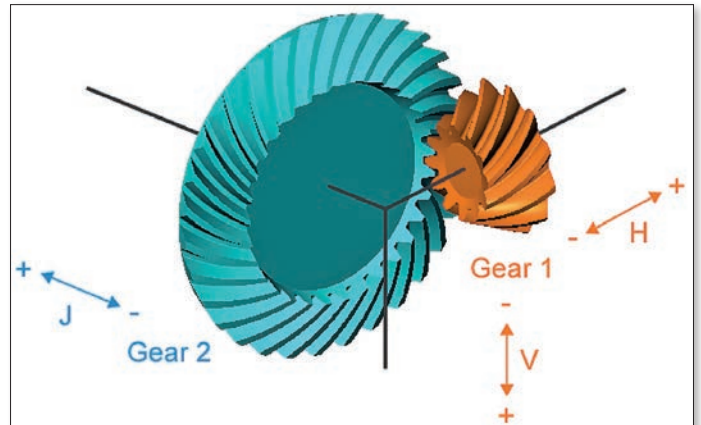
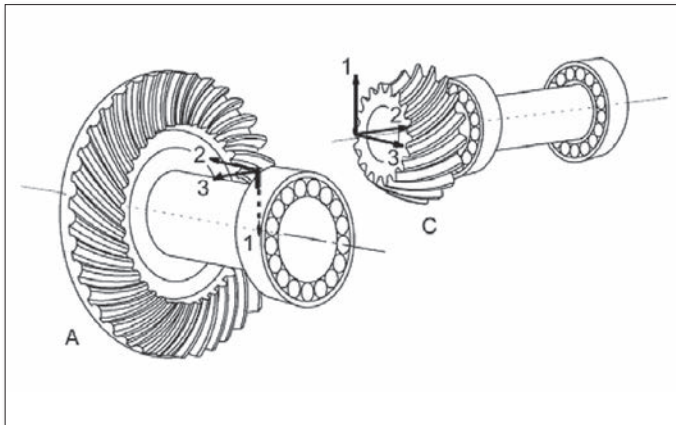


Faktum oder Mythos?

Über die Gehäusesteifigkeit am Getriebe – Teil 2



01 Kräfte am Kegelrad nach ISO/TR 22849 und Definition der VHJ-Verlagerungen

Im ersten Teil unserer Artikelserie haben Sie mehr über die Methoden zur Zahnkontaktbeurteilung, den Einfluss der Wellen- und Lagernachgiebigkeiten sowie den Einfluss von Herstellungstoleranzen erfahren. Hier sollen nun die Kenntnisse erweitert und die Frage nach Faktum oder Mythos endgültig geklärt werden.

Grundlagen der Kegelradverlagerung

Kegelradverzahnungen weisen aufgrund der Richtung der wirkenden Normalkraft eine räumliche Abdrängung auf. Die resultierenden Verlagerungen werden entsprechend der Definition nach Klingenberg [9] klassischerweise in die Komponenten VHJ aufgeteilt.

Die VHJ-Verlagerungswerte setzen sich anteilig aus der Ritzel- und der Tellerradwelle zusammen, wobei bei der H- und der J-Verlagerung jeweils eine Komponente aus der axialen Verschiebung der Welle kommt. Somit gehen also bei den Kegelradverzahnungen – im Gegensatz zu den Stirnradverzahnungen – die axialen Positionen der Wellen direkt in die Relativlage des Kegelradsatzes ein und sind daher mit der entsprechenden Genauigkeit zu modellieren. Die Werte für die VHJ-Verlagerungen des Kegelradpaares werden in Kisssoft direkt aus den Wellenbiegelines ermittelt.

Die VHJ-Verlagerungen werden weiterverwendet, um prinzipielle Tragbildverlagerungen aufzuzeigen. Bei der in diesem Getriebe vorliegenden linksspiraligen Kegelradverzahnung tritt im Zugbetrieb eine Abdrängung des Ritzels nach oben auf, welche eine Tragbildänderung am Tellerrad nach außen bewirkt.

Um ein Kantentragen aufgrund der Tragbildverschiebung zu vermeiden, wird für die Verzahnungskorrektur üblicherweise eine Längsballigkeit gewählt, sowie eine Tragbildlagekorrektur mit einer Spiralwinkelmodifikation. Auf weitere Korrekturen wie Bias für eine Berührpfadoptimierung wird hier nicht eingegangen.

Methoden zur Untersuchung des Zahnkontakts

Bei Kegelrädern ist in der Festigkeitsnorm ISO 10300 [10] die Auswertung der Lastverteilung aufgrund der Linienlast nicht vorgesehen. Der Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ wird vereinfacht mithilfe eines Lagerungsfaktors berechnet. In der Praxis ist es deshalb üblich, die Lastverteilung über der Zahnbreite mithilfe der Tragbildlage visuell zu beurteilen, und somit die Lage des Tragbildkerns sowie Länge des Tragbildes und dessen Abstände zu den Rändern zu bewerten.

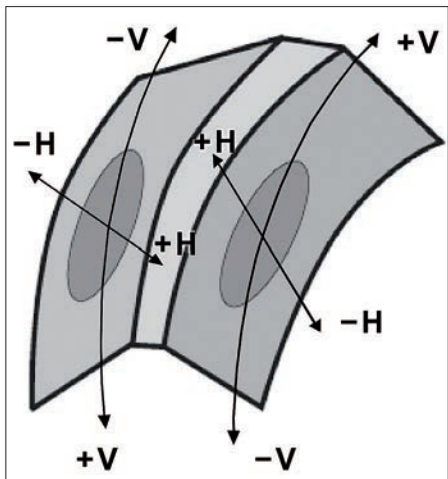
Die rechnergestützte Bewertung des Zahnkontaktes wird in Kisssoft mit der Kontaktanalyse unter Last durchgeführt. Dabei wird die Methode von Weber/Banaschek angewendet, welche von den Stirnrädern abgeleitet wurde und sich auch für Kegelräder bewährt hat. Wichtige Bestandteile der Kontaktanalyse sind die Relativlage der Kegelräder unter Last, welche mit den oben erwähnten VHJ-Verlagerungen beschrieben wird, sowie die Berücksichtigung der Breitenkorrekturen.

Mit der Kegelrad-Kontaktanalyse werden ähnliche Parameter gerechnet wie mit der Stirnrad-Kontaktanalyse, also Hertz'sche Pressung, Drehwegabweichungen und weitere. Gleichzeitig gibt die Kontaktanalyse die maximale Linienlast w_{\max} aus, welche zusammen mit der mittleren Linienlast w_{bm} zu einer Auswertung der Breitenlastverteilung analog zum Anhang E bei den Stirnrädern verwendet werden kann.

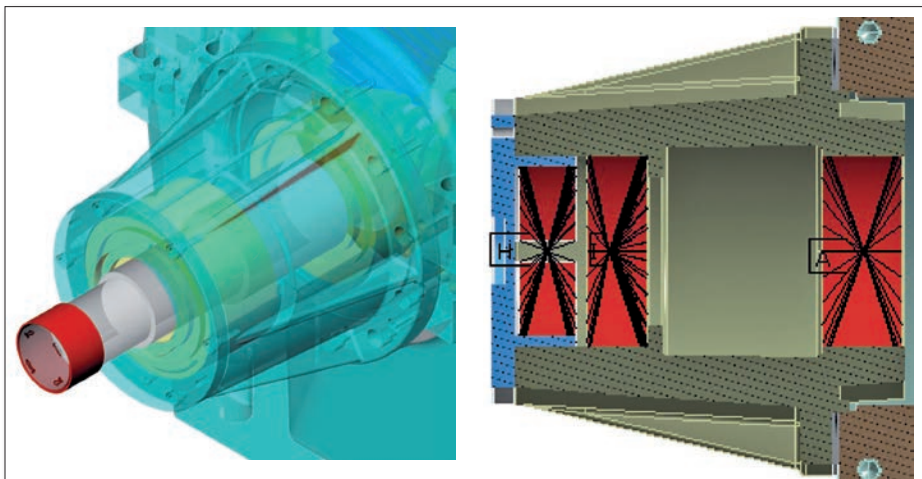
Einfluss der Lagervorspannung auf die axiale Lage

Wie erwähnt ist bei Kegelrädern die axiale Lage der Verzahnung genau zu betrachten. Einer der maßgeblichen Einflüsse auf die axiale Lage ist die Lagerung der Wellen. Im vorliegenden Getriebe ist die Ritzelwelle mit Kegelrollenlagern gelagert. Diese werden in der Praxis üblicherweise vorgespannt, um eine Mindestbelastung und

Dipl.-Ing. Jürg Langhart ist im technischen Vertrieb und Dr.-Ing. Ioannis Zotos in der Entwicklung tätig, beide bei der Kisssoft AG in Bubikon/Schweiz



02 Tragbildverlagerungen am rechtsspiraligen Tellerrad nach V- und H-Komponenten



03 Erweitertes Modell mit Gehäusedeckel und Verschraubung (links), Definition des Masterknotens am virtuell verlängerten Gehäusedeckel (rechts)

dadurch eine bessere Lastverteilung innerhalb der einzelnen Wälzkörper zu erreichen. Am Getriebe wird die Vorspannung durch Hinterlegen von Distanzscheiben vorgenommen. In der Modellierung der Berechnung wird die Lagervorspannung positionsneutral auf beide Lager verteilt, sodass sich die Verzahnungslage aufgrund der Vorspannung nicht ändert.

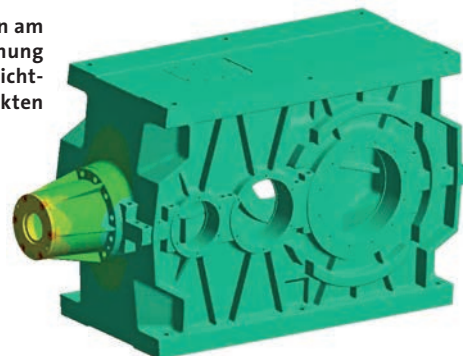
Abstützung der Axialkraft am Gehäusedeckel

Die Axialkraft des Kegelritzels wird im Getriebe über den Gehäusedeckel und die Schrauben auf das Gehäuse abgestützt. Um diesem Kraftfluss im FE-Modell Rechnung zu tragen, wird ein zweites, nicht-lineares FE-Modell mit reibungsbehafteten Kontakten ($f=0,1$) erstellt, welches die zusätzlichen Elemente - Gehäusedeckel und die sechs Schrauben - enthält. Die Schrauben sind im FE-Modell mit einer Schraubenvorspannkraft von 44,1 kN vorgespannt. Der Masterknoten des linken Kegelrollenlagers wird neu auf der nach innen verlängerten Fläche des Gehäusedeckels definiert. Mit dieser Modellierung ist es möglich, die Axialkraft über den Deckel und die Schrauben auf das Gehäuse abstützen zu lassen, während die Radialkraft weiterhin auf das Gehäuse übertragen wird.

Mit der erhöhten Modellierungsgenauigkeit steigt auch der Zeit- und Rechenaufwand. Die Vernetzung des FE-Modells wird wegen der Nicht-Linearitäten verfeinert und hat 926 000 Knoten, welche somit 2 778 000 Freiheitsgrade beinhalten. Die Berechnung erfolgt in zwei Schritten: Im ersten Schritt werden die Schrauben vorgespannt, im zweiten Schritt wird das FE-Modell linearisiert und die Steifigkeitsmatrix erstellt. Der Zeitaufwand für die Modellierung der Kontakte usw. dauert rund 2 h, und auch das Berechnen des nicht-linearen FE-Modelles dauert mit 2,3 h deutlich länger, ist aber in Ansys ein ebenso automatisierter Prozess wie die vorherige Berechnung (bei einem Rechner mit 40 GB RAM und verteilt auf 14 CPUs). Die Modellierung der Schraubenvorspannung zeigt sich abschließend auch im FE-Modell.

Wie erwartet, zeigt die Nachgiebigkeitsrechnung in Kisssoft mit der neuen Steifigkeitsmatrix, dass die einzelnen Lager der Ritzelwelle aufgrund der weicheren Struktur der Masterknoten 1, 2, und 3 eine höhere axiale Verschiebung aufweisen. Der Unter-

04 Deformationen am FE-Modell mit Vorspannung der Schrauben und nicht-linearen Kontakten



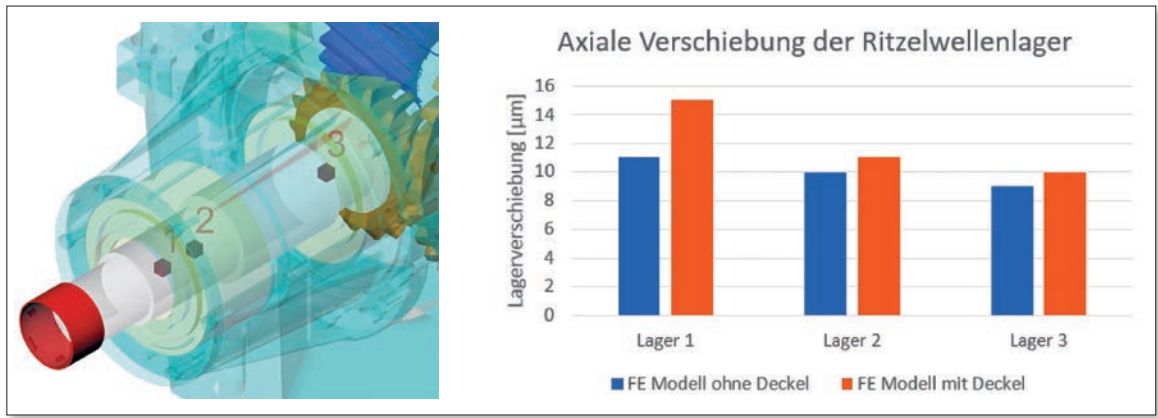
schied ist jedoch gering und innerhalb weniger Mikrometer.

Einfluss der Getriebeerwärmung

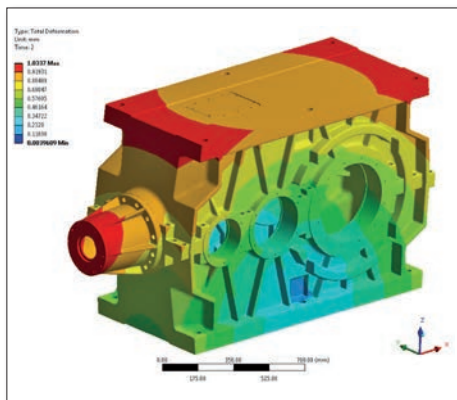
Aufgrund der Verlustleistungen ergeben sich im Getriebe Erwärmungen und dadurch thermische Ausdehnung der Teile. In dieser Untersuchung wird eine Erwärmung von 20 auf 80 °C angenommen, mit welcher sich das Gussgehäuse sowie die Getriebeteile entsprechend ausdehnen. Obwohl im realen Getriebe aufgrund der schnelldrehenden Wellen leicht höhere Temperaturen vorkommen können, wird vereinfacht mit einer gleichmäßigen Getriebe-temperatur gerechnet.

In dieser Untersuchung ist von Interesse, wie sich die Kegelrad-Ritzelwelle aufgrund der thermischen Ausdehnungen verlagert. Dabei wird im nicht-linearen FE-Modell ausgehend von der Bodenfläche eine Temperaturerhöhung von + 60 °C vorgegeben. Die Bohrungen werden dabei mit verformbaren Elementen (und nicht mit starren RBE2-Elementen) modelliert, um die Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers zuzulassen. Die Berechnung erfolgt in drei Schritten: Im ersten Schritt werden die Schrauben vorgespannt, im zweiten Schritt wird die Temperatur erhöht und im dritten Schritt wird das FE-Modell linearisiert und die Steifigkeitsmatrix erstellt. Die ermittelten Verschiebungen der Lagerstellen - und somit der Lageraußenringe - aufgrund der Temperaturerhöhung von 60 °C betragen bis zu 0,85 mm, was aufgrund der Gehäuseabmessungen realistisch ist.

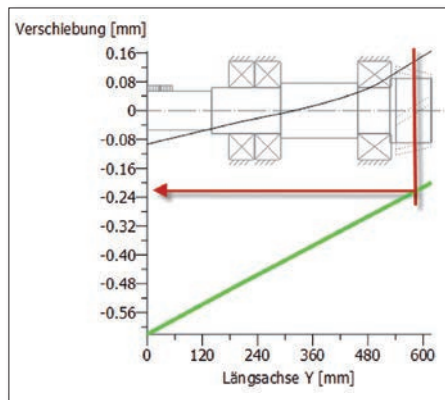
In den einzelnen Wellenberechnungen wird in Kisssoft die thermische Ausdehnung auf einen Referenzpunkt bezogen. Dieser ist



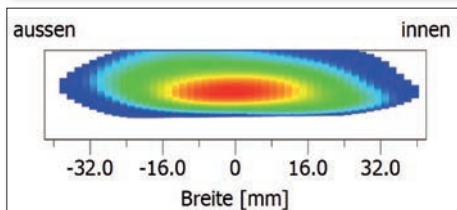
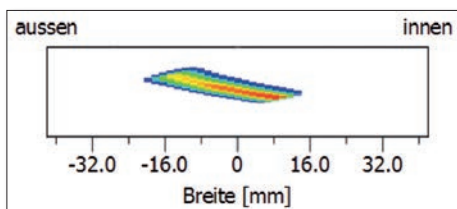
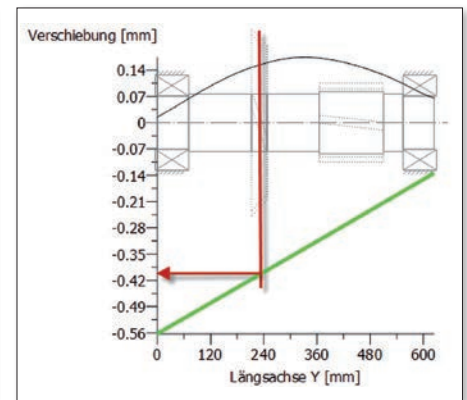
05 Verschiebung der Ritzelwellenlager 1, 2 und 3 bei Abstützung über den Gehäusedeckel



06 Thermische Ausdehnungen am FE-Modell und Verschiebung der Lagerstellen



07 Verschiebung der Ritzel- und Tellerradwelle bei einer Betriebstemperatur von 80 °C



08 Tragbildlagen der Kegelradverzahnung bei Montage und Betrieb

bei Kegelradverzahnungen sinnvollerweise der Kegelachskreuzungspunkt. Für die Betriebstemperatur von +80 °C dehnen sich die Wellen bezogen auf den Achskreuzungspunkt aus und bewirken eine axiale Verlagerung von Ritzel und Tellerrad, welche direkt in die VHJ-Verlagerungen einfließen.

Die Tragbilder zeigen die zwei typischen Einsatzfälle einer Kegelradverzahnung. Bei Montage wird das Tragbild lastfrei abgerollt. Dabei sind die Gehäuse- und Wellentemperaturen bei +20 °C. Die V- und H-Verlagerungen sind gering und innerhalb von wenigen 1/100 mm. Das Tragbild ist in **Bild 08**, oben, zu sehen. Unter Last und bei einer Betriebstemperatur von +80 °C betragen die Verlagerungswerte $V = -0,25$ mm und $H = 0,21$ mm, und das Tragbild verlagert sich leicht zur Ferse.

VHJ-Verlagerungen mit Gehäusenachgiebigkeit

Der Einfluss des Gehäuses lässt sich bei der Kegelradverzahnung einfach anhand der VHJ-Verlagerungen zeigen. Im **Bild 09** werden die VHJ-Verlagerungen aufgezeigt, einmal mit und einmal ohne Gehäusesteifigkeit.

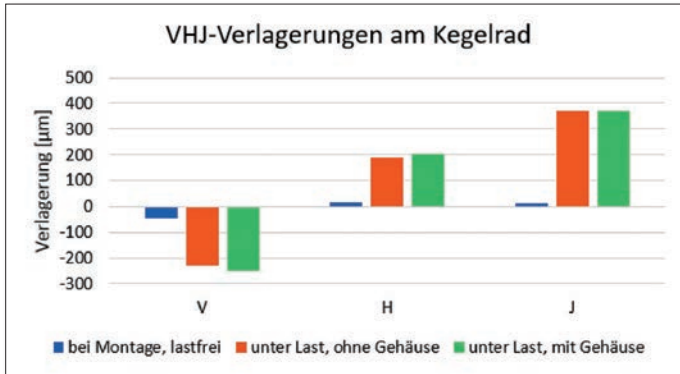
Wie zu erwarten, ist bei Verwendung der Gehäusesteifigkeit unter Last eine leicht höhere Verlagerung der Wellen vorhanden. Es zeigt sich jedoch auch, dass die Abweichungen relativ gering sind und zu keiner nennenswerten Änderung im Tragverhalten führen.

Kegelrad-Verzahnungskorrekturen

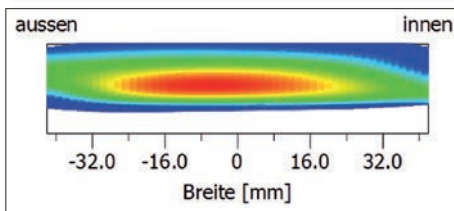
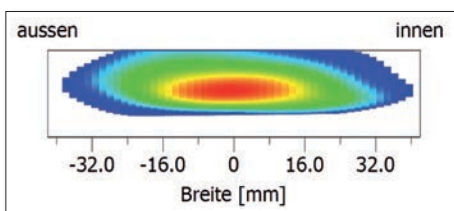
In der Kegelradherstellung werden die Verzahnungskorrekturen häufig vom Hersteller festgelegt, welche auf Erfahrungen oder Empfehlungen der Literatur basieren, weil der Konstrukteur keine Hilfsmittel zur Ermittlung und Bewertung von Verzahnungskorrekturen hat. Umgekehrt stellt sich für den Konstrukteur in der Getriebekonstruktion die Frage, ob er die Definition der Verzahnungskorrekturen dem Hersteller überlassen kann und ob er dadurch eine Auslegung erhält, die seinen Anforderungen tatsächlich entspricht.

Für die in diesem Getriebe verwendete Zyκλο-Palloyd-Verzahnung empfiehlt die Literatur von Klingelnberg eine Balligkeit von $LB = \text{Zahnbreite (Tellerrad)} / 350$ bis $LB = \text{Zahnbreite (Tellerrad)} / 800$, für geringe Verlagerungen. In der Praxis wird derweil häufig der Wert $LB = \text{Zahnbreite (Tellerrad)} / 1000$ eingesetzt.

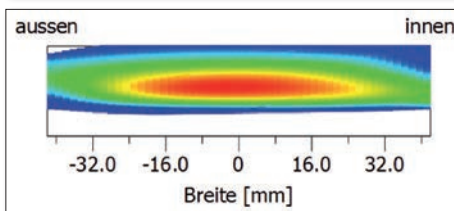
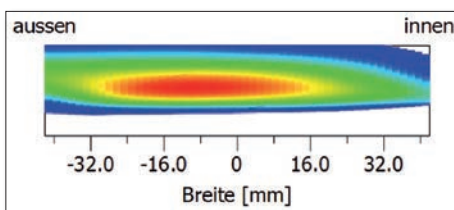
Die empfohlene Breitenkorrektur nach Literatur beträgt $LB = 84$ µm und erzeugt eine Tragbildlage mit Tendenz zur Ferse, bei einer maximalen Flankenpressung von 1360 N/mm². Eine Auswertung der Linienlasten, analog zur Methode Anhang E bei den Stirnrädern, ergibt eine Lastverteilung $K_{H\beta}$ von 2,7. Die für die Geräuschanregung



09 Vergleich der Verlagerungen bei Montage und im Betrieb, mit und ohne Gehäusenachgiebigkeit



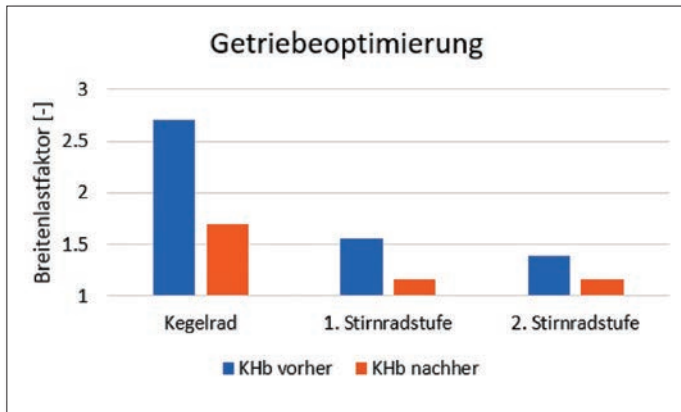
10 Tragbildlage mit Breitenkorrektur nach Empfehlung (oben) und nach Optimierung (unten)



11 Tragbilder bei Flankenlinien-Winkelabweichung mit $f_{H3} = -17,5 \mu\text{m}$ respektive $+17,5 \mu\text{m}$

maßgebliche Drehwegabweichung beträgt $6,8 \mu\text{m}$. Mit dieser Verzahnungskorrektur wird ein Tragbild erreicht, welches das gefürchtete Kantentragen und die dabei resultierenden Spannungsspitzen vermeiden kann.

Um das Potenzial der Kegelradverzahnung weiter auszuschöpfen, wird nun eine Optimierung mit einer Tragbildverlagerung zur Mitte und eine Balligkeitsreduzierung auf $LB = 20 \mu\text{m}$ durchgeführt. Die resultierenden Flankenpressungen betragen 1140 N/mm^2 , was einer Spannungsreduktion von fast 20 % entspricht. Der Breitenlastfaktor K_{H3} sinkt ebenfalls deutlich auf 1,7 und die Drehwegabweichung reduziert sich auf $2,45 \mu\text{m}$. Somit weist die Verzahnung auch eine deutlich kleinere Geräuschanregung auf.



12 Getriebeoptimierung auf Breitenlastverteilung an den Kegel- und Stirnradstufen

Einfluss der Verzahnungstoleranzen

In der Norm ISO 17485 „Bevel gears – ISO system of accuracy“ sind keine Toleranzen für die Flankenform enthalten, eine Untersuchung bezüglich Flankenlinien-Winkelabweichung ist nicht direkt möglich. Als Abhilfe wird hier auf Toleranzwerte aus der Stirnradnorm ISO 1328 zurückgegriffen. Als maßgebende Geometrie wird die Ersatzstirnverzahnung verwendet, und somit betragen die Werte für Flankenlinien-Winkelabweichung $f_{H\beta}$ 10 μm für das Ritzel und 12 μm für das Tellerrad.

Eine Kumulierung der Toleranzen bei 99,7 % Wahrscheinlichkeit, analog zur Bewertung bei den Stirnrädern, bewirkt eine Flankenlinien-Winkelabweichung $f_{H\beta}$ von $\pm 17,5 \mu\text{m}$. Diese Toleranzen wirken sich auch zusammen mit den optimierten Breitenkorrekturen kaum aus, es ergeben sich nach wie vor gute Tragbildlagen.

Getriebeoptimierung und Einfluss des Gehäuses

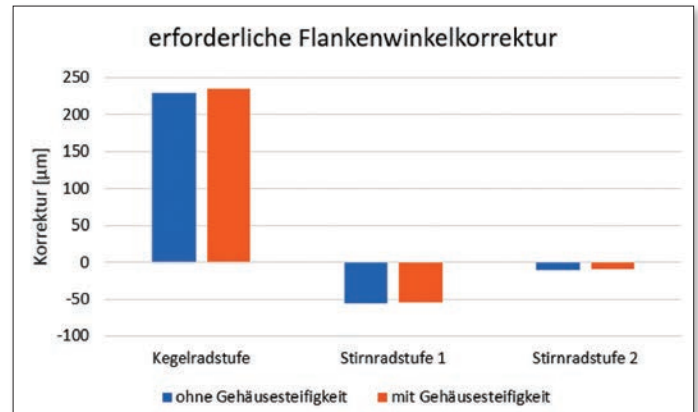
Ein Getriebe wird heutzutage üblicherweise mit Verzahnungskorrekturen ausgeführt. Die Optimierung wird nach verschiedenen Kriterien durchgeführt und ist Stand der Technik. Beim vorliegenden Getriebe wurden die Kegel- und Stirnradstufen mithilfe einer Getriebe-Software effizient auf eine ausgeglichene Breitenlastverteilung optimiert. Die untere Grafik zeigt die erzielten Verbesserungen am Getriebe.

In dieser Untersuchung liegt der Fokus im Besonderen auf dem Einfluss des Gehäuses. Die untere Grafik zeigt den Einfluss des Gehäuses auf das Klaffen in der Verzahnung, was stellvertretend für die Veränderung der Breitenlastverteilung steht. Es zeigt sich, dass die Gehäusesteifigkeit keinen wesentlichen Einfluss auf das Klaffen im Zahneingriff aufweist.

Fazit und Ausblick

Die vorliegende Untersuchung zeigt zuerst einmal auf, dass der gesamte Aufwand für eine solche detaillierte Betrachtung hoch ausfällt und für eine Anwendung in der Praxis nur in Ausnahmefällen umsetzbar ist. Während gewisse Einflüsse wie Herstellabweichungen von Verzahnungen und die Lagersteifigkeiten relativ schnell berücksichtigt werden können, zeigt es sich insbesondere bei der FE-Modellierung und nicht-linearen Berechnungen des Gehäuses, dass der Aufwand drastisch ansteigt.

Das interessanteste Resultat dieser Untersuchung an Industriegetrieben ist, dass im Gegensatz zu verbreitet gehörten Ansichten, die Gehäusenachgiebigkeit einen geringen Einfluss auf die Lastverteilung im Zahneingriff hat. Im Vergleich dazu sind die Wellen- sowie Lagerdeformationen, die Toleranzen der Verzahnungen und



13 Einfluss des Gehäuses auf das Klaffen in der Verzahnung

Achslagen sowie thermische Einflüsse signifikanter. Auch die verbreitete Meinung, ein weiches Gehäuse würde zu schlechteren Breitenlastverteilungen führen, ist ein Trugschluss. Ein weiches Gehäuse führt zwar zu größeren Deformationen, der Einfluss auf das Klaffen der Verzahnung bleibt jedoch annähernd gleich.

Auch bei den Kegelradverzahnungen liefert die Gehäusesteifigkeit keinen nennenswerten Einfluss auf das Tragverhalten. Das mag auf den ersten Eindruck etwas überraschen, die hauptsächlichsten Einflüsse auf die VHJ-Verlagerungen sind aber in der korrekten Modellierung des Systems bereits enthalten. Die Empfehlungen der Literatur für die Breitenkorrekturen bei Kegelrädern erweisen sich als gut anwendbar, um Toleranzen und Gehäuseverformung zu kompensieren. Die Kegelrad-Kontaktanalyse stellt hierbei ein wertvolles Hilfsmittel für weitere Optimierungen der Verzahnung dar.

Soll bei der Getriebeoptimierung dennoch die Gehäusesteifigkeit berücksichtigt werden, beispielsweise weil dies im Pflichtenheft vom Kunden gefordert wird, ist für diese Berechnungen eine getriebe-spezifische Software nötig, welche den gegenseitigen Einfluss der einzelnen Komponenten wie Verzahnungen, Wälzlager und Gehäuse mit praxisgerechtem Aufwand effizient berücksichtigen kann.

www.kisssoft.com

Literaturverzeichnis:

- [9] ISO 6336, Teil 1: Calculation of load capacity of spur and helical gears; ISO Genf, 2006
- [10] Kissling, U.: Sizing the gear micro geometry – Step by Step; BGA GEARS, 2015
- [11] Handbuch KISSsoft/KISSsys, Berechnungssoftware für den Maschinenbau, www.KISSsoft.AG
- [12] Mahr, B.: Kontaktanalyse; Antriebstechnik 12/2011, 2011
- [13] ISO/TS 16281: Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings; Genf, 2008
- [14] ISO 1328-1: Cylindrical gears – ISO system of flank tolerance classification; Genf, 2013
- [15] ISO/TR 10064-3: Recommendations relative to gear blanks, shaft centre distance and parallelism of axes; ISO Genf, 1996
- [16] Langhart, J.: Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Verzahnungslaufeigenschaften; DMK 2015

Verpasst?

Sie haben Teil 1 dieser Artikelserie verpasst oder möchten diesen gerne noch einmal lesen? Der Artikel steht unter folgendem Link zum Download bereit:

<http://bit.ly/2qAcq5f>