Analyse des Wirkungsgrades und Laufverhaltens des koaxialen Getriebes „HypoGear“
Analysis of the efficiency and operating characteristics of the "HypoGear" coaxial gearbox

Florian Eigner, Dr. Roland Michel*, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Maik Berger, Technische Universität Chemnitz, Professur für Montage- und Handhabungstechnik, 09126 Chemnitz, Deutschland, florian.eigner@mb.tu-chemnitz.de, *imk automotive GmbH

Kurzfassung

In vielen Bereichen des Maschinenbaus und der Automobilindustrie werden immer kleinere und leistungsfähigere Antriebslösungen benötigt. Dabei sind die Belastbarkeit, die Baugröße, der Wirkungsgrad und die akustischen Eigenschaften die Hauptkriterien eines Antriebs. Aufgrund der Anforderungen an Drehmoment und Drehzahl werden kleine Antriebe häufig mit einem Untersetzungsgetriebe ausgestattet. Ein in Kooperation mit der imk automotive GmbH entwickeltes Getriebe ist auf diese Anforderungen ausgelegt und wird im folgenden Artikel beschrieben. Ein erster Prototyp wurde hergestellt und mit einem Prüfstand getestet, um Verbesserungspotential aufzudecken. Zusätzlich zur Messung des Wirkungsgrades wird eine Fast Fourier Transformation der gemessenen Signale durchgeführt, um Abweichungsquellen zu identifizieren.

Abstract

In many areas of mechanical engineering and the automotive industry, ever smaller and more powerful drive solutions are required. The main criteria of a drive are the load capacity, size, efficiency and acoustic properties. Due to the torque and speed requirements, small drives are often equipped with a reduction gear. A gearbox developed in cooperation with imk automotive GmbH is designed to meet these requirements and is described in the following article. A first prototype has been produced and tested with a test bench to detect potential for improvement. In addition to measuring the efficiency, a Fast Fourier Transformation of the measured signals is performed to identify sources of deviation.

1 Einleitung

In vielen Bereichen des Maschinenbaus existiert der Wunsch nach kleinen und leistungsstarken Antriebslösungen. Der Beitrag widmet sich einem koaxialen Vorschaltgetriebe, das in Kooperation mit der imk automotive GmbH entwickelt wird. Nach der Beschreibung des Getriebeaufbaus und der Berechnungsmethode, wird der Prüfstand in den Fokus gerückt. Das Bild 1 zeigt den Aufbau und die Anordnung der Antriebs-, und Abtriebsbaugruppe sowie der Zwischenstufe. Der Antrieb erfolgt durch einen Motor, der die Leistung über eine Schneckenverzahnung auf die Zwischenstufe überträgt.

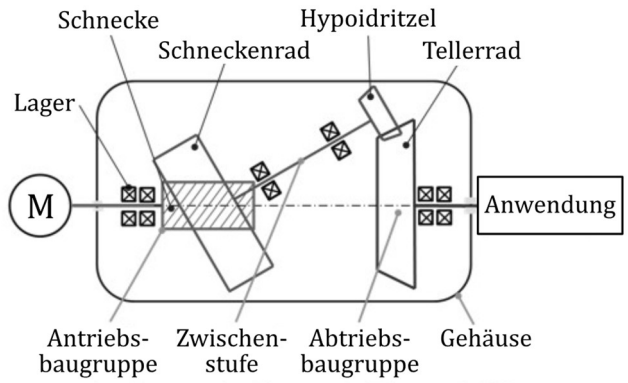

Bild 1 Aufbau und Anordnung der Baugruppen

Auf dieser Zwischenwelle ist eine Hypoidritzel befestigt, dass über einen zweiten Zahnkontakt das Tellerrad der Hypoidstufe antreibt und schließlich die Leistung an eine Anwendung übergibt. Mit einer Gesamtübersetzung des Getriebes von $i_{ges} = 90{,}75$ ergeben sich vielfältige Anwendungsfälle.
Im Bild 2 ist dargestellt, dass mit Einbau dreier Zwischenwellen, die Lastkapazität erhöht und der Bauraum optimal genutzt wird. Durch den Einsatz redundanter Systeme, hier drei Zwischenwellen, entstehen unweigerlich Herausforderungen bei der Tolerierung der Bauteile. Neben einer präzisen Fertigung kann im hergestellten Prototyp dieser Herausforderung mit einer Feineinstellung der axialen Lage jeder Welle begegnet werden.

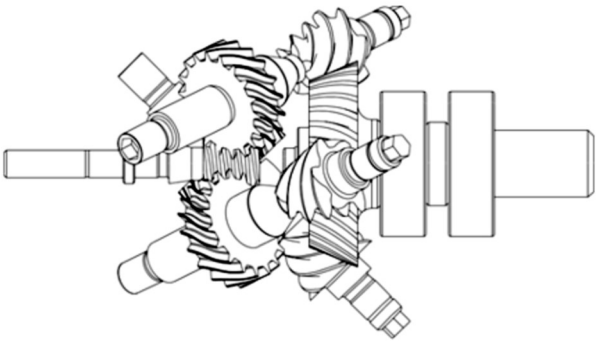

Bild 2 Rotationssymmetrische Anordnung der drei Zwischenwellen um die zentralen An- und Abtriebswellen

Dieses Werk kann unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz (CC BY-SA 4.0) genutzt werden. https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/

2 Berechnung der Verzahnung

Die Verzahnung wird vereinfacht in drei Schritten berechnet. Im ersten der drei Schritte werden die einschaligen Hyperboloide berechnet, die als Grundkörper dienen. Sie sind dadurch charakterisiert, dass sie eine gemeinsame Kontaktlinie besitzen, die jeweils einer Geraden der Regelflächen entspricht. Unter Einhaltung der in [1] aufgestellten Bedingungen entsteht immer ein gültiges Paar zweier in Kontakt stehender Hyperboloide.

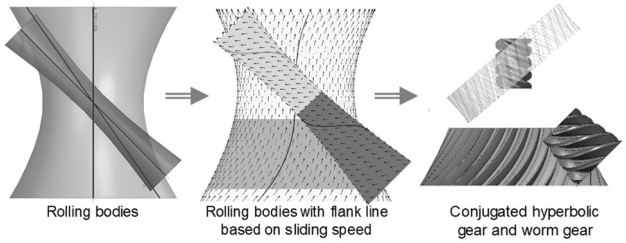

Bild 3 Entwicklungsschritte der Hypoidverzahnung

Die zwei Regelflächen werden für den zweiten Schritt in Rotation versetzt, sodass entlang der Kontaktlinie je eine Geschwindigkeit an den Oberflächen berechnet werden kann. Die Differenz dieser beiden Geschwindigkeiten lässt sich in ein Vektorfeld überführen, das als Flussrichtung des Gleitbewegung an der jeweiligen Oberfläche verstanden werden kann. Durch Integration, unter Vorgabe eines Startpunktes, des Vektorfeldes wird eine Flankenlinie beschrieben, die einen optimalen Ausgangspunkt zur Generierung der Zahnflanken darstellt. Der Anteil der Gleit-Geschwindigkeit, der dem Achs- und Winkelversatz zugrunde liegt, muss entlang dieser Linie nicht durch Gleiten in Zahnhöhen-Richtung ausgeglichen werden. Eine spätere Anpassung der Flankenlinie ist dennoch notwendig, um die Fertigung unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu ermöglichen. Der abschließende Schritt umfasst die Generierung der Verzahnung auf beiden Rädern. Auf Grundlage der Flankenlinie wird am jeweils kleineren Zahnrad das Zahnprofil einer ZA-Schnecke aufgebracht und mit einem beliebig feinem Punktegitter berechnet. Neben der Lage der Punkte im Raum ist die Ausrichtung der Fläche von Bedeutung. Zu jedem Punkt der Verzahnung wird die Richtung der Flächennormale ermittelt. Unter Vorgabe dieser Parameter wird das Verzahnungsgesetzes für jeden Punkt der Flanken angewendet. Es wird die Methode von Johann und Scheurle [2] zur Konjugation der Punkte auf das andere Zahnrad genutzt. Durch die Implementierung in Matlab können effizient verschiedene Verzahnungen für beide Getriebestufen ausgeleitet werden.

3 Berechnung des Wirkungsgrades

Bei der Berechnung der Verzahnungspartner wird der Wirkungsgrad η an beliebig vielen Punkten auf der Oberfläche eines Zahnes ausgewertet. Während der Konjugation der Punktewolke werden neben der Position im Raum andere Parameter berechnet und dem entsprechendem Punkt der Oberfläche zugeordnet. Für die Berechnung des Wirkungsgrades ist vor allem die Normalenrichtung der Oberfläche von Bedeutung, wie dem Bild 4 zu entnehmen ist. Zur Berechnung des Wirkungsgrades wird jeweils das Abtriebsrad zweier Verzahnungspartner herangezogen, da somit eine am Punkt P wirkende Kraft in ein Drehmoment überführt werden kann.

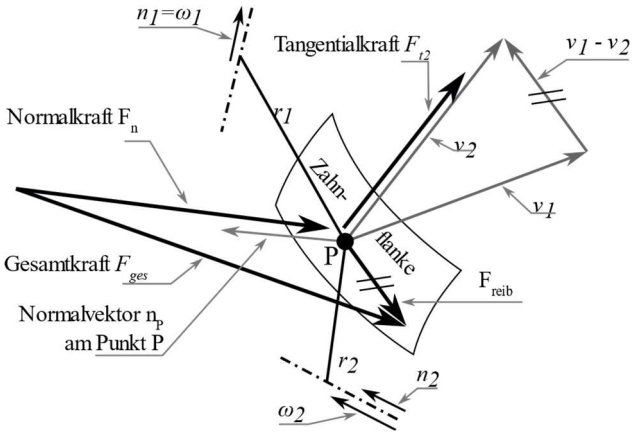

Bild 4 Grundlage der Berechnung des Wirkungsgrades am Punkt P einer beliebigen Zahnflanke

Eine weitere Annahme beruht auf der Vorgabe einer Antriebswinkelgeschwindigkeit von $\omega_1 = 1$ und der entsprechenden Winkelgeschwindigkeit $\omega_2 = \omega_1/90{,}75$, wodurch sich die Berechnung vereinfacht. Diese Annahme ist zulässig sofern der Reibwert in der Kontaktstelle unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit ist. Die Berechnung des Wirkungsgrades η beruht auf dem Ansatz der in der Gleichung (1) formuliert ist. Die übertragene Leistung setzt sich aus einem Anteil der Wälzleistung und einem Anteil der mit Hilfe von Reibung übertragen wird zusammen.

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{P_{\text{wälz}} + P_{\text{reib}}}{P_{\text{wälz}} + P_{\text{reib}} + P_{\text{Verlust}}} \tag{1}$$

Die einzelnen Anteile sind in den Gleichungen (2) bis (4) näher erläutert.

$$P_{\text{wälz}} = k \cdot F_{\text{n}} \times r_2 \cdot \omega_2 \tag{2}$$

$$P_{\text{reib}} = \left(\left(F_{\text{n}} \cdot \mu \cdot \frac{v_1 - v_2}{|v_1 - v_2|} \right) \times r_2 \cdot n_1 \right) \cdot \omega_2 \tag{3}$$

$$P_{\text{Verlust}} = F_{\text{n}} \cdot \mu \cdot |v_1 - v_2| \cdot \omega_2 \tag{4}$$

Die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 sind als Funktionen von ω_1 zu verstehen sind und die Variable k ist durch, die Gleichung (5) zu berechnen.

$$k = \frac{F_{\text{t2}}}{F_{\text{n}}} = n_P \cdot \frac{v_1}{|v_1|} \tag{5}$$

Mit F_{t2} ist die Kraft bezeichnet, die senkrecht auf r_2 und n_2 steht und im Punkt P wirkt. Sie wirkt tangential zur Bewegungsrichtung des Punktes P des getriebenen Rades. Da diese jedoch nicht bekannt ist, wird sich auf die entsprechenden Richtungen gestützt, die aufgrund der kinematischen Größen bekannt sind. Die Normalkraft F_{n} sowie die Winkelgeschwindigkeit ω_1 sind in jedem Term vertreten, sodass beide Größen gekürzt werden können. Auf alle berechneten Punkte der Zahnflanken wird dieses Vorgehen angewendet. Die für den Prüfstand berechnete Verzahnung

weist einen gemittelten Wirkungsgrad $\eta = 72\,\%$ auf, der abhängig vom Reibwert μ ist.

4 Aufbau des Prüfstandes

Der Prüfstand besteht aus fünf Baugruppen, die jeweils mit einer Kupplung verbunden sind. Das Bild 5 zeigt von links nach rechts die folgenden 5 Baugruppen:

- Motor
- Drehzahl- und Drehmomentsensor Antriebsseite
- Prototyp des Getriebes HypoGear
- Drehzahl- und Drehmomentsensor Abtriebsseite
- Mechanische Lamellenbremse

Der Antrieb des Prüfstands erfolgt durch einen 200 W Kollektormotor, der mittels PWM-Signal angesprochen wird. Der Motor erreicht eine Maximaldrehzahl von 9500 U/min bei einer maximalen Dauerbelastung von 0,4 Nm.

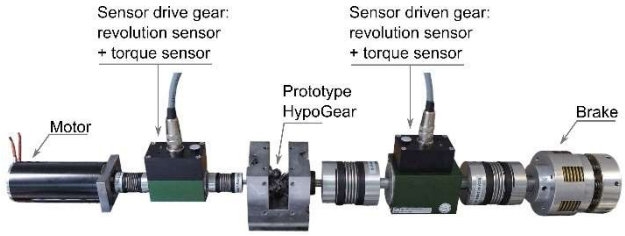

Bild 5 Aufbau des Prüfstandes

Softwareseitig wird Prüfstand mittels Labview betrieben. Das betrifft sowohl die Steuerung des Motors als auch das Auslesen und Aufzeichnen der Messwerte beider Messstellen für Drehzahl und Drehmoment. Die Sensoren besitzen eine Auflösung von 1024 Inkrementen pro Umdrehung, unterscheiden sich jedoch in der Lastkapazität. Während der Sensor der Antriebswelle mit bis zu 500 mNm belastet werden darf, erträgt der jener an der Abtriebswelle bis zu 20 Nm. Aufgrund der Gesamtübersetzung von $i_{ges} = 90{,}75$ ist die Auslastung beider Sensoren in der gleichen Größenordnung. In Bild 5 auf der rechten Seite ist die Lamellenbremse mit zwölf Reibflächen dargestellt, die durch neun Federn mit einer Normalkraft beaufschlagt werden.

Die zentrale Komponente des Prüfstandes ist der Prototyp des Getriebes HypoGear, dessen Konstruktion eine nichtfinale Variante ist. Die Konstruktion ist auf Zugänglichkeit und Einstellbarkeit der Lage der Zahnräder optimiert. Jede Welle ist mittels Fest-Los-Lagerung gelagert und kann durch eine Feingewinde axial eingestellt werden. Durch die konische Form des Hypoidritzels ist es dadurch auch möglich radiale Toleranzen auszugleichen.

Die Auslesefrequenz beider Sensoren beträgt 500 Hz. Je nach Zweck werden zeitlich so hochaufgelöste Daten benötigt, beispielsweise bei der Spektralanalyse zur Identifikation von selbst angeregten Frequenzen. Zur Auswertung des Wirkungsgrades wird die Auswertefrequenz mit dem Ziel ein gleichmäßigeres Signal aufzuzeichnen, deutlich herabgesetzt. Durch die begrenzte Anzahl an Inkrementen ist insbesondere bei geringen Drehzahlen und einer Auslserate von 500 Hz mit starken Schwankungen im Drehzahlsignal zu rechnen.

Weiterhin sind einige Abbruchmechanismen in Labview umgesetzt. Sofern die gemessene Übersetzung nicht mit der rechnerisch ermittelten Übersetzung übereinstimmt, so wird der Prüfstand gestoppt, um weiteren Schaden des Getriebes zu vermeiden. Dieser Algorithmus führte in der Praxis dazu, dass der Betrieb zu oft unterbrochen wurde, da die Klemmung zwischen Schneckenrad und Zwischenwelle nicht immer ausreichend groß war.

5 Analyse des Wirkungsgrades am Prototyp

Die Analyse des Wirkungsgrades wird unterteilt in verschiedene Testreihen, die sich in den Kriterien Anzahl der Zwischenwellen, Drehrichtung, Antriebsdrehzahl und Lastmoment unterscheiden. Theoretischer Weise übertragen alle drei Zwischen wellen des Getriebes HypoGear je ein Drittel der Last. In der Praxis wird dieser optimale Zustand nicht erreicht, auch wenn die axiale Zustellung der Wellen unabhängig voneinander möglich ist. Aus diesem Grund wird dem Testlauf mit nur einer Zwischenwelle zunächst eine höhere Gewichtung gegeben. Die zweite Unterteilung wird durch Änderung der Drehrichtung erreicht. Beruhend auf Klingelnberg [3] und der eigenen Berechnung des Wirkungsgrades, besitzt eine Hypoidverzahnung eine Vorzugsrichtung. An der vorliegenden Verzahnung wird erwartet, dass bei Antrieb in mathematisch negativer Richtung die Vorzugsrichtung vorliegt und ein höherer Wirkungsgrad realisierbar ist.

Weiterhin unterliegen die Drehzahl und das Drehmoment einer Variation bei der Erstellung der Testreihen. Zunächst wird die maximale Belastung der Verzahnung von 6 Nm pro Zwischenwelle an der Abtriebswelle nur zur Hälfte ausgelastet, um keinen Ausfall zu provozieren. Die Antriebsdrehzahl wird in Schritten von 500 U/min auf eine maximale Drehzahl von 5000 U/min gesteigert.

In diesem Absatz werden Probleme aufgezeigt, die während der Testläufe auftraten. Als problematisch identifizierte sich der Konus-Spannsatz zur Klemmung des Schneckenrades auf der Zwischenwelle. Die Klemmkraft dieses Spannsatzes wird durch Deformation von Außen- und Innenring aufgebracht. Das bedingt, dass sowohl Nabe (hier Schneckenrad) als auch Welle (hier Zwischenwelle) mit entsprechend hoher Genauigkeit gefertigt wurden und eine ausreichend große Axialkraft aufgebracht wird. Vor allem letzterer Punkt ließ sich aufgrund der schlechten Zugänglichkeit nicht in ausreichendem Maß umsetzen. In den Testläufen führte dies dazu, dass bei Übertragung eines zu großen Momentes eine Relativbewegung zwischen Schneckenrad und Zwischenwelle detektiert wurde.

Bild 6 zeigt den Wirkungsgrad des prototypischen Getriebes und repräsentiert den aktuellen Entwicklungsstand. Der grüne Graph zeigt den zeitlichen Verlauf des Wirkungsgrades. Im Auswerteintervall Sekunde 2 bis Sekunde 18 schwankt der Wert zwischen 51 % und 70 % und liegt im Mittel bei 59,4 %. Während der Versuche zeigte sich, dass der Wirkungsgrad mit steigendem Drehmoment deutlich weniger oszilliert. Bei einem geringen Abtriebsmoment nehmen die äußeren Einflüsse einen großen Anteil an der Verlustleistung ein und dem entsprechend spiegeln sich oszillierende Ereignisse stärker im Verlauf des Wirkungsgrades wieder.

Einer dieser Einflüsse ist das Abtriebsdrehmoment, dass im Bild 6 als blauer Graph auf der rechten Ordinate dargestellt ist. Aufgrund der reibungsbasierten Bremse kann kein konstantes Drehmoment aufgebracht. Das Abtriebsdrehmoment schwankt zwischen 2,5 Nm und 3,0 Nm.

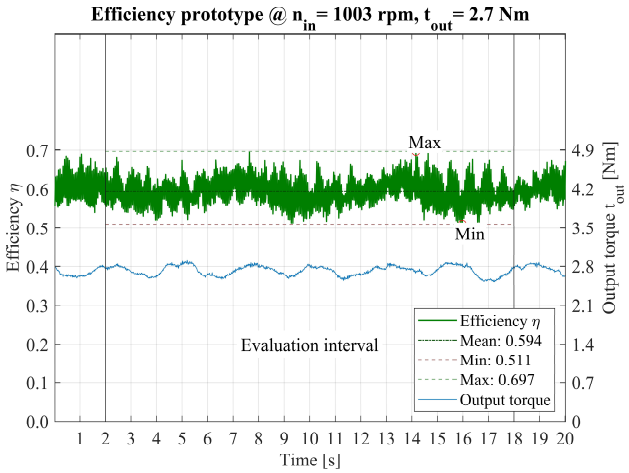

Bild 6 Wirkungsgrades des Prototyps mit drei installierten Zwischenwellen

Mittels des oben beschriebenen Ansatzes wurde der Wirkungsgrad der Verzahnung mit einem konstant angenommenen Reibwert auf 72 % berechnet. Die Abweichung von 12% kann anhand der zahlreichen Annahmen und der langen Wirkungskette beginnend bei der Berechnung der Verzahnung hin zum zusammengebauten Prototyp als gering eingeschätzt werden. Der berechnete Wirkungsgrad bezieht sich ausschließlich auf die Verzahnung und betrachtet die Lagerungsbedingungen und andere Leistungssenken nicht mit. Gerade die starke axiale Belastung der Zwischenwelle erzeugt signifikante lastabhängige Verluste. Eine aktuelle nicht quantitativ beschreibbare Verlustleistung stellt der Schmierstoff dar. Hier kam ein spezielles höher-viskoses Hypoidöl zum Einsatz.

Der im Bild 6 dargestellte Versuch wurde mit 2,7 Nm Abtriebsdrehmoment gefahren. Das bedeutet, dass das maximale Lastmoment zu nicht einmal 10 % ausgelastet wurde. Es kann angenommen werden, dass bei Nennmoment die lastunabhängigen Verluste weiter in den Hintergrund treten und der Wirkungsgrad dementsprechend steigt. Weiterhin ist anzumerken, dass der Prototyp zum Zeitpunkt der Messung noch nicht eingelaufen ist und die Flankenoberflächen durch den Herstellungsprozess im 5-Achs-Fräsen der Rauigkeit üblicher Fertigungsverfahren unterlegen sind.

6 Spektralanalyse des Wirkungsgrades

Zur Spektralanalyse wurde der gleiche Versuchsaufbau genutzt. Mit Hilfe der Software wurden die Signale zu Drehzahl und Drehmoment mit 500 Hz aufgenommen. Das ermöglicht nach dem Shannon'schen Abtasttheorem Frequenzen bis 250 Hz zuverlässig detektieren zu können. Für die Spektralanalyse wird der Wirkungsgradverlauf eines Versuches mit 1005 U/min untersucht. Bei einer Abtriebsdrehzahl von 11,05 U/min zeichnet Labview 2702 Datenpunkte pro Umdrehung auf. Somit können den 250 Hz entsprechend Ereignisse detektiert werden, die bis zu 1356-mal pro Umdrehung auftreten. Aufgrund dessen, dass jedoch mehr als eine Umdrehung zur Fast-Fourier-Transformation (FFT) herangezogen werden, können zumindest theoretisch auch höhere Frequenzen ermittelt werden, da eine größere Datenbasis zugrunde liegt.

Bild 7 zeigt den schematischen Aufbau des Getriebes HypoGear mit einer Zwischenwelle und den ausgewiesenen Frequenzen aller Wellen und der Zahneingriffe. Hierfür wird die geringsten Frequenz, hier die Abtriebsdrehzahl, als eins angenommen und alle anderen als Vielfache der Abtriebsfrequenz dargestellt. Die nächste höhere Frequenz ist die Rotationsgeschwindigkeit mit der Frequenz f_3 der Zwischenwelle, die um Faktor 8,25 schneller rotiert und durch den Zahneingriff mit Frequenz $f_{tm34} = 33$ im konstanten Drehzahlenverhältnis verharrt.

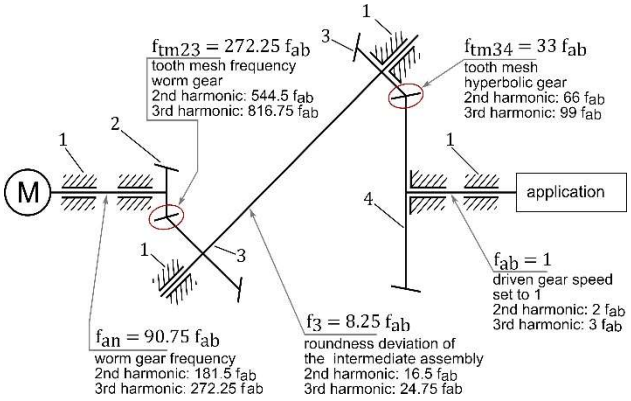

Bild 7 Frequenzen aller Wellen und Zahneingriffe normiert auf die Abtriebsfrequenz

Die Drehzahl der Antriebswelle ist durch die Gesamtübersetzung um den Faktor $i_{ges} = 90{,}75$ höher. Der Zahneingriff in der Schneckenstufe findet dreimal je Umdrehung der Antriebswelle statt und erzeugt damit eine Frequenz, die dem 272,25-fachen der Abtriebsfrequenz entspricht. Das Ziel der FFT ist die Zerlegung des Wirkungsgradsignales in die einzelnen Frequenzanteile, die Zuordnung dieser Frequenzen zu baulichen Gegebenheiten und die Identifizierung von Optimierungspotenzial für einen zweiten Prototyp. Mit der Quantifizierung der einzelnen Einflüsse durch die Ausprägung der Peaks kann eine Priorisierung zur Überarbeitung der Komponenten erfolgen.

6.1 Spektralanalyse HypoGear mit einer Zwischenwelle

Das Bild 8 zeigt das Frequenzspektrum des Prototyps mit einer eingebauten Zwischenwelle im Intervall von 1 bis 100. Die Peaks mit Markierung sind signifikant größer als die jeweils umgebenden Werte. Beginnend bei der Abtriebsfrequenz, die durch den Peak bei 1 sichtbar ist, kann ein periodischer Einfluss der Friktionsbremse als klein eingestuft werden. Zudem besitzt die Abtriebswelle nur eine geringe Rundheitsabweichung erster Ordnung. Der nächste Peak ist bei 8,13 im Diagramm zu lokalisieren.

Entsprechend Bild 7 ist eine Zuordnung zur Frequenz f_3, der Rotation der Zwischenwelle sinnvoll. Die Abweichung der Lage des Peaks ist der Diskretisierung des Messsignal verschuldet. Dieser Peak ist im gesamten Spektrum der

drittgrößte und demzufolge in die Auswertung mit einzubeziehen. Wie bereits oben beschrieben ist die Zwischenwelle mehrteilig gefertigt. Das Schneckenrad ist durch den Konus-Spannsatz auf der Zwischenwelle geklemmt, weshalb die Baugruppe aufgrund ungenauer Passungen nicht konzentrisch montiert ist.

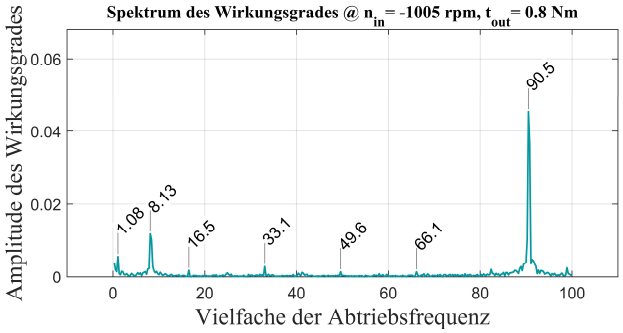

Bild 8 Amplitudenspektrum des Wirkungsgrades normiert auf eine Umdrehung des Abtriebs Im Intervall 1 bis 100

Dieses Verhalten wird ebenso durch die anderen Zwischenwellen bestätigt und stellt Optimierungspotenzial dar. Weiterhin zeigen sich kleine Peaks bei 16-, 33-, 50- und 66-facher Abtriebsdrehzahl. Den Peaks bei 16 und 50 kann keine Bedeutung im Zusammenhang mit den kinematischen Verhältnissen zu geordnet werden, während das 33-fache der Referenzfrequenz der Zahneingriffsfrequenz in der Hypoidstufe gleichzusetzen ist. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass dieser Peak abhängig der Drehrichtung nur bei negativer Drehzahl am Antrieb auftritt. Der Effekt einer Vorzugsrichtung von Hypoidverzahnungen kann an der vorliegenden Zahngeometrie bestätigt werden. Im Allgemeinen sind der Einfluss dieses Zahneingriffes und der Einfluss der zweiten Ordnung (Peak bei 66) gering.

Der prominenteste Peak ist bei 90,5 lokalisiert und entstammt einem periodischen Ereignis der Antriebswelle. Der Einfluss dieses Peaks ist mit einer Amplitude von >4% des Wirkungsgrades erheblich und somit Hauptursache am oszillierenden Wirkungsgradverlauf. Der Grund hierfür kann vielfältiger Natur sein. Am wahrscheinlichsten ist eine Rundheitsabweichung der Antriebswelle, die periodisch eine Klemmen der tolerierten Verzahnung verursacht.

Das Bild 9 zeigt den weiteren Verlauf des Spektrums im Intervall 80 bis 800. Der Peak bei 181 ist einer Rundheitsabweichung zweiter Ordnung der Antriebswelle zuzuordnen. Entsprechend der Analyse der erwartbaren Frequenzen aus Bild 7 fehlt zur Vervollständigung noch die Zahneingriffsfrequenz der Schneckenstufe. Ein Peak bei 272 zeigt, dass auch dieser Einfluss im Wirkungsgrad existent ist. Aus dem Frequenzspektrum lässt sich jedoch nicht ablesen, ob dieser Peak durch eine Rundheitsabweichung dritter Ordnung der Antriebswelle, den Zahneingriff der Schnecke oder die Summer beider Einflüsse ist. Durch die automatisierte Auswertung der Peaks zeigt sich, dass sowohl ein Maximum bei 272 als auch bei 273 vorhanden ist. Es ist kein eindeutiger Peak festzustellen, was die Überlagerung beider Effekte plausibel erscheinen lässt. Alle weiteren Peaks bei 348, 362, 636, 703 und 728 sind nur marginal ausgeprägt und bedürfen keiner weiteren Analyse. Der Peak bei 546 entspricht der zweiten Ordnung der Zahneingriffsfrequenz, die rechnerisch bei 544,5 liegt.

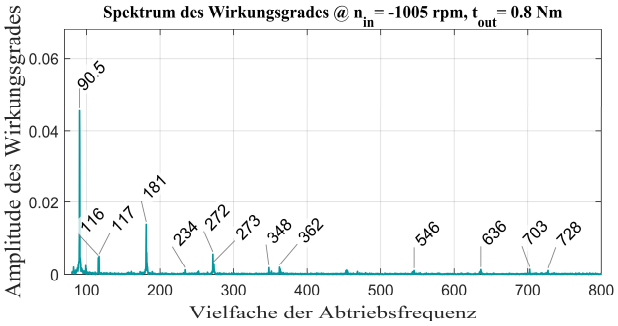

Bild 9 Amplitudenspektrum des Wirkungsgrades normiert auf eine Umdrehung des Abtriebs Im Intervall 80 bis 800

Über die 800-fache Abtriebsfrequenz hinaus bis zur zeitlichen Frequenz von 250 Hz und somit der rund 1300-fachen Abtriebsfrequenz sind keine weiteren signifikanten Peaks zu verorten.

6.1 Spektralanalyse HypoGear mit allen Zwischenwellen

Grundsätzlich sind alle Eigenschaften, die im Abschnitt 6.1 erläutert wurden, auch im Zustand mit allen drei montierten Zwischenwellen von Bestand. Dieser Abschnitt dient dem Aufzeigen bestimmter Überlagerungseffekte. Das Bild 10 zeigt das Amplitudenspektrum eines Versuchs mit drei montierten Zwischenwellen. Es ist das Intervall von einfacher bis 400-facher Abtriebsfrequenz geplottet.

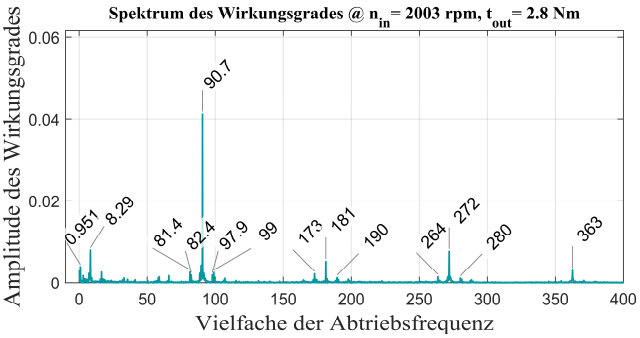

Bild 10 Amplitudenspektrum des Wirkungsgrades mit drei montierten Zwischenwellen

Drehrichtungsabhängig ist kein Peaks bei 33 zu sehen. Alle zuvor erläuterten Peaks sind existent. Hinzu gekommen sind sogenannte Seitenbänder bei 82, 99, 173, 190, 264 und 280. Seitenbänder entstehen durch die Modulation einer niedrigeren Frequenz auf eine höhere Trägerfrequenz. In diesem Fall wird die Frequenz $f_3 = 8{,}25 \cdot f_{ab}$ auf alle höhere Frequenzen moduliert. Obwohl die Frequenz f_3 auch in den Versuchen mit einer Welle gemessen wurde, ist die Bildung der Seitenbänder auf die Versuche mit drei montierten Wellen begrenzt. Die Seitenbänder entstehen in diesem Fall jeweils $\pm 8{,}25$ Vielfache unter- beziehungsweise oberhalb der Trägerfrequenz. Nach [4] ist dieses Verhalten typisch für Maschinen mit sich überlagerten Rotationen. Diese Seitenbänder treten nur im Betrieb mit drei Zwischenwellen auf, da hier Rückkopplungen über die beiden

Zentralwellen detektiert werden, die im Betrieb mit einer Welle nicht vorkommen.
Ein weiterer Unterschied ist in der Größe der Peaks festzustellen. Während bei den Versuchen mit einer Zwischenwelle die absteigenden Reihenfolge 90,75 > 181,5 > 272,25 > 363 bei allen ausgewerteten Versuchen ermittelt wurde, ist die Frequenz 272,25 gegenüber der Frequenz 181,5 prominent. Das zeigt, dass die Zahneingriffsfrequenz f_{tm23} am Peak bei 272 beteiligt ist, da sich hier drei zeitgleiche Zahneingriffe überlagern und so den Einfluss auf das Laufverhalten entsprechend negativ beeinflussen.

5 Zusammenfassung

Basierend auf den Anforderungen des Maschinenbaus wird eine neue Getriebebauform für kleine Antriebe in Kooperation mit der imk automotive GmbH entwickelt. Mit Hilfe der Software Matlab wurde die Geometrie der Verzahnung berechnet und der Wirkungsgrad abgeschätzt bevor ein Prototyp gebaut und getestet wurde. Die Auswertung der ersten Testreihen zeigte, dass der gemessene vom berechneten Wirkungsgrad in einem tolerierbarem Rahmen abweicht. Die Abweichung kann begründet werden durch eine vereinfachte Berechnung des Wirkungsgrades unter Ausschluss aller Leistungssenken außer der Verzahnung selbst. Darüber hinaus wurde ein Frequenzspektrum des Wirkungsgradverlaufs ermittelt, dass die Hauptursachen für den oszillierenden Verlauf des Graphen aufzeigen. Den größten negativen Einfluss hat die Rundheitsabweichung der Antriebswelle. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass die Formabweichung des Bauteils größer als die Fertigungstoleranzen ist. Weiterhin führt eventuell eine nachgiebigere Lagerung der Antriebswelle zu einem besseren Ausgleich dieser Toleranzen und zusätzlich zu einer gleichmäßigeren Lastverteilung zwischen den Zwischenwellen. Die Zahneingriffsfrequenzen bilden ebenfalls sichtbare Peaks, nehmen aber deutlich geringeren (negativen) Einfluss auf den Wirkungsgrad und somit das allgemeine Laufverhalten. Die Hypoidverzahnung zeigt in Vorzugsrichtung keinen Frequenzpeak. Das spricht für die Güte der Verzahnung, unter Beachtung der Auslegung des Getriebes für Geräusch- und Schwingungssensible Anwendungen.

6 Literatur

[1] Eigner, F.; Berger, M.: HypoGear-Entwicklungsschritte zum ersten Funktionsmuster. 16. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Bayreuth, 2018, 71 – 82.

[2] Johann, A.; Scheurle, J.: On the generation of conjugate flanks for arbitrary gear geometries. GAMM-Mitteilungen, 32(1), 2009, 61 – 79.

[3] Klingelnberg J.: Kegelräder – Grundlagen, Anwendungen. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008.

[4] Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil I: Grundlagen der Analyseverfahren. Antriebstechnik 37, 1998, Nr. 10, 75-80.

Europäische Union
Europa fördert Sachsen.
EFRE
Europäischer Fonds für regionale Entwicklung
TECHNISCHE UNIVERSITÄT CHEMNITZ
imk industrial competence

DuEPublico

Duisburg-Essen Publications online

UNIVERSITÄT DUISBURG ESSEN

Offen im Denken

ub | universitäts bibliothek

In: QcafqrcGDRmKK B+?+AF Imldcpclx0.0.

Dieser Text wird über DuEPublico, dem Dokumenten- und Publikationsserver der Universität Duisburg-Essen, zur Verfügung gestellt. Die hier veröffentlichte Version der E-Publikation kann von einer eventuell ebenfalls veröffentlichten Verlagsversion abweichen.

DOI: 10.17185/duepublico/71202
URN: urn:nbn:de:hbz:464-20200221-084355-6

Dieses Werk kann unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 Lizenz (CC BY-SA 4.0) genutzt werden.