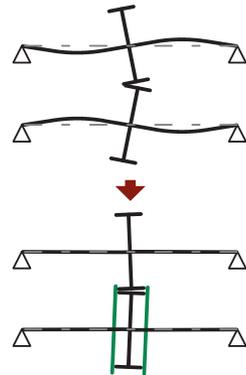


Steigerung des Verzahnungswirkungsgrads im Teillastbereich durch Druckkammeinsatz

Heinrich, C.

Mit Druckkämmen kann die Wellenbiegung aufgrund des Kippmoments von Schrägverzahnungen reduziert werden. Die so erwirkte Reduktion der notwendigen Flankenlinienkorrekturen führt im Teillastbereich zu einem besseren Tragverhalten der Verzahnung, welches eine geringere Verlustleistung bedeutet.



Thrust cones reduce the shaft deflection induced by the tilting moment of helical gears. The obtainable reduction in flank line corrections leads to better load-bearing behaviour of the gears at partial load, which entails lower power losses.

Problemstellung

Unter Last kommt es in Getrieben aufgrund der elastischen Deformation der Bauteile zu Ausrichtungsfehlern in der Verzahnung. Diese führen im Vergleich zur fehlerfreien Ausrichtung zu Lastüberhöhungen in Zahnflanke und -fuß. Mit Flankenlinienkorrekturen in Form von bspw. Schrägungswinkelkorrekturen, Endrücknahmen oder allgemeinen Topologiemodifikationen kann diesen entgegengewirkt werden. Flankenlinienkorrekturen werden aus Festigkeitsgründen für den Fall des maximal auftretenden Drehmoments ausgelegt. Bei niedrigen Drehmomenten führen diese Korrekturen dann zu einem ungleichmäßigen Tragverhalten bis hin zu einem einseitig aufklaffenden Kontakt, d.h. einer Reduktion der tragenden Flankenbreite. Aus der Literatur /1, 2/, oder auch durch Analyse der Position der Variablen Verzahnungsbreite in empirischen Verzahnungsverlustleistungsberechnungsgleichungen wie /3/ oder /4/, kann leicht festgestellt werden, dass breitere Kontakte zu einer geringeren lastabhängigen Zahnradverlustleistung führen. Dies ist auf die geringere Schmierstoffscherung aufgrund der kleineren Hertzschen Abplattung und höheren Parallelsplathöhe bei breiteren Kontakten zurückzuführen. Während insbesondere Industriegetriebe hauptsächlich um ihren Nennbetriebspunkt herumlaufen, werden beispielsweise Getriebe für Elektroautos überwiegend im Teillastbereich gefahren. Das suboptimale Tragverhalten in diesem Bereich stellt ein Potential zur Wirkungsgradsteigerung dar.

Mit Druckkämmen können Axialkräfte aus Schrägverzahnungen verzahnungsnah kompensiert werden. Somit kommt es im Vergleich zur Axialkraftleitung bis in das Gehäuse in der konventionellen, druckkammfreien Konstruktionsvariante zu einer

geringeren Wellenbiegung durch das Kippmoment (vgl. Titelbild). Bei geringerer Wellenbiegung kann die Flankenlinienkorrektur geringer ausfallen und das Tragbild im Teillastbetrieb verbessert werden. Der Einfluss auf die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung soll im Folgenden untersucht werden.

Methodik

Aufgrund des großen Umfangs der eingesetzten Berechnungsverfahren werden diese nicht vollständig wiedergegeben, sondern nur benannt. Dabei wird zum Zweck einer schnellen Berechnung nicht das am Institut vorhandene Druckkamm-simulationsprogramm auf Verzahnungen umfunktioniert, sondern die verbreitete Methode zur Auslegung von Verzahnungsmikrogeometrien angewandt.

Zur Ermittlung der lokalen Lastüberhöhung aufgrund der Kontaktlinienabweichung wird der Ansatz von Weber und Banaschek /5/ in der in /6/ dokumentierten Ausführung implementiert. Hierbei wird die Verzahnung in axialer Richtung in Segmente unterteilt, deren jeweilige Gesamtnachgiebigkeit aus den Anteilen Biegenachgiebigkeit, Schubnachgiebigkeit, Radkörpernachgiebigkeit und Nachgiebigkeit bzgl. Hertzscher Pressung zusammengesetzt wird. Die Wirkung von segmentweisen Punktlasten auf Nachbarsegmente wird über eine Verformungseinflussfunktion bestimmt. Die Berücksichtigung der erhöhten Nachgiebigkeit des Zahns an dessen Körperkanten wird bei der für unendlich ausgedehnte Zähne definierten Einflussfunktion durch Spiegelung der außerhalb des Zahns folgenden rechnerischen Verformungen um die Kante realisiert.

Mit auf diesem Wege aufgestellten Nachgiebigkeitsmatrizen für jeden Zahn im Eingriff wird eine Summe aus konstanter Kontaktlinienverschiebung, -abweichung, und -korrektur gesucht, die zu einer der drehmomentbedingten Zahnnormalkraft entsprechenden Kräftesumme führt.

Die Kontaktlinienabweichung setzt sich zusammen aus den Herstellungsabweichungen minus Einlaufbetrag und der Abweichung aufgrund der elastischen Verformung. Die Herstellungsabweichung wird mit linearerem Verlauf über die Verzahnungsbreite aufgebracht; der maximale Wert wird durch Überlagerung von Toleranzwerten nach IT-Klasse aus DIN ISO 1328-1 /7/ und DIN 3964 /8/ nach dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz ermittelt. Der Einlaufbetrag wird nach DIN 3990-1 /9/ berechnet. Die Gehäuseverformung ist gegenüber der Wellenverformung vernachlässigbar /6/. Lagefehler aufgrund der Lagerluft können in den meisten Fällen durch geschickte Wahl der konstruktiven Anordnung kompensiert werden. Die Torsionsverformung wird analytisch berechnet.

Die Bestimmung der Wellenbiegeline und somit Zahnradschiefstellung wird mit einem vereinfachten FE-Modell in Ansys Workbench durchgeführt, um die versteifende Wirkung durch den Radkörper und die Lagersteifigkeit präzise abbilden zu können. Die Wälzlagersteifigkeit wird nach DIN 3990-1 /9/ bestimmt, wobei keine Vorspannung angenommen wird, und über COMBI214-Elemente in die FE-Rechnung integriert.

Die Bestimmung der Reibung in Abhängigkeit der errechneten Linienlastverteilung folgt /1/. Dabei wird die zentrale Schmierstalthöhe in einem Segment nach Chittenden, Dowson et al. /10/ in eine Reibwertberechnung nach Evans und Johnson /11/ für thermoelastohydrodynamische Schmierung unter Berücksichtigung von Festkörperkontakt eingesetzt.

Beispiel

Eine beispielhafte Rechnung wird an einem an eine E-Achse angelehnten Getriebe mit den in Tabelle 2 aufgeführten Eckdaten durchgeführt. Dabei sitzen die Zahnräder wie im Titelbild mittig zwischen den Lagern.

Der Lagerabstand ist hier sehr kurz gehalten; bei mehrstufigen Getrieben ist dieser zwangsweise größer, was zu einer stärkeren Wellenbiegung inklusive Zahnrad-schiefstellung durch Umfangs- und Radialkraft führen würde. Eine weitere Verschärfung der Problematik ließe sich bspw. durch höhere Schrägungswinkel oder weniger steife Lager in der konventionellen Variante ohne Druckkamm erzielen.

Zum Ausgleich der Fertigungsfehler (Verzahnungsqualität IT 6) wird eine Ritzelbombierung mit einer maximalen Rücknahme von 5 µm vorgesehen. Die Flankenlinienkorrektur zum Ausgleich der elastischen Verformungen wird jeweils für das maximale Drehmoment als Freiform optimiert.

Die ermittelten Kippwinkel für die verschiedenen Konfigurationen und Lastfälle sind in Tabelle 3 aufgeführt.

In Abbildung 1 ist die Linienlastverteilung für eine konventionelle Lagerung (angestellte Kegelrollenlager ohne Druckkamm) ohne Korrektur der elastischen Verformungen, jedoch mit Korrektur der Fertigungsfehler (Bombierung) dargestellt. Mit Korrektur der elastischen Verformung (Abbildung 2) lässt sich eine Homogenisierung des Lastverlaufs und eine geringere Spitzenlast erreichen.

In den Abbildungen 3 & 4 wird die Linienlastverteilung für eine konventionelle und eine Druckkammkonstruktion bei 25 % Last verglichen. Eindeutig erkennbar ist die größere Länge des nicht aufgeklafften Kontaktes beim Druckkammeinsatz in Abbildung 4.

Die so ermittelten Verlustleistungen der Verzahnung für zwei Teillaststufen, 25 % und 10 % Drehmoment bei 5000 min⁻¹ Antriebsdrehzahl, sind in Tabelle 1 aufgeführt. Der rechnerische Gewinn bei niedrigen Drehmomenten ist signifikant.

Tabelle 1: Verlustleistung der Verzahnung

	konventionell	Druckkamm	Reduktion
25 % Last	300 W	273 W	9 %
10 % Last	107 W	83 W	22 %

Tabelle 2: Daten des Beispielgetriebes

Verzahnung		Wellen	
Zähnezahlen	27 / 84	Lagerabstand	110 mm
Modul	2,5 mm	<i>Antrieb</i>	
Zahnbreite	48 mm	Außendurchmesser	40 mm
Eingriffswinkel	20°	Innendurchmesser	30 mm
Schrägungswinkel	20°	<i>Abtrieb</i>	
Profilverschiebungen	0 mm / 0 mm	Außendurchmesser	50 mm
Belastung		Innendurchmesser	40 mm
Nennleistung	300 kW	Lager	
Antriebsmoment	573 Nm	<i>konventionell</i>	
Antriebsdrehzahl	5000 min ⁻¹	Antrieb	2 x 30208
Schmierstoff	ISO VG 46 @ 40 °C	Abtrieb	2 x 30210
Werkstoff		<i>Druckkammvariante</i>	
E-Modul	210 GPa	Antrieb	2 x NU 208
Querkontraktionszahl	0,3	Abtrieb	NU 210, NUP 210

Tabelle 3: Kippwinkel in rad (Bogenmaß)

	konventionell		Druckkamm	
	Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
100 % Last	$9,3 \cdot 10^{-5}$	$2,8 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$
25 % Last	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$7,6 \cdot 10^{-5}$	$3,5 \cdot 10^{-6}$	$4,1 \cdot 10^{-6}$
10 % Last	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$

Fazit

Bereits durch den Austausch von axialkraftbedingt notwendigen Kegelrollenlagern gegen axial lastfreie effizientere Wälzlagertypen und Druckkämme kann eine signifikante Wirkungsgradsteigerung erzielt werden /12/.

Der beschriebene Effekt stellt eine weitere Steigerung dar, welche ohne Zusatzaufwand ebenfalls ausgenutzt werden kann. Die Verzahnungsverluste dominieren üblicherweise oder entsprechen den Wälzlagerverlusten /13, 14/, wobei die restlichen Beiträge zur Gesamtleistung vergleichsweise klein sind.

Der vorgestellte Zusammenhang ist insbesondere bemerkenswert, da er auch bei bereits effizienzoptimierten Verzahnungen, wie z.B. Low-Loss-Verzahnungen, Wirkung zeigt.

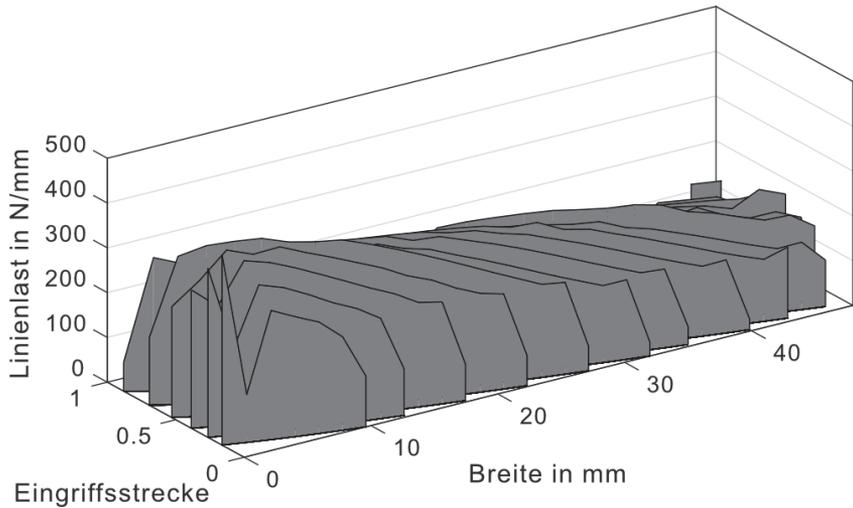


Abbildung 1: *Linienlastverteilung bei 100 % Last, konventionelle Konstruktion, Flankenlinienkorrektur nur Bombierung*

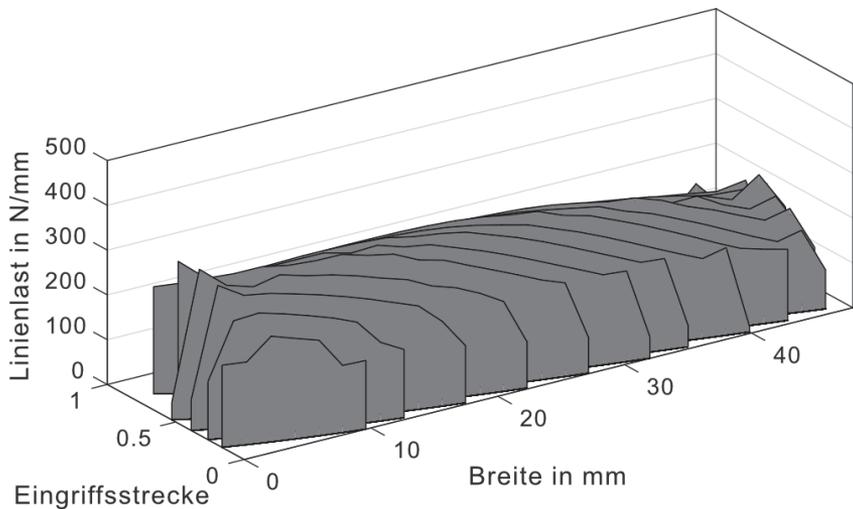


Abbildung 2: *Linienlastverteilung bei 100 % Last, konventionelle Konstruktion, Flankenlinienkorrektur optimiert*

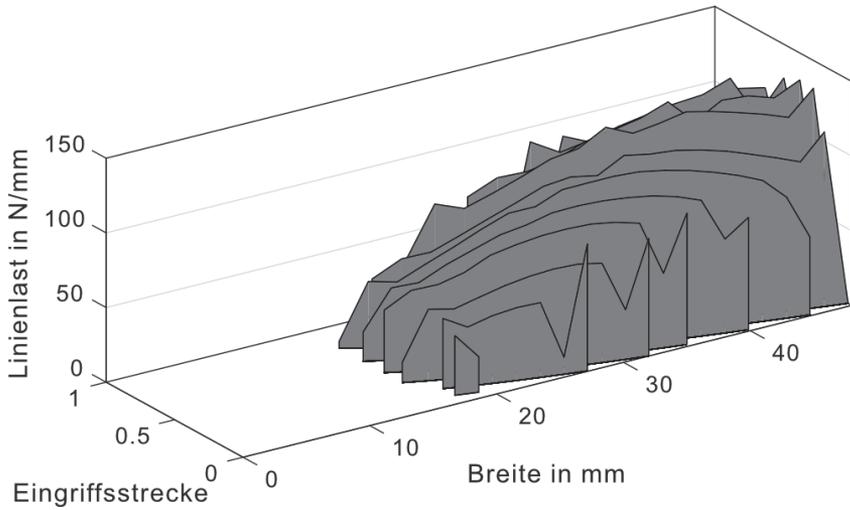


Abbildung 3: *Linienlastverteilung bei 25 % Last, konventionelle Konstruktion, Flankenlinienkorrektur für Volllast optimiert*

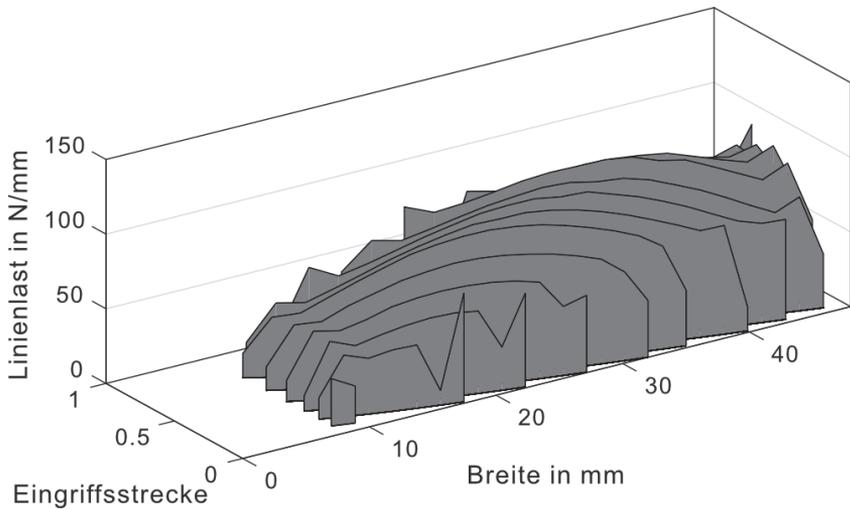


Abbildung 4: *Linienlastverteilung bei 25 % Last, Druckkammkonstruktion, Flankenlinienkorrektur für Volllast optimiert*

Literatur

- /1/ Elisaus, V.; Mohammadpour, M.; Theodossiades, S. & Rahnejat, H.: Tribological Investigation of Truncated thermo-Elastohydrodynamic Elliptical Point Contacts in High Performance Transmissions. In: 3rd Biennial International Conference on Powertrain Modelling and Control. Loughborough, 2016
- /2/ Fatourehchi, E.; Mohammadpour, M.; King, P. D.; Rahnejat, H.; Trimmer, G.; Womersley, B. & Williams, A.: Effect of tooth microgeometry profile modification on the efficiency of planetary hub gears. In: 3rd Biennial International Conference on Powertrain Modelling and Control. Loughborough, 2016
- /3/ ISO/TR 14179-1:2001-07: Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 1: Berechnung von Zahnradgetrieben bei 95 °C Ölsumpftemperatur, 2001
- /4/ Ohlendorf, H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern, Technische Universität München, Dissertation, 1958
- /5/ Weber, C.; Banaschek, K. & Niemann, G.: Formänderung und Profilirücknahme bei gerad-und schrägverzahnten Rädern. Braunschweig : F. Vieweg, 1955
- /6/ Linke, H. & Börner, J.: Stirnradverzahnung: Berechnung, Werkstoffe, Fertigung. München : Hanser, 1996
- /7/ DIN ISO 1328-1:2018-03: Zylinderräder - ISO-Toleranzsystem - Teil 1: Definitionen und zulässige Werte für Abweichungen an Zahnflanken
- /8/ DIN 3964:1980-11: Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe
- /9/ DIN 3990-1:1987-12: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren
- /10/ Chittenden, R. J.; Dowson, D.; Dunn, J. F. & Taylor, C. M.: A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. II. General Case, with Lubricant Entrainment along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at Some Intermediate Angle. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences Bd. 397 (1985), Nr. 1813, S. 271–294
- /11/ Evans, C. R. & Johnson, K. L.: Regimes of Traction in Elastohydrodynamic Lubrication. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science Bd. 200 (1986), Nr. 5, S. 313–324
- /12/ Heß, M.: Einsatz von Druckkammern zur Effizienzsteigerung von schrägverzahnten Getrieben, Technische Universität Clausthal, Dissertation, 2018
- /13/ Laruelle, S.: Etude du comportement thermique d'un motoréducteur, INSA Lyon, Dissertation, 2017
- /14/ Höhn, B.-R.; Michaelis, K. & Hinterstoißer, M.: Optimization of gearbox efficiency. In: GOMABN, Goriva i maziva. Bd. 48.4 (2009), S. 441–480