

DER EINFLUSS VON FERTIGUNGSABWEICHUNGEN UND ELAST. DEFORMATIONEN AUF DAS KINEMATISCHE VERHALTEN EINES KUNSTSTOFFGETRIEBES

Rüdiger Hochmuth, Kristin Paetzold

Kurzfassung

Das WAVE DRIVE®-Getriebe, als ein hochübersetzendes Präzisionsgetriebe, arbeitet nach dem Wellgetriebeprinzip. Ein wesentlicher Aspekt des Getriebes ist in der Fertigung aus Kunststoff zu sehen. Dies ermöglicht die kostengünstige Produktion derartiger kleiner und leichter Getriebe in großen Stückzahlen für diverse Anwendungen in der Automobiltechnik. Fertigungsabweichungen und elastische Deformationen haben großen Einfluß auf das kinematisch-kinetische Verhalten des Getriebes sowie auf den Wirkungsgrad. Im Rahmen der Arbeit sollen Vorgehensweisen dargestellt werden, wie so geartete Einflussfaktoren abgeschätzt werden können und als Ausgangsbasis für Verbesserungen dienen können.

1 Einführung in die Thematik

Ein Getriebe nach der Wave-Drive-Bauweise besteht im Wesentlichen aus einem Hohlrad, einem Flexband, dem Stößelrad und dem Wavegenerator (Bild 1). Diese spezielle Kinematik ist darauf zurückzuführen, daß zur Bewegungs- und Momentenübertragung gezielt die Deformation eines Getriebegliedes genutzt wird. Der Deformationszustand wird dem Flexring durch die Form des Wellgenerators aufgeprägt. Aufgrund der Zähnezahldifferenz zwischen den beiden verzahnten Teilen kommt es zur Drehzahlwandlung. Im Gegensatz zu klassischen Zahnradgetrieben erfolgt im WAVE DRIVE®-Getriebe kein Abwälzen der Verzahnung aufeinander, sondern greifen translatorisch ineinander.

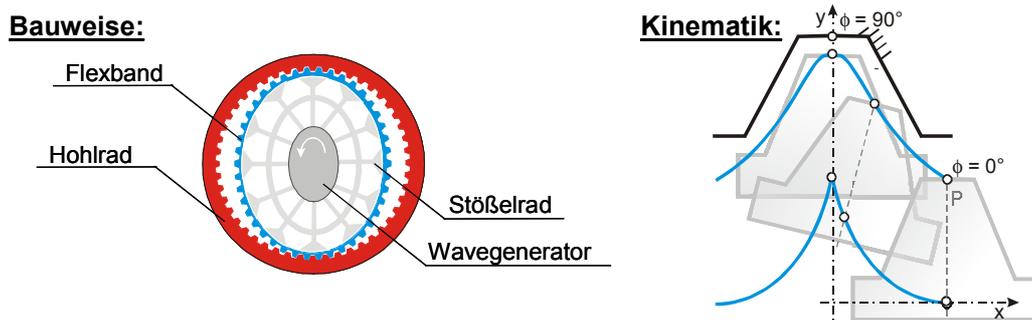


Bild 1: Funktionsweise des WaveDrive®-Getriebes

Die hohen Übersetzungen ergeben sich demnach aus erstens einer großen Zähnezahl von Hohlrad und flexiblem Zahnring und der definierten Differenz von zwei Zähnen zwischen diesen [1]. Aus einfachen geometrischen Überlegungen lässt sich ableiten, dass das Übersetzungsverhältnis sehr stark geprägt wird von der Exzentrizität des elliptischen Wellgenerators. Die Exzentrizität entspricht idealerweise dem Modul der Verzahnung. Da die Verzahnungen kleinmodulig sind, d.h. vorrangig Werte zwischen 0,8 und 0,2 einnehmen, zeigt sich, dass für einen exakten Zahneingriff ein sehr kleiner Hub entscheidend ist. Hier wird deutlich, dass sich Abweichungen von der Nenngestalt sehr stark auf die Kinematik und da-

mit die Funktionsfähigkeit des Getriebes auswirken. Die spezifischen Kinematik im Wellgetriebe, die es mit sich bringt, dass die Zähne translatorisch ineinander gleiten anstatt aufeinander abzuwälzen, erfordert letztlich eine vollständig neue Auslegung der Verzahnung auf der Grundlage der Bahnkurven. Im Zuge der Verzahnungsauslegung werden vor allem geometrieabhängig und unter Berücksichtigung der maximalen radialen Deformation der Modul, die charakteristischen Radien (Zahnkopf- und Zahnfußradien beider verzahnter Elemente), Zahnhöhen und die Flexbanddicke der Verzahnung definiert.

Die Auslegung erfolgt im unbelasteten Zustand, die Bahnkurven weichen unter Belastung von den Idealwerten ab. Grund dafür sind auftretende Verformungen wie Durchbiegungen, Torsionswinkel u.ä.. Ein weiteres wesentliches Charakteristikum des WAVE DRIVE[®]-Getriebes ist, daß es aus Kunststoff gefertigt wird, wodurch sich eine Reihe werkstoffspezifischer Eigenschaften für die Funktionserfüllung nutzen lassen. Ebenso bedingt diese Werkstoffwahl den Aspekt Kosten in positiver Richtung.

2 Motivation & Handlungsbedarf

Gerade aus der Werkstoffwahl ergibt sich aber ein wesentlicher Nachteil des Kunststoffgetriebes. Die Getriebeteile werden im Spritzgussverfahren hergestellt und sind demzufolge mit relativ großen geometrischen Schwankungen infolge der Schwindung behaftet. Die Summe aller Abweichungen von der Nenngestalt, sei es durch Fertigungsabweichungen (Betrachtung von Produktmerkmalen) oder elastische Deformationen (Betrachtung von Produkteigenschaften), hat entscheidenden Einfluss auf die Getriebeeigenschaften, wie die Übertragungsgenauigkeit und den Wirkungsgrad des Getriebes.

Daher sollte die Verzahnung nach Möglichkeit so robust ausgelegt, daß auch unter verschiedenen Lastbedingungen die Funktion optimal erfüllt werden kann. Was dabei unter robust zu verstehen ist, wird letztlich auch dadurch geprägt, daß Toleranzen von vorneherein in der kinematischen Auslegung berücksichtigt werden.

Aus diesem Grund wurde das Getriebe, und hier speziell das gehäusefeste Hohlrad, einer numerischen Spritzgießanalyse mit funktionsorientierter Auswertung der zu erwartenden Fertigungsabweichungen unterzogen. Des Weiteren werden elastische Deformationen aus Betriebskräften am Flextopf, aufgrund der Betriebsbelastungen einer funktionsorientierten Evaluierung und Parameterstudie unterzogen.

3 Verzug des Gehäuseteils aufgrund der Schwindung

Beim Ausführen o.g. numerischer Berechnungen mit der Finiten-Elemente-Methode sind zum Stand der Technik die Möglichkeiten der Ergebnisauswertung beschränkt auf die Präsentation der Verschiebungen in x-, y-, z-Richtung oder hinsichtlich der Größe für jeden Knotenpunkt, farblich oder wertmäßig, deformiert oder ideal. Eigentlich benötigt man in diesem Anwendungsfall aber eine mehr funktionsorientierte Auswertung. Die Kenntnis der Lage von Substitutionselementen (Pferch- und Hüllzylinder) und des Maximum-Material-Maßes des Hohlradverzugs ermöglichen das Abschätzen des Einflusses auf die Produktfunktion. Um dieses Problem zu lösen, wird eine funktionsorientierte Auswerteprozedur propagiert, basierend auf den Toleranzonenbeschreibungen nach DIN ISO 1101 und der Beschreibung von Bezugselementen nach DIN ISO 5459 [2,3].

Die schwerwiegendsten Auswirkungen auf die Getriebefunktion haben Abweichungen von der Zylinderform des Innendurchmessers des Gehäuses im Bereich der Hohlradverzahnung. Hierzu wird das Hohlrad in Teilflächen zerlegt, um den Vernetzer zu unterstützen, vernetzt und einer numerischen Spritzgieß- und anschließende Verzugsrechnung unterzogen (Die Autoren danken dem Lehrstuhl für Kunststofftechnik der FAU für die Durchführung der Verzugsrechnung). Aus den vielen Knotenpunkten müssen die Ersatzelemente (Pferch-, Hüll-elemente sowie Bezugsebenen) abgeleitet werden (Bild 2). Dies mündet in einem Optimierungsproblem, das durch die Anwendung mathematischer Optimierungsalgorithmen gelöst werden kann [4,5].

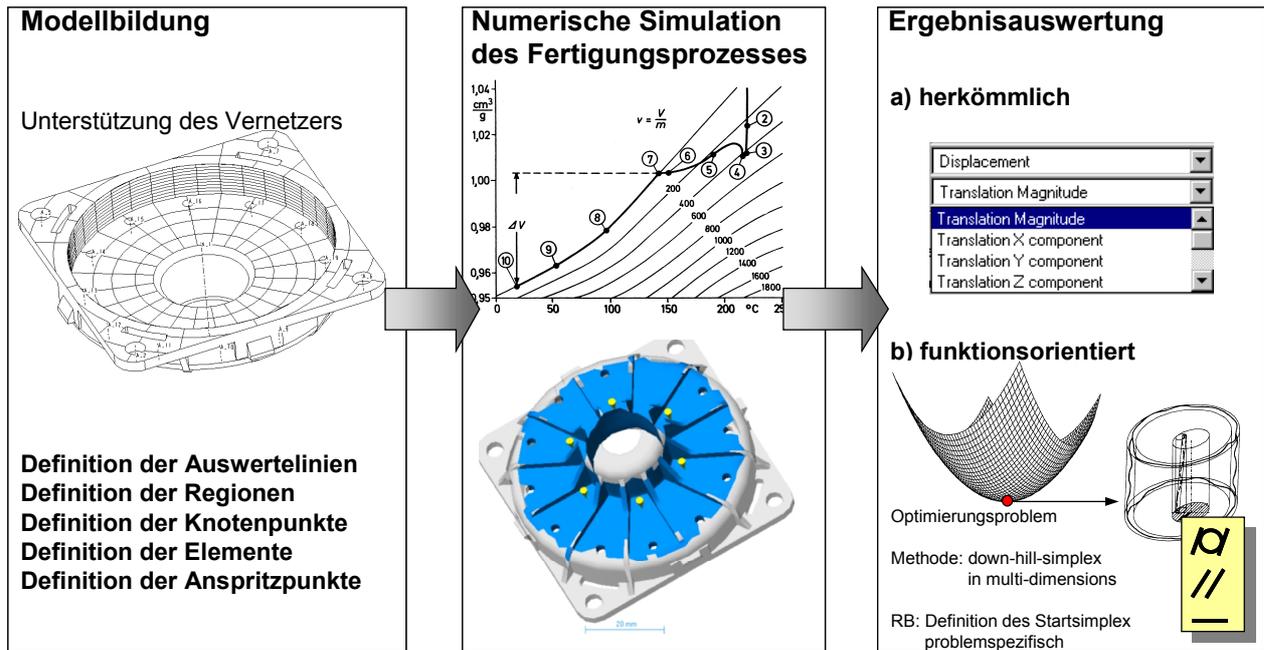


Bild 2: Vorgehensweise der funktionsorientierten Auswertung von Verzugsrechnungen

Die Rechenergebnisse (Bild 3) können für den derzeitigen Stand des Experimentierstadiums mit Messungen auf einem 3D-Koordinatenmessgerät verglichen werden. Aufgrund der Materialanäufungen an den Schraubstellen kann ein kleeblattförmiger Verzug prognostiziert werden.

Die Auswertung der Verzugsrechnung bezieht sich auf flächen- und linienhafte Toleranzarten:

Art	Messwert [mm]	Simulation [mm]	Bemerkung
⌘	0.25	0.33	Innere Funktionsfläche
○	0.22 bis 0.1	0.33 bis 0.29	Kreisringe der inneren Funktionsfläche; von oben nach unten
—	--	0.001 bis 0.004	diskrete Linien der inneren Mantelfläche
//	--	0.005 bis 0.0085	zweier gegenüberliegender Linien der Mantelfläche
▭	0.295		äußere Flanschfläche

Die berechnete Zylindrizitätsabweichung von 0.33mm der inneren Funktionsfläche korreliert mit dem Messwert von 0.25mm sehr gut. Anzumerken sei, daß aufgrund der nicht exakten Modellbildung gewisse Uneinheitlichkeiten mit den Messergebnissen auftreten, die allerdings nicht das dargestellte Konzept widerlegen, sondern die Notwendigkeit einer umfassenden Modellbildung unterstreichen.

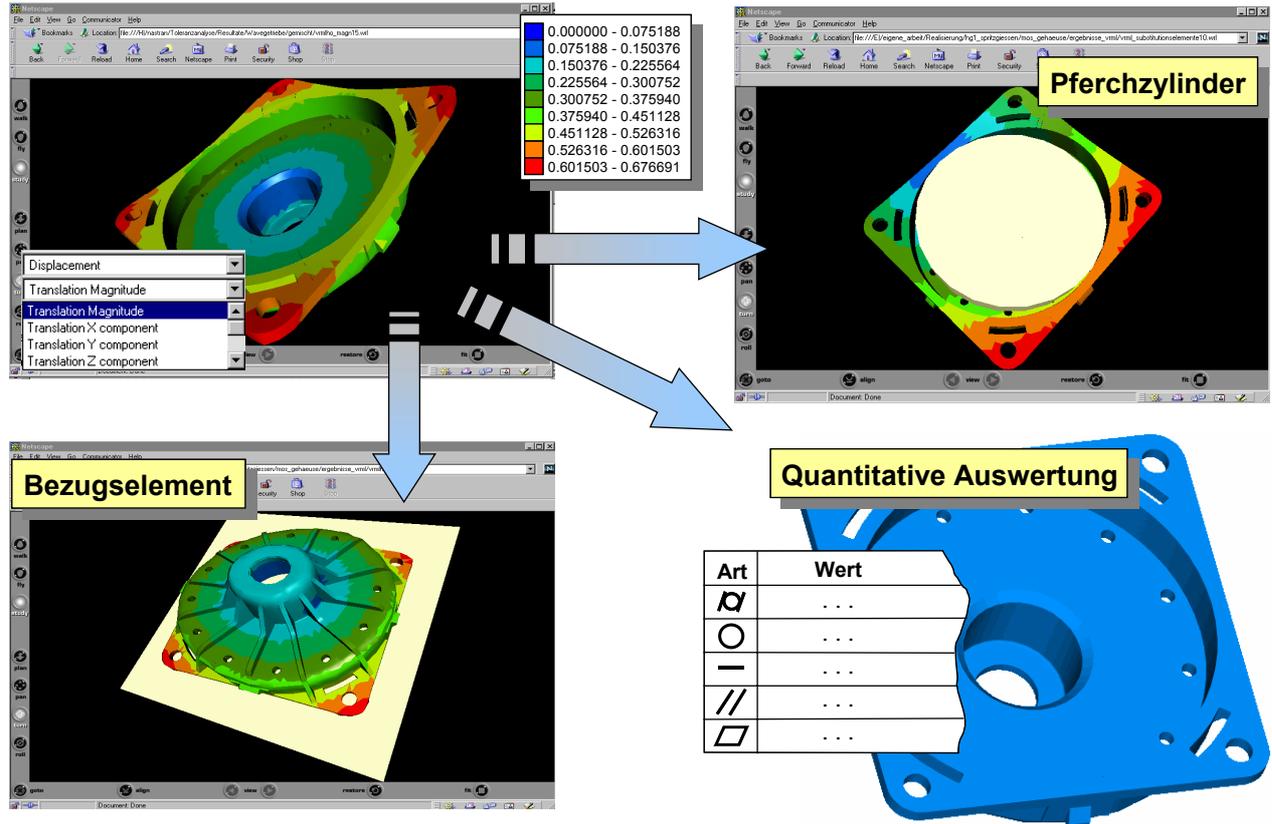


Bild 3: Ergebnisse der Evaluation von Fertigungsabweichungen im Spritzgießprozess

Diese Abweichungen, insbesondere das Aufweiten (Abweichung von der Parallelität der Mantellinien) und die Unrundheit des inneren Zylindermantels, entsprechen aus *funktionaler Sicht* einer Variation der Fusskreisradien des Hohlrades, die gleichzeitig mit einer Veränderung der Zahnluken einhergeht. Bei einem gegebenen Bahnkurvenverlauf bedeutet dies, daß im Falle der Vergrößerung der Fusskreisradien die Kontakthöhe im Hohlrade verkleinert wird. Ein ungenügender, weil reduzierter Kontakt der beiden Zahnflankenflächen ist die Folge, im Extremfall ist kein Zahnkontakt zu beobachten und damit keine Momentenübertragung möglich. Dies führt letztlich, aufgrund der entfallenden oder reduzierten Zahnkontakte zu stärkeren Steifigkeitsänderungen im Zahneingriff, die die Geräuschentwicklung im Getriebe negativ beeinflussen. Da das Drehmoment auf weniger Zähne aufgeteilt werden muss, kommt es zu höheren Flächenpressungen in der Verzahnung und damit zu einem erhöhten Verzahnungverschleiß [6].

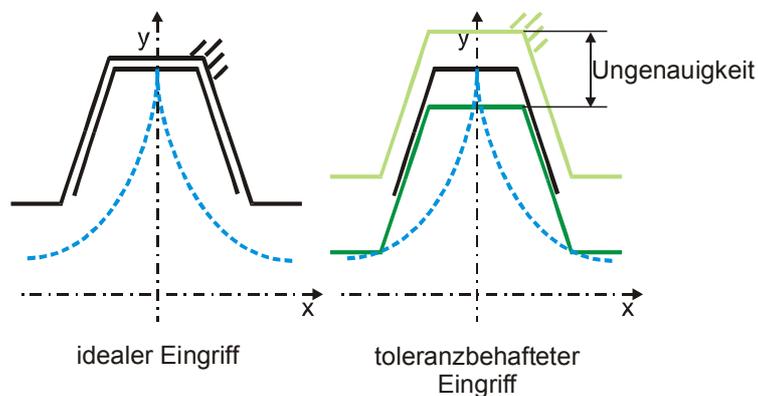


Bild 4: Veränderter Zahneingriff infolge von Fertigungsungenauigkeiten

Ein verkleinerter Fußkreisradius in der Hohlradverzahnung führt dazu, dass der Zahn nicht genügend Platz in der Lücke hat, vor allem hinsichtlich der Zahnhöhe. In der Folge kommt es zu Zahnkopffinterferenzen und im ungünstigsten Fall zum Verklemmen des Flexringes im Hohlrad (Bild 4). Die Folge der zusätzlichen Flächenpressung ist eine erhöhte Reibung und damit ein erhöhter Verschleiß. Während sich dieses Phänomen noch relativ gut quantifizieren lässt, sind die, durch die zusätzlichen Deformationen auftretenden, Energiedissipationen nur schwer fassbar, bewirken aber letztlich eine nicht unerhebliche Verlustleistung, da die durch innere Reibung hervorgerufenen Wärmeverluste den Wirkungsgradverlust potenzieren. Das hier beschriebene Verhalten ist in einfachen Experimenten relativ leicht nachvollziehbar, dreht man den Wellgenerator per Hand, ist ein "haken" aller viertel Umdrehungen vor allem bei neuen Getrieben deutlich zu spüren. Auch die Übertragungsgenauigkeit wird durch die auftretenden Toleranzen negativ beeinflusst. Die Rundlaufabweichungen wirken wie Verzahnungsfehler. Die Folge sind hohe Drehzahlschwankungen (hohe Amplitudenänderungen) innerhalb einer Umdrehung des Wellgenerators.

Der Ausgleich der Fertigungsungenauigkeiten erfolgt über die Verzahnungsauslegung (Bild 5). Aufgrund der speziellen Kinematik kann dabei die Zahnhöhe des Hohlrades durchaus größer sein als die des Flexringes, wenn gewährleistet ist, dass die Verzahnungen an der kleinen Generatorhalbachse vollständig auseinandergefahren sind. Die Geometrie des Hohlrades wird in Abhängigkeit von der Kinematik und der Geometrie des Flexringes bestimmt, wobei nun die Toleranzen berücksichtigt werden:

$$r_{fhohl} = r_{kflex} + \Delta Tol + b_{max} + c_k \quad \text{mit } c_k \text{ als Kopfhöhenspiel}$$

Auch für die Zahnhöhe sind die Fertigungsungenauigkeiten zu berücksichtigen:

$$h_{zhohl} = h_z + \Delta Tol \quad \text{mit } h_z \text{ als Zahnhöhe des Flexringes}$$

Der Kopfkreisradius des Hohlrades bestimmt sich in Abhängigkeit von Fußkreisradius und Zahnhöhe und wird damit in Abhängigkeit von auftretenden Fertigungsungenauigkeiten angegeben:

$$r_{khohl} = r_{fhohl} - h_{zhohl}$$

Lassen sich die auftretenden Ungenauigkeiten nicht vollständig durch eine hier beschriebene Hohlradoptimierung beseitigen, kann auch der Flextopf in den Betrachtungen einbezogen werden. Auch am Flextopf kommt es herstellungsbedingt zu Schwindungen und damit zu Fertigungsungenauigkeiten. Gleichzeitig unterliegt er aufgrund der Funktionsweise des Getriebes einer ständig wechselnden Verformung. Im Folgenden soll nun geprüft werden, inwieweit Manipulationen am Flextopf für die exakte Funktion des Getriebes möglich sind. Dabei kann man die Tatsache ausnutzen, dass fertigungs- und funktionsbedingte Abweichungen auf die gleiche Weise beschreibbar sind, was eine funktionale Produktverhaltensbeschreibung vereinfacht.

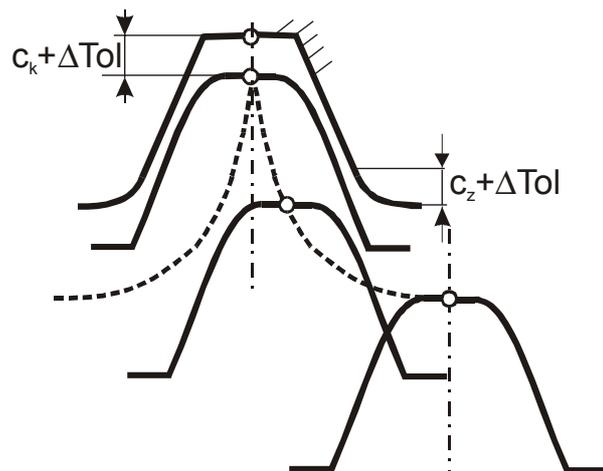


Bild 5: Geometrische Berücksichtigung der Toleranzen

4 Elastisches Aufweiten des Flextopfes - Parameterstudie

In ähnlicher Weise, wie die Auswertung der Verzugsrechnung nach Kap. 3 können auch die Abweichungen aus elastischen Deformationen in die Sprache der Toleranzen gebracht werden [2,3,4]. Dies birgt das Potential, die Fertigungsabweichungen und Deformationen in einer einheitlichen Beschreibung zu erhalten, um Handlungsbedarf für ein funktionell-relevantes Produktverhalten ableiten zu können.

Darüberhinaus lassen sich die elastischen Deformationen durch die Wahl geeigneter Parameter auf Basis einer Parameterstudie finden durch eine anschließende Optimierungsrechnung eingrenzen (Bild 6). Am Beispiel wird folgende Aufgabenstellung bewusst: infolge der belastungsbedingten Verformungen durch den Wellgenerator wird der Flextopf konisch aufgeweitet, der Effekt ist funktionsbedingt. Dadurch ist der Effekt nicht abstellbar, sondern kann nur durch eine ebenfalls konische Gestaltung der Verzahnung über die Zahnlänge ausgeglichen werden. Der Flextopf muß derart optimiert werden, daß die Aufweitung des im Eingriff stehenden Bereichs unter Betriebslast nicht größer ist als ein gegebener Wert, die konische Aufweitung sollte $1,5^\circ$ nicht überschreiten. Zusätzlich muß als Randbedingung gefordert werden, dass die von-Mises-Spannung auf max. 60 N/mm^2 im Bereich der Verzahnung begrenzt wird.

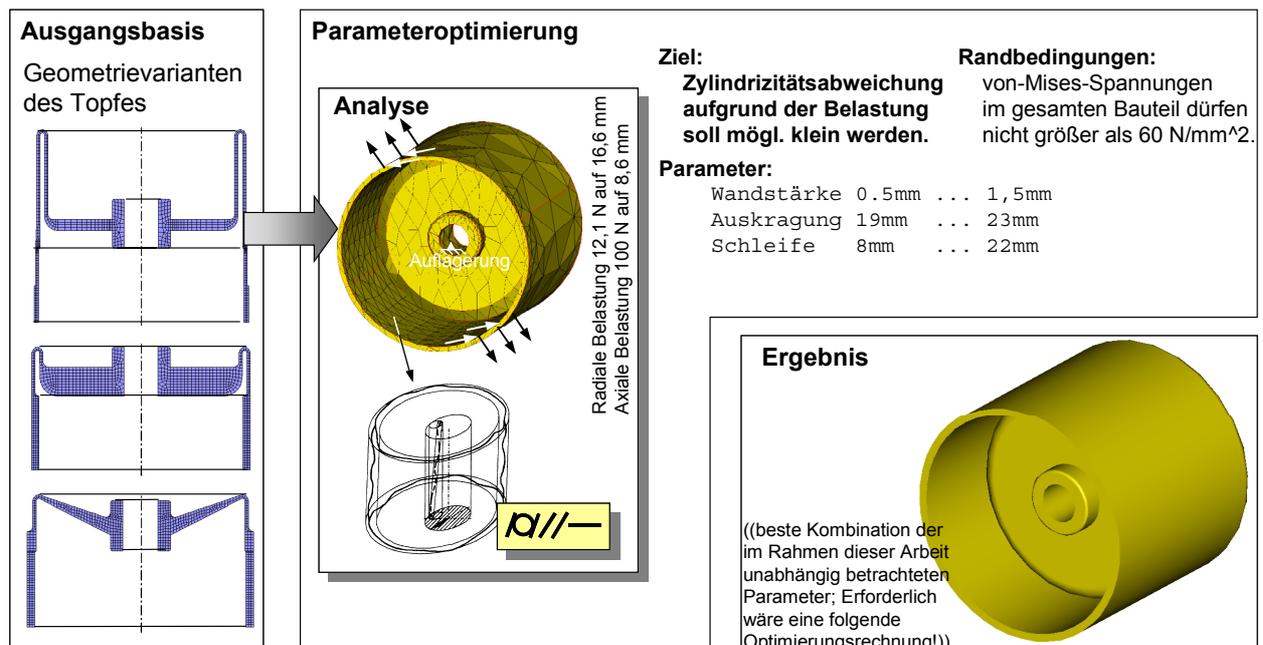


Bild 6: Motivation und Konzept der Optimierungrechnung

Als variable Parameter für die Parameterstudie dienen

- die vordere Auskrragung (Parameter 1): 19.0 mm...23.0 mm; nominal: 22.5 mm
- die obere Wandstärke (Parameter 2): 0.5 mm ... 1.5 mm; nominal: 1.0 mm
- die Länge der hinteren Schleife (Parameter 3): 8.0 mm ...22.0 mm; nominal: 20.5mm

Die globale Sensitivitätsstudie variiert diese drei Parameter unabhängig voneinander im definierten Intervall und bestimmt für jeden diskreten Parameterwert den Zielwert, in diesem

Fall die errechnete Zylindrizitätsabweichung und die maximale von-Mises-Vergleichsspannung.

Die Parameterstudie ergibt, dass die Variation der Parameter 1 bis 3 eine Veränderung des Zielwerts um 8%, 124% bzw. 30% bei einer Veränderung der von-Mises-Spannung von 5%, 74% bzw. 31%. Diese Unterschiede deuten darauf hin, dass eine Variation grossen Einfluß auf die Abweichung der deformierten Struktur von der idealen Bauteilform, insbesondere auf den Zielwert Zylindrizitätsabweichung hat. Betrachtet man die absoluten Werte, so können folgende beiden Erkenntnisse als Handlungsbedarf abgeleitet werden:

- Die Vergrößerung der oberen Wandstärke von 1mm auf 1,5mm ergibt eine Wertänderung von 3,78mm auf 2,40mm (Verbesserung um 36%) bei einer gleichzeitigen Verbesserung der von-Mises-Spannung auf 48 N/mm².
- Die Verringerung der vorderen Auskrägung auf den minimalen Wert von 19mm ergibt eine Wertänderung von 3,78mm auf 3,51mm (Verbesserung um 7%) bei einer gleichzeitigen kleineren Verringerung der Spannung.

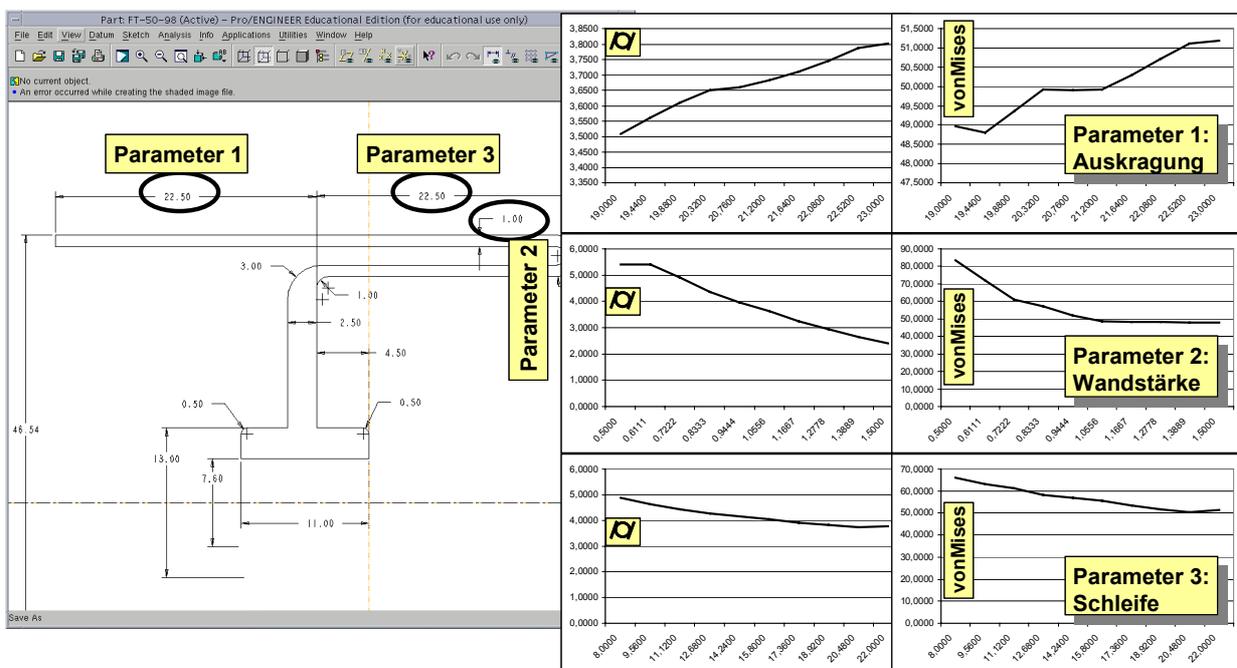


Bild 7: Ergebnisse der Parameterstudie am Beispiel

Einschränkend muß festgestellt werden, dass die Variation der Parameter unabhängig voneinander erfolgt ist, d.h. eine Optimierungsrechnung im oben definierten Punkt mit beiden genannten Parametern müsste folgen.

Diese Beispielrechnung macht allerdings deutlich, welches Potential genutzt werden kann und welche „einfache“ Parameteradaption einen großen Gewinn bringen kann. Diese Untersuchungen sind allerdings nur durch das Auswerten der Berechnungsergebnisse in der „Sprache der Toleranzen“ gemäß ISO 1101 und ISO 5459 möglich.

Sicherlich ist vorliegende Optimierungsmöglichkeit auch für die Verzugsrechnung und der damit in Relation stehenden optimalen Bauteilauslegung im Sinne des „predictive enginee-

ring“ denkbar. Am Lehrstuhl existiert allerdings keine Software zur Berechnung des Verzugs, weshalb die Optimierung in diesem Feld nicht gezeigt werden kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Am Beispiel des WaveDrive®-Getriebes konnte gezeigt werden, daß im Rahmen des methodischen und rechnerunterstützten Konstruierens mit modernen Simulationsmethoden ein Konstruktionsfortschritt schnell erzielt werden kann. Weiterhin sind die Fertigungsabweichungen als wichtiger Punkt des kinematisch-kinetischen Verhaltens eines Bauteils im Produktverbund erkannt und durch die Evaluation der Simulationsergebnisse in der „Sprache der Toleranzen“ ausgedrückt worden. Ebenso birgt das Zurückführen der elastischen Deformationen von Komponenten unter Betriebslast das Potential eine einheitliche Basis, um beide funktionswichtige Effekte in den Griff zu bekommen. Dies zielt langfristig auf die Generierung robuster Produkte ab.

6 Literaturverzeichnis

- [1] Paetzold, K.: Zum Einfluss geometrischer Abweichungen auf die Kinematik von Wellgetrieben, In: 11. Symposium „Design for X“ (Hrsg. H. Meerkamm), Schnaittach, 2000, S. 45 – 50.
- [2] Hochmuth, R.: Ansätze zur Beurteilung der Genauigkeit Technischer Systeme, In: 11. Symposium „Design for X“ (Hrsg. H. Meerkamm), Schnaittach, 2000, S. 25-30.
- [3] Hochmuth, R.; Meerkamm, H.: Approach to Evaluate the Precision of Technical Systems, In: Proceedings of the International Conference on Engineering Design, Glasgow, 2001.
- [4] Schumann, A.: Funktionsorientierte Auswertung der FE-Knotenpunktverschiebungen basierend auf den Definitionen von Substitutionselementen nach den Normen DIN ISO 1101 und DIN ISO 5459, Studienarbeit FAU Erlangen-Nürnberg, 2001.
- [5] Press, W.; Teukolsky, S.; Vetterling, T.; Flannery, B.: Numerical Recipes in C, Cambridge University Press, 1992.
- [6] Ivanov, M. N.: „Volnovye Zubačatye Peredači“. Moskva Vysšaja Skola 1981.

Dipl.-Ing. Kristin Paetzold
Dipl.-Ing. Rüdiger Hochmuth
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
Universität Erlangen-Nürnberg
91058 Erlangen, Martensstr. 9, Deutschland
Tel: +49 9131 85 23220 / 27987
Fax: +49 9131 85 23223 / 27988
Internet: paetzold@mfk.uni-erlangen.de
hochmuth@mfk.uni-erlangen.de
<http://www.mfk.uni-erlangen.de>