartungen erfüllt hat.

Zum Semesterbeginn lassen sich für den Studiengang Maschinenbau 14 Teilnehmer und für die

Werkstoffwissenschaften 5 Teilnehmer feststellen, dies reduziert sich bis zum Vorlesungsende auf 4 Studierende für den Maschinenbau bzw. auf 2 für die Werkstoffwissenschaften und weiter für die vorlesungsfreie Zeit auf 3 bzw. 1 Teilnehmer, so dass auch bei der internetbasierten Workload Erfassung keine statistisch abgesicherte Auswertung möglich ist. Bei eingehender Betrachtung der Ergebnisse lassen sich Trendaussagen für das zweite und sechste Semester im Studiengang Maschinenbau (wie auch bei der Erhebung in Papierform) machen.

Die Auswertung der Daten zeigt keine gravierenden Unterschiede, ob diese in Papierform oder in elektronischer Form erfasst sind. Es zeigt sich bei der kontinuierlichen Erhebung durch die Software IWIS eine leichte Erhöhung der gemittelten Arbeitsbelastung je Modul.

Die Gesamtarbeitsbelastung für das Sommersemester schwankt zwischen 711 h und 901 h. Die Schwankungsbreite ist dabei im zweiten Semester größer als im sechsten Semester. Die studiumsbezogene Zeit macht den Löwenanteil an der Gesamtarbeitszeit aus und ist unabhängig vom Studienfortschritt.

Die Differenzierung der studiumsbezogenen Zeit in Vorlesungs-, Prüfungs- und sonstige Zeit zeigt für das Grundstudium, dass die Arbeitsbelastung zu vier Fünfteln während der Vorlesungszeit anfällt und die sonstige Zeit als studienfreie Zeit zu Buche schlägt. Im Hauptstudium entfallen etwa zwei Drittel der Arbeitsbelastung durch Lehrveranstaltungen in die Vorlesungszeit und die restliche Belastung in die Prüfungszeit. Dies entspricht etwa einem Drittel der gesamten studiumsbezogenen Workload. Interessant ist hier auch die Information, dass die Ausarbeitung einer Studienarbeit ein Drittel der gesamten studiumsbezogenen Arbeitsbelastung darstellt, damit verursacht die Studienarbeit eine annähernd identische Workload wie Lehrveranstaltungen im Umfang von 26 SWS (Bild 2).

Das Verhältnis der Workload im Bereich unterstütztes Lernen zu nicht unterstütztem Lernen differiert, wie zu erwarten war, für die Zeiträume Prüfungszeit und Vorlesungszeit stark. Macht das unterstützte Lernen während der Vorlesungszeit den Löwenanteil der Workload aus, so ergibt sich für die Prüfungszeit ein Anteil von ungefähr 10% unabhängig vom Studienfortschritt bei ausschließlicher Betrachtung der Lehrveranstaltungen. Die während des Hauptstudiums angefertigte Studienarbeit liegt

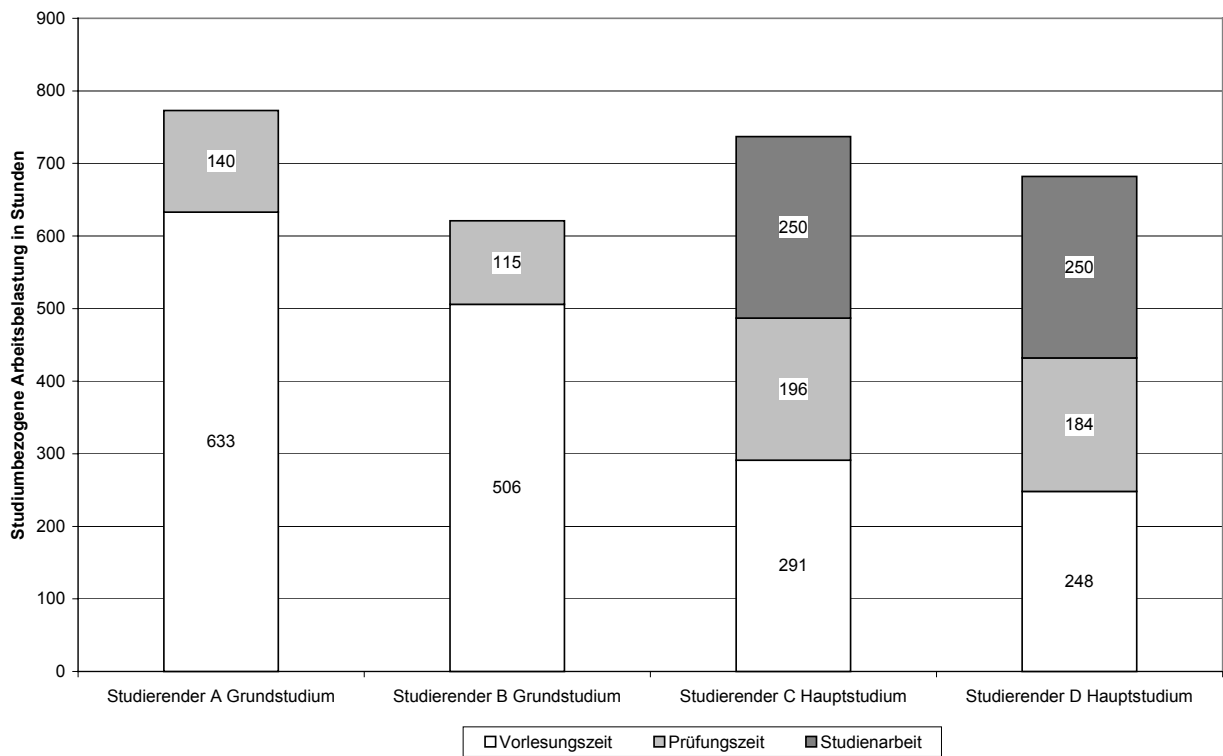


Bild 2: Studiumsbezogene Arbeitsbelastung für Vorlesungszeitraum, Prüfungszeit und Studienarbeit

dagegen fast ausschließlich im Bereich des nicht unterstütztem Lernens.

Für die einzelnen Lehrveranstaltungen erfolgte eine Normierung des Arbeitsaufwandes in Stunden bezogen auf den Umfang in Semesterwochenstunden. Für das Grundstudium lassen sich Verhältnisse von 19 bis 42 h/SWS ermitteln, im Hauptstudium liegt eine Schwankung zwischen 5 bis 40h/SWS vor.

Einer Lehrveranstaltung mit dem Umfang einer Semesterwochenstunde werden an der TU Clausthal gegenwärtig Kreditpunkte im Wert von 1,5 ECTS zugeordnet, dies entspricht bei einer Vorgabe von 1800 Stunden pro Jahr und 60 ECTS pro Jahr einer Arbeitsbelastung von 45 Stunden. Die Auswertung zeigt, selbst wenn es sich um keine statistisch abgesicherte Untersuchung handelt, dass eine Vergabe der Leistungspunkte in Abhängigkeit von den Semesterwochenstunden in keinem Fall gerechtfertigt ist.

Die Workload Erhebung mit dem Programm IWIS wird auch im WS 03/04 fortgeführt, um aussagekräftige Ergebnisse zu erzielen. Eine Variation der Arbeitsbelastung zwischen Winter- und Sommersemester ist durchaus vorstellbar.

Die Teilnehmerquote an der Erhebung lässt zum einen den Schluss zu, dass von Seiten der Studie-

renden die Priorität zur Mitwirkung an solch einer Maßnahme sehr gering ist. Zum Anderen drängt sich die Annahme auf, dass das Werkzeug zur elektronischen Datenerfassung zu komplex und zu aufwendig ist.

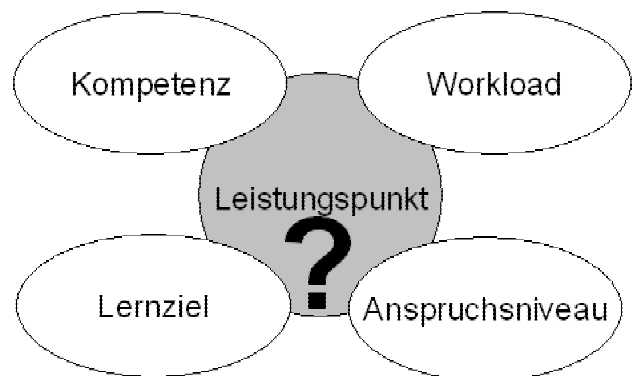


Bild 3: Einflussfaktoren auf Leistungspunkte

Das hochgesteckte Ziel, eine Verknüpfung von Kompetenz, Workload, Lernziel und Anspruchsniveau bzw. Wissenstiefe innerhalb des Leistungspunktesystems zu erreichen, ist nach wie vor gegeben und die bisherigen Ergebnisse sprechen für die Notwendigkeit.

3 Zusammenfassung

Ein Leistungspunktesystem mit Transfer- und Akkumulierungskomponenten zu entwickeln, welches auf der realen Arbeitsbelastung der Studierenden basiert, sollte unter Mitwirkung von Studierenden und Lehrenden erfolgen. Gegenwärtig gestaltet sich dieses Vorhaben schwierig. Bei der Ermittlung der studentischen Arbeitsbelastung oder Workload ist die Resonanz von Studierendenseite in den Hochschulen leider erschreckend gering. Ein Standbein des Projektes scheint auf wackligen Füßen zu stehen, so dass gegebenenfalls auf die Einschätzung der Lehrenden zurückgegriffen werden muss oder eine erste Einschätzung auf nicht statistisch abgesicherten Daten erfolgen wird. Weitere Einflussgrößen innerhalb des Leistungspunktesystems werden in der Kompetenz, dem Lernziel und der Wissens-tiefe gesehen. Unter Qualitätssicherungsgesichtspunkten wurde die Diskussion zur Festlegung der Mindestlernziele initiiert. Die Ergebnisse können bei neu zu strukturierenden Studiengängen als Hilfsmittel eingesetzt werden. Der nächste wichtige Schritt sieht die Zusammenführung der bisherigen Ergebnisse zu einem leicht handhabbaren Werkzeug vor, das eine Zuordnung der Leistungspunkte zu den Modulen unter Berücksichtigung einer internationalen Hochschulkultur erlaubt.

4 Literatur und Internetadressen

- /1/ BLK-Projekt: Entwicklung und Erprobung eines integrierten Leistungspunktesystems in der Weiterentwicklung modularisierter Studienangebote am Beispiel der Ingenieurwissenschaften, 1. Zwischenbericht AP4 Internationalisierung, 2002
- /2/ BLK-Projekt: Entwicklung und Erprobung eines integrierten Leistungspunktesystems in der Weiterentwicklung modularisierter Studienangebote am Beispiel der Ingenieurwissenschaften, 2. Zwischenbericht AP4 Internationalisierung, 2003
- /3/ BLK-Projekt: Länderübergreifende Entwicklung und Erprobung integrierter modularer Studienangebote unter Einbeziehung informations- und kommunikationstechnischer Medien am Beispiel der Ingenieurwissenschaften, Abschlußbericht AP4 Internationalisierung, 2001

- /4/ Anderson, L.; Krathwohl, D.; et. al.: A Taxonomy for Learning, Teaching and Assessing, A Revision of Bloom's Taxonomy of Educational Objectives, Longman, New York 2001
- /5/ Rahmenvorgaben für die Einführung von Leistungspunktesystemen und die Modularisierung von Studiengängen, Beschluss der Kultusministerkonferenz, Bonn, 15. September 2000
- /6/ Stifterverband für die Deutsche Wissenschaft: Credits an deutschen Hochschulen, Positionen November 2000
- /7/ BLK-Projekt: Entwicklung und Erprobung eines integrierten Leistungspunktesystems in der Weiterentwicklung modularisierter Studienangebote am Beispiel der Ingenieurwissenschaften, 1. Zwischenbericht AP1 Verknüpfung der organisatorische Bildung von Modulen mit der Umstellung auf ein Leistungspunktesystem, 2002
- /8/ <http://www.tu-ilmeneau.de/lps/>

Pressespiegel 2003

Schäfer, G.; u.a.

Nach dem Motto "Tue Gutes und berichte darüber" sind auf dieser und den folgenden Seiten verschiedene Artikel aus der lokalen Presse wiedergegeben. Es handelt sich dabei um die "Goslarsche Zeitung" bei deren Redaktionsteam sich das Institut für Maschinenwesen für die engagierte Darstellung der Hochschulaktivitäten bedanken möchte.

Working in the Institut for Mechanical Engineering is not a hidden job far away from the people in our region. The cuttings taken from the lokal newspaper will provide this.

AVS
Clausthal-
Zellerfeld
St. Andreasberg

Goslarsche Zeitung

Die Nr.1
...einzig in
der Region

„Sehr guter“ Platz 24 TU auf Rangliste in guter Gesellschaft

CLAUSTHAL-ZELLERFELD. „Clausthal und Braunschweig nicht in der Rangliste der Humboldt-Stiftung“ meldete die GZ gestern auf der Titelseite. Die wenig schmeichelhafte Aussage beruht jedoch auf einem Irrtum. „Bezogen auf ihre Größe nimmt die TU Clausthal aber einen sehr guten Platz ein. In der gewichteten Reihenfolge liegt sie auf Platz 24 von insgesamt 85. Sie befindet sich damit in der Gesellschaft der Univer-

sitäten München und Frankfurt am Main“, erklärt Dr. Wolfgang Holl, der bei der Alexander-von-Humboldt-Stiftung die Rangliste zur „Verteilung der AvH-Gastwissenschaftler auf Deutsche Forschungseinrichtungen“ erstellt hat. Beim Platz 23 aber hatte die Stiftung den öffentlich zugänglichen Teil der Liste beendet. So entstand der Eindruck, die Unis Clausthal und Braunschweig hätten schlecht abgeschnitten. TUC

Maschinenbau im Schnelldurchgang

Stipendienübergabe für Intensivstudium mit „Normalzeitkommilitonen“ gefeiert

CLAUSTHAL-ZELLERFELD. Das Intensivstudienprogramm Maschinenbau erlaubt Studierenden in Clausthal, schon nach vier Jahren einen vollwertigen Diplomabschluss zu erreichen. Von dieser Möglichkeit machen derzeit 31 Prozent der Studierenden Gebrauch, teilte das Institut für Maschinenwesen (IMW) mit.

Durch die ununterbrochene Studientätigkeit bleibt allerdings keine Zeit für einen Nebenjob, auf den

viele zur Finanzierung des Studiums angewiesen sind. „Hier sind freundlicherweise einige Sponsoren für leistungsabhängige Stipendien eingesprungen“, lobte das IMW. Dabei handelt es sich um den Arbeitgeberverband Gesamtmetall, die Siemens AG, Dyckerhoff Zement GmbH und den Verein von Freunden der Technischen Universität Clausthal.

Die Stipendienübergabe fürs erste Halbjahr 2003 feierten jetzt die

„Intensiven“ gemeinsam mit den „Normalzeitkommilitonen“ am Institut für Maschinenwesen. „Die Veranstaltungen lies gut erkennen, dass hier keine isolierte Gruppe unter den Studierenden entstanden ist, sondern gerne die Möglichkeit zum Erfahrungsaustausch in einer lockeren Atmosphäre genutzt wurde“, schilderte das IMW.

Das Intensivstudium Maschinenbau ist ein Pilotprojekt an der TU.



Gemeinsam feierten die „Intensiven“ mit den „Normalzeitkommilitonen“ am Institut für Maschinenwesen.

Forschung auf höchstem Niveau

Wissenschaftliche Expertenkommission bewertet Aktivitäten der TU Clausthal

CLAUSTHAL-ZELLERFELD (HaBe)
Forschung auf hohem Niveau im Maschinenbau sogar auf Weltspitzenniveau, bescheinigt Wissenschaftsminister Thomas Oppermann den drei Universitäten Braunschweig, Hannover und Clausthal.

Der Minister bezieht sich mit seinem Lob auf das Ergebnis einer unabhängigen, mit hochrangigen Wissenschaftlern besetzten Expertenkommission, die die Hochschulen besuchte und bewertete.

Für die TU Clausthal wird in dem Bericht betont, dass sich der Maschinenbau zu einer tragenden Fachrichtung entwickelt hat und besonders auf die interdisziplinären Forschungsprojekte hingewiesen. Das stellt auch Prof. Dr. Peter Dietz in einem Gespräch mit der GZ heraus.

Er war vom Fachbereich mit der Stellungnahme zum Bericht der Gutachter betraut. Dietz begrüßte, dass durch den Bericht die Entwicklungspolitik der TU Clausthal hundertprozentig bestätigt wird. Mit dem Rückenwind der Empfehlung werde man schnell an der Weitergestaltung des Fachbereichs arbeiten können.

Das Motto „Neue Produkte durch neue Prozesse – Prozessintensivierung“ baut noch intensiver als bisher auf die interdisziplinäre Forschung. „Wir haben eine starke Werkstoff- und Materialtechnik. Das ergibt in Verbindung mit dem Maschinenbau



Neueste Technologien im Institut für Maschinenwesen. Prof. Dr. Peter Dietz (2.v.r.) erklärt Studierenden das Verfahren des Rapid Prototyping.

eine sehr günstige Position für Projekte“, so Dietz. Er verweist auf die Ansätze und Vorhaben, die bereits laufen. So soll sich aus einer VDI-Konferenz ein BFT (Bundesministerium für Forschung und Technik) Programm entwickeln, das bundesweit unter Clausthaler Federführung von Dietz entwickelt wird. Es gibt zudem einen Paket-Antrag an die DFG (Deutsche-Forschungsgemeinschaft) unter der Federführung von

Prof. Ziegmann. Dietz verwies auf völlig neu entwickelte Werkstoffstrukturen, die sich im Maschinenbau einsetzen lassen, beispielsweise für schnelle Reparaturen für hochbeanspruchte Teile im Turbinenbau.

Das Potenzial der Kooperation Werkstoffwissenschaften/Maschinenbau sollte nach Ansicht der Kommission durch das geplante Materialtechnische Zentrum genutzt und weiter ausgebaut werden. Dabei

könnte Clausthal nach Meinung der Kommission eine führende Rolle für das Land einnehmen. „Wir halten uns für die kompetenteste Hochschule, die so etwas machen kann“, freute sich Dietz über die Rückenstärkung durch die Gutachter. Dietz unterstreicht deren Hinweis, bei Neubesetzungen das Defizit im Bereich der Mechanik abzubauen. Das sei auch im Hinblick auf die Werkstoffwissenschaften unabdingbar.

„Das hier ist originär europäisch“

Europaminister Wolfgang Senff besuchte Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal

CLAUSTHAL-ZELLERFELD. Minister kommen (fast immer) zu spät. Gegen diese Regel verstieß auch Wolfgang Senff, Niedersächsischer Minister für Bundes- und Europaangelegenheiten, bei seinem Besuch im Institut für Maschinenwesen (IMW) der TU am Mittwochnachmittag nicht.

Nach „staatsmännischem Foto“ auf der Freitreppe ging es daher schnell „zur Sache“. Die Begrüßung durch den Hausherrn Prof. Dr. Dietz war kurz und knapp und auch Rektor Prof. Dr. Ernst Schaumann raffte seine Vorstellung der TU, so dass dann doch genügend Zeit für Martina Wächter und Michael Goltz für die Vorstellung internationaler Studienangebote, Austauschprogrammen und Forschungsvorhaben sowie eine Diskussion mit ausländischen Studierenden und Wissenschaftlern blieb.

Doppeldiplom

Im Blickpunkt des Ministerbesuches stand das Thema EU-Erweiterung und so waren es vor allem die Aktivitäten mit Osteuropa, über die berichtet wurde. Wächter referierte über „Modularisiertes internationales Studium“, hier über den „Binationalen Studiengang Maschinenbau“ zwischen den Partnern Krakau und Clausthal mit dem von beiden Universitäten anerkannten Doppeldiplom als Abschluss.

Die Resonanz aus Krakau ist groß, umgekehrt wollen nur wenige Deutsche nach Polen. Es sind nicht nur sprachliche Hürmschwellen, auch fehlende Deutschkenntnisse sind ein Problem für ein Studium in Osteuropa, Westeuropa sei für sie attraktiver. „Wir können sie nur mit Highlights locken, dass sie dort noch am Aufbau ganzer Anlagen mitwirken können“.



Die Clausthaler Betreuer Prof. Leonhard Reindl (2.v.l.), die Doppeldiplom-Betreuer Dr. Tadeusz Pajek (4.v.l.), Dr. Günter Schäfer (1.v.l.) und Dariusz Mastela (3.v.l.) sowie Studierende im Hintergrund.

Erster Abschluss im Doppelstudium

Maschinenbau an den Unis Clausthal und Krakau

CLAUSTHAL-ZELLERFELD. Dariusz Mastela hat mit seiner Diplomarbeit „Implementierung eines Erweiterten Kalman Filters in einem Local Positioning Radar System“ als erster Absolvent des neu eingerichteten binationalen Studienganges Maschinenbau erfolgreich die letzte Studienleistung erbracht und sein Clausthaler/Krakauer-Doppeldiplom erhalten. Der Studiengang wurde vor rund zwei Jahren im Rahmen eines Pilotprojektes durch den Deutschen Akademischen Austauschdienst (DAAD) neben weiteren sieben Studiengängen an anderen Hochschulen finanziell ermöglicht. Zwischen den Partnerhochschulen Clausthal und Krakau besteht aus ihren bregbaulichen Ursprüngen her eine jahrzehntelange Kooperation, die durch den Studiengang eine Erweiterung erfahren hat. Die Clausthaler und Krakauer Studenten wechseln mindestens für ein Jahr an



Großer Empfang: Europaminister Wolfgang Senff (Mitte) eingeleitet von Rektor Prof. Dr. Ernst Schaumann (l.) und Regierungspräsident Dr. Axel Saipa (r.). Rechts hinter Saipa Hausherr Prof. Dr. Peter Dietz. Foto: Meier-Cortés

ein Partner und die Grenze fallen. Daher müsse man im Vorfeld junge Menschen hierher holen. „Wer seine Ausbildung hier absolviert hat, ist in seiner Heimat der beste Fürsprecher für Deutschland. Die Unterstützung ist keine milde Gabe, sondern gut investiertes Geld“, stellte der Minister fest.

Von Goltz und Dietz geschilderten „bürokratischen Hürden“ bei der EU will er sich ebenfalls annähern, wie er auch seine Gesprächspartner aufforderte: „Wenn in Einzelfällen Probleme mit Studierenden aus Partnergebieten Niedersachsens auftauchen, melden Sie sich. Da kann man

Gut investiertes Geld

Man müsse die Entwicklung in Europa sehen, so Senff. In über-schaubarem Zeitraum werde Polen

unbürokratisch was tun.“ Die Bundesrepublik aber auch Niedersachsen hätten ein Interesse daran, die Internationalität zu fördern. Das sei notwendig in einer modernen Welt.

Sonst keine Chance

Seinen Eindruck über die internationalen Kontakte und Aktivitäten des IMW und der TU fasste Senff zusammen: „Was Sie hier machen, ist originär europäisch.“ Es sei dringend erforderlich, in die Ausbildung eine internationale Komponente einzubringen, sonst habe man auf dem Weltmarkt keine Chance. Hätte

Prototypen schnell aus Metallpulver fertigen

Institut für Maschinenwesen lud Industrie zu einer Informationsveranstaltung ein – Neue Möglichkeiten der Bauteile und Werkzeugherstellung

CLAUSTHAL-ZELLERFELD. Professor Dr.-Ing. Norbert Müller und seine Mitarbeiter im Institut für Maschinenwesen luden die mittelständische Industrie der Region erneut zu einer Informationsveranstaltung zum Thema „Rapid Prototyping“ und „Rapid Tooling“ ein.

Was verbirgt sich hinter diesen englischen Fachbegriffen? Unter dem Druck der internationalen Konkurrenz sieht sich die Industrie zu immer kürzeren Produktentwicklungszeiten genötigt. Die schnelle Fertigung von Prototypen und Werkzeugen beschleunigt die Entwicklungszeiten und spart Kosten.

Schicht für Schicht

Metallische Prototypen können heute auch aus Metallpulvern hergestellt werden. Dazu werden die Metallpartikel schichtweise durch einen Laser verschmolzen. Das Werkstück wird so Schicht für Schicht aufgebaut. Dadurch sind auch neuartige Bauteilformen mög-



Industrievetreter im Gespräch mit Wissenschaftlern (2.v.l.): Prof. Dr.-Ing. Volker Wesling, Prof. Dr.-Ing. Norbert Müller und Dipl.-Ing. Detlef Trenke.

lich. Auf gleichem Weg können auch Werkzeuge hergestellt werden.

Am Institut für Maschinenwesen werden bei Professor Müller und

für die Industrie gefertigt und dabei auftretende Probleme wissenschaftlich analysiert.

Professor Müller stellte die jüngsten Arbeiten und das Potenzial des Instituts für Maschinenwesen auf diesem Gebiet vor.

Am Institut für Schweißtechnik und Trennende Fertigungsverfahren wurden von Prof. Dr.-Ing. Volker Wesling und seinen Mitarbeitern im Auftrag der BMW-Werke derartige Prototypen auf ihre Werkstoffeigenschaften hin untersucht. „Da solche Prototypen auf Grund ihres Herstellungsverfahrens immer Restporositäten aufweisen, unterscheiden sie sich deutlich von schmelzmetallurgisch hergestellten. Für dynamische Belastungen sind sie noch nicht geeignet und werden dies auch in den kommenden 20 bis 30 Jahren nicht sein“, berichtete Professor Wesling. Sollten sie aber unter einer Druckbelastung eingesetzt werden, seien sie sehr wohl mit dem Eigenschaftsprofil konventionell hergestellter Prototypen vergleichbar.

Gegossene Eierkartons

Die neue Produktionsweise ist ein Papierspritzgießverfahren. Hierbei wird aus einer Papiersuspension der Faseranteil in eine Form gepresst, wobei diese auf dem Weg des „Rapid Tooling“ hergestellt wird.

Das fertige Produkt, beispielsweise die Verpackung von Eiern, ist gewissermaßen der „Filterkuchen“, der entsteht, wenn die Papiersuspension durch die Form gepresst wird.

Die Clausthaler Institute sind für die Industrie auch auf diesem Gebiet tätig. Zukünftig soll alle zwei Jahre eine Informationsveranstaltung zum Thema „Rapid Prototyping“ und „Rapid Tooling“ stattfinden, kündigte Professor Müller zum Abschluss an.

TU Clausthal: Wieder mehr Studenten

CLAUSTHAL-ZELLERFELD. Mitten in die Krisengespräche in der von drastischen Sparplänen bedrohten TU Clausthal kommt jetzt eine positive Nachricht: Zum soeben begonnenen Wintersemester 2003/2004 haben sich so viele junge Leute eingeschrieben, dass die Hochschule wieder auf eine Gesamtzahl von 3000 Studierenden zusteuert.

„Mit 450 Neueinschreibungen am 15. Oktober hat die Technische Universität Clausthal einen nennenswerten Zuwachs an neuen Studenten zu verzeichnen“, teilte gestern Vizepräsident Dr. Peter Kickartz der GZ mit. Da das Immatrikulationsverfahren noch nicht abgeschlossen und mit etwa 50 weiteren Anmeldungen zu rechnen sei, könne man davon ausgehen, dass die Zahl der Einschreibungen über das gesamte Jahr rund 800 betragen werde. Im Vorjahr waren es dagegen nur 600 gewesen. Die erfreuliche Entwicklung bestätigt nach Auffassung von Dr. Kickartz die „Akzentsetzungen“ bei der Neugestaltung der Studiengänge an der TU Clausthal.

Mit den kritischen Sparplänen der Landesregierung wird sich der Hochschulesenat in einer Sondersitzung am heutigen Donnerstag befassen. Das TU-Präsidium kämpft derzeit darum, den überproportional hohen Druck zur Stelleneinsparung zu reduzieren, um die Harzer Uni für die nahe Zukunft noch manövrierfähig zu halten (weiterer Bericht folgt). oh

Trends bei den Studiengängen

Nach Ablauf der Einschreibungsfrist am 15. Oktober haben sich einige Trends bei den Studiengängen an der TU Clausthal herauskristallisiert.

Besonders deutlich zugelegt haben laut Übersicht

- **Wirtschaftsinformatik** mit 54 Neuzugängen gegenüber 35 im WS 2002/2003 (Vorjahreszahlen folgend in Klammern),
- **Wirtschaftsingenieurwesen** mit 45 (26),
- **Chemie** mit 32 (16),
- **Informationstechnik** mit 17 (9)
- **Physik/Physikal. Technologien** mit 16 (8) Einschreibungen.

„Die anderen Studiengänge sind stabil geblieben“, bilanziert das TU-Präsidium, namentlich der **Maschinenbau**, der mit 81 (78) neuen Köpfen stärkster Studiengang bleibt. Bei der **Informatik** hätten sich mit bislang 37 Neueinschreibungen „die Verhältnisse normalisiert“.

Internationalisierung des Studiums

Schäfer, G.

Das Hochschulbildungssystem ist nicht zur Zementierung des Elfenbeinturms bestimmt, sondern ist verantwortlich für die Ausbildung von Fachkräften die einen volkswirtschaftlichen Beitrag leisten. Die Randbedingung zunehmender Internationalisierung darf dabei nicht übersehen werden.

The higher education system is in charge of the education of specialists supporting the strength of national economics incorporating internationalisation.

1 Einleitung

Die Internationalisierung des Studiums ist die logische Konsequenz der Entwicklung des Ingenieur-Arbeitsfeldes. Dieser Einsicht folgend, gibt es verschiedene Ansätze zur Internationalisierung des Studiums.

An erster Stelle stehen die schon seit vielen Jahren an der TU Clausthal besonders intensiv gepflegten Hochschulkooperationen und Austauschprogramme auf der Basis der europäischen Förderprogramme SOKRATES und ERASMUS. Die TU Clausthal liegt als Ergebnis dieser Aktivitäten mit gut $\frac{1}{4}$ ausländischen Studierenden an einer der Spitzenpositionen in Deutschland.

An zweiter Stelle der Internationalisierungsstrategien steht die Einführung international vergleichbarer Studienabschlüsse nach dem Bachelor/Master-System. Dieser spätestens im Jahre 2007 abgeschlossene Umbau der Studiengänge führt einen vorgelagerten berufsqualifizierenden Abschluss (Bachelor) ein und steigert mit dem Masterstudium die Attraktivität der deutschen Hochschulen für ausländische Studierende. Ebenso wird es natürlich auch den deutschen Studierenden erleichtert nach dem Bachelor ein Masterstudium im Ausland zu absolvieren.

An dritter Stelle ist die grundsätzliche Modularisierung des Studiums, egal ob Diplom- oder Bachelor/Master-Studium, derzeit im Rahmen eines BLK (Bund-Länder-Kommission) Projektes in der Evaluierung. An diesem Projekt ist das Institut für Maschinenwesen (**Bild 1**) stellvertretend für die TU Clausthal beteiligt. Der Grundgedanke dabei ist, dass die Studierenden sich an einer Heimathochschule einschreiben, diese Hochschule ist verant-

wortlich für den Studiengang und vergibt am Ende das Abschlusszeugnis. Mehr oder weniger große Anteile des Studiums, genauer Module, können dabei aber an anderen Hochschulen absolviert werden. Module stellen dabei Lerneinheiten von 8 ± 2 Semesterwochenstunden dar, die sich maximal über zwei Semester erstrecken sollen. Diese Modularisierung ist auch zwingend für die neuen Bachelor/Masterstudiengänge. Das Ziel ist es, den Studierenden die Möglichkeit einer eigenen Profilbildung im Studium zu ermöglichen und dies in Kombination mit dem Angebot ausländischer Hochschulen. Mit diesem System wird eine eigenverantwortliche Internationalisierungstiefe im Studium möglich.



Bild 1: Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal

An vierter Stelle, ohne damit eine Reihung vornehmen zu wollen, sind die vom DAAD (Deutscher Akademischer Austauschdienst) initiierten Doppel-diplom-Studiengänge zu sehen. Die TU Clausthal verfügt derzeit über drei aktiv laufende Doppeldiplom-Kooperationen, in der Werkstoffkunde mit der Université de Metz (Frankreich) und im Maschinenbau mit der AGH Krakau (Polen) (**Bild 2**) und der Universidad de Oviedo (Spanien). Diese Art der Internationalisierung basiert zunächst auf den klassischen Diplomstudiengängen und ist auf das Studium an zwei kooperierenden Hochschulen begrenzt. Für die Studierenden existiert ein festgelegter Studienplan, vergleichbar mit den Studienplänen der nationalen Diplomstudiengänge. Nach dem sechsten Semester ist der Wechsel von der Heimathochschule an die Gasthochschule vorgesehen. Die folgenden vier Semester bis zur Regel-

studienzeit werden an der aufnehmenden Hochschule mit der Diplomarbeit abgeschlossen, die jeweils von einem Hochschullehrer der Heimathochschule und einem der Gasthochschule betreut wird.



Bild 2: AGH Krakau (Polen)

Anlässlich des regelmäßig stattfindenden Arbeitstreffens in Krakau wurde im Herbst 2003 vom Verfasser die Gelegenheit genutzt zwei weitere Hochschulen, die bereits Beziehungen zur TU Clausthal pflegen, zu besuchen und das Doppeldiplom-Programm vorzustellen.

2 Die Doppeldiplom-Studiengänge

In diesem Aufsatz wird der Studiengang Werkstofftechnik nicht genauer beschrieben, da es sich nicht um ein Angebot aus dem Fachbereich Maschinenbau, Verfahrenstechnik & Chemie (MVC) handelt. Das Doppeldiplom-Studienprogramm Maschinenbau mit der AGH Krakau stellt das erste Doppeldiplom-Angebot des Fachbereichs MVC der TU Clausthal dar. Es läuft inzwischen im dritten Jahr und die ersten Absolventen haben inzwischen ihren Abschluss erreicht. Die Studierenden erhalten in diesem Fall von beiden Hochschulen ein Diplomezeugnis und zusätzlich eine Bescheinigung über die Teilnahme am Doppeldiplom-Studienprogramm sowie das Diploma-Supplement. Im Diploma-Supplement sind die gesamten Studienleistungen mit kurzen inhaltlichen Erläuterungen dargestellt. Das Diploma-Supplement wird zukünftig auch bei den normalen Masterabschlüssen zur Masterurkunde hinzugefügt. Es dient grundsätzlich zur besseren fachlichen Einschätzung des erreichten Stu-

dienabschlusses und wird international schon häufig angewendet. Das Studienprogramm für das Fach Maschinenbau ist in **Bild 3** dargestellt. Das Doppeldiplomstudium kann an beiden Hochschulen begonnen werden, sodass die Entscheidung für dieses Studienangebot, abgesehen von den sprachlichen Vorbereitungskursen erst im fünften oder sechsten Semester getroffen werden muss.

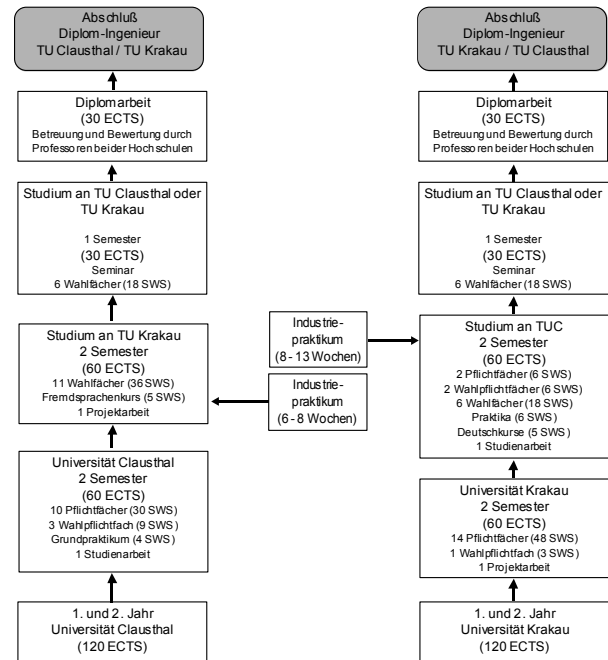


Bild 3: Studienpläne Krakau/Clausthal

Die Anrechnung der Studienleistungen erfolgt grundsätzlich nach dem ECTS-System (European Credit Transfer System). Dieses Umwertungssystem für die einzelnen Studienleistungen beschreibt den Umfang der Studienleistung und ist von allen teilnehmenden Hochschulen anerkannt.

2.1 Fachliche Erweiterung

Die an den beiden beteiligten Hochschulen bisher gemachten überaus positiven Erfahrungen mit diesem Doppeldiplomprogramm, haben die Verantwortlichen veranlasst eine fachliche Ausweitung dieses Programms vorzubereiten. Entsprechende „Memorandum of Understanding“ wurden im Herbst 2003 unterzeichnet. Zusätzlich zu dem bereits etablierten Maschinenbau mit seinen beiden Vertiefungsrichtungen „Konstruktion, Fertigung und Betrieb“ sowie „Elektrotechnik und Systemautomatisierung“ werden zum nächsten Wintersemester die Studiengänge „Verfahrenstechnik“ und „Energiesystemtechnik“ angeboten. Großes Interesse bei diesen Diskussionen erweckt auch der Studiengang „Informationstechnik“. Die Erweiterung auf diese Studiengänge wird aufgrund der ähnlichen fachli-

chen Struktur der beiden beteiligten Hochschulen mit geringem Aufwand möglich sein. Dabei ist die Komponente der besonderen fachlichen Vertiefung, so wie sie der Modularisierungsansatz (s. o.) verfolgt, durch die differenzierten Lehrangebote im Hauptstudium an den beiden Hochschulen gegeben. Als wesentlicher Modul des bisherigen Doppeldiplom-Ansatzes im Maschinenbau ist neben den universitären Studienleistungen das charakteristisch umfangreiche Industriepraktikum in Deutschland zu nennen. Speziell dieses Anwendungspraktikum soll bei den zusätzlichen Studienrichtungen unbedingt beibehalten werden. Die Studierenden haben dadurch einen sehr intensiven Kontakt zu den Arbeitsverhältnissen im Gastland.

2.2 Lokale Erweiterung

2.2.1 Polen

Die Technische Universität Clausthal pflegt, wie bereits eingangs erwähnt, umfangreiche Hochschulkontakte im Ausland. Speziell in Polen bestehen neben der Kooperation mit der AGH Krakau auch Austauschabkommen mit der „Silesian University of Technology“ in Gliwice (Gleiwitz, **Bild 4**) und der „Wroclaw University of Technology“ in Wroclaw (Breslau, **Bild 5**).



Bild 4: Politechnika Slaska, Gliwice

Von den zwölf in Gliwice vorhandenen Faculties, entsprechend den Fachbereiche in Clausthal, werden zunächst die drei „Faculty of Mechanical Engineering“, „Faculty of Energy and Environmental Engineering“ und „Faculty of Electrical Engineering“ in die Vorbereitung der Doppeldiplom-Angebote eingebunden. In Gliwice wurde darüber hinaus der Anstoß zu einem gemeinsamen Doppeldiplom-Rahmenvertrag von drei polnischen Hochschulen gegeben. Dieser Vorschlag wurde sowohl in Krakau als auch in Wroclaw positiv aufgenommen. Entgegen der in Deutschland bei den Bundesländern liegenden Verantwortung in Bildungsfragen bestehen in Polen zentrale Vorgaben. Dieser Umstand erleichtert die geplanten Entwicklungen einschließlich des Rahmenvertrages.

Von den zehn in Wroclaw vorhandenen Faculties werden zunächst die drei „Faculty of Mechanical and Power Engineering“, „Faculty of Mechanical Engineering“ und „Faculty of Electrical Engineering“ in die Vorbereitung der Doppeldiplom-Angebote eingebunden.



Bild 5: Politechnika Wroclawska, Wroclaw

Diese drei Faculties decken folgende Spezialisierungsbereiche ab:

- Refrigerating and cryogenic engineering
- Exploitation of devices and power systems
- Thermal power engineering
- Apparatuses for processes
- Ecology in power production
- Machanics and Machine Design
- Materials engineering
- Automation and Robotics in process and manufacturing systems and biomedical eng.
- Management in manufacturing engineering
- Control engineering and automation
- Electrical power systems
- Industrial and municipal el. power engineering
- Electrical drives and machines

Mit diesem polnischen Netzwerk aus den drei Hochschulstandorten wird in Verbindung mit Clausthal die Idee der flexiblen fachlichen Spezialisierung im gesamten Bereich des Maschinenbaus, der Verfahrenstechnik und der Energiesystemtechnik auf internationaler Ebene in vorbildlicher Weise möglich.

2.2.2 Spanien

Parallel zu der in Polen betriebenen Ausweitung der Doppeldiplomaktivitäten wird derzeit an einem Model für die Doppeldiplomierung zwischen

Clausthal und Oviedo/Gijon (**Bild 6**) oder Valencia (jeweils Spanien) gearbeitet.



Bild 6: Universidad de Oviedo, Campus Gijón

Die Erstellung des Curriculums für diesen deutsch-spanischen Doppeldiplom-Studiengang sieht neben dem bereits bewährten Wechsel nach dem sechsten Semester einen Sprach- und Projektarbeitsaufenthalt an der Gasthochschule im Vorfeld des Studienortwechsels zwischen dem zweiten und sechsten Semester vor. Dabei sollen binationale Lernteams gebildet werden, was das gegenseitige Verstehen und gemeinsame Bearbeiten von Projektstudien erleichtert. Als weitere integrierende Maßnahme dieser Sommer-Vorkurse sollen ausgewählte Lehrveranstaltungen doppelt, jeweils in Deutsch und Spanisch, angeboten werden, die auch einen ausgeprägten praktischen Übungsteil enthalten. Die Erstellung des gemeinsamen Curriculums zwischen Clausthal und Oviedo/Gijón soll nach dem ersten Entwurf im Dezember 2003 bis Ende Januar einen Stand erreicht haben, der die parallele Diskussion mit der Hochschule in Valencia erlaubt, um bis März/April 2004 eine vertragsreife Beschreibung des deutsch/spanischen Doppeldiplom-Studiengangs mit beiden Partnerhochschulen abgestimmt zu haben. Auf dieser Basis könnten im Sommersemester die noch fehlenden organisatorischen Maßnahmen getroffen werden und die ersten Studierenden zum Wintersemester 2004/05 in diesem Programm starten. Das Interesse der Studierenden ist auf beiden Seiten bereits sehr groß, was nicht zuletzt durch die bereits seit Jahren angebotenen intensiven Sprachkurse an den Partnerhochschulen gefördert wird.

2.2.3 Ägypten

Der historisch weltoffene Blickwinkel der Technischen Universität Clausthal -unsere Bekanntheit wächst mit der Entfernung- eröffnete im Sommer 2003 dann auch die ersten konkreten Diskussionen über einen Doppeldiplom-Abschluss über die Grenzen Europas hinaus. Als Ergebnis davon soll im Verlauf des Jahres 2004 ein Studienprogramm im Bereich des Maschinenbaus und der Werkstofftechnik mit der Ain Shams Universität in Kairo (**Bild 7**) ausgearbeitet werden, das auf den Studienangeboten in Kairo und unseren Ergänzungsstudiengängen basiert.

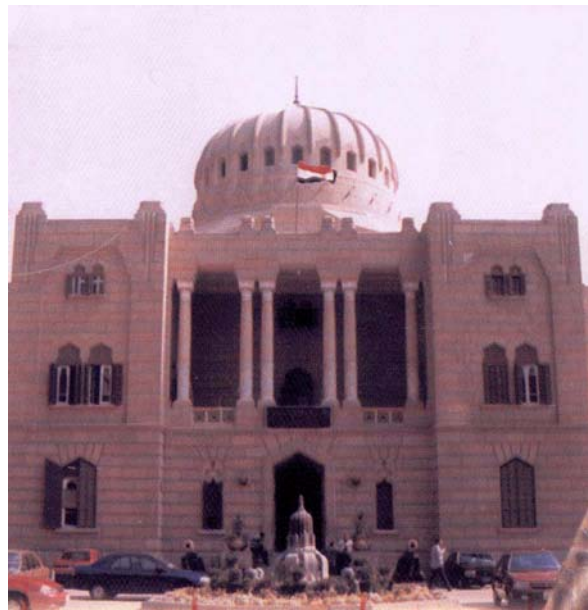


Bild 7: Ain Shams University, Kairo Ägypten

3 Ausblick

Die TU Clausthal hat sich einer weiteren Internationalisierung der Studienmöglichkeiten langfristig verschrieben. Dieser Zielsetzung folgend wurde in den letzten Tagen auch schon ein Gespräch mit Vertretern der mexikanischen Hochschulen in Mexiko City und Guadalajara geführt. Neben all diesen bereits in den unterschiedlichen Konkretisierungsstufen laufenden Doppeldiplom-Programmen wurde vor einigen Wochen die Idee der Deutsch-Französischen-Hochschule aufgegriffen und ein trinationales Hochschulnetzwerk zwischen der Hochschule in Le Mans (Frankreich) und der AGH Krakau sowie der TU Clausthal konzipiert. Das Ziel dieser Aktivität ist die Einführung trinationaler Studiengänge. Mit dem erarbeiteten Konzept hat die TU Clausthal sich für den Studienbereich Maschinenbau/Werkstofftechnik an einer ersten Ausschreibung beteiligt. Das Ergebnis der Evaluation stand bei Drucklegen leider noch nicht fest.

Das Problem der inneren Kräfte in den Zugbändern der Tragkonstruktion des Schachtfördergefäßes

Dzik, S.; Wolny, S.; Siemieniec, A.

In dieser Abhandlung werden die Analyse des Einflusses von den die Konstruktion des Schachtfördergefäßes dehrenden Kräften sowie die Analyse der Wechselwirkungen des Schachtfördergefäßes und des Einstrichs auf den Wert der inneren Kräfte durchgeführt. Außerdem werden die auf experimentellem Wege mit Hilfe von tensometrischen Messungen am realen Objekt ermittelten Kräfte mit den Werten, die analytisch für das in der Abhandlung vorgeschlagene Berechnungsmodell ermittelt werden, verglichen.

In the paper is presented the analysis of the effect of forces tensioning the hoist stricture and the influence of mutual reaction between the hoist and the shaft structure on the values of internal forces in tension members. The values of forces determined in experiment by strain gauge measurement in the real object were compared with analytical values resulting from the calculation model proposed in the paper.

1 Analyse der Wechselwirkungen zwischen Schachtfördergefäß und Einstrich

Bild 1 zeigt das Modell des analysierten Schachtfördergefäßes, welches die die Konstruktion dehrende Kraft berücksichtigt. Diese Kraft resultiert aus dem Gewicht der Ausgleichsseile, welches um das Gewicht des unteren Rahmens für Schnitt I-I und um das Gewicht des Korbes des Schachtfördergefäßes und der Zugbänder für Schnitt II-II vergrößert wird. Der Wert der Durchbiegung im Inneren dieser Konstruktion bei der Berücksichtigung der Seitenbelastung und der erwähnten Dehnungskraft beträgt [2]:

$$y_s = \frac{y_p}{\frac{SH^2}{2EJ\pi^2} + 1} \quad (1)$$

mit: y_p Durchbiegung aus der Seitenbelastung des dargestellten Berechnungsmodells,

H Abstand zwischen Führungsschuhen (H_x , H_y – entsprechend in die Richtung einer geringeren und größeren Steifigkeit),

EJ Biegefestigkeit der Zugbänder (EJ_x , EJ_y – entsprechend der Achse x und y),

S_g , S_d : Kraft, die das obere und das untere Zugband dehnt.

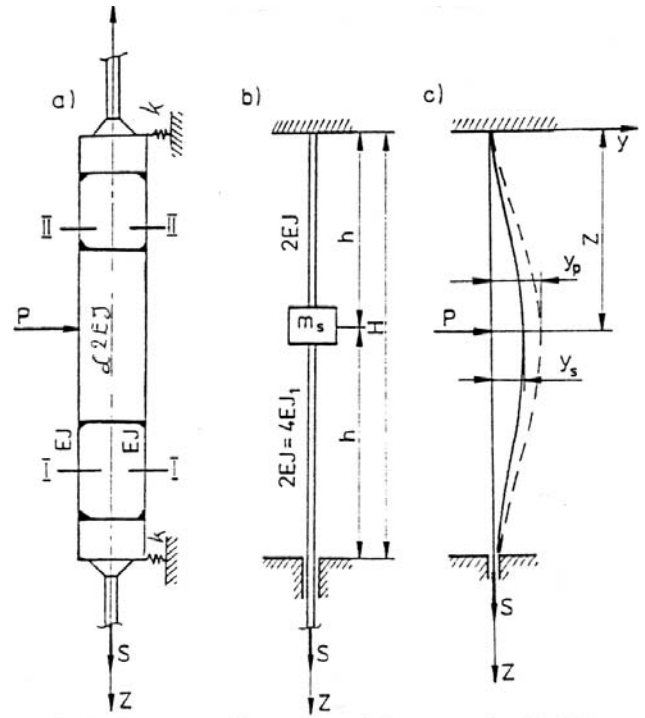


Bild 1: Schema der analysierten Konstruktion des Schachtfördergefäßes

Hingegen beträgt die durch Seitenbelastung bei der Berücksichtigung der Steifigkeit des Korbes gleich $EJ_s = \alpha EJ$ (**Bild 2**) hervorgerufene Durchbiegung im Inneren der Konstruktion des Schachtfördergefäßes:

$$y_p = \frac{pH^3}{192} \left(\frac{5}{4} - \frac{1}{4\alpha} \right) \quad (2)$$

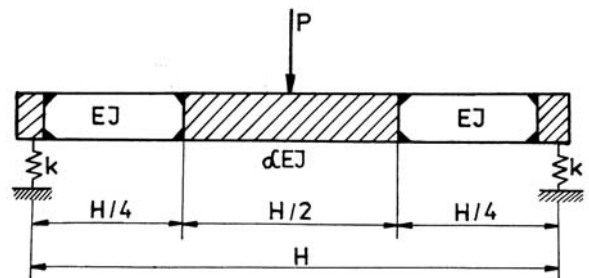


Bild 2: Schema der Konstruktion des Schachtfördergefäßes, das die Steifigkeit der Lagerung berücksichtigt. EJ – Biegesteifigkeit der Zugbänder, αEJ – Biegesteifigkeit des Korbes des Schachtfördergefäßes.

Bei der Analyse der Konstruktion eines Schachtfördergefäßes mit der Tragkraft von 30 Mg in einem der Schächte der polnischen Bergwerke (**Bild 3**) ermittelte man α_x und α_y . Die Zahlenwerte dieser Größen betragen entsprechend $\alpha_x = 5460$, $\alpha_y = 123$.

Deshalb kann man bei der Ermittlung der Durchbiegung der Schachtfördergefäßkonstruktion den Korb selbst als ein vollkommen steifes Element betrachten. Mit dieser Annahme lässt sich die Abhängigkeit (2) vereinfachen und nimmt folgende Gestalt an:

$$y_p = \frac{5}{4} \frac{PH^3}{192EJ} \quad (3)$$

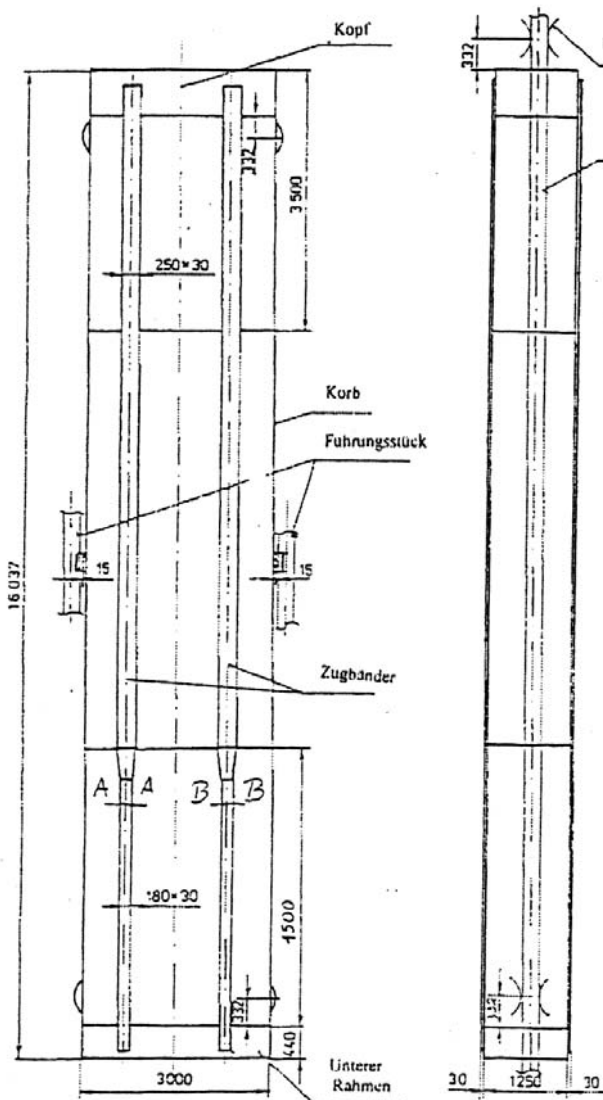


Bild 3: Das analysierte Schachtfördergefäß mit einer Tragkraft von $Q = 30$ Mg

Wenn man außerdem die Steifigkeit des Einstrichs (der Führungsschuhe und der Träger) berücksichtigt, wird die gesamte Verschiebung der Konstruktion des Schachtfördergefäßes betragen:

$$y_p = \frac{5}{192} \frac{PH^3}{4EJ} + \frac{P}{k} \quad (4)$$

Nach Einsetzen von (3) in (4) erhält man:

$$y_s = P \left(\frac{5H^3K + 768EJ}{192EJ \cdot 4k} \right) \left(\frac{2EJ\pi^2}{SH^2 + 2EJ\pi^2} \right) \quad (5)$$

Von der Abhängigkeit (5) kann man die Kraft der Wechselwirkung zwischen dem Schachtfördergefäß und dem Einstrich ermitteln. Nach entsprechenden Transformationen erhält man:

$$P = y_s \left(\frac{5H^3K + 768EJ}{192EJ \cdot 4K} \right) \left(\frac{2EJ\pi^2}{SH^2 + 2EJ\pi^2} \right) \quad (6)$$

Wenn man die Steifigkeit des Einstrichs und der Führungsschuhe ($K = \infty$) nicht berücksichtigt, dann lässt sich die Abhängigkeit (6) zu folgender Form vereinfachen:

$$P = y_s \frac{4}{5} \left(\frac{96S}{\pi^2 H} + \frac{192EJ}{H^3} \right) \left(\frac{1}{1 + \frac{768EJ}{5H^3K}} \right) \quad (7)$$

Mit der Annahme einer festen Steifigkeit der Konstruktion des Schachtfördergefäßes wird die Abhängigkeit (7) die Form

$$P = y_s \frac{4}{5} \left(\frac{96S}{\pi^2 H} + \frac{192EJ}{H^3} \right) \quad (8)$$

annehmen.

2 Berechnung der Kräfte von Seitenbelastungen des Schachtfördergefäßes nach der Berücksichtigung der Steifigkeit der Führungsschuhe

Die ermittelten Abhängigkeiten (die Formeln 6,7,8) benutzend, bestimmte man die Werte der Seitenkräfte (der Wechselwirkungen zwischen dem Schachtfördergefäß und dem Einstrich) in die Richtung einer geringeren und einer größeren Steifigkeit der Konstruktion des Schachtfördergefäßes. Die Werte dieser Kräfte für das oben genannte Schachtfördergefäß wurden in der Tabelle 2 zusammengestellt. Geometrische Parameter und die ermittelten Längsbelastungen der Konstruktion des Schachtfördergefäßes wurden in der Tabelle 1 zusammengestellt.

Tabelle 1: Geometrische Parameter und Längskräfte des Schachtfördergefäßes
Q = 30 Mg

| Schnitt | I - I | II - II |
|--------------------------------|-------|---------|
| J_x [cm ⁴] | 162 | 225 |
| J_y [cm ⁴] | 5832 | 15625 |
| H_x [cm] | 16,26 | 16,26 |
| H_y [cm] | 14,86 | 14,86 |
| K_x [10 ⁶ N/m] | 6,4 | 3,2 |
| K_y [10 ⁶ N/m] | 6,4 | 3,2 |

| S [kN] | Einfahrt | Anfang | 615,00 | 775,00 |
|--------|----------|--------|--------|---------|
| | | Ende | 70,00 | 230,00 |
| | Ausfahrt | Anfang | 70,00 | 530,00 |
| | | Ende | 615,00 | 1075,00 |

| Schnitt | Einfahrt P [kN] | | | | Ausfahrt P [kN] | | | |
|---------|-----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Anfang | | Ende | | Anfang | | Ende | |
| | P _x | P _y | P _x | P _y | P _x | P _y | P _x | P _y |
| I - I | 6,62 | 6,49 | 0,83 | 4,38 | 0,83 | 4,38 | 6,62 | 6,49 |
| II - II | 6,92 | 6,32 | 2,28 | 5,36 | 4,84 | 5,88 | 9,57 | 6,85 |

Tabelle 2: Werte der Seitenkräfte während der Ein- und Ausfahrt

Angenommen, dass die Steifigkeit der Konstruktion des Schachtfördergefäßes fest und gleich der Steifigkeit des Korbs ist, ermittelt man die Werte der Seitenkräfte auf dem Niveau von 80% der oben ermittelten.

3 Innere Kräfte in den Zugbändern

Für die Ermittlung der inneren Kräfte in den Zugbändern der Konstruktion des Schachtfördergefäßes in den Schnitten I- I und II - II (Bild 1) wurde das Rahmenschema des analysierten Systems angenommen, in dem vorausgesetzt wurde, dass die Steifigkeit des Korbs viel größer als die Steifigkeit der Zugbänder ist. Bei dieser Voraussetzung wurde die Konstruktion des Schachtfördergefäßes durch deren Berechnungsmodell wie auf **Bild 4** [4] ersetzt.

Da es nötig ist, die Maximalwerte der Kräfte in den Zugbändern zu ermitteln, wurde auf diesem Bild eine Hälfte der Konstruktion dargestellt.

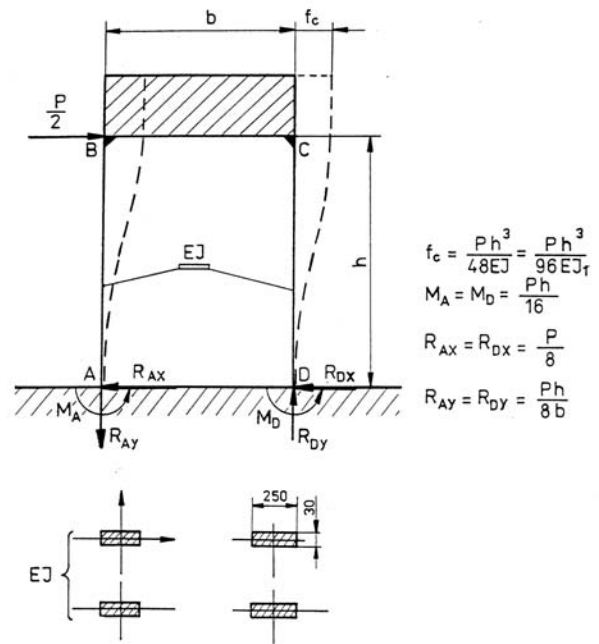


Bild 4. Das zur Analyse angenommene Rahmenmodell des Schachtfördergefäßes. f_c =Durchbiegung des Mittelpunkts des Schachtfördergefäßes mit Tragkraft; $M_{A,D}$ – Momente in Befestigungen, $R_{A,D}$ – Reaktionskräfte.

Die Querkräfte in den Zugbändern bilden 1/8 des Wertes der Kraft P. Die ermittelten Werte der Momente in diesen Zugbändern sind gleich:

$$M = \frac{P \cdot h}{16} \tag{9}$$

- P – die Kraft der Wechselwirkung zwischen dem Schachtfördergefäß und dem Einstrich, die entsprechend angenommen wird;
- P_x – in die Richtung einer geringeren Steifigkeit,
- P_y – in die Richtung einer größeren Steifigkeit,
- h – die Länge der Zugbänder, entsprechend: h_g des oberen Teils, h_d – des unteren Teils.

Das System der inneren Kräfte in den Zugbändern umfasst die normale Kraft S, statische Kräfte T_x und T_y sowie Biegemomente M_x und M_y. Diese Kräfte wurden auf **Bild 5** dargestellt.

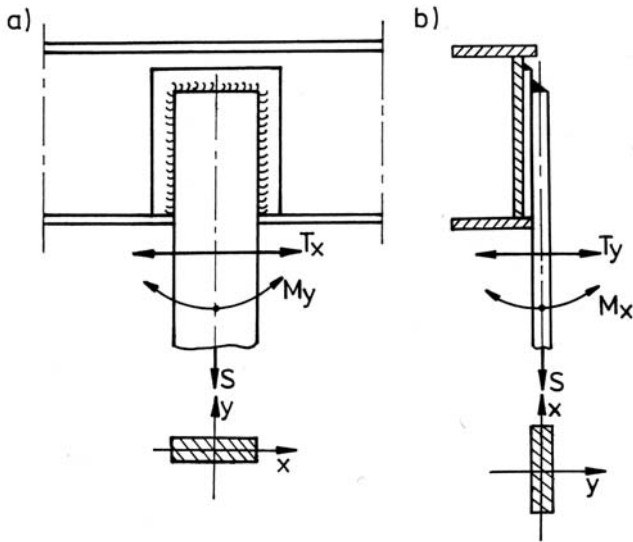


Bild. 5 Innere Kräfte im Schnitt des Zugbands des Schachtfördergefäßes mit einer Tragkraft von $Q = 30 \text{ Mg}$

Hingegen wurden die Werte der Kräfte für das früher genannte Schachtfördergefäß mit Tragkraft von $Q = 30 \text{ Mg}$ in der **Tabelle 3** zusammengestellt.

| Schnitt | Innere Kraft | Einfahrt (Anfang) | Ausfahrt (Ende) |
|----------------------------------|--------------|----------------------|--------------------|
| I – I $h_d = 4,5$ | S [kN] | 615 | 615 |
| | T_x [kN] | 0,83 | 0,83 |
| | T_y [kN] | 0,84 | 0,81 |
| | M_x [kNm] | 1,86 | 1,86 |
| | M_y [kNm] | 1,82 | 1,82 |
| II – II $h_g = 3,5 \text{ m}$ | S [kN] | 775 | 1075 |
| | T_x [kN] | 0,87 | 1,20 |
| | T_y [kN] | 0,79 | 0,86 |
| | M_x [kNm] | 1,51 | 2,09 |
| | M_y [kNm] | 1,38 | 1,50 |

Tabelle 3: Innere Kräfte in den Zugbändern des Schachtfördergefäßes mit einer Tragkraft von $Q = 30 \text{ Mg}$

4 Berechnungswerte der Spannungen in den Zugbändern im Lichte des durchgeführten Experiments.

Während der Messungen, die am realen Objekt [1, 5] durchgeführt wurden, wurden tensometrische Messungen der Verformungen in den Zugbändern durchgeführt. Die Sensoren wurden in so befestigt,

dass ermöglicht wurde, die Spannungen zu ermitteln, die von in den Zugbändern auftretenden Momenten kommen. Die Werte der Spannungen, die auf experimentellem Wege ermittelt und mittels des vorgeschlagenen Modells des Schachtfördergefäßes berechnet wurden, sind in **Tabelle 4** zusammengestellt.

| Schnitt | Spannungen σ [MPa] | | | |
|-----------|---------------------------|----------|----------------|----------|
| | Berechnungsspannungen | | Messspannungen | |
| | Einfahrt | Ausfahrt | Einfahrt | Ausfahrt |
| I-I | | | | |
| p.7-7`x-x | 26 | 42 | 34,4 | 34,4 |
| p.8-8` | 18 | 26 | | |
| p.6-6`y-y | 16 | 22 | 5,6 | 5,6 |
| II II | | | | |
| x-x | 16 | 32 | 20,2 | 27,9 |
| p.1 | | | | |
| y-y | - | - | 2,2 | 2,4 |

Tabelle 4: Werte der Berechnungs- und Messspannungen von der Biegung der Zugbänder

Die Analyse der Spannungen, die mittels der theoretischen Überlegungen und des Experiments am realen Objekt ermittelt wurden, zeigt, dass sie in den meisten Fällen miteinander übereinstimmen. Die wesentlichen Unterschiede – in den anderen Fällen – sind eine Folge der Vereinfachung, die in die Struktur des Modells eingeführt wurde.

Um diese Ungenauigkeiten zu beseitigen, müsste man eine theoretische Analyse durchführen, die die vernachlässigten Elemente des Einstrichs berücksichtigt.

5 Zusammenfassung

Die oben dargestellten Überlegungen lassen feststellen, dass das vorgeschlagene Berechnungsmodell der Konstruktion des Schachtfördergefäßes eine gute Annäherung des realen Objekts ist, der für praktische Zwecke mit einer guten Genauigkeit die Werte der inneren Kräfte in den Zugbändern ermitteln lässt. Die Unterschiede zwischen den mittels der theoretischen Analyse ermittelten Werten der Kräfte und den Ergebnissen des Experiments in den dargestellten Schnitten der Konstruktion (Tabelle 4) sind auf die Vereinfachungen in der Modellstruktur zurückzuführen. Dieses Problem bildet zur Zeit den Gegenstand der Untersuchungen der Autoren.

Literatur

- [1] Cichociński A., Dzik S., Wolny S.: Experimentelle Untersuchungen des Spannungszustands in den ausgewählten Tragelementen (Zugbändern) der Konstruktion des Schachtfördergefäßes. Das XIX Symposium experimenteller Mechanik des Festkörpers. Warszawa 2000
- [2] Dzik s., Wolny S., Siemieniec A.: Berechnungsmodell der Konstruktion des Schachtfördergefäßes im Lichte der Häufigkeit von Eigenschwingungen, die auf experimentellem Wege und mittels der Berechnungen ermittelt wurden. Institut Maschinenwesen, Mitteilung Nr. 27, TU Clausthal 2002.
- [3] Wolny S., Dzik S., Cichociński: Kriterien der Beurteilung der Tragkonstruktion der Schachtfördergefäße in der Hinsicht der Verlängerung deren sicheren Arbeit. Institut der Materialfestigkeit und der Konstruktion. Teil 2. AGH Kraków 2000.
- [4] Dzik S., Wolny S.: Das Problem der Wechselwirkung des Schachtfördergefäßes und des Einstrichs im Lichte des durchgeführten Experiments. Das XX Symposium der experimentellen Mechanik des Körpers. Polanica Zdrój 2002.
- [5] Płachno M., Rosner Z.: Möglichkeiten der frühen Aufdeckung der Ermüdungsprozesse in den Zugbändern der Schachtfördergefäße. Arbeitssicherheit und Umweltschutz im Bergbau. Monatszeitschrift WUG. Sonderausgabe. Katowice 1997

Die Analyse der Gesetzmäßigkeiten der aerodynamischen Lärmerzeugung von Flugzeugen

Tepnadse, S. A.; Betaneli, A. J; Apchaidse, A. A.

1 Einleitung

P. Dietz und F. Gummersbach haben in Ihrer grundlegenden Monographie /1/ auf folgendes hingewiesen.

Bei der Entwicklung von Produkten muss der Konstrukteur ständig und in allen Konstruktionsphasen Entscheidungen mit dem Ziel treffen, die gegebenen Produkthanforderungen zu erfüllen. Maschinenakustische Aspekte bleiben dabei, wie die Praxis zeigt, oft unbeachtet, da der Konstrukteur keinen einfachen Zugriff auf das relativ komplexe maschinenakustische Wissen hat. Die Minimierung der Geräuscentwicklung stellt in der Regel keine Hauptforderung dar, die eine hohe Aufmerksamkeit erfährt, sondern ist eine - wenngleich immer bedeutendere - Nebenforderung. Dies hat zur Folge, dass eine mögliche Lärmproblematik erst in späten Phasen des Konstruktionsprozesses oder sogar erst bei Einführung des Produkts zutage tritt. Stellt sich beispielsweise beim Prototyp heraus, dass ein Produkt die maschinenakustischen Anforderungen von Seiten des Gesetzgebers oder des Marktes nicht erfüllt, so sind zeit- und kostenintensive Nachbesserungen nicht zu vermeiden. Oft sind dann nur noch Isolations- und Kapselungsmaßnahmen möglich, obwohl die Wahl einer anderen Funktionsweise oder auch nur die Auslegung auf einen anderen Betriebspunkt wesentlich effektivere und einfachere Maßnahmen zur Geräuschminderung bilden können. In der Monographie /1/ ist die prinzipielle Vorgehensweise zur Konstruktion lärmärmer Produkte beschrieben. Ausgehend von den Anforderungen eines Konstruktionsobjektes kann nach der Erstellung eines Konzeptes bzw. bei Bestehen einer Maschine ein Schallflussmodell erstellt werden. Zur zielgerichteten Unterstützung des Konstrukteurs ist die Bereitstellung maschinenakustischer Lärminderungsmaßnahmen in Form von Konstruktionsbeispielen ein sehr probates Mittel, da es dem Konstrukteur direkt Lärminderungsmaßnahmen präsentiert /1/ Als ein gutes Beispiel für lärmarmes konstruieren ist in der Monographie /1/ ein Mantelstromtriebwerk beschrieben. Bei modernen Strahltriebwerken hat sich das Mantelstromtriebwerk durchgesetzt, bei dem neben

einer Verringerung der Geräuscentstehung gleichzeitig auch der Wirkungsgrad erhöht werden konnte. Bei der Triebwerksform ohne Bypass strömt die Luft durch das Triebwerk und wird nach der Verbrennung als Freistrahel wieder ausgestoßen. Dabei kommt es zu einer typischen Geräuschanregung eines Freistrahls, indem der heiße Abgasstrahl mit hoher Geschwindigkeit auf die ruhige Umgebungsluft auftrifft, was zur Ausbildung eines Potentialkerns und einer dahinterliegenden Vermischungszone führt.

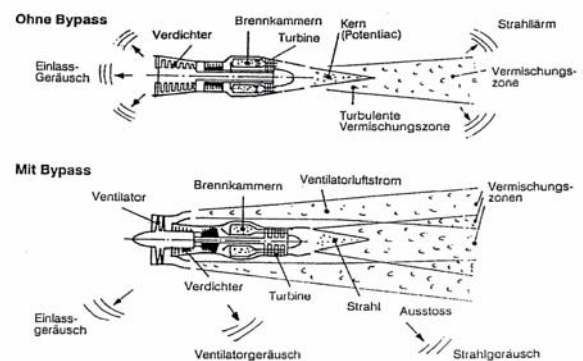


Bild 1: Strahltriebwerk mit und ohne Bypass

Durch eine konstruktive Umgestaltung der Luftführung wird nur ein Teil der Luft durch das eigentliche Triebwerk geleitet, der wie bei dem Triebwerk ohne Bypass einen Freistrahel ausbildet. Der andere Teil des Luftstroms (Mantelstrom genannt) wird am äußeren Triebwerksmantel vorbeigeführt und umhüllt den Freistrahel, **Bild 1** unten. Der außen vorbeigeführte Luftstrom weist dabei eine kleinere Strömungsgeschwindigkeit auf, was zu einer herabgesetzten Geschwindigkeitsdifferenz der Luftströme (zwischen Mantelstrom und Außenluft sowie zwischen Freistrahel und Mantelstrom) führt. Dadurch wird die Wirbelbildung vermindert, welche mittels eines hohen Nebenstromverhältnisses noch weiter reduziert werden kann. Moderne Triebwerke weisen ein Nebenstromverhältnis von mindestens 1:5 auf (**Bild 2**).

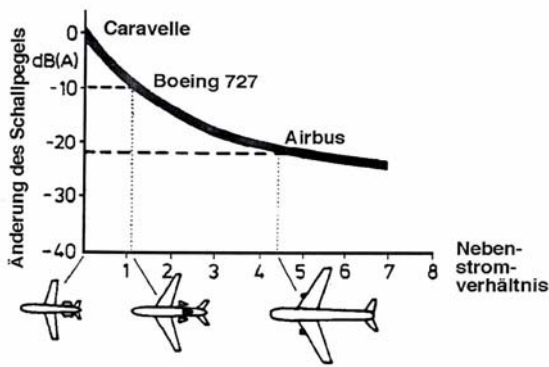


Bild 2: Lärminderung in Abhängigkeit des Nebenstromverhältnisses

In diesem Zusammenhang wurden vom Institut für Flugwesen der Georgischen Technischen Universität, theoretische und experimentelle Forschungsarbeiten durchgeführt, die denen in der Monographie aufgeworfenen Ideen entsprechen und welche für die Flugsicherheit sehr wichtig ist.

Die folgende Arbeit umfasst jenen Teil der durchgeführten Untersuchungen, bei der die Gesetzmäßigkeiten der aerodynamischen Lärmerzeugung des Flugzeugs besprochen werden.

2 Die Ursachen der aerodynamischen Lärmerzeugung

Im Unterschied zu akustischen Tönen, die mit den Schwingungen der festen Körper zusammenhängen, wird der aerodynamische Lärm durch die Turbulenzstruktur der Luftstrombewegung bestimmt. Er entsteht bei hohen Reynoldszahlen ($Re > 10^3$) im Strom. Die Turbulenzbewegung des Stromes und die von ihr hervorgerufene akustische Ausstrahlung werden als einheitliche makroskopische Bewegung im Medium besprochen. Die Gesetzmäßigkeiten, die sich auf der Flugzeugoberfläche und auf seiner Triebwerksanlage bilden und entwickeln, sind höchst vielfältig. Die komplizierte Wechselwirkung der Turbulenzstrukturen der Strömungen bestimmt das gemeinsame akustische Feld des Einheitssystems der Zelle und der Triebwerksanlage des Flugzeugs. Turbulenzbewegungen, die solch ein Feld bilden, sind in folgenden Zonen zu lokalisieren: bei Berührung mit der Flugzeugoberfläche; in den inneren Kanälen des Motors; in den vom Motor herausgeströmten reaktiven Strahlen; in den Wirbelbewegungen, die sich hinter den Flügeln bilden und hinter den Bestandteilen des Flugzeugs die eine schlechte Windschlüpfigkeit haben. Die Wechselwirkung der Wirbel und akustischen Bestandteile des Turbulenzstromes bestimmen die Gesetzmäßigkeiten der Turbulenzstruktur und der akusti-

schen Schwingungserzeugung. Die Zonen, die Turbulenzbewegungen umfassen, erregen die Schallschwingungen im nahe gelegenen Medium, die sich noch in einer großen Entfernung fortpflanzen. Hierbei: je höher der Turbulenzgrad des Stromes, desto mehr seiner kinetischen Energie wird in akustische Schwingungsenergie umgewandelt. Es sei außerdem auch jener Umstand angemerkt, dass die Lokalisation solcher Turbulenzbewegungen sogar in den Zonen der Wirbelbewegungen erfolgt, die von diesen Zonen beim Entfernenvorgang auf das potentielle akustische Feld übergeht. Die Ursache besteht darin, dass die Wirbel großen Maßes in Wirbel minderen Maßes umgewandelt werden und entsprechend die stufenartige Überführung der Turbulenzenergie erfolgt. Das bedeutet, dass die Wirbel großen Maßes als Quellen der akustischen Ausstrahlung in den Zonen wo sie sich bilden, oder nah bei ihnen, nicht besprochen werden können. Mit zunehmender Entfernungen erfolgt ihre Transformation und sie wandeln sich in die effektiven Quellen des aerodynamischen Lärmes um. Die Quellen der akustischen Ausstrahlungen werden nach den Mechanismen, mit denen die kinetische Vorschallenergie des Stromes in die akustische Energie übergeht, in Klassen geteilt. Unter diesen ist der Monopol am einfachsten (**Bild 3.1**). Er entsteht in jenem Abschnitt des Stromes, wo die periodische Änderung des Wirbelumfangs oder der Gasmasse erfolgt. Quellen eines Monopols können, die pulsfähige Strömung des Strahles von dem Auspuffrohr des Motors, der Vorgang des pulsfähigen Brennens der Mischung des Brennstoffes und der Luft und andere, sein. Der Dipol gehört zu einer komplizierteren Klasse der Ausstrahlungsquellen (**Bild 3.2**), er ist eine Gesamtheit von Punktquellen, die zwei gleiche Leistungen haben und voneinander wenig entfernt sind. Noch komplizierter ist der Quadrupol (**Bild 3.3**). Ihn können wir uns als zwei dipolische Quellen, die nicht weit voneinander entfernt bestehen, vorstellen. Solch eine Ausstrahlung ist für den Lärm des Turbulenzstromes und auch für den Lärm, der sich durch die Mischung des vom Motor herausgeströmten Strahles und der Luft bildet, charakteristisch. Stromenergie in die akustische Energie umzuwandeln, ist im Fall eines Dipols unwahrscheinlicher, als für den Monopol und am unwahrscheinlichsten für den Quadrupol.

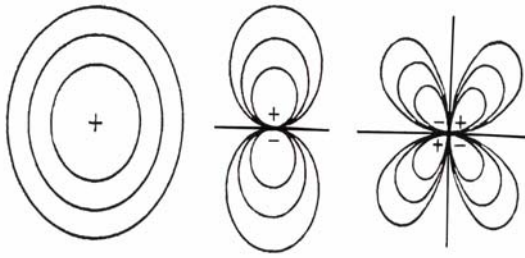


Bild 3: Quellen der akustischen Ausstrahlung: 1- Monopol, 2- Dipol, 3- Quadrupol

Wie bereits bekannt, ist die Kennzeichnung der Schallwelle die Länge ihrer Welle λ , aber die Turbulenzbewegungen werden durch die Wirbel L charakterisiert. Die Forschung ergab, dass für die Ströme der Vorschallgeschwindigkeit, für deren Machzahl $M = u/c < 1$ (wo u die durchschnittliche Geschwindigkeit der Strombewegung ist, aber c die Geschwindigkeit der Schallfortpflanzung), die Kompaktheit der aerodynamischen Lärmquelle kennzeichnend ist. Die Schallschwingungsfrequenz, die der Turbulenzstrom bildet, ist U/L . Deshalb ist die Länge der Welle $\lambda = L/M$, dabei gilt: $\lambda > L$, für die Ströme, die Unterschallgeschwindigkeit haben. Für die Überschallbewegungen wird der Mechanismus der Ausstrahlung transformiert und die Schallquellen werden nicht kompakt. Man bezeichnet die nichtkompakten Quellen des aerodynamischen Lärmes als Wirbel der Turbulenzbewegung, deren Massen größer, als die Länge der Schallwelle ist. $L > \lambda$

Von uns wurde auch das Verhältnis der akustischen Leistung der Schallwelle W zu den Parametern des Turbulenzstromes untersucht. Die Forschungen werden für die mono-, di-, und quadrupolischen Ausstrahler in den Fällen der kompakten und nichtkompakten Quellen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in **Tabelle 1** angegeben.

| Schallquellen Ausstrahler | kompakt | Nicht kompakt |
|------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| Monopol | $W \sim \rho_0 U^3 L^2 M$ | $W \sim \rho_0 U^3 L^2 M^{-1}$ |
| Dipol | $W \sim \rho_0 U^3 L^2 M^3$ | |
| Quadrupol | $W \sim \rho_0 U^3 L^2 M^5$ | |

Tabelle 1

Aus den Angaben der Tabelle 1 geht hervor, dass die Effektivität, wann mechanische Energie des Turbulenzstromes in die akustische Energie umwandelt wird, zur Machzahl M , M^3 und M^5 für den

Monopol, Dipol und Quadrupol entsprechend proportional ist. Solch eine Verminderung der Wirksamkeit von Ausstrahlungsquellen wird in Verbindung mit dem Zuwachs ihrer Kategorie dadurch hervorgerufen, dass die aus den einzelnen Quellen ausgestrahlten Wellen einander teilweise kompensieren. Bei einer Zunahme der Bedeutungen der Machzahl M , was eine Verminderung des kompensationsfähigen Effekts von Wellenenergien hervorruft, wird die Länge der Schallwelle λ und das Wirbelmaß L im gleichen Maß von den einzelnen Quellen ausgestrahlt. Beim weiteren Zuwachs von M , $m > 1$ (nichtkompakte Quellen), erfolgt die akustische Ausstrahlung durch die einzelnen Quellen, die weniger von der Struktur des Monopols abhängen.

3 Der von der Windschlüpfigkeit der Zelle hervorgerufene Lärm

Wie wir schon erwähnt haben, ist eine der Quellen des beim Flugvorgang des Flugzeugs entstehenden aerodynamischen Lärmes, der durch die Windschlüpfigkeit seiner Oberfläche hervorgerufene. Es ergab sich, dass der Einfluss bei der Bildung der gemeinsamen Ursache von Lärm groß ist: Die durch die Windschlüpfigkeit hervorgerufene Lärmhöhe der Zelle, der modernen Flugzeuge ist nur um 3- 7 EPN dB geringer, als die Höhe der Normativgrenze, welche zulässig ist. Auf dem **Bild 4** ist die aerodynamische Lärmhöhe der Flugzeuge verschiedener Art beim Vorgang der Landung (schraffiertes Feld).

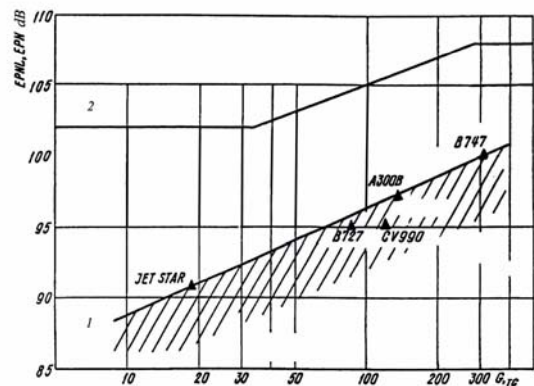


Bild 4: 1- Aerodynamische Lärmhöhe der Flugzeuge bei der Landung; 2- zulässige Grenzhöhe von Lärm nach gültiger Normativakte

Der große Zuwachs des aerodynamischen Lärmes bei der Landung ist dadurch bedingt, dass die entsprechende Gestaltung von Fahrwerken, die Abweichungen der Vorflügel und die Klappe mit genug großen Winkeln berücksichtigt werden. Es ruft die

Trennungen des Luftstromes beim Vorgang der Windschlüpfigkeit und zusätzlich die Erzeugung der starken, nichtstationären Turbulenzwirbel hervor, die seinerseits die Quellen des intensiven Lärmes sind. Es sei angemerkt, dass die Biegung der Stromlinien bei der Wechselwirkung des Turbulenzstromes mit der Oberfläche des Flugzeugs erfolgt (sowohl in den ununterbrochenen als auch in den unterbrochenen Fällen), was die nichtstationären aerodynamischen Kräfte zusätzlich begünstigt. Dies gibt Grund zur Annahme, dass die Dipolabstrahlung den Lärm von Flugzeugen dominiert.

Die durch die Windschlüpfigkeit des Flugzeugs hervorgerufene Lärmhöhe kann durch die empirische Formel:

$$L = 10 \lg \left[(\sin \theta / R)^2 (v^6 S / \lambda^4) \right] + K, \quad (1)$$

ausgedrückt werden. Wo θ ein Winkel ist, der zwischen dem Vektor der Flugzeuggeschwindigkeit und jenem Vektor liegt, der die Entfernung vom Flugzeug bis zum Punkt der Beobachtung umfasst; R - die Entfernung vom Flugzeug bis zum Punkt der Beobachtung; v - die Fluggeschwindigkeit; S - die Fläche des Flugzeuges; λ - die Flügelstreckung; K - experimentale Konstante, deren Bedeutung von der Art des Flugzeugs abhängt.

Die Experimente haben ergeben: K beträgt für die reaktiven Flugzeuge beim Vorgang des Kreuzerflugs 44 dB, aber für die Flugzeuge die Schraubenmotoren haben 49 dB. Die Lärmhöhen für Flugzeuge verschiedener Art sind bei der Landung ungefähr um 3-6 dB höher, als im Kreuzerflug.

4 Zusammenfassung und Ausblick

1. Es wurde der Mechanismus der aerodynamischen Lärmerzeugung des Flugzeugs analysiert. Es wurde der Einfluss der Zellkonstruktion und der Einfluss seiner Bestandteile auf den Vorgang der Turbulenzwirbel im umströmten Strom erklärt, die seinerseits die Erregung der Schallwellen im Medium hervorrufen. Es wurden die Gesetzmäßigkeiten, die den Übergang von der kinetischen Energie auf die akustische Energie verdeutlicht, und die Eigentümlichkeiten der Quellen, die Schallschwingungen erregen, dargestellt.
2. Es wurde das Verhältnis der akustischen Leistung der im Turbulenzstrom erregten Schallwellen zu den Parametern des Stromes festgestellt. Für die Unterschallgeschwindigkeiten des Stromes ($M < 1$) ist die Effektivität, die den Übergang von der mechanischen Energie auf die a-

kustische Energie beschreibt, für die Quellen der Arten von Monopol, Dipol und Quadrupol zu M , M^3 und M^5 entsprechend proportional. Für die Ströme der Überschallgeschwindigkeit ($M > 1$) und der schallnahen Geschwindigkeit ($M \approx 1$), wenn die Länge der ausgestrahlten Welle von gleichem Maß oder mehr als das Maß der Turbulenzwirbel ($\lambda \approx L$ oder $\lambda > L$) ist, verringert sich das Verhältnis der akustischen Leistung (W) bedeutend.

3. Die größte Quelle des Lärmes ist der aerodynamische Lärm bei der Landung des Flugzeugs. Der Biegungsgrad des Stromes vergrößert sich unter dem Einfluss der Vorflügel, dem ausgefahrenem Fahrwerk und der Klappe. Oft erfolgt die Trennung des Stromes hinter den herausgezogenen Bestandteilen. Dies ruft zusätzlich die nichtstationären, aerodynamischen Kräfte hervor und vergrößert bedeutend die Höhe des aerodynamischen Lärmes. Die Berechnungen haben ergeben, dass die Lärmhöhe, die durch die Windschlüpfigkeit der Zelle der modernen Flugzeuge hervorgerufen werden, durchschnittlich um 3-7 EPN dB weniger ist, als die zulässige Grenzhöhe nach den Normativakten, in Einzelfällen ist sie sogar höher.
4. Die Dipolabstrahlung dominiert in den Schallwellen.
5. Die Bedeutungen der empirischen Konstante K , die Formel (1) enthält, beträgt 43-44 dB beim Vorgang des Kreuzerfluges für die reaktiven Flugzeuge, aber für die Flugzeuge, die Luftschraubenantrieb haben 48-49 dB.

5 Literatur

- /1/ P. Dietz, F. Gummersbach, Lärmarm Konstruieren XVIII: Systematische Zusammenstellung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele, Dortmund/Berlin 2000;
- /2/ Die Methoden der aerophysikalischen Forschungen beim Flug, Moskau „Maschinostroenie“, 1985, 108 s;
- /3/ Lamli Dsh, Panowski G. A. Die Struktur der Atmosphärenturbulenz. Moskau „Mir“, 1966, 64 s;
- /4/ Apchaidse A.A, Iwanow A.A. Die Funkstrahlungsforschung der Zone der vertikalen Überbelastung der Flugzeuge in den Schicht-Regenwolken. „Gidrometeoizdat“, 1989, Seiten 112-115.

Einfluss der Elektrisierung von Flugzeugen auf die Flugsicherheit

Tepnadse, S. A.; Betaneli, A, J.; Apchaidse, A.A.

Durch die technischen Möglichkeiten moderner Flugzeuge und die große Anzahl von Fliegern hoher Güte wird der Flug in Wolken und Niederschlägen zum alltäglichen Ereignis. Es lag daher nahe, die Wechselwirkungen zwischen Oberfläche des Flugkörpers und dem Strom der Hydrometeore (Wassertropfen, Schnee, Eiskristalle) weiter zu erforschen.

1 Einleitung

Durch die technischen Möglichkeiten moderner Flugzeuge und die große Anzahl von Fliegern hoher Güte wird der Flug in Wolken und Niederschlägen zum alltäglichen Ereignis. Es lag daher nahe, die Wechselwirkungen zwischen Oberfläche des Flugkörpers und dem Strom der Hydrometeore (Wassertropfen, Schnee, Eiskristalle) weiter zu erforschen. Diese Wechselwirkungen können, abgesehen von direkten mechanischen Einflüssen, weitere gefährliche Folgen haben, wie z.B. das Einfrieren von Flugzeugen. Dabei bildet sich eine dicke Schicht von Eis auf den Vorderteilen des Rumpfes, welche die aerodynamischen Parameter drastisch verschlechtert und somit auch die hebende Kraft des Flugzeuges verringert. Weit gefährlicher ist jedoch die Elektrisierung von Flugzeugen. Die Wahrscheinlichkeit eines Blitzeinschlages, in elektrisch aktiven Zonen, steigt durch die Elektrisierung deutlich und verschärft auch die Konsequenzen. Es sei angemerkt, dass das infolge der Elektrisierung des Flugzeuges gebildete eigene elektrische Feld oft selbst die Entladung beim Auftreffen auf das entsprechende Spannungsfeld provoziert. Zum Verständnis der Elektrisierung von Flugzeugen und der sie begünstigenden Vorgänge, aber auch zur Bestimmung einer Verbindung zwischen gewöhnlicher (Auf)Ladung und den Parametern der Bewölkung, wurden vom Institut für Flugwesen der Georgischen Technischen Universität theoretische und experimentelle Forschungsarbeiten durchgeführt.

2 Quellen und begünstigende Vorgänge bei der Elektrisierung von Flugzeugen

Für die Elektrisierung von Flugzeugen gibt es drei Ursachen:

- 1) Triboelektrische- bzw. Friktionsladungen, die sich auf dem Rumpf durch Reibung und Zusammenstoßen von Teilchen aus Niederschlägen und Wolken, ansammeln.
- 2) Induktionsladungen, welche in den Forderteilen des Flugzeuges beim Flug im elektrischen Feld entstanden sind, und
- 3) mit der Funktion der Motoren zusammenhängende Ladungen (**Bild 1**).

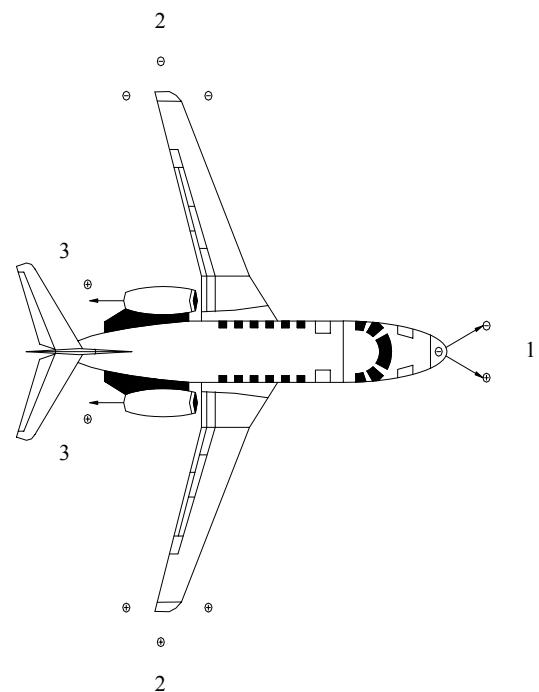


Bild 1: Quellen der Elektrisierung von Flugzeugen
1. Triboelektrizität, 2. Induktionsladungen, 3. mit der Funktion der Motoren zusammenhängende Ladungen

Die Analyse der experimentellen Daten hat ergeben, dass die triboelektrischen Ladungen vorherrschen und so den Grad der Elektrisierung des Flugzeuges bestimmen. Vernachlässigt man die Existenz von Entladungsströmen, kann man das beim Flug in den Wolken gewonnene Grenzpotential und die Bedeutungen der entsprechenden Grenzladung V_{grenz} folgenderweise durch eine Formel ausdrücken.

$$V_{\text{grenz}} = V_k \cdot f(L_F / r) \quad (1)$$

und

$$Q_{\text{grenz}} = V_k \cdot f(L_F^2 / r^2) \quad (2)$$

wo V_k - die Differenz der Kontaktpotentiale ist; L_F - ein mit der Flügelspannweite und mit den Rumpfmassen zusammenhängender Parameter und r - der durchschnittliche Radius der Wolkenteilchen (Hydrometeore). Das Grenzpotential moderner Flugzeuge V_{grenz} kann theoretisch Größenordnungen von $10^7 - 10^8$ Volt erreichen, wenn es keine freie Entladungen beim Flugvorgang gäbe. Experimente haben ergeben, dass wegen dieser Entladungen das Potential und entsprechend die Ladung, real um ungefähr 10^3 geringer ist. Dies kann durch die folgende empirische Formel ausgedrückt werden.

$$Q = A \cdot n \cdot W \cdot V \cdot r / C \cdot \lambda_{\text{effektiv}} \quad (3)$$

wo A und C empirische Konstanten sind; n - die Konzentration der von der Oberfläche des Flugzeuges gestreuten Hydrometeore; W - die Geschwindigkeit des Flugzeuges, V - die reale Bedeutung seines Potentials und $\lambda_{\text{effektiv}}$ - die effektive elektrische Leitfähigkeit des umgebenden Mediums.

2.1 Zusammenhang zwischen gewöhnlicher (Auf-)Ladung von Flugzeugen und den Parametern der Bewölkung

Wie aus Formel (2) hervorgeht, wird die Intensität der Ladung bzw. der Elektrisierung des Flugzeuges durch die Bedeutung der Potentialdifferenz V_k bestimmt und diese hängt vom Phasenzustand und von der Form der Wolke ab. Diese theoretische Meinung wurde durch die Experimente, die von uns in den Jahren 1992-2000 in der Region des Tbilisser Flughafens durchgeführt wurden, bestätigt. Mit Hilfe von speziellen Messgeräten am Boden von Reiseflugzeugen, wurden die maximalen Ladungen bestimmt. Aus der Wetter- und Radarstation wurden die Wolken zur Bestimmung ihrer Form, Phasenzustands, Wässerigkeits- und Raumparameter beobachtet. Die Analyse der experimentellen Daten hat ergeben, dass mit Zunahme der Wolkendicke auch die Ladung des Flugzeuges steigt. In Einzelfällen gewinnt das Flugzeug beim Flug in großen dichten Wolken, eine 10-12 mal höhere Ladung als in dünneren Wolken gleicher Form.

Auf dem **Bild 2** ist das Verhalten, für den Flugzeugtyp Yak 40, von Ladungsgröße zu Wolkenform und Wolkenzustand angegeben. Die einzelne Form der Wolken wird statistisch mit der normalen loga-

rithmischen Verteilung charakterisiert, die die Wahrscheinlichkeit der Gewinnung der Ladung beschreibt. In Kurve 1 ist die höchste Wahrscheinlichkeit der Gewinnung von Ladung gegeben (Konvektionswolken Cu Cong), in Kurve 2 und 3 sind die Wahrscheinlichkeit für Ladungsgewinnung von Haufen- und Regenwolken angegeben. Kurve 4 gibt die Wahrscheinlichkeit in einer Schicht von Regenwolken (N_s) an, die durch die größere Wässerigkeit und entsprechend durch die große Konzentration der Teilchen charakterisiert ist, während die Wahrscheinlichkeit in Kurve 5 (Wolken vom Typ S_t , S_c , A_s , A_c) eher gering ist.

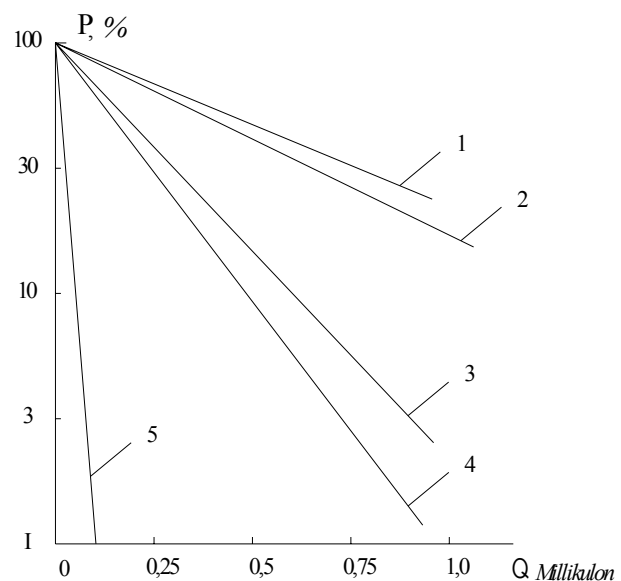


Bild 2: Wahrscheinlichkeit der Gewinnung von Ladung zu Form der Wolke, für den Flugzeugtyp Yak 40 angegeben 1 – Cu Cong; 2 – Cb mit Gewitter; 3 – Cb ohne Gewitter; 4 – N_s ; 5. – S_t , S_c , A_s , A_c

Die durchgeführten Experimente haben auch ergeben, daß der Strom (I) der Bilanzladung zur Geschwindigkeit des Flugzeuges und zur durchschnittlichen Fläche, auf welche die Hydrometeore wechselseitig wirken und die von der Konzentration dieser in den vorhergegangenen Wolken abhängig ist, gerade proportional ist. Die Resultate der Beobachtungen sind in Tabelle 1 für verschiedene Flugzeugtypen, beim Flug in den verschiedenen atmosphärischen Verhältnissen, angegeben.

| Flugzeugart | Yak 40 | Tu-134 | Tu-154 |
|----------------------|-----------|-----------|-----------|
| Form der Wolken | | | |
| Flügel Wolken | 350 - 420 | 400 - 480 | 450 - 500 |
| Schicht Wolken | 500 - 700 | 550 - 900 | 650 - 950 |
| Schicht Regen Wolken | 3000 | 3800 | 4000 |

Tabelle 1: Charakterisierende Bedeutungen ($I_{\text{kennzeichnung}}$) der Ladungsströme des Flugzeuges in Mikroampere beim Flug in den Wolken verschiedener Form.

Auf der Tafel ist angegeben, dass sich die charakterisierende Bedeutung des Ladungsstromes eines Flugzeuges in den Wolken mit ihrer Größe und Zunahme der Wässerigkeit erhöht. Zum Beispiel beträgt die durchschnittliche Größe von $I_{\text{kennzeichnung}}$ beim Flugzeugtyp Tu-154 in den Flügelwolken 475 Mikroampere, in den Schichtwolken 800 Mikroampere, aber in der Schicht von Regenwolken 4000 Mikroampere. Analoges gilt für die Flugzeuge vom Typ Yak-40 und Tu-134.

3 Zusammenfassung und Ausblick

Hervorgehend aus den Resultaten der durchgeführten Arbeiten können folgende Schlüsse gezogen werden:

1. Es gibt drei Ursachen für die Elektrisierung von Flugzeugen: Triboelektrisierung, die Ansammlung der Ladung auf dem Flugzeugrumpf infolge des Zusammenstoßens und der Reibung mit den Hydrometeoren. Induktive Elektrisierung, beim Flug im elektrischen Feld und das mit der Funktion der Motoren zusammenhängende (Auf)Laden. Der Vorgang der triboelektrischen Ladung, ist der vorherrschende Effekt.

2. Die empirischen Formeln für das Bestimmen der Grenzpotentiale von Flugzeugen und der Bedeutungen der oberflächlichen Ladung wurden bestätigt. Die realen Größenordnungen des Grenzpotentials moderner Flugzeuge können 10 bis 100 Kilowatt betragen.

3. Die Intensität der Ladung (der Elektrisierung) des Flugzeuges wird mit der Differenz der Kontaktpotentiale bestimmt, die wiederum vom Phasenzustand, von der Wässerigkeit und von den geometrischen Kennzeichen der Wolken abhängig ist. Der Betrag der oberflächlichen Ladung eines Flugzeuges ist in den vertikal entwickelten dichten Wolken höher ($\approx 10-12$ mal), als in den dünneren Wolken jener Formen.

4. Der Ladungsstrom eines Flugzeuges ist linear proportional zur Geschwindigkeit des Fluges, zur durchschnittlichen Fläche, auf welche die Hydrometeore wechselseitig wirken und zu ihrer Konzentration in den Wolken. Deshalb hängt seine Größe im allgemeinen von den geometrischen Parametern der Flugzeuge und von der Beschaffenheit der Wolken ab.

5. Beruhend auf der operativen Radiolokationsbeobachtung der Bewölkung und der Resultate von Messungen, kann man das Flugrisiko für die konkreten Flugzeuge in den Zonen der angegebenen elektrischen Aktivität schätzen und entsprechend ihre Sicherheit erhöhen.

4 Literatur

- /1/ Tepnadse S, Apchaidse A. Eigentümlichkeiten der Wechselwirkung von Flugzeugen und Atmosphäre beim Flug in den Zonen der hohen elektrischen Aktivität. Werke der Georgischen Technischen Universität, 1997, № 3 (414) Seiten 332-336.
- /2/ Imjanitow. I.M. Elektrisierung von Flugzeugen in den Wolken und Niederschlägen. L: „Gidrometeoisdat“ 1970, Seite 210.
- /3/ Apchaidse A.A, Amiranaschwili A.G, Balawadse A.Sch. Gewisse Gesetzmäßigkeiten der Verteilung von Ozon, der natürlichen radioaktiven und nicht radioaktiven Aerosole und des intensiven elektrischen Feldes in der unteren Troposphäre. Werke Allunionsberatung über Ozon. M. "Gidrometeoisdat". 1980, Seiten 181-189.
- /4/ Apchaidse A.A, Balawadse A.Sch, Doreuli P.I. Gewisse Resultate radioaktiver Forschung der Konvektionswolken im Rayon des südgeorgischen Hochlandes. Werke der Akademie für Wissenschaften von GSSrR T.44. Tbilissi "Mezniereba", 1978, Seiten 38-46.

Time-Frequency Analysis for Nonstationary Random Response of Vehicle

Lijun Zhang; Tianxia Zhang; Hui He

In this paper the nonstationary random response of braking vehicle in time domain was first obtained by using nonstationary road roughness model and vehicle model with 5DOF. To obtain the result of nonstationary response in frequency domain, the maximum entropy method which had proved to have more advantages over traditional FFT method was used for processing nonstationary response of braking vehicle in frequency domain. Finally, the three-dimensional transient maximum entropy spectrum (MES) of response was given.

1 Introduction

It is known that most research works on Random vibration of vehicle caused by the excitation of rough road in frequency domain was based on two approaches. One approach is direct method in which frequency characteristics can be obtained directly by using transfer function according to the theory of random vibration (Dokainish, M.A. and Elmadany, M.M, 1980). The other is an indirect method in which the response of vehicle in time domain is first obtained, and then the response of vehicle in frequency domain can be obtained by using FFT method which is widely used for processing stationary signal (Brigham, E.O.1988; Welch, P.D, 1967). While a car is traveling at variable speed such as starting, accelerating as well as braking, the function of road roughness is a nonstationary random process in time domain despite it is stationary random process in spatial domain. Therefore the response of vehicle to the excitation of rough road should be nonstationary random process. It is not proper to use FFT to process input and response of braking vehicle, because FFT method is just suitable for processing stationary signals. In this paper, maximum entropy method in which contains more information with less data is used to obtain transient frequency characteristics. It is necessary to point out that the nonstationary response of vehicle in time domain should be given a briefly statement first.

2 Nonstationary Response of Vehicle

In general case, the function of road roughness is regarded as a stationary random process in space domain. As a car is moving with constant velocity, it is also a stationary random process in time domain. However road roughness is a non-stationary random process in time domain while a vehicle is traveling at variable speed. Therefore the vibration caused by rough road surface should be also considered as a non-stationary random process. A state-space approach was presented to analyze the response of a vehicle traveling on homogenous rough road (Hammond and Harrison, 1981). In that work, the dynamics were modeled by liner ordinary differential equations in time domain while the excitation process was modeled by a differential equation in spatial domain. The variance of response was obtained by using so-called covariance equivalent modeling. Based on this work, an improved method with more computational efficiency was proposed by using complex modal analysis (Hwang, J. H. and Kim, J. S, 2000). There was another method for solving this problem (Nigam and Yadav, 1974; Fang, T., 1997), in which differential equations with variable coefficient were established first in space domain, and then, the time changing covariance was computed. However, the amount of computation of this method is large. This section mainly investigates a new time method by using the nonstationary excitation model of a rough road.

2.1 Modeling

In this section, a new method of solving nonstationary vibration of a vehicle is mainly investigated, which can be also used in various kinds of vehicle models. Therefore, as an example, a vehicle model with 5 degrees of freedom (DOF) is established. The vehicle model is shown in **Figure 1**.

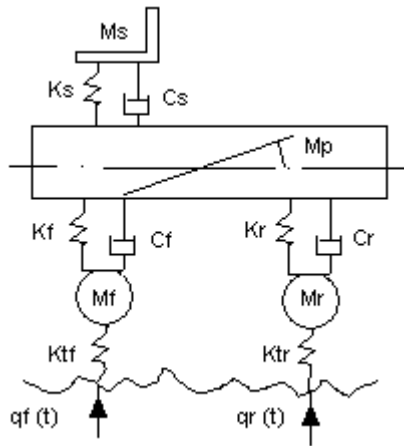


Fig. 1 Vehicle model with 5 degrees of freedom

Where:

- z_s -vertical displacement of seat,
- z_b -vertical displacement of vehicle body at center of gravity,
- z_p -pitch angular displacement of vehicle body,
- z_f -bouncing displacement of unsprung mass of front suspension,
- M_s -mass of human body and seat,
- M_b -mass of vehicle body,
- M_p -moment of inertia of vehicle body around y axis,
- K_s -stiffness coefficient of seat,
- M_f, M_r -unsprung masses of front and rear suspensions, respectively,
- K_f, K_r -stiffness coefficients of front and rear suspensions, respectively,
- K_{tf}, K_{tr} -stiffness coefficients of front and rear tires, respectively,
- C_s -damping coefficient of seat,
- C_f, C_r -damping coefficients of front and rear suspensions, respectively,
- $q_f(t), q_r(t)$ -displacements of road input at front and rear tires, respectively,
- l_1 -distance from the center of gravity to seat,
- l_2, l_3 -distances from the center of gravity to front and rear tires, respectively,
- L -wheelbase.

In this model, damping of tires is neglected, since it is so small. The nonlinear damping and stiffness of suspension can be also considered if necessary.

The differential equations for the vehicle model can be described as follows:

$$[M]\ddot{Z} + [C]\dot{Z} + [K]Z = [F]Q \quad (1)$$

where:

Z -output vector

$$Z = [z_s \quad z_b \quad z_p \quad z_f \quad z_r]^T$$

$[M]$ -matrix of mass

$$[M] = \begin{bmatrix} M_s & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_r \end{bmatrix}$$

$[C]$ -damping matrix

$$[C] = \begin{bmatrix} C_s & -C_s & C_s l_1 & 0 & 0 \\ -C_s & C_s + C_f + C_r & -C_s l_1 - C_f l_2 + C_r l_3 & -C_f & -C_r \\ C_s l_1 & -C_s l_1 - C_f l_2 + C_r l_3 & C_s l_1^2 + C_f l_2^2 + C_r l_3^2 & C_f l_2 & -C_r l_3 \\ 0 & -C_f & C_f l_2 & C_f & 0 \\ 0 & -C_r & -C_r l_3 & 0 & C_r \end{bmatrix}$$

$[K]$ -stiffness matrix

$$[K] = \begin{bmatrix} K_s & -K_s & l_1 K_s & -K_f & 0 \\ -K_s & K_s + K_f + K_r & -K_s l_1 - K_f l_2 + K_r l_3 & K_f l_2 & -K_r \\ l_1 K_s & -K_s l_1 - K_f l_2 + K_r l_3 & K_s l_1^2 + K_f l_2^2 + K_r l_3^2 & K_f + K_l & -K_r l_3 \\ 0 & -K_f & K_f l_2 & K_f + K_{tf} & 0 \\ 0 & K_r & -K_r l_3 & 0 & K_r + K_{tr} \end{bmatrix}$$

$[F]$ -excitation force matrix

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ K_{tf} & 0 \\ 0 & K_{tr} \end{bmatrix}$$

$[Q]$ -excitation vector

$$[Q] = [q_f \quad q_r]^T$$

When a car is running at variable speed, functions of $q_f(t)$ and $q_r(t)$ are non-stationary in time domain, but it is noted that they are stationary in spatial domain.

2.2 State Equations

To obtain the results of equation (1) in time domain, state vectors are utilized as follows:

$$[x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5]^T = [z_s \quad z_b \quad z_p \quad z_f \quad z_r] \quad (1-a)$$

$$[x_6 \quad x_7 \quad x_8 \quad x_9 \quad x_{10}]^T = [\dot{z}_s \quad \dot{z}_b \quad \dot{z}_p \quad \dot{z}_f \quad \dot{z}_r] \quad (1-b)$$

Hence

$$[\dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3 \quad \dot{x}_4 \quad \dot{x}_5]^T = [x_6 \quad x_7 \quad x_8 \quad x_9 \quad x_{10}] \quad (1-c)$$

$$[\dot{x}_6 \quad \dot{x}_7 \quad \dot{x}_8 \quad \dot{x}_9 \quad \dot{x}_{10}]^T = [\ddot{z}_s \quad \ddot{z}_b \quad \ddot{z}_p \quad \ddot{z}_f \quad \ddot{z}_r] \quad (1-d)$$

Substituting these state vectors into Eq. (1), then the following state equation can be obtained:

$$\dot{X} = AX + BU \quad (2)$$

where:

X -state variables

$$X = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5 \quad x_6 \quad x_7 \quad x_8 \quad x_9 \quad x_{10}]^T$$

2.3 Simulation of Road Roughness

In general case, the power spectral density (PSD) of rough road in frequency domain can be expressed as:

$$S_q(\omega) = S_q(\Omega_0) v / (\omega^2 + \omega_0^2) \quad (3)$$

where, $S_q(\Omega_0)$ is the coefficient of road roughness, According to the classification of road, the values of $S_q(\Omega_0)$ can be obtained from some references. Ω_0 is the reference value of spatial angular frequency, $\Omega_0 = 1(\text{rad}/\text{m})$, v is traveling speed of vehicle, and ω_0 is the lowest cut-off angular frequency. Eq.(3) can be considered as a response of a first order linear system to white noise excitation. Based on the theory of random vibration, following relationship is obtained

$$S_q(\omega) = |H(\omega)|^2 S_w \tag{4}$$

where $H(\omega)$ is the transfer function, and S_w is the PSD of white noise where normally $S_w = 1$. From Eqs (3) and (4), $H(\omega)$ is written by

$$H(\omega) = \frac{\sqrt{S_q(\Omega_0)v}}{\omega_0 + j\omega} \tag{5}$$

From Eq.(5), the differential equation about road roughness is expressed as

$$\dot{q}(t) + \omega_0 q(t) = \sqrt{S_q(\Omega_0)v}w(t) \tag{6}$$

While a car is running with variable speed, despite road roughness is stationary random process in space domain, it is non-stationary random process in time domain. Note that

$$\omega = 2\pi n v(t) \tag{7}$$

where n is space frequency. Therefore, Eq.(6) becomes as follows

$$\dot{q}(t) + 2\pi n_0 v(t) q(t) = 2\pi \sqrt{S_q(n_0)n_0^2} v(t) w(t) \tag{8}$$

where $v(t) = v_0 + at$, a is the deceleration of car braking, t is braking time.

According to Eq.(8), the numerical simulation can be carried out. The **Figure 2** and **Figure 3** represent the simulation consequence of nonstationary rough road and its PSD respectively. From **Figure 2**, it is concluded that with increasing of time, the amplitude of road roughness in time domain decreases in both low frequency and high frequency.

2.4 Simulation of Nonstationary Responses

Inputting the values of road roughness into Eq.(2), the non-stationary responses of the vehicle system to excitation of road roughness can be calculated. The model parameters representing 5 degrees of freedom are shown in **Table 1**. **Figure 4** represents the responses of vehicle system to non-stationary excitation, i.e., the responses of vehicle braking with $a=-3\text{m/s}^2$ $V_0=60\text{km/h}$. It has been seen that at the beginning of braking, the vibration accelerations

of seat and vehicle body, relative displacement and pitch acceleration are all random processes. When the braking time is at about $t=6\text{s}$, i.e., the velocity of vehicle is equal to zero, All the responses of vehicle become free vibration, which can clearly reflects the natural frequencies of response of vehicle.

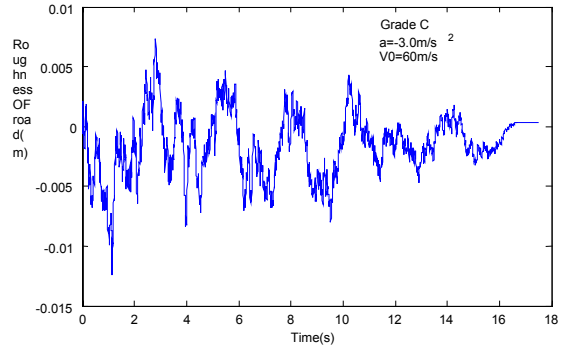


Fig. 2 Non-stationary road roughness

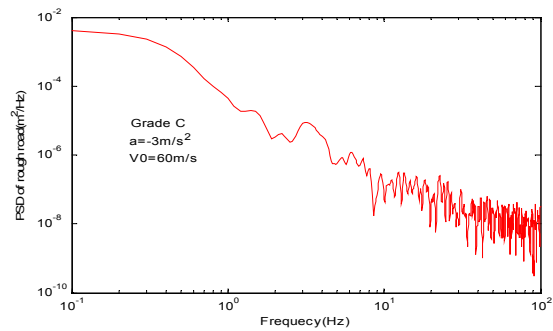


Fig. 3 PSD of nonstationary road

| | | | | |
|--------------|--------------|----------------------------|--------------|--------------|
| Ms (kg) | Mb (kg) | Mp (kg.m ²) | Mf (kg) | Mr (kg) |
| 70 | 2100 | 3500 | 140 | 210 |
| Ks (N/m) | Kf (N/m) | Kr (N/m) | Ktf (N/m) | Ktr (N/m) |
| 12200 | 74000 | 120000 | 520000 | 520000 |
| Cs (Ns/m) | Cf (Ns/m) | Cr (Ns/m) | | |
| 550 | 1800 | 1200 | | |

Table 1 Parameters of vehicle model with 5 DOF

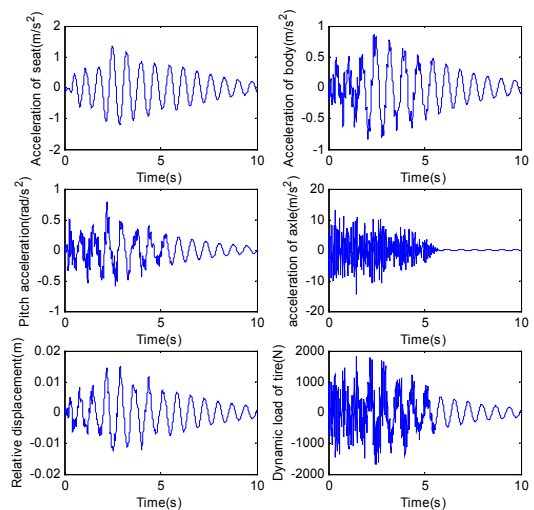


Fig. 4 Nonstationary response of vehicle ($V_0=60\text{km/h}$, $a=-3.0\text{m/s}^2$)

3 Maximum Entropy Spectral Analysis

Maximum entropy spectral analysis was first proposed by Burg in 1967, which has developed in the past twenty years. It is also called modern spectrum compared with classical FFT method. Although there were much more successful applications of FFT to processing stationary signals, the frequency resolution Δf is conflict with sampling time interval Δt in using FFT method. Furthermore the assumption that there is no data beyond the sampling time length T results in reduction of frequency resolution Δf . Therefore it is not suitable to use FFT method to process short time data. Maximum entropy spectral analysis is parameter estimation method in which a data model is first established and then the estimation of PSD is carried out with model parameters. Therefore the frequency resolution is not limited by length of data, and higher frequency distinguishing ability can be obtained.

3.1 Modeling and Parameters Estimation

Given sampled discrete series $x(n)$, where n is sampling number, $n=1, 2, 3, \dots, N$. Assuming that $x(n)$ is the response of a linear model subjected to excitation of white noise. Therefore it can be expressed as:

$$x(n) = -\sum_{k=1}^p a_k x(n-k) + w(n) \quad (9)$$

where $w(n)$ is white noise with zero mean and σ_w^2 variance, p is the number of model orders, and a_k is model parameters, $k=1, 2, 3, \dots, p$. According to the definition of autocorrelation

$$R_x(m) = E[x(n)x(n+m)] \quad (10)$$

and considering Eq.(9), the following equation is obtained

$$R_x(m) = E\left[x(n)\left\{-\sum_{k=1}^p a_k x(n-k+m) + w(n+m)\right\}\right] \quad (11)$$

Simplifying Eq. (11), and it can be expressed as

$$R_x(m) = -\sum_{k=1}^p a_k R_x(m-k) + E[x(n)w(n+m)] \quad (12)$$

when $m \geq 1$ $x(n)$ is irrelevant to $w(n+m)$

Hence

$$E[x(n)w(n+m)] = \begin{cases} 0 & (m > 0) \\ \sigma_w^2 & (m = 0) \end{cases} \quad (13)$$

Substituting Eq.(13) into Eq.(12), the following equations are obtained.

$$\begin{cases} R_x(m) + \sum_{k=1}^p a_k R_x(m-k) = 0 & (m > 0) \\ R_x(0) + \sum_{k=0}^p a_k R_x(-k) = \sigma_w^2 & (m = 0) \end{cases} \quad (14)$$

Eq.(14) can also be written in terms of matrix

$$\begin{bmatrix} R_x(0) & R_x(-1) & \dots & R_x(-p) \\ R_x(1) & R_x(0) & \dots & R_x(-p+1) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ R_x(p) & R_x(p-1) & \dots & R_x(0) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_w^2 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

While given sampled discrete series $x(n)$, autocorrelation R_x and covariance σ_w^2 can be calculated.

According to Eq.(15), model parameters can be obtained. So far there are many algorithms for computing model parameters among which Burg algorithm is a fast algorithm similar to FFT. While more data need to be calculated, this method is much effective.

3.2 Burg Fast Algorithm

Burg fast algorithm can obtain the model parameters directly with sampled data without calculating the autocorrelation. It is noted that the values obtained from Eq.(9) are the evaluated values of sampled data. Define $\tilde{x}(n)$ as the evaluated values. Therefore, the forward error of data model with p orders is expressed as:

$$e_{fn}^{(p)} = x(n) - \tilde{x}(n) = x(n) + \sum_{k=1}^p a_k^{(p)} x(n-k) \quad (16)$$

Similarly, the backward error of data model with p orders is written by

$$e_{bn}^{(p)} = x(n) - \tilde{x}(n-p) = x(n) + \sum_{k=1}^p a_k^{(p)} x(n+k-p) \quad (17)$$

The relationship between high order error and low order error can be expressed as

$$e_{fn}^{(p)} = e_{fn}^{(p-1)} + \rho_p e_{bn}^{(p-1)} \quad (18)$$

$$e_{bn}^{(p)} = e_{bn}^{(p-1)} + \rho_p e_{fn}^{(p-1)} \quad (19)$$

where ρ_p is the reflecting coefficient. Define ES as the sum of error square.

Hence

$$ES = \sum_{n=p}^{N-1} \left\{ \left[e_{fn}^{(p)} \right]^2 + \left[e_{bn}^{(p)} \right]^2 \right\} \quad (20)$$

$$\text{Let } \left(\frac{\partial E}{\partial \rho_p} \right)^p = 0 \quad (21)$$

hence

$$\rho_p = - \frac{2E \left[e_{fn}^{(p-1)} e_{bn-1}^{(n-1)} \right]}{E \left[e_{fn}^{(p-1)} \right]^2 + E \left[e_{bn-1}^{(p-1)} \right]^2} \quad (22)$$

The relationship between model parameters and reflecting coefficients can be expressed as:

$$a_p^{(p)} = \rho_p \quad (23)$$

$$a_k^{(p)} = a_k^{(p-1)} + \rho_p a_{p-k}^{(p-1)} \quad k=1,2,3...p \quad (24)$$

According to Eq.(22) and Eq.(24), the recursive calculation can be accomplished.

3.3 Maximum Entropy Spectral Estimation

Taking Z transform to both sides of Eq.(9), the discrete transfer function is expressed as

$$H(z) = \frac{X(z)}{W(z)} = \frac{1}{A(z)} = \frac{1}{1 + \sum_{k=1}^p a_k z^{-k}} \quad (25)$$

hence the PSD of the signal can be obtained

$$P_x(\omega) = \left| H(e^{-j\omega}) \right|^2 \sigma_w^2 = \frac{\sigma_w^2}{\left| 1 + \sum_{k=1}^p a_k e^{-j\omega k} \right|^2} \quad (26)$$

In **Figure 5** is the processing result of vehicle body acceleration by using maximum entropy method with data of 32 points. It is seen that maximum entropy spectral estimation well reflects two main peaks with less sampled data. First peak represents resonant frequency of vehicle body, and second peak is close to the resonant frequency of unsprung mass. Moreover the frequency resolution is continuous. **Figure 6** is the PSD of vehicle body acceleration by using FFT method with same sampled data. It illustrates that FFT method cannot reflect two main peaks, and the frequency resolution is bigger.

$$\Delta f = \frac{1}{T} = \frac{1}{N\Delta t} = \frac{1}{32 \times 0.005} = 6.25Hz$$

Therefore maximum entropy method has more advantage than FFT method in processing short time data. **Figure 7** and **Figure 8** represent MES and PSD of axle acceleration respectively. Data of 2000 points are used in both methods. It concludes that maximum entropy method can give the resonant frequency of axle exactly and FFT method cannot do. **Figure 9**, **Figure 10** and **Figure 11** are the

three dimensional transient maximum entropy spectrums of vehicle body acceleration, axle acceleration and pitch angular acceleration in braking, respectively. From **Figure 9**, it is concluded that with the increasing of time i.e. the decreasing of velocity, the amplitude of MES of vehicle body acceleration has the tendency of reduction, and has some fluctuations which reflect the wave shape of rough road. **Figure 10** illustrates the amplitude of transient MES of axle acceleration decreases with increasing of time. **Figure 11** shows that transient MES of pitch acceleration has two main peaks in both low and high frequency. The peaks in in low frequency reduces with the increasing of time, but does not always reduce. The peak in high frequency decreases with the increasing of time.

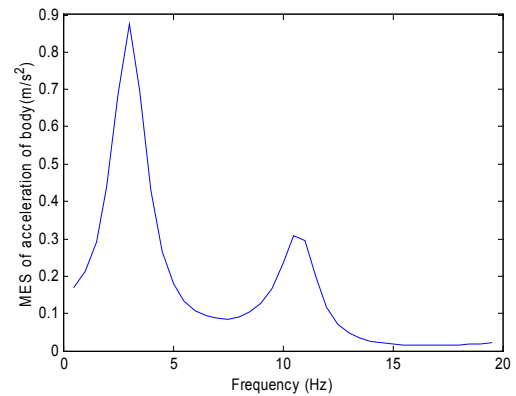


Fig. 5 MES of vehicle body acceleration

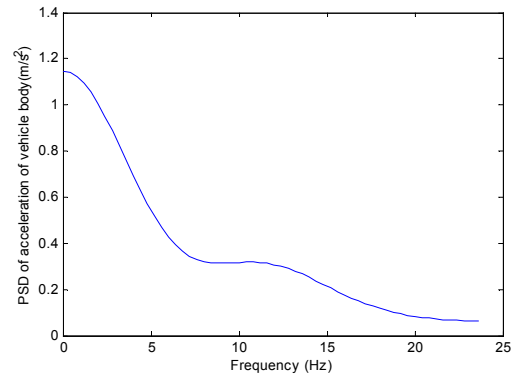


Fig. 6 PSD of vehicle body acceleration

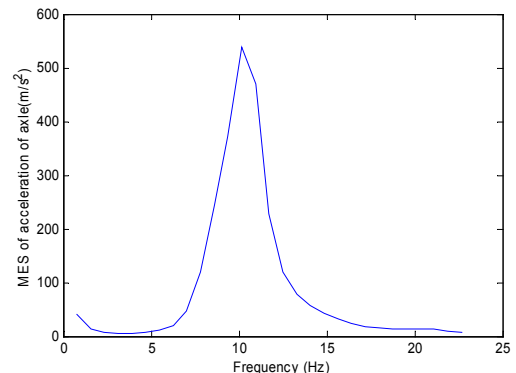


Fig.7 MES of axle acceleration

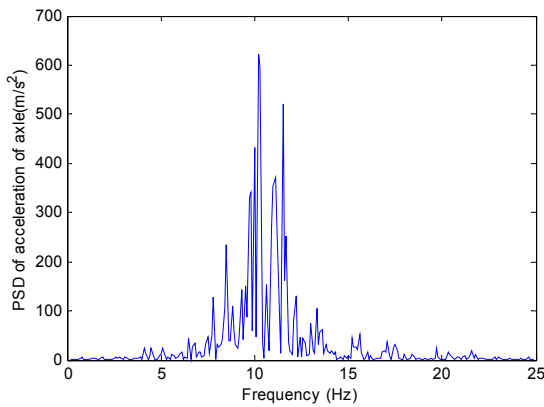


Fig. 8 PSD of axle acceleration

4 CONCLUSIONS

This paper first performs numerical simulation of nonstationary response of vehicle in time domain by using nonstationary excitation model of road and vehicle model with 5DOF. To obtain frequency characteristics, maximum entropy method is used to process nonstationary response in frequency domain. The results show that maximum entropy method has more advantage than traditional FFT method in processing less data. The frequency resolution is successive. The MES method is suitable for processing short time data, therefore the instantaneous spectral characteristics can be obtained, which clearly reflects nonstationary characteristics of vehicle in braking.

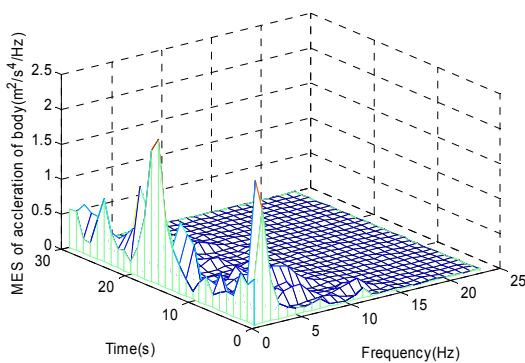


Fig.9 Transient MES of vehicle body acceleration

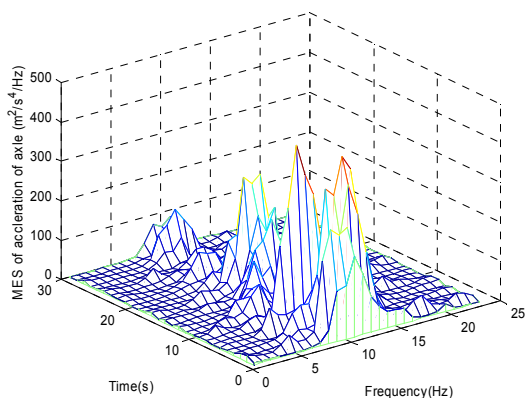


Fig. 10 Transient MES of axle acceleration

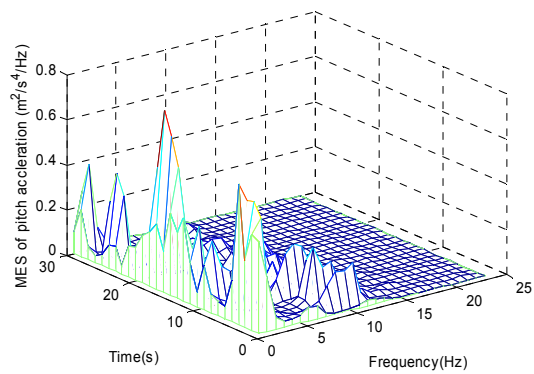


Fig. 11 Transient MES of pitch acceleration

5 REFERENCES

- /1/ Brigham, E.O. (1988). The Fast Fourier Transform and Its Applications, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey
- /2/ Burg, J.P.(1967). Maximum Entropy Spectral Analysis, 37th Ann. Intern. Meet., Soc. Extlor. Geophys., Oct.
- /3/ Dokainish, M.A. and Elmadany, M.M.(1980). Random Response of Tractor-semitrailer System. Veh. Sys. Dyn. 9:87-112.
- /4/ Fang, T., Sun, M.N. and Song, C.Q.(1997). Non-Stationary Response to the Evolutionary Random Excitation From A Same Source. Chinese Journal of Applied Mechanics. Vol.14.No.2: 7-13.
- /5/ Hammond, J.K.and Harrison, R.F.(1981). Nonstationary Response of Vehicle on Rough Ground-A State Space Approach, Transactions of The ASME Vol. 103: 245-250.
- /6/ Hwang, J.H. and Kim, J.S.(2000). On The Approximate Solution Aircraft Landing Gear Under Nonstationary Random Excitations KSME International Journal. Vol 14, No 9, 968—977.
- /7/ Nigam, N.C. and Narayanan,S.(1994). Applications of random vibrations. Rajkamal Electric Press.
- /8/ Nigam, N.C. and Yadav, D.(1974).Dynamic Response of Accelerating vehicles to Ground Roughness. Proc. Noise, Shock and Vibration Conference, Monash University:280-285.
- /9/ Welch, (1967). The use of FFT for The Estimation of Power Spectral-A method Based on Time Averaging Over Short Modified periodograms, IEEE Trans, AV-15.

Impressionen von der WGMK-Jahrestagung 2003



Bild 1: Prof. Dietz während seines Eröffnungsvortrages



Bild 2: Auditorium in der Aula der TU Clausthal



Bild 3: Fachgespräche während des Rundganges durch das Institut für Maschinenwesen an der Koordinatenmessmaschine,



Bild 4: ...am Druckkammprüfstand,



Bild 5: ...und am Seilprüfstand.



Bild 6: Gruppenbild der Tagungsteilnehmer vor der Aula der TU.



Bild 6: Damenprogramm mit Golf-Schnupperkurs.



Bild 7: Gemütliches Abendessen im untertägigen Konzertsaal des Besucherbergwerks Sondershausen.



Bild 8: Musikalische Untermahlung durch "Mainstream Unlimited".

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
- Konstruktionssystematik
- Rechnereinsatz im Maschinenbau
- Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Maschinenakustik
- Experimentelle Beanspruchungsermittlung und Spannungsoptik
- Technische Normung
- Rapid Prototyping / Rapid Tooling

Das interdisziplinäre Team am IMW besteht aus ca. 15 wissenschaftlichen Mitarbeitern/-innen aus den Bereichen Maschinenbau, Technomathematik und Geophysik. Weitere 11 Mitarbeiter/-innen und 8 Auszubildende arbeiten in der Verwaltung, mechanischen und elektrotechnischen Werkstatt.

Technische Ausrüstung

Für die entsprechenden Forschungsschwerpunkte verfügt das IMW über gut ausgestattete Labore (Spannungsoptik, Akustik, CIM), verschiedene maschinentechnische Prüfstände und die notwendige Rechnerausstattung.

Die Untersuchung von Maschinenelementen kann auf zwei hydraulischen Verspannprüfständen, einem Torsions-Schwingprüfstand, einem Umlaufbiege- und Torsionsprüfstand, einer statischen Verspanneinrichtung sowie einer separaten Umlaufbiegeprüfeinrichtung durchgeführt werden. Zur Prüfung fördertechnischer Elemente und Anschlagmittel ist eine Zugprüfmaschine mit integriertem Querprüfgerät und ein Seiltrommelprüfstand vorhanden. Eventuelle berührungslose Übertragungen von Messwerten werden mit einer 64 Kanal Telemetrieeinrichtung bewältigt. Ein Schleuderprüfstand für schnell drehende Maschinenteile (z.B. Rotoren, Abweiseradwindsichter), ein Prüfstand für Feinprallmühlen und eine Reaktionsschwingmühle ergänzen die Prüfeinrichtungen des IMW für Untersuchungen an verfahrenstechnischen Maschinen.

Das Labor für statische Spannungsoptik verfügt über Einrichtungen und Werkstatteinfrastuktur für spannungsoptische Untersuchungen an Bauteilmodellen von mikroskopischer Größe bis zu einer Größe von ca. 1 m. Die hierzu zum Teil notwendige eigenspannungsarme Bearbeitung von Modellmaterialien werden von der Institutswerkstatt ebenso sachkundig ausgeführt wie die aufgabenspezifische Anfertigung von Belastungseinrichtungen. Die technische Ausstattung des Labors für dynamische Spannungsoptik ermöglicht Messungen an hochfrequent belasteten Bauteilen. Mittels eines elektrodynamischen Schwingerregers können Bauteile gezielt frequenzselektiven Belastungen bis zu einer Frequenz von 4 kHz unterworfen werden. Der Einsatz optischer Ganzfeldmessverfahren ermöglicht darüber hinaus auch die Visualisierung sich einstellender Beanspruchungszustände, wie sie bei Stoßanregungen auftreten.

Das Akustiklabor am IMW ist mit umfangreichem Messequipment sowie einem schallarmen Raum zur Erfassung und Auswertung des von Maschinenstrukturen abgestrahlten Schalldruck- und Schalleistungspegels ausgestattet. Neben Schmalbandanalysen mittels eines FFT-Analysators bietet ein verfügbarer Bandpassfilter die Möglichkeit der Terz- und Oktavanalyse. Mittels eines Handschallpegelmessers können auch schnelle Vorortmessungen durchgeführt werden.

Das CIM-Labor besteht aus zwei 4-Achsen-Fräsmaschinen (MAHO MH700S/MH600), einer Drehmaschine (Monforts MNC 5), einer Senkerodiermaschine (CHARMILLER ROBOFORM 505) mit 3D-Bahnsteuerung, und einer ZEISS Koordinatenmessmaschine mit NC-Rundtisch. Zur CAM-Lösung der Firma DLoG gehören ein werkstattorientiertes NC-Programmiersystem, Einrichtungen zur Direktübertragung von NC-Programmen an die Maschinensteuerungen und Anwendungen zur Maschinen-/Betriebsdatenerfassung sowie zur Maschinenzustandsanzeige. Als CAD/CAM-System wird CATIA V5 und Pro/Engineer mit Pro/Manufacturing eingesetzt. Maschinenspezifische Postprozessoren erlauben eine durchgängige CAD/NC-Verfahrenskette. Als PDM-System kommt axalant™ von EIGNER auf einer ORACLE8i-Datenbank zum Einsatz.

Die Recherausstattung umfasst mehrere Server, welche die insgesamt ca. 130 Rechner des Institutes vernetzen. Diese umfassen u.a. verschiedene Internetserver (WWW/FTP), einen Windows Domänencontroller, einen Server für Datenbankdienste und einen Abteilungsserver SUN Enterprise 450 zum Betrieb der 60 SUN Workstations. Als Standardsoftware stehen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung, u. a. die CAD-Pakete ProEngineer und CATIA V5 sowie die FEM-Programme MARC/MSC.PATRAN, ANSYS und ProMechanica.

Das Institut für Maschinenwesen verfügt über eine vollständige Rapid Prototyping bzw. Rapid Tooling Verfahrenskette zum Lasersintern von metallischen Bauteilen. Hierzu gehören im Einzelnen eine Rapid Tooling Anlage EOSINT M 250 der Firma EOS, zum Generieren von Prototypen, Funktionsteilen und Werkzeugen (Formen und Elektroden), verschiedene Konstruktionsarbeitsplätze (ProE, CATIA V5), Software zur Rapid Tooling gerechten Aufbereiten 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.

Im Bereich der multimedialen Lehre verfügt das IMW über mehrere Kamerasysteme zur Aufnahme und Übertragung von Lehrveranstaltungen und praktischen Experimenten. In einem eigens errichteten Multimediaraum können Multimediale Lehrveranstaltungen mit unter anderem einer 100“ Rückprojektionswand durchgeführt 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,
- Softwareentwicklung zur Simulation und Optimierung von Fertigungsverfahren und zur Unterstützung des Konstruktionsprozesses.

- 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
- Vermessung und Qualitätskontrolle auf der Koordinatenmessmaschine,
- DMS-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.

Durch die interdisziplinäre Zusammensetzung werden im Institut auch Entwicklungsprojekte für komplette Maschinen und Steuerungen durchgeführt. Die Zusammenarbeit kann auch über Praktika, Studien- und Diplomarbeiten erfolgen.

Neben den oben aufgeführten Angeboten bietet das Institut für Maschinenwesen interessierten Forschungseinrichtungen und Industrieunternehmen, insbesondere kleinen und mittleren Unternehmen, Beratungen zu den europäischen Förderungsmaßnahmen an. Dies beinhaltet neben der Beratung zur Einwerbung von Fördermitteln auch Hilfestellung bei der Vorbereitung, der Durchführung und der Partnersuche bei europäischen 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,
- Innenhochdruckgefügte und konventionelle Preßverbindungen mit geometrischen Schwächungen (z.B. Axial- oder Radialbohrungen in Welle und/oder Nabe),
- Torsionssteife Doppelmembrankupplungen mit Ausgleichfunktion in radialer und axialer Richtung,
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt),
- Stahldrahtseile,
- Bolzen-Lasche Verbindungen,
- Verbindungstechnik Metall-Keramik bei hohen Temperaturen,
- Verbindungselemente unter hohen mechanischen und thermischen Belastungen.

Weitere Forschungsprojekte beschäftigen sich mit der Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile, 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. Als Grundlage für ein phasenübergreifendes Arbeiten stehen insbesondere die Entwicklung von Schnittstellen und der Produktdatenaustausch (STEP ISO 10303/ISO 13584) im Vordergrund. Weitere Projekte beschäftigen sich mit:

- dem Management kooperativer Produktentwicklungsprozesse,
- dem Qualitätsmanagement in der Konstruktion,
- der Werkstoffauswahl in der Konstruktion,

- der Simulation, Berechnung und Optimierung von kinematisch komplexen Fertigungsverfahren (Zahnkantenabdachungen, Wirbelfräsen),
- Fehlermöglichkeitseinfluss- und Störfallanalysen,
- dem fertigungsgerechten Konstruieren insbesondere an Bauteilen aus Feinblech.

Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen

Schwerpunkt der Untersuchungen und Entwicklungen von verfahrenstechnischen Maschinen unter besonderen mechanischen, chemischen und thermischen Belastungen sind:

- Entwicklung von Reaktionsmühlen,
- Untersuchung der Zusammenhänge beim Prallmahlen,
- Gestaltung schnell laufender Rotoren (Windsichter/Prallmühlen),
- chemisches Recycling von Kunststoffen,
- Niedertemperaturrauchgasentschwefelung,
- Entwicklung lärmarmen, schnell laufender Mühlen.

Weitere Forschungsvorhaben beschäftigen sich mit KI-Systemen und der Konstruktionssystematik an Maschinen der Verfahrenstechnik und der Baureihenentwicklung.

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 Messwerterfassungs- und Verarbeitungshard- und -software zur Verfügung. Ein weiterer Schwerpunkt bildet die Entwicklung von Konstruktionssystematiken und von Beratungssystemen zur Konstruktion lärmarmen Maschinen.

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 und
- 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 1.1.1999

Veröffentlichungen 1999

Festschrift zum 60. Geburtstag von Prof. Dr.h.c. Dr.-Ing. Peter Dietz. Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal, Mai 1999.

Dietz, P.; Haje, D.: Entwicklung lärmarmen Produkte – Rechnergestützte Beratungshilfen für den Konstrukteur. Konstruktion 51 (1999), Heft 7/8.

Schmidt, A.: Untersuchungen zur konstruktiven Einflußnahme auf die Körperschalleitung in ebenen Strukturen. Konstruktion 51 (1999), Heft 7/8.

Dietz, P.: Tragfähigkeitssteigerungen von Maschinenelementen durch teilplastische Verformungen. Konstruktion 51 (1999), Heft 10.

Dietz P.; Grünendick T.: Reaktives Mahlen mit Hochleistungs-Schwingmühlen. Workshop Tribotechnik/Reaktives Mahlen, 26.6.1999, DECHEMA e.V., Frankfurt

Dietz, P.; Käferstein, B.; Schmidt, A.: Optische Ganzfeldmeßmethoden und Analogiebildung zur Simulation der Körperschallausbreitung. VDI-Tagung "Maschinenakustik", 9./10.9.1999 Wiesloch, VDI Berichte 1491

Dietz, P.; Gummersbach, F.; Haje, D.: Entwicklung lärmarmen Produkte - Rechnergestützte Beratungshilfen für den Konstrukteur. VDI-Tagung "Maschinenakustik", 9./10.9.1999 Wiesloch, VDI Berichte 1491

Klemp, E.; Hickmann, T.: Rapid Tooling für Serienwerkzeuge? - Ein Test im Vergleich zu herkömmlichem Stahl. Der Stahlformenbauer 16 (1999), Heft 5.

Dignum, V.; Heimannsfeld, K.: Knowledge Management for requirements engineering. 12th Banff Knowledge Acquisition Workshop for knowledge-based systems, Volume 1, Banff, Canada, 1999

Veröffentlichungen 2000

Schäfer, G.; Birkholz, H.; Garzke, M.: Numerische und experimentelle Untersuchungen zum Festigkeitsverhalten von Membrankupplungen. AiF-Abschlussbericht, Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal, April 2000

Henschel, J.: Dimensionierung von Windentrommeln. Dissertation, TU Clausthal 1999.

Schäfer, G.; Dietz, P.: Strategies for the Design of Process Engineering Machines under special me-

chanical, thermal and chemical Conditions. 6th International Design Conference DESIGN 2000, 23.-26.5.2000, Cavtat/Dubrovnik, Kroatien.

Dietz, P.; Haje, D.: Development of low noise Products – Computer guidance for the Designer. 6th International Design Conference DESIGN 2000, 23.-26.5.2000, Cavtat/Dubrovnik, Kroatien.

Birkholz, H.; Dietz, P.; Dehner, E.; Garzke, M.: TWINTORS-Diaphragm couplings for turbo machines. 6th International Design Conference DESIGN 2000, 23.-26.5.2000, Cavtat/Dubrovnik, Kroatien.

Garzke, M.; Dietz, P.: Torque transmission capability of internal high pressure assembled press fits. 6th International Design Conference DESIGN 2000, 23.-26.5.2000, Cavtat/Dubrovnik, Kroatien.

Otto, S.; Dietz, P.; Garzke, M.: Development of calculation basis for dimensioning axial pin connections with clearance. 6th International Design Conference DESIGN 2000, 23.-26.5.2000, Cavtat/Dubrovnik, Kroatien.

Ort, A.: Entwicklungsbegleitende Kalkulation mit Teilebibliotheken. Dissertation, TU Clausthal 1998.

Dietz, P.; Garzke, M.; Schellbach, J.: FEM-Analyse innenhochdruckgefügter Welle-Nabe-Verbindungen. 1. MSC-Technologie-Konferenz, 5./6.6.2000, Bad Kissingen.

Rouibah, K.; Schmitt, R.; Caskey, K.; Goltz, M.: The SIMNET Parameter Based Approach Eases Inter-Company Engineering Change Management. International Conference on Concurrent Engineering – ICE 2000, 28.-30.6.2000, Toulouse.

Heimannsfeld, K.; Johnson, J.; Herzog, E.; Düsing, C.: Beyond Tool Exchange – Current Status and Future Implications of the Emerging ISO Standard AP233. 2nd European Conference on Systems Engineering (EuSEC 2000), Sept.2000, München.

Goltz, M.; Schmitt, R.: Product Data Controlled Workflow in the Supply Chain. ProSTEP Science Days 2000.

Goltz, M.; Schmitt, R.; Vanden Bossche, M.: Managing the Development and Engineering Changes of Complex Products in a Distributed Engineering Environment. eBusiness and eWork 2000. 18.-20.10.2000, Madrid.

Dietz, P.; Tan, L.; Schäfer, G.; Garzke, M.: Elastisch-plastische Auslegung geschwächter Press-

verbindungen. Seminar „Welle-Nabe-Verbindung: Preßverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 24./25.10.2000, Chemnitz

Schmitt, R.: Unternehmensübergreifender Engineering Workflow - Verteilte Produktentwicklung auf der Grundlage eines parameterbasierten Daten- und Prozeßmanagements. Dissertation, TU Clausthal 2000

Veröffentlichungen 2001

Düsing, C.: The emerging ISO Standard STEP AP-233 - A key enabler for systems engineering across different domains. International Symposium on Systems Integration; Baden Baden; 2001

Düsing, C.: Neue Möglichkeiten der Produktentwicklung mit STEP - AP-233 3. Workshop Konstruktionstechnik; Rostock; 2001

Müller, N.; Trenke, D.: Rapid Prototyping und Rapid Tooling am Institut für Maschinenwesen, Begleitband zur Informationsveranstaltung, IMW, 02.02.2001, Clausthal-Zellerfeld

Trenke, D.: Die Rapid Tooling Verfahrenskette, Vortrag, 8. Fachausschuss der Deutschen Keramischen Gesellschaft, CUTEK, 10. Mai 2001, Clausthal-Zellerfeld

Trenke, D.: Anwendung von Rapid Prototyping und Rapid Tooling in der Produktentwicklung, Informationstechnologie - Grundlagen und Anwendungen, Tag der Forschung 2001, TU Clausthal, 25. Mai 2001, Clausthal-Zellerfeld

Mupende, I.: Beanspruchungs- und Verformungsverhalten des Systems Trommelmantel - Bordscheiben bei mehrlagig bewickelten Seiltrommeln unter elastischem und teilplastischem Werkstoffverhalten. Dissertation, TU Clausthal, Cuvillier Verlag Göttingen, 2001

Dietz, P.; Mupende, I.; Otto, S.: Der Einfluss des Rillungssystems auf die Bordscheibenbelastung Zeitschrift Fördern und Heben März 2001

Otto, S.: Bauelement zur Bewegungsumwandlung in Verbrennungsmotoren Kurbelschleife TU Contact Juni 2001

Wächter, M.: BLK-Projekt: Länderübergreifende Entwicklung und Erprobung integrierter modularer Studienangebote unter Einbeziehung informations- und kommunikationstechnischer Medien am Beispiel der Ingenieurwissenschaften, Abschlussbericht AP4 Internationalisierung, 2001

Dietz, P.; Tawil, M.: 3D-Produktmodellierung in der Entwicklungskette - Aufwand und Nutzen. VDI-Tagung "Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung 2001 - Effiziente 3D-Produktmodellierung - Fortschritte und Fallstricke", 19.-20. Juni 2001, Stuttgart - anlässlich CAT Engineering 2001

Heider, G.: Konstruktive Gestaltung von Steuerungen für Hochleistungskolbendampfmaschinen. Dissertation TU Clausthal 2001

Große, A.: Interdisziplinäre Werkstoffauswahl durch Aufbau eines Material Data Mart. Dissertation TU Clausthal 2001

Garzke, M.: Auslegung innenhochdruckgefügter Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung. Dissertation, TU Clausthal, VDI Verlag 2001

Schäfer, G.: Betriebs- und Verschleißverhalten von Zahnwellen-Verbindungen. Seminar „Zahnwellenverbindungen und Pressverbindungen“, VDI Bildungswerk, 27./28.03.2001, Chemnitz

Schäfer, G.: Berichte aus der Praxis zur Fertigung von Zahnwellenverbindungen. Seminar „Zahnwellenverbindungen und Pressverbindungen“, VDI Bildungswerk, 27./28.03.2001, Chemnitz

Birkholz, H.: Die Auswahl der geeigneten Welle-Nabe-Verbindung - Längsstift-Verbindungen als Alternative? Seminar „Zahnwellenverbindungen und Pressverbindungen“, VDI Bildungswerk, 27./28.03.2001, Chemnitz

Dietz, P.; Garzke, M.: Numerische und experimentelle Untersuchungen an innenhochdruckgefügten Pressverbindungen unter Drehmomentbelastung, 3. Workshop Konstruktionstechnik, 20./21.09.2001 Rostock-Warnemünde

Schäfer, G.: Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen, 3. Workshop Konstruktionstechnik, 20./21.09.2001 Rostock-Warnemünde

Düsing, C.: Neue Möglichkeiten der Produktentwicklung mit STEP - AP-233, 3. Workshop Konstruktionstechnik, 20./21.09.2001 Rostock-Warnemünde

Dietz, P.; Grünendick, T.: Bauteilkonstruktion mit kombinierten Werkstoffen - Möglichkeiten und Grenzen am Beispiel verfahrenstechnischer Maschinen, 3. Workshop Konstruktionstechnik, 20./21.09.2001 Rostock-Warnemünde

Schäfer, G.: Elastisch-plastische Auslegung geschwächter Preßverbindungen, Seminar „Preßverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 23./24.10.2001, Chemnitz

Schäfer, G.; Grünendick, T.: Preßverbindungen durch Innenhochdruckfügen, Seminar „Preßverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 23./24.10.2001, Chemnitz

Gummersbach, F.: Lärmarm konstruieren XIX. Schalltechnische Informationen unter konstruktiven Gesichtspunkten, Dissertation, TU Clausthal, Wirtschaftsverlag NW Bremerhaven, 2001

Beisheim, N.: Entwicklung eines wissensbasierten Informationssystems zur Durchführung präventiver Sicherheitsanalysen am Beispiel der Konstruktion verfahrenstechnischer Anlagen und Maschinen, Dissertation, TU Clausthal, VDI Verlag 2001

Heimannsfeld, K.: Modellbasierte Anforderungen in der Produkt- und Systementwicklung, Dissertation, TU Clausthal, Shaker Verlag Aachen 2001

Dietz, P.; Grünendick, T.: Bauteilkonstruktion mit kombinierten Werkstoffen - Möglichkeiten und Grenzen am Beispiel verfahrenstechnischer Maschinen. Konferenz-Einzelbericht, Tagung, Würzburg, 18.-19. Okt. 2001, VDI-Berichte, Band 1595 (2001) Seite 121-148 (28 Seiten, 21 Bilder, 15 Quellen), VDI-Verlag, Düsseldorf

Dietz, P.; Wächter, M.: BLK-Projekt - Länderübergreifende Entwicklung und Erprobung integrierter modularer Studienangebote unter Einbeziehung informations- und kommunikationstechnischer Medien am Beispiel der Ingenieurwissenschaften, Abschlußbericht AP4 Internationalisierung, 2001

Dietz, P.; Gummersbach, F.: Systematische Zusammenstellung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele. Bremerhaven : Wirtschaftsverl. NW, Verl. f. Neue Wiss., 2001

Veröffentlichungen 2002

Grünendick, T.: Fester Presssitz durch "hydraulisches Aufweiten". TU Contact, Nr. 11/6, Oktober 2002

Klemp, E.: Unterstützung des Konstrukteurs bei der Gestaltung von Spritzgussbauteilen hergestellt im Rapid Prototyping und Rapid Tooling Verfahren, Dissertation, TU Clausthal, Mai 2002.

Wächter, M.; Hennecke, P.: Leistungspunktsystem für Ingenieure; Workshop Leistungspunktsystem, 2. Juli 2002, Aachen

Otto, St.; Mupende, I.; Dietz, P.: Influence of Hoisting Drum Winding System on the End Plate Loads, 7th International Design Conference, Dubrovnik, 2002

Düsing, C.: Potentialities of Application of the Emerging Systems Engineering Standard AP233, 7th International Design Conference, Dubrovnik, 2002

Birkholz, H.: Design of Axial Pin Connections for Torque Transmission, 7th International Design Conference, Dubrovnik, 2002

Schäfer, G.; Garzke, M.: INCREASING LOAD CAPACITY OF SPLINES DUE TO DESIGN, 7th International Design Conference, Dubrovnik, 2002

Otto, St.; Mupende I.; Dietz, P.: Influence of the hoisting drum winding system on the end plate loads, 7th International Design Conference, Dubrovnik, 2002

Birkholz, H.: Längsstift-Verbindungen als Alternative zur Passfeder? Seminar „Zahnwellenverbindungen und Pressverbindungen“, VDI Bildungswerk, 27./28.03.2002, Chemnitz

Schäfer, G.: Schadenskunde von Zahnwellenverbindungen, Seminar „Zahnwellenverbindungen und Pressverbindungen“, VDI Bildungswerk, 27./28.03.2002, Chemnitz

Schäfer, G.: Betriebs- und Verschleißverhalten von Zahnwellen-Verbindungen, Seminar „Zahnwellenverbindungen und Pressverbindungen“, VDI Bildungswerk, 27./28.03.2002, Chemnitz

Schäfer, G.; Grünendick, T.: Preßverbindungen durch Innenhochdruckfügen, Seminar „Preßverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 24./25.09.2002, Chemnitz

Schäfer, G.: Elastisch-plastische Auslegung geschwächter Preßverbindungen, Seminar „Preßverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 24./25.09.2002, Chemnitz

Schäfer, G.; Böhm, E.: Methoden zur Innovationsfindung - Wie findet man neue Ideen? Veranstaltungsreihe Innovationstraining für kleinere und mittlere Unternehmen, 7.11.2002, Hildesheim

Veröffentlichungen 2003

Dietz, P.: Dimensioning and design of shaft to collar connections. 8th Cairo University Conference on Mechanical Design and Production Engineering, 4 – 6. January 2004

Dietz, P.: Auslegungskriterien für mehrlagig bewickelte Seiltrommeln nach dem Prinzip des Leichtbaus. Kolloquium Fördertechnik im Bergbau 28.-19. Jan. 2004, Clausthal

- Dietz, P.; Grünendick, T.: Interdisziplinäre Lösungsfindung am Beispiel der Welle-Faserverbund-Nabe-Verbindung. 9. Nationale Symposium der Sampe, 19./20.02.2003, Clausthal
- Schäfer, G.: Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen. Seminar „Pressverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 25./26.03.2003, Chemnitz
- Birkholz, H.; Grünendick, T.: Die Auswahl der geeigneten Welle-Nabe-Verbindung – Längsstift-Verbindungen als Alternative. Seminar „Pressverbindungen für höchste dynamische Belastungen“, VDI Bildungswerk, 25./26.03.2003, Chemnitz
- Goltz, M.; Müller D.; Müller N.: PDM/PLM - Verwaltung von Produktdaten. ITZ Berichte, Band 1, Heft 4, April 2003, Clausthal
- Trenke, D.: Die Rapid Tooling-Verfahrenskette, TU Contact Nr. 12, 7. Jahrgang, TU Clausthal, Mai 2003
- Wächter, M.: Kompetenzen eines Maschinenbau-Ingenieurs. Workshop "Die Berufsqualifikation und die Arbeitsbelastung der Studierenden - die qualitativen und quantitativen Gestaltungsgrundlagen für Leistungspunktesysteme in der Hochschulbildung", 21.-22.05.03 Weimar
- Düsing, C.; Kamel, N.; Müller D.: Product Knowledge Management for the Extended Enterprise. Proceedings ICE 2003, 9th International Conference on Concurrent Engineering, Espoo, Finland, 16-18 June 2003
- Trenke, D.; Müller, N.: Rapid Prototyping und Rapid Tooling am Institut für Maschinenwesen, Begleitband zur Informationsveranstaltung, IMW, 22.07.03
- Dietz, P.; Mupende, I.: Druckkämme unter instationärer Axialkraftbelastung; Abschlußbericht zum DFG-Forschungsprojekt, Di 289 / 24-1; Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal, Juli 2003
- Backhaus, S.: Maschinenakustik am Institut für Maschinenwesen. WGMK-Jahrestagung 2003, Clausthal-Zellerfeld, Sept. 2003
- Schäfer, G.: Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium, Sept. 2003
- Dietz, P.: Metodología del Diseno. Universidad de San Carlos de Guatemala (USAC) 10. Sept. 2003
- Dietz, P.: Modelos de estudio innovativos para la formación del ingeniero. Universidad de San Carlos de Guatemala (USAC) Sept. 2003
- Dietz, P.: Oportunidades y Problemas de un Sistema de Acreditación de dos Niveles: La Experiencia de Alemania. Taller de Inducción a los Miembros Designados del Consejo Centroamericano de Acreditación de la Educación Superior CCA. Guatemala 9.-13. Sept. 2003
- Mupende, I.; Otto, St.: Dimensionierung und Gestaltung von Leichtbauseiltrommeln. WGMK-Jahrestagung 2003, Clausthal-Zellerfeld, Sept. 2003
- Otto, St.: Das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Seiltrommeln unter nicht-rotationssymmetrischer Belastung. Dresdener Maschinenelemente Kolloquium 2003, Dresden, Sept. 2003
- Otto, St.: Das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Seiltrommeln unter nicht-rotationssymmetrischer Belastung. Kolloquium Konstruktionstechnik 2003, Rostock, Okt. 2003
- Dietz, P.; Mupende, I.; Otto, S.: Einfluss des Rillungssystems auf die Bordscheibenbelastung einer Seiltrommel. TU Contact, Nr. 13/7, Oktober 2003
- Dietz, P.; Grünendick, T.: Bauteilkonstruktion mit kombinierten Werkstoffen – Möglichkeiten und Grenzen am Beispiel verfahrenstechnischer Maschinen. Veröffentlicht in:
- 14. Symposium der DGM Verbundwerkstoffe und Werkstoffverbunde, 2.-4.07.2003, Wien
 - Konstruktion 55 (2003), Heft 9, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf
 - TU Contact, Nr. 13/7, Oktober 2003
- Schäfer, G.: Auslegung von Zahnwellen-Verbindungen. VDI-Berichte 1790, VDI Tagung Wiesloch Sept. 2003
- Dietz, P.; Grünendick, T.: Leistungsfähige Welle-Nabe-Verbindungen durch Innenhochdruckfügen. VDI-Tagung „Welle-Nabe-Verbindungen“, Heidelberg, 19./20.11.2003
- Dietz, P.: Welle-Nabe-Verbindungen – nichts Neues zu erforschen? Wolfgang Beitz Gedenkkolloquium 21.11.2003 Berlin
- Dietz, P.: Por que Crear un Sistema de Acreditación en Educación Superior y como Asegurar su Credibilidad Nacional e Internacional. Perspectiva del Consejo de Acreditación de Alemania (AKKREDITIERUNSRAT). IV Foro Centroamericano por la Acreditación de la Educación Superior. Nov. 2003. Panama

Autoren

Backhaus, Stefan: Jahrgang 1975, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.6.2000 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. backhaus@imw.tu-clausthal.de

Betaneli, Archil: Jahrgang 1925, Professur für Flugzeugbau an der Georgischen technischen Universität Tblissi (Georgien), im Rahmen der Kooperation mehrfacher Gast am IMW.

Birkholz, Hagen: Jahrgang 1967, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.9.1997 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. birkholz@imw.tu-clausthal.de

Dietz, Peter: Jahrgang 1939, studierte Maschinenbau an der TH Darmstadt, wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe der TH Darmstadt, Promotion 1971 über die Berechnung von Seiltrommeln, seit 1974 Leiter der Stabstelle Konstruktionssysteme der Pittler Maschinenfabrik AG, Langen, seit 1977 dort Leiter der Entwicklungsabteilung, seit 1.10.1980 Universitätsprofessor und Institutsdirektor des IMW. dietz@imw.tu-clausthal.de

Düsing, Carsten: Jahrgang 1972, studierte Geophysik an der TU Clausthal, seit 1.2.1999 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. duesing@imw.tu-clausthal.de

Goltz, Michael: Jahrgang 1973, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.4.1998 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. goltz@imw.tu-clausthal.de

Grünendick, Torsten: Jahrgang 1967, studierte Luft- und Raumfahrttechnik an der Universität der Bundeswehr München, von 1993 bis 1996 Fachgruppenleiter bei einem Luftfahrzeugtriebwerks - Instandsetzer in Erding, ab 1996 dort Leiter Qualitätssicherung, seit 1.8.1997 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. gruenen@imw.tu-clausthal.de

Kamel, Nadia.: VDMA European Office. nadia.kamel@mcm.be

Müller, Dirk: Jahrgang 1969, studierte Technomathematik an der TU Clausthal, seit 1.1.2000 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. dmuller@imw.tu-clausthal.de

Mupende, Ilaka: Jahrgang 1964, studierte allgemeinen Maschinenbau an der Universität von Kinshasa, Demokratische Republik Kongo, Gastwis-

senschaftler am IMW von Oktober 1996 bis Oktober 2000, seit November 2000 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, Promotion im Januar 2001 über das Beanspruchungs- und Verformungsverhaltendes Systems Seiltrommel unter elastischem und teilplastischem Werkstoffverhalten. mupende@imw.tu-clausthal.de

Nsenga Biansompa, Elie: Jahrgang 1967, studierte allgemeinen Maschinenbau an der Universität von Kinshasa, Demokratische Republik Kongo, seit 01.04.2001 Gastwissenschaftler am IMW. Nsenga@imw.tu-clausthal.de

Otto, Steffen: Jahrgang 1971, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.8.1998 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, Promotion im Juli 2003 über das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Seiltrommeln unter nichtrotationssymmetrischer Belastung. otto@imw.tu-clausthal.de

Qingsong, Hua: Jahrgang 1975, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Liaoning, VR China, seit 01.04.01 Gastwissenschaftler am IMW. mwqh@imw.tu-clausthal.de

Schäfer, Günter: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.11.89 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW, seit 1991 akademischer Rat, seit 2002 akademischer Oberrat, Promotion im November 1995 über Verschleiß und Berechnung von Zahnwellen-Verbindungen. schaefer@imw.tu-clausthal.de

Siemieniec, Adam: Jahrgang 1929, Professor am Lehrstuhl für Technische Mechanik der Bergakademie Krakau. ad_siem@uci.agh.edu.pl

Sover, Alexandru: Jahrgang 1975, studierte Maschinenbau an der Nord-Universität BaiaMare/Rumänien, seit 18.08.2002 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. sover@imw.tu-clausthal.de

Trenke, Detlef: Jahrgang 1969, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.10.2000 wissenschaftlicher Mitarbeiter am IMW. trenke@imw.tu-clausthal.de

Wächter, Martina: Jahrgang 1959, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.4.1985 wissenschaftlicher Mitarbeiterin am IMW. waechter@imw.tu-clausthal.de

Wolny, S.: Jahrgang 1949, Leiter des Lehrstuhls für Technische Mechanik der Bergakademie Krakau.
stwolny@uci.agh.edu.pl

Stanislaw Dzik, S.: Jahrgang 1946, Lehrstuhl für Festigkeitslehre und Konstruktion der Bergakademie Krakau

Turan, H.-C.: Jahrgang 1976, studierte Maschinenbau mit dem Schwerpunkt Fahrzeugbau an der TU Istanbul, Türkei, im Anschluss daran den Ergänzungsstudiengang Maschinenbau an der TU Clausthal. Seit dem 01.07.2002 wiss. Mitarbeiter am IMW. turan@imw.tu-clausthal.de

Zhang, L.: Jahrgang 1963, studierte Maschinenbau an der Jilin University of Technology, Master 1990, seit Mai 2000 Professor.