

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.

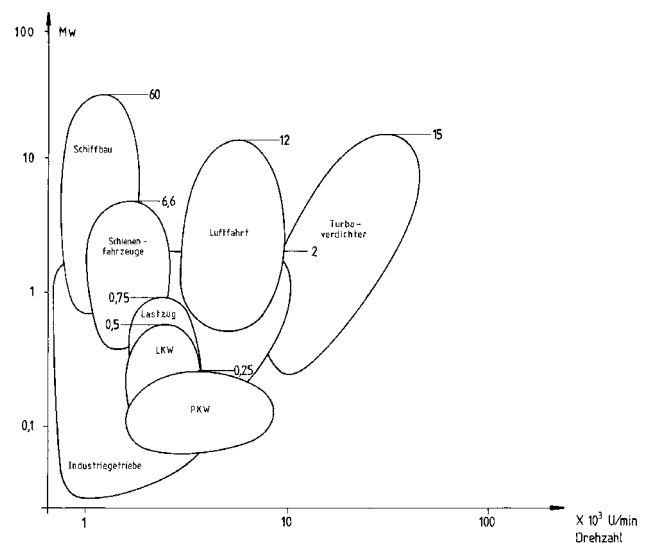


Bild 1: Übliche Einsatzbereiche von Getrieben im Maschinenbau

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.

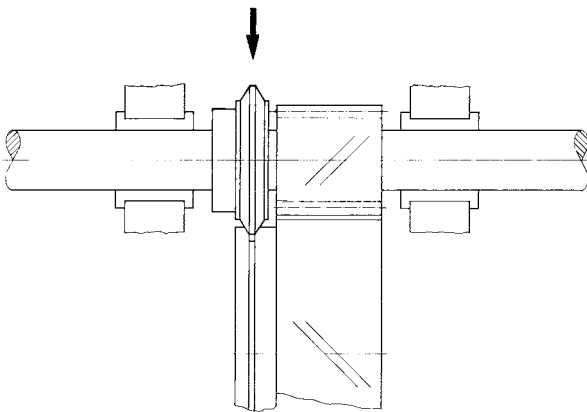


Bild 2: BBC – Patent von 1922 zur Aufnahme des Axialschubes von Schrägverzahnungen durch ein umlaufendes „Druckglied“ (Druckkamm) /2/

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.

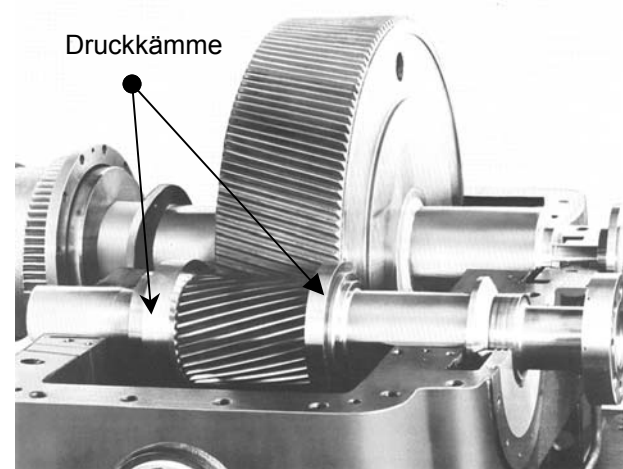


Bild 3: Druckkämme eines Verdichtergetriebes der Fa. BHS /3/

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.

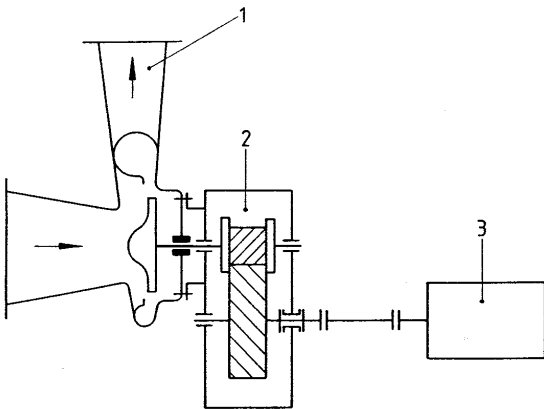


Bild 4: Beispiel eines Turboverdichters: 1 Verdichtergehäuse, 2 Stirnradgetriebe, 3 E-Motor /4/

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.

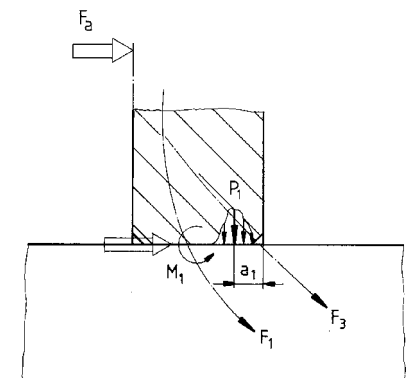


Bild 5: Kraftfluss bei der Grundgestaltung G0 (Schrumpfsitz)

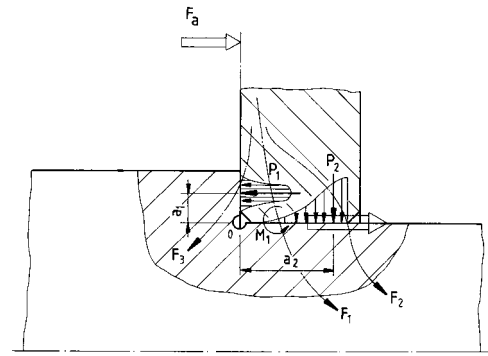


Bild 6: Kraftfluss bei der Gestaltungsvariante mit Absatz G1

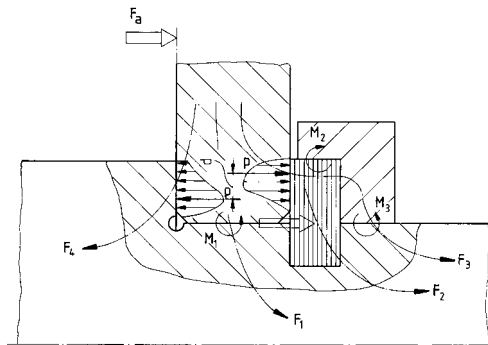


Bild 7: Kraftfluss bei der Gestaltungsvariante mit geteiltem Sicherungsring G2

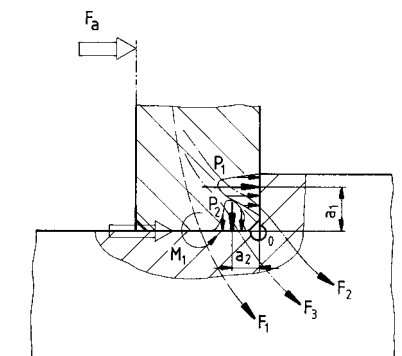


Bild 8: Kraftfluss bei der Gestaltungsvariante mit hinterem Absatz (bzw. mit geteilter untenliegender Hülse) G3

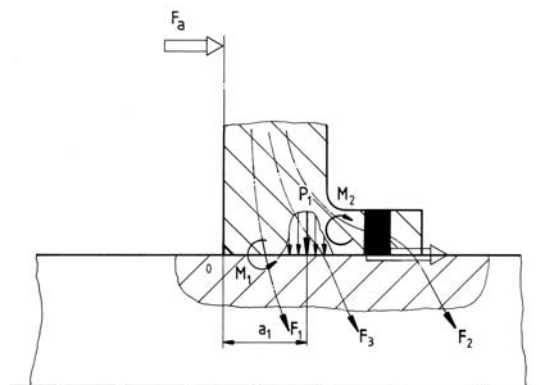


Bild 9: Kraftfluss bei der geschweißten Gestaltungsvariante G4

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.

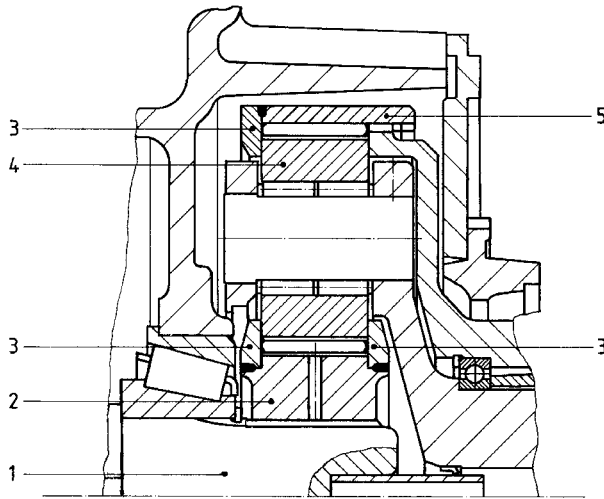


Bild 10: Druckkammeinsatz im Planetengetriebe mit Schrägverzahnung; 1) Hauptwelle; 2) Sonnenrad; 3) Druckkämme bzw. Axialkraftaufnahme mittels Anlaufringen; 4) Planetenrad; 5) Hohlrad /5/

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.

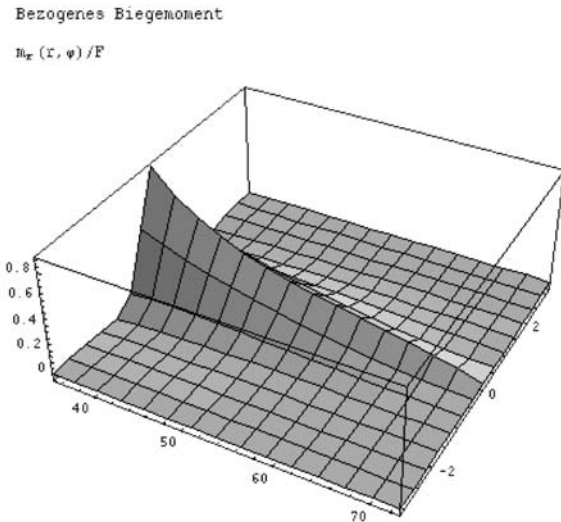


Bild 11: Bezogenes Biegemoment m_r/F_a

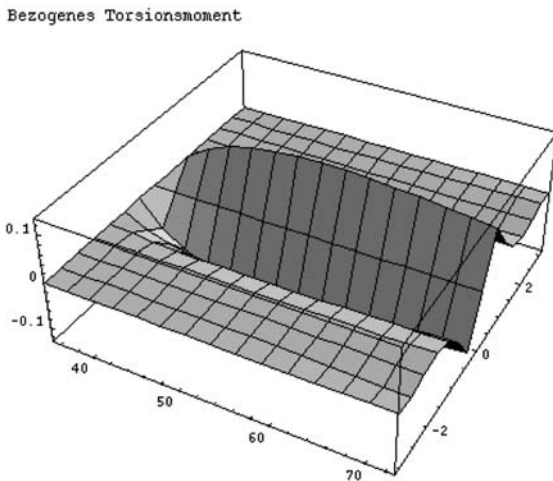


Bild 12: Bezogenes Torsionsmoment $m_{\varphi r}/F_a$

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.

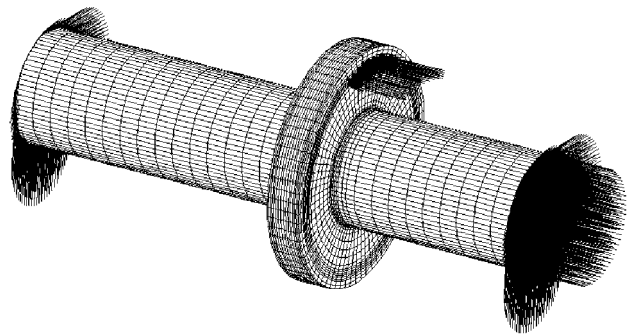


Bild 13: FE-Modell des Grundmodells des Druckkammes

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.

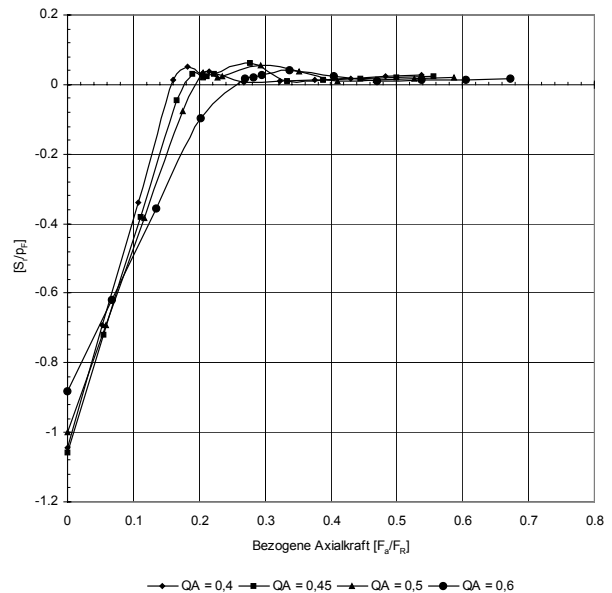


Bild 14: Einfluss der Nabensteifigkeit auf die Klaffkraft. ($D_F = 73 \text{ mm}$; $l_F/D_F = 0,3$; $U/D_F = 2,2\%$; $\mu = 0,2$)

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.

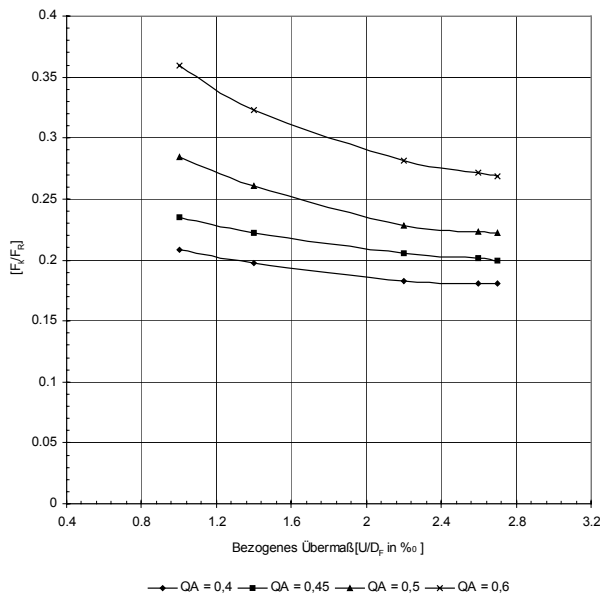


Bild 15: Einfluss des Übermaßes U auf die Klaffkraft F_k ; ($D_F = 73 \text{ mm}$; $l_F/D_F = 0,3$; $\mu = 0,2$)

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.

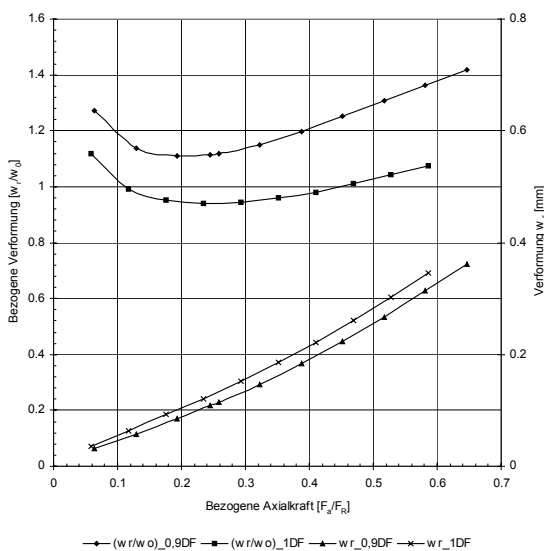


Bild 16: Verformung w_r in Abhängigkeit der Axialkraft F_a ; ($D_F = 73 \text{ mm}$; $Q_A = 0,5$; $U/D_F = 2,2\%$; $\mu = 0,2$)

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.

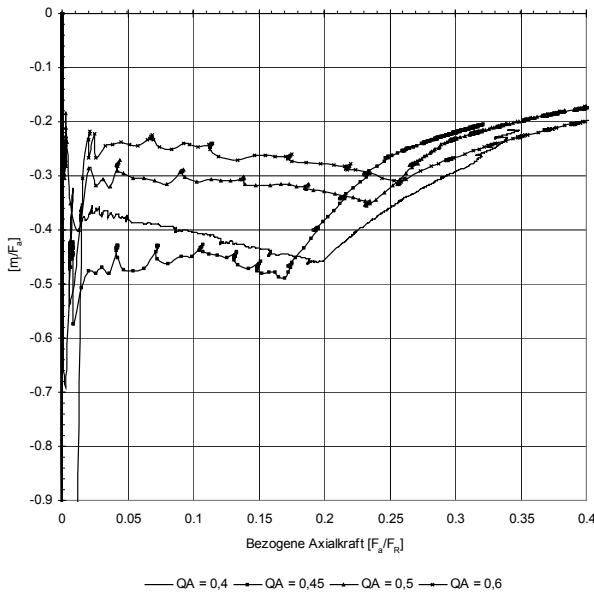


Bild 18: Klaffkraft F_k und Anschlussbiegemoment m_{rF} in Abhängigkeit von der Nabensteifigkeit Q_A ; $D_F = 73$ mm, $l_F/D_F = 0,3$; $Q_A = 0,5$; $U/D_F = 2,2\%$

Die experimentellen Ergebnisse für die üblichen Nabendurchmesserverhältnisse 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.

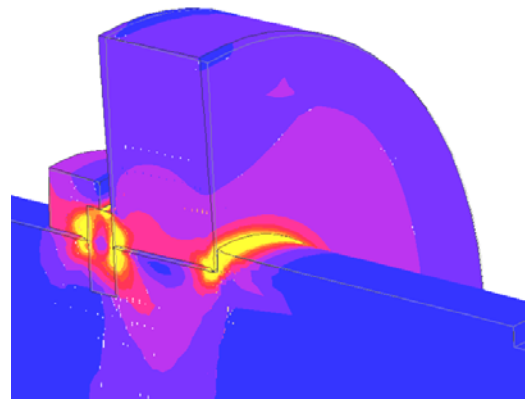


Bild 19: Verformung w_r in Abhängigkeit der Axialkraft F_a ; ($D_F = 73$ mm, $Q_A = 0,5$)

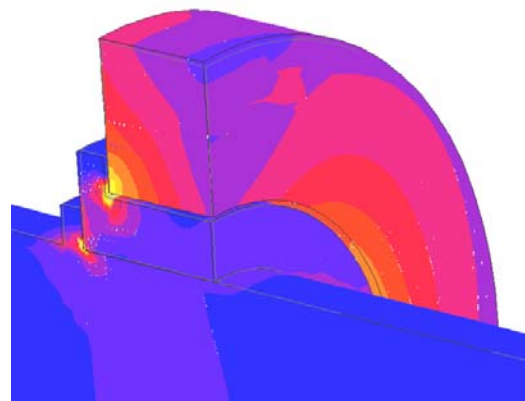


Bild 20: Verformung w_r in Abhängigkeit der Axialkraft F_a ; ($D_F = 73$ mm, $Q_A = 0,5$)

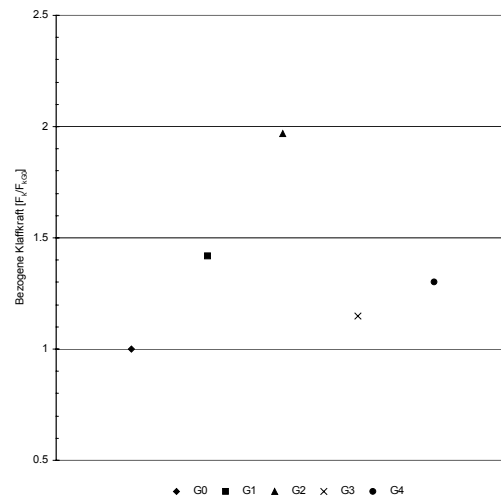


Bild 21: Einfluss der Gestaltung auf die Klaffkraft; G0 = Grundgestaltung; G1 = Gestaltungsvariante mit Absatz; G2 = Gestaltungsvariante mit geteiltem Sicherungsring; G3 = Gestaltungsvariante mit geteilter unterliegender Hülse; G4 = geschweißte Gestaltungsvariante

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