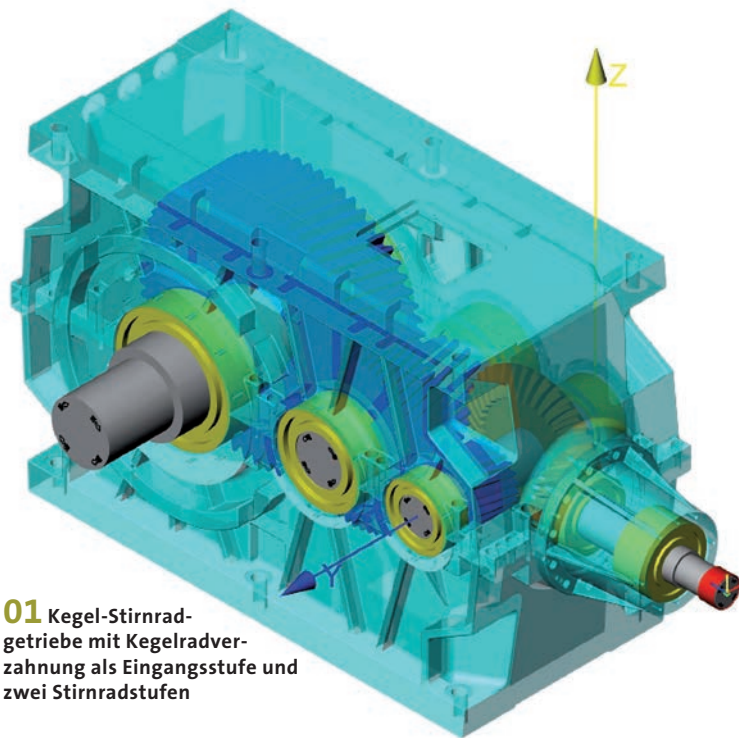


Faktum oder Mythos?

Über die Gehäusesteifigkeit am Getriebe – Teil 1



Durch die Gehäusesteifigkeit beeinflussen die Lagerreaktionskräfte die Lagerposition der Wellen. Das alleine ist jedoch noch keine Aussage über den Einfluss der Gehäusesteifigkeit auf die Laufeigenschaften der Verzahnungen, wie Lastverteilung oder Geräuschanregung. Diese werden zusätzlich durch die Durchbiegung der Wellen mit Lagernachgiebigkeiten, durch die Verzahnungstoleranzen und thermische Verlagerungen beeinflusst.

01 Kegel-Stirnradgetriebe mit Kegelradverzahnung als Eingangsstufe und zwei Stirnradstufen

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

Beim vorliegenden Getriebe handelt es sich um ein Kegel-Stirnradgetriebe der Firma Kissling AG aus dem schweizerischen Bachenbülach, mit einer Nennleistung von 600 kW. Das Getriebe ist im Temperaturbereich von 45 bis 60 °C, kurzzeitig bis 80 °C, im Einsatz, wobei die schnelllaufenden Verzahnungen und Wellen leicht höhere Temperaturen aufweisen können. Das Getriebegehäuse besteht aus EN-GJS 40.3 und ist mit zahlreichen versteifenden Verrippungen versehen, wie es bei Industriegetriebenen üblich ist. In der Untersuchung werden die Stirnradverzahnungen und die Kegelradverzahnung betrachtet (**Bild 01**). Die Stirnradstufen sind Schrägverzahnungen mit Normalmodul 8 bzw. 12 mm. Die Verzahnungen sind nach dem Härten geschliffen, mit einer Verzahnungsqualität von IT = 6. Die Wellen sind jeweils mit zwei Pendelrollenlagern beidseitig gelagert.

Die Kegelradverzahnung ist eine 17:37 Übersetzung mit einem Tellerrad-Außendurchmesser von 460 mm, in Klingelnbergs Zylo-Palloyd-Verfahren hergestellt. Die Verzahnung ist HPG hartfein bearbeitet. Die Ritzelwelle ist mit einem gepaarten Kegelrollenlager

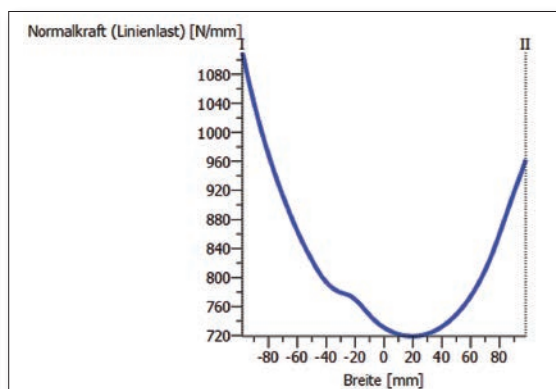
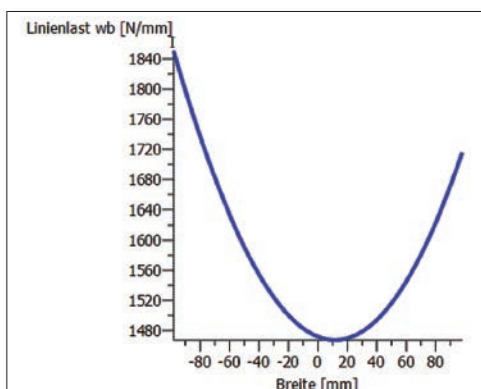
und – für die Aufnahme der Radialkräfte – nahe dem Ritzel mit einem Pendelrollenlager gelagert. Die Tellerradwelle ist mit zwei Pendelrollenlagern beidseitig gelagert.

Ablauf der Untersuchung

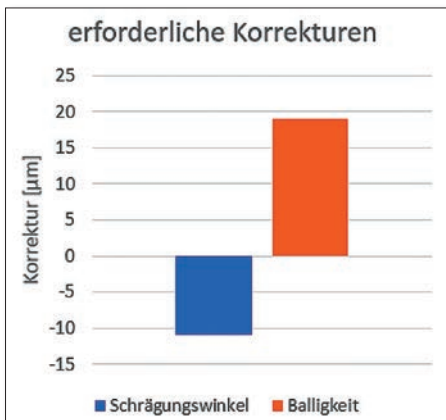
Von Interesse ist hier insbesondere, wie groß die einzelnen Einflüsse des Getriebes auf die erforderliche Verzahnungskorrektur sind. Die Verzahnungen werden einerseits mit der Kontaktanalyse bewertet. Für die Stirnräder stellt zusätzlich die ISO 6336-1, Anhang E, eine schnelle und realistische Beurteilung der Lastverteilung bereit.

Um die wichtigsten Einflussgrößen für das Laufverhalten in dieser Untersuchung miteinzubeziehen, werden die folgenden Punkte betrachtet:

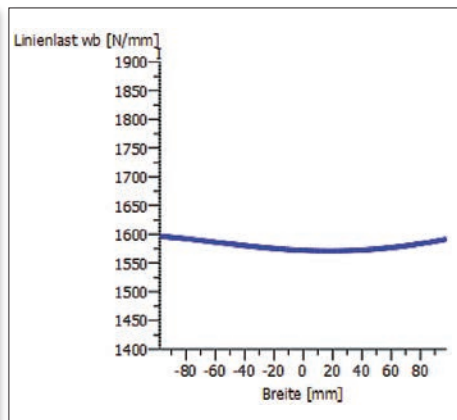
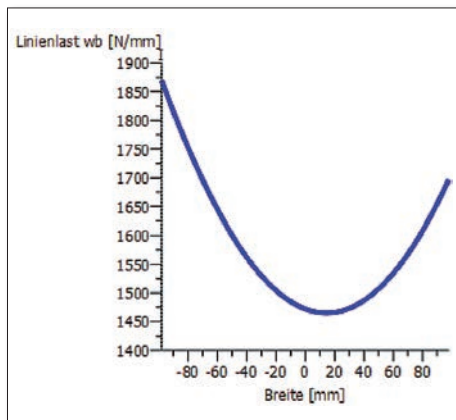
- Einfluss der Wellendurchbiegung inkl. Nachgiebigkeit der Lager
- Einfluss der Herstelltoleranzen von Verzahnungen und Achslagegenauigkeit
- Einfluss der Gehäusenachgiebigkeit und Wärmeeinfluss bei 80 °C.



02 Berechnung der Lastverteilung nach Anhang E (links) und Kontaktanalyse (rechts)

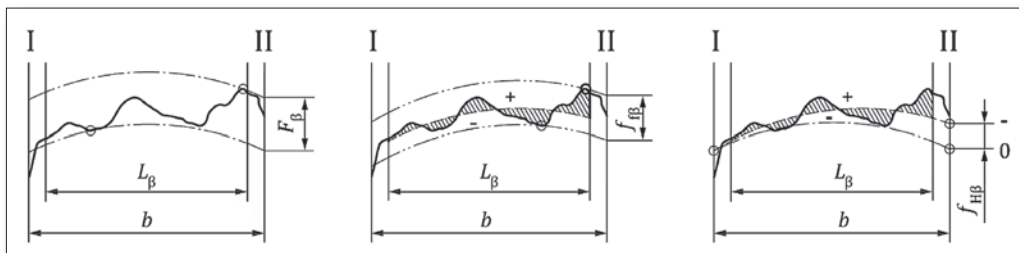


03 Erforderliche Breitenkorrekturen aufgrund der Wellendurchbiegung und Lagernachgiebigkeiten

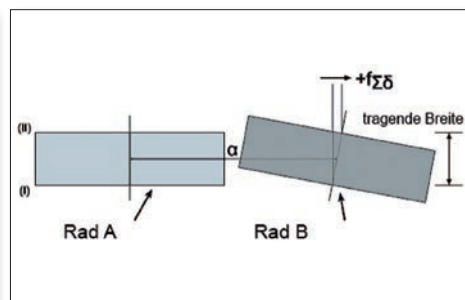
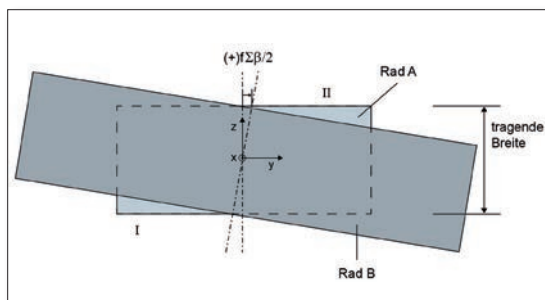


04 Linienlast ohne Breitenkorrekturen (links) und mit Breitenkorrekturen (rechts)

05 Definition der Flankenlinien-Abweichungen nach ISO 1328



06 Definitionen der Achslage-Abweichungen nach ISO/TR 10064-3

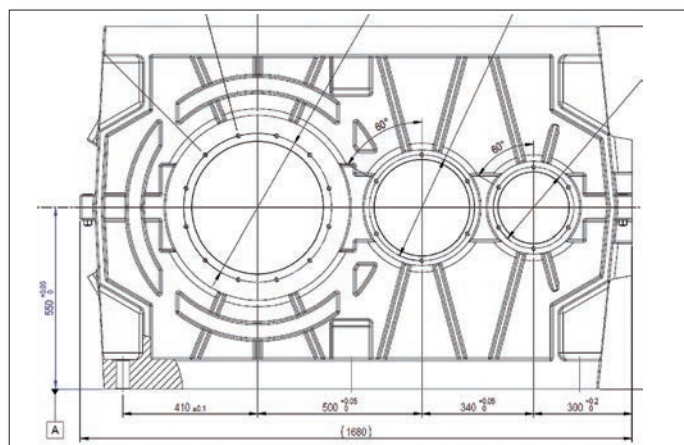


Für die Lage der Verzahnungen, und somit das Klaffen im Zahnengriff, ist eine realistische Modellierung der Wellenverlagerungen und Wellendurchbiegungen maßgebend, sowohl in axialer wie in radialer Richtung. Aufgrund der Verzahnungseigenschaften ist bei Stirnradverzahnungen die axiale Verlagerung jedoch relativ unwichtig, weil sich leichte axiale Verschiebungen im Zahnkontakt kaum bemerkbar machen. Bei Kegelradverzahnungen hingegen sind die Wellen bezüglich der axialen Lage sehr genau zu modellieren, weil diese in die H-Verlagerung (für das Ritzel) und J-Verlagerung (für das Tellerrad) eingeht. Somit müssen bei Kegelradverzahnungen Einflüsse wie die Abstützung der Axialkraft innerhalb des Gehäuses sowie die Wärmedehnungen der Wellen genauer betrachtet werden.

Methoden zur Zahnkontaktbeurteilung

Die Beurteilung des Zahnkontaktes unterteilt sich sinnvollerweise in eine Flankenlinienbewertung und eine gesamtheitliche Evaluation über den gesamten Zahnengriff. Für diese Bewertungen können verschiedene Methoden angewendet werden.

Für die Beurteilung der Breitenlastverteilung liefert die ISO 6336-1 im Anhang E [1] eine sehr nützliche Methode zum Erzielen eines realistischen Werts, welche deutlich schneller ist als die gesamtheitliche Kontaktanalyse unter Last. Bei dem Algorithmus nach Anhang E handelt es sich im Wesentlichen um eine eindimensionale Kontaktanalyse, welche die tatsächlichen Wellendehformationen aufgrund der Wellengeometrie sowie den Lagerungen berücksich-



07 Ermittlung der Achslage-Abweichungen der Wellen mittels der Gehäusetoleranzen

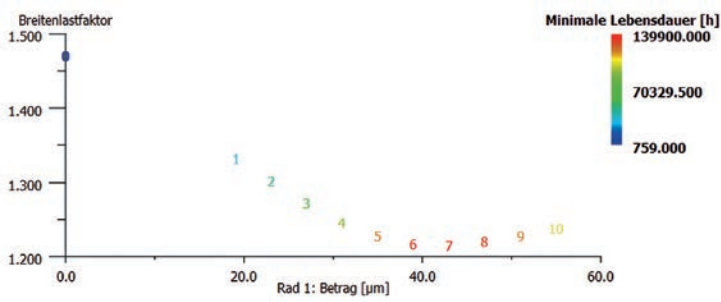
tigt und gute Angaben zur Lastverteilung über der Zahnbreite liefert. Aus der Lastverteilung wird das Klaffen in der Eingriffsebene bestimmt. Die Methode und deren Anwendung wurden schon mehrfach von KISSsoft aufgezeigt [2].

Relativ neu ist die Berücksichtigung der zusätzlichen Lastfaktoren KA und KV in der Berechnung der Breitenlastverteilung. Diese

Basiskorrekturen (werden nicht variiert)						
Nr.	Zahnrad	Flanke	Art der Korrektur	Betrag [µm]	Faktor 1	Faktor
1	Rad 1	beide	Schrägungswinkelkorrektur...	-11.0000		

Nr.	Zahnrad	Synchronisiere mit	Flanke	Art der Korrektur	Anzahl Schritte	Betrag (min)	Betrag (max)
1	Rad 1		1 beide	Breitenballigkeit	10	19.0000	55.0000

08 Variierung der Balligkeit zur Ermittlung der optimalen Breitenkorrektur



09 Resultat der Variationsrechnung

Lastfaktoren werden sowohl in der Zahnsteifigkeitsberechnung, als auch in der Ermittlung der Wellenbiegeline verwendet. Dieser Berechnungsansatz wurde innerhalb des ISO-Komitees besprochen und als geeignet empfunden, wobei für Vergleichszwecke auch der bisherige Berechnungsansatz verwendet werden kann [3].

Eine Bewertung des Zahnkontaktes mit Kontaktanalyse unter Last ist mittlerweile Stand der Technik. Mit der Kontaktanalyse werden Effekte wie vorzeitiger Eingriff aufgrund der Zahnbiegung, die tatsächlichen Überdeckungen und weitere berücksichtigt [4]. Sie liefert Resultate zu den Kriterien wie Drehwegabweichung, Verluste, Graufleckigkeit, Fressen oder Flankenbruchrisiko. Die Kontaktanalyse liefert auch die Auswertung der Lastverteilung über die Zahnbreite. Dazu wird die im Wälzpunkt C auftretende Linienlast verwendet, welche von den Überdeckungsverhältnissen von Einzel- oder Doppelingriff abhängt, und somit deutlich unterschiedlich im Vergleich zur Berechnung der Linienlast nach Anhang E ausfallen kann.

Es ist klar, dass die beiden Methoden „Anhang E“ und „Kontaktanalyse“ aufgrund ihrer unterschiedlichen Konzeptionierungen Unterschiede in den Absolutbeträgen aufweisen. Wesentlich ist jedoch, dass beide Methoden bei optimaler Flankenlinienkorrektur exakt übereinstimmen. Somit ist die Methode nach Anhang E bestens geeignet, um auf raschem Weg die ideale Breitenkorrektur zu finden. Für eine gesamtheitliche Beurteilung ist die Berechnung mit der Kontaktanalyse wiederum empfohlen (Bild 02).

Einfluss der Wellen- und Lagernachgiebigkeiten

Die nachfolgenden Untersuchungen werden an der Abtriebsstufe durchgeführt, wobei zunächst nur der Einfluss der Wellendeformationen auf die Laufeigenschaften betrachtet wird. Die Wellendeformation besteht aus Biegung sowie Torsion und wird analytisch mit dem Timoshenko-Balken gerechnet. Bei der Berechnung der Lagernachgiebigkeit werden die Kontakte der Wälzkörper zum Lagerinnenring und zum Lageraußenring als elastisch betrachtet [5], was zu einer beidseitigen Einfederung der Wälzkörper führt und somit eine Verschiebung des Lagerinnenringes in Bezug auf den Außenring bewirkt. Auch die Lagerluft und die Toleranzen von Welle und Nabe sind wie im tatsächlichen Getriebe definiert und in der Berechnung berücksichtigt. Das Gehäuse wird zunächst als unendlich steif

betrachtet, daher befinden sich die Lageraußenringe in der theoretischen Position.

Ein Vorschlag für eine optimale Flankenlinienkorrektur wird in KISSsoft auf Basis des Anhangs E erhalten. Für die vorliegende Abtriebsstufe betragen die Werte am Rad 1 für die Schrägungswinkelkorrektur $c_{H\beta} = -11 \mu\text{m}$ und die Balligkeit $c_{\beta} = 19 \mu\text{m}$ (Bild 03).

Die resultierende Breitenlastverteilung mit Berücksichtigung der oben genannten Einflüsse zeigt sich in Bild 04, links. In Bild 04, rechts, zeigt sich die resultierende Breitenlastverteilung mit der Flankenlinienkorrektur. Der Breitenlastfaktor $K_{H\beta}$ verbessert sich von 1,17 auf 1,01.

Einfluss der Herstelltoleranzen

Im Anschluss an die theoretische Wellendeformation wird der Einfluss der Fertigungsabweichungen berücksichtigt. Es ist ein häufig vorkommender Fehler, dass für die Auslegung der Korrekturen nur die Verformungen betrachtet werden, ohne die in der Praxis auftretenden Herstelltoleranzen miteinzubeziehen. Üblicherweise werden zwei Toleranzengruppen beachtet:

- Flankenlinien-Winkeltoleranz $f_{H\beta r}$ der Zahnräder
- Achslagetoleranzen $f_{\Sigma\beta}, f_{\Sigma\delta}$ (Parallelität der Wellen).

Die Flankenlinientoleranz nach ISO 1328 [6] begrenzt die zulässigen Herstellabweichungen aufgrund der Zahnräderfertigung (Bild 05). Für die vorliegende Stirnradverzahnung mit Modul 12 mm betragen die zulässigen Flankenlinien-Winkelabweichungen $f_{H\beta}$ $15 \mu\text{m}$ für das Ritzel und $16 \mu\text{m}$ für das Rad. Der Konstrukteur hat in KISSsoft die Möglichkeit, diese Abweichungen als Maximalwerte (also $31 \mu\text{m}$) oder mit einer statistischen Bewertung zu berücksichtigen. Mit einer Wahrscheinlichkeit von 99,7 % beträgt die Flankenlinien-Winkelabweichung weniger als $21,9 \mu\text{m}$, was ein sinnvoller Maximalwert ist und hier angewendet wird.

Die Achslagetoleranzen nach ISO/TR 10064-3 [7] begrenzen die zulässigen Einbaulage-Abweichungen der Wellen im Gehäuse, für die Komponenten Achsschrägung $f_{\Sigma\beta}$ und Achsneigung $f_{\Sigma\delta}$ angegeben (Bild 06).

Die ISO/TR 10064-3 leitet die Werte aus der zulässigen Flankenlinienabweichung F_{β} ab, mit Berücksichtigung des Lagerabstandes L und der Zahnbreite b:

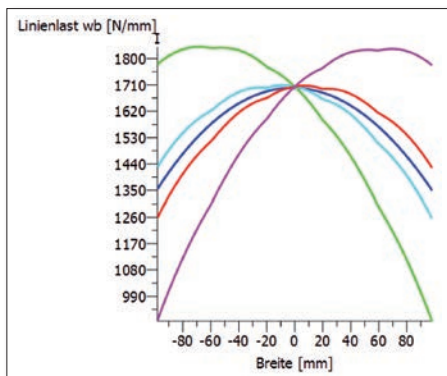
$$f_{\Sigma\beta} = 0,5 \left(\frac{L}{b} \right) F_{\beta}$$

$$f_{\Sigma\delta} = 2 f_{\Sigma\beta} \tag{1}$$

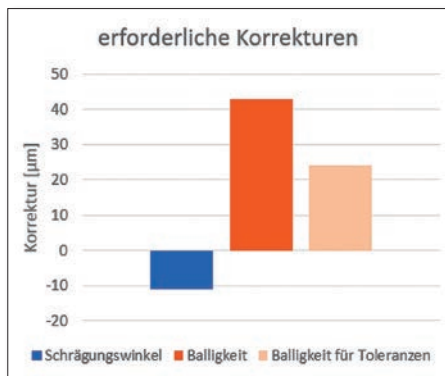
Die Komponenten werden wie folgt in eine Unparallelität in der Kontaktebene f_{Σ} zusammengeführt:

$$f_{\Sigma} = f_{\Sigma\beta} + \frac{1}{3} f_{\Sigma\delta} \tag{2}$$

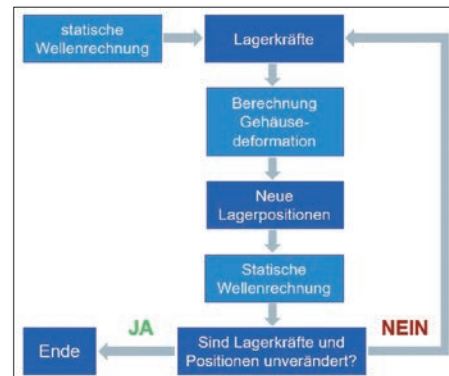
Die Werte für Lagerabstand L, Zahnbreite b und die zulässige Flankenlinienabweichung F_{β} werden gemäß der Werte am Getriebe in die Berechnung eingesetzt und ergeben eine Achsschrägung $f_{\Sigma\beta}$.



10 Lastverteilungen mit Berücksichtigung der Wellendurchbiegungen und den möglichen Kombinationen der Flankenwinkel- und Achslagetoleranzen

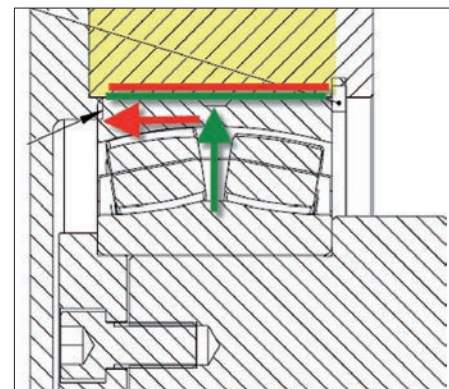
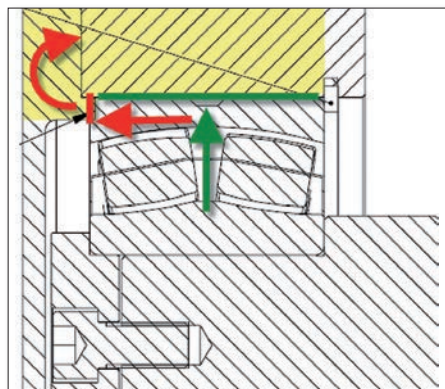


11 Erforderliche Breitenkorrekturen insgesamt und aufgrund der Herstelltoleranzen



12 Iteration der Gehäusedeformationen aufgrund der Lagerkräfte und -momente

13 Tatsächliche axiale Abstützung über Seegerring im Getriebe (links), vereinfachte axiale Abstützung über Zylinderfläche im FE-Modell (rechts)



von 29,7 µm und eine Achsneigung $f_{\Sigma 3}$ von 59,4 µm. Die resultierende Unparallelität in der Kontaktebene f_{Σ} beträgt maximal 50 µm. Auch bei der Achslagetoleranz scheint das Maximum übertrieben, deshalb wird diese ebenfalls mit einer 99,7 % Wahrscheinlichkeit berücksichtigt und beträgt somit $f_{\Sigma} = 32,6$ µm.

Alternativ zur Achslagetoleranz nach ISO/TR 10064-3 könnten direkt die vorgegebenen Positionstoleranzen der Lagerbohrungen aus der Gehäusezeichnung verwendet werden (Bild 07), welche ähnliche Werte ergeben.

Für die Korrektur von Herstellungsfehlern ist eine einseitige Schrägungswinkelkorrektur nicht zielführend, da damit nur das Optimum für eine spezifische Toleranzlage erreicht werden kann. Als Kompensation von Herstellfehlern kommen nur symmetrische Korrekturen wie Balligkeit oder Endrücknahme in Frage.

Die optimale Breitenballigkeit wird nachfolgend mit einer Variationsrechnung ermittelt. Die Schrägungswinkelkorrektur $c_{H3} = -11$ µm der nicht toleranzbehafteten Geometrie wird dabei als Basiskorrektur unverändert übernommen (Bild 08, oben). Die neue erforderliche Balligkeit wird mit einer Parametervariation berechnet (Bild 08, unten). Aus der Variationsrechnung wird ersichtlich, dass der kleinste Breitenlastfaktor mit einer gesamten Breitenballigkeit $c_{H3} = 43$ µm erreicht werden kann (Bild 09).

Eine abschließende Nachrechnung der möglichen Kombinationen der Flankenlinien-Winkelabweichungen f_{H3} und der Achslageabweichungen f_{ma} (+fma +fH3, +fma -fH3, -fma +fH3, -fma -fH3) zeigt, dass die gewählte Breitenkorrektur hervorragend geeignet ist, um sowohl die Wellendurchbiegungen wie auch die verschiedenen Toleranzlagen kompensieren zu können, da keine der extremen Toleranzlagen eine Kantenpressung aufweist (Bild 10).

Zusammenfassend betragen die erforderlichen Korrekturen also -11 µm für die Schrägungswinkelkorrektur c_{H3} und 43 µm für die Breitenballigkeit c_3 . Im Bild 11 wird die gesamte erforderliche Breitenkorrektur sowie die erforderliche Balligkeit $c_{H3} = 24$ µm aufgrund des Einflusses der Herstelltoleranzen dargestellt (hellorange).

Der resultierende Breitenlastfaktor K_{H3} beträgt im Minimum 1,07 und im ungünstigsten Fall 1,16, was eine geringe Lastüberhöhung in der Normrechnung von 7 bis 16 % bedeutet. Beide Werte sind absolut akzeptabel, wenn man bedenkt, dass die Auslegung hiermit robust gegen verschiedene Toleranzlagen ausgelegt ist.

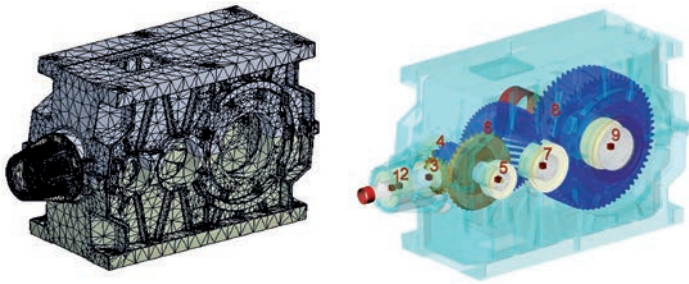
Einfluss der Gehäusenachgiebigkeit

Der Fokus dieser Untersuchung liegt auf dem Einfluss der Gehäusenachgiebigkeit auf die Lastverteilung über der Zahnbreite. Die Lagerkräfte der Wellen wirken auf das Gehäuse ein und bewirken eine elastische Verschiebung der Lagerbohrungen und somit des Lageraußenringes.

Die Nachgiebigkeit des Gehäuses ist in einer Steifigkeitsmatrix enthalten, welche mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode berechnet wird. Dabei wird das Gehäuse an den Lagerstellen auf Masterknoten reduziert. Die Steifigkeitsmatrix wird mit der Software Ansys in Zusammenarbeit mit der Firma Cadfem Suisse AG erstellt. Für die Berechnung dieser Verschiebungen mithilfe einer Steifigkeitsmatrix ist eine Iteration nötig, da die geänderten Positionen und Verkippungen der Lageraußenringe unterschiedliche Lagerkräfte und Lagermomente ergeben, welche wiederum unterschiedliche Gehäusedeformationen bewirken (Bild 12). Der Ablauf wurde bereits in früheren Veröffentlichungen von KISSsoft vorgestellt [8].

Relevante Details der Steifigkeitsmatrix

Die Steifigkeitsmatrix wird beeinflusst über die verwendeten Elemente im Finite-Elemente-Programm. Üblicherweise werden in FE die Masterknoten mit sogenannten RBE2-Elementen mit den Knoten im Querschnitt verbunden. Diese beinhalten eine starre Verbindung des Masterknotens mit den Knoten im starren Querschnitt. Das bedeutet, dass bei Aufbringen der Verschiebung auf



14 FE-Modell des Getriebegehäuses (links), Steifigkeitsmatrix mit Masterknoten in Kisssoft (rechts)

Gehäusedeckel und die Verschraubung auf das Gehäuse abgestützt wird (Bild 13 links, rote Linie). Die Radialkraft wird über den Lageraußenring direkt im Gehäuse abgestützt (Bild 13 links, grüne Linie).

Im FE-Modell wird das Pendelrollenlager vereinfacht nur über die Zylinderfläche abgestützt, welche die radialen und axialen Kräfte aufnimmt. Für die Radialkräfte ist das korrekt (Bild 13 rechts, rote Linie), für die Axialkräfte ist diese Modellierung zu steif (Bild 13 rechts, grüne Linie). Da bei Stirnradverzahnungen die axialen Verschiebungen eine untergeordnete Rolle spielen, ist diese Vereinfachung zulässig.

Die Steifigkeitsmatrix wird aus einer Gehäusestruktur extrahiert, bestehend aus dem Gehäuse und der Nabe für die Ritzelwelle. Die Verbindungen der einzelnen Gehäuseteile sind mit starren Kontakten vorgenommen worden, welche eine lineare Lösung des Modells erlauben. Das FE-Modell des Gehäuses (Bild 14, links) hat 540 000 Knoten, welche somit 1 620 000 Freiheitsgrade beinhalten. Der Zeitaufwand für die Modellierung beträgt rund eine Stunde, das Berechnen des Modells und Extrahieren der Steifigkeitsmatrix dauert 5 min und ist somit sehr zeitsparend (bei einem Rechner mit 16 GB RAM und verteilt auf 14 CPUs).

Nach dem Importieren der Steifigkeitsmatrix in Kisssoft werden das Gehäuse und die Steifigkeitsmatrix mit der 3-Punkte-Methode ausgerichtet. Für die visuelle Kontrolle können die Masterknoten dargestellt werden. Beim Starten der Berechnung wird nochmals die Übereinstimmung der Masterknoten mit den Lagermittelpunkten rechnerisch geprüft und mit der vorgegebenen Toleranz verglichen (Bild 14, rechts). Anschließend wird die Berechnung der Gehäusenachgiebigkeit durchgeführt, welche nach vier Iterationen bereits konvergiert.

Bevor der Einfluss auf die Verzahnung und die Lastverteilung über die Zahnbreite ausgewertet wird, soll zuerst die Verschiebung der Wellen 3 und 4 betrachtet werden. Das Bild 15 zeigt die gesamte radiale Verschiebung der Welle, ohne (blau) und mit (rot) Gehäusenachgiebigkeit. Es zeigt sich, dass die radialen Verschiebungen der Gehäusebohrungen innerhalb 10 µm sind.

Wie sich aus den geringen zusätzlichen Verschiebungen der Gehäusebohrungen erahnen lässt, sind die zusätzlich erforderlichen Verzahnungskorrekturen sehr klein. An dieser Verzahnung reicht eine Änderung der Schrägungswinkelkorrektur c_{H3} von $-2 \mu\text{m}$, um das zusätzliche Klaffen aufgrund der Gehäusenachgiebigkeit zu kompensieren. Die insgesamt erforderlichen Verzahnungskorrekturen belaufen sich auf $c_{H3} = -13 \mu\text{m}$ und $c_3 = 43 \mu\text{m}$ (Bild 16).

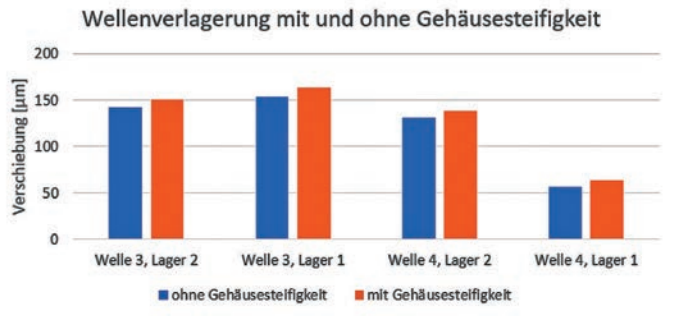
Abschließend kann für die Untersuchung der Stirnradstufe festgehalten werden, dass der Einfluss auf die Gehäusesteifigkeit für das vorliegende Getriebe vernachlässigt werden kann. Es muss angemerkt werden, dass das Getriebegehäuse sehr verwindungssteif ausgeführt ist und die Verrippungen geschickt festgelegt wurden.

Teil 2 dieser Serie erscheint demnächst in **antriebstechnik**. Lesen Sie dann mehr über die Grundlagen der Kegelradverlagerung, die Methoden zur Untersuchung des Zahnkontakts, die Abstützung der Axialkraft am Gehäusedeckel, den Einfluss der Gehäuseerwärmung und noch viel mehr.

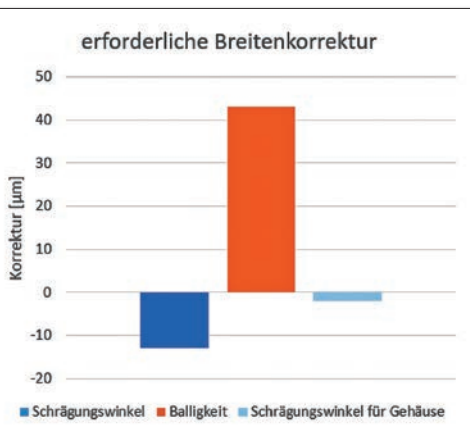
www.kisssoft.ag

Literaturverzeichnis:

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



15 Radiale Verschiebungen der Welle mit und ohne Gehäusenachgiebigkeit



16 Erforderliche Breitenkorrekturen insgesamt und aufgrund der Gehäusenachgiebigkeit

den Masterknoten alle Knoten der Bohrung die gleiche Verschiebung erhalten, und somit die Bohrungsgeometrie unverändert bleibt.

Alternativ dazu sind Verbindungen möglich, wo die Knoten im Querschnitt flexibel sind, wie beispielsweise RBE3-Elemente. Bei Verwendung dieser Elemente bleibt die Form der Bohrung nicht starr und kann beliebig deformiert werden. Diese nicht-starren Elemente bedeuten einen sehr viel höheren Rechenaufwand, mit der gleichzeitigen Gefahr, dass die Berechnung nicht konvergiert. Es ist jedoch zu überlegen, ob diese Elemente bei sehr dünnen Gehäusen eingesetzt werden sollen.

Eine weitere Einflussgröße für die rechnerische Steifigkeit des Gehäuses ist die Wahl der Referenzflächen, welche für den Masterknoten ausgewählt werden. Die Referenzflächen werden üblicherweise als Zylinder mit der Breite vom Wälzlager des Getriebes definiert. Die Wahl der Referenzflächen beeinflusst somit auch die axiale und radiale Steifigkeit des Masterknotens.

Im vorliegenden Getriebe sind die Stirnradwellen mit Pendelrollenlagern abgestützt, welche am Innenring mit einer Presspassung p6 und am Außenring mit einer Übergangspassung J6 montiert werden. Die Übergangspassung am Lageraußenring bewirkt, dass die Axialkraft fast uneingeschränkt auf der seitlichen Schulter über den