



Vorhersage des Kantenverschleißes für Zahnriemen

Jens Schirmer, Thomas Nagel, Jürgen Vollbarth,
Jens Lienig, Werner Krause

Montageabweichungen in Zahnriemengetrieben können die Lebensdauer eines Zahnriemens signifikant herabsetzen. Auf Basis umfangreicher 3D-FEM-Simulationen werden erstmalig die entscheidenden Wirkungsmechanismen des Kantenverschleißes von Zahnriemen beschrieben. Durch die Einführung neuartiger Auswerteparameter ist es möglich, den Verschleiß genau zu lokalisieren und die Verschleißwahrscheinlichkeit zu bestimmen. Erste Versuchsreihen weisen einen erstaunlichen Trend auf.

Dipl.-Ing. Jens Schirmer, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der Technischen Universität Dresden

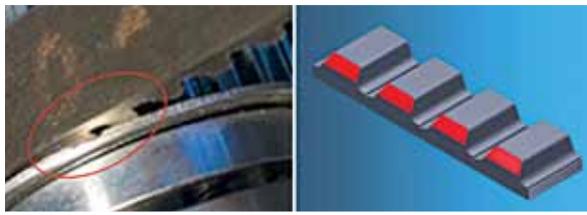
Dr.-Ing. Thomas Nagel, Privat-Dozent am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der Technischen Universität Dresden

Dr.-Ing. Jürgen Vollbarth, Geschäftsführer Breco GmbH & Co. Zahnscheiben KG und Prokurist der Breco Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG

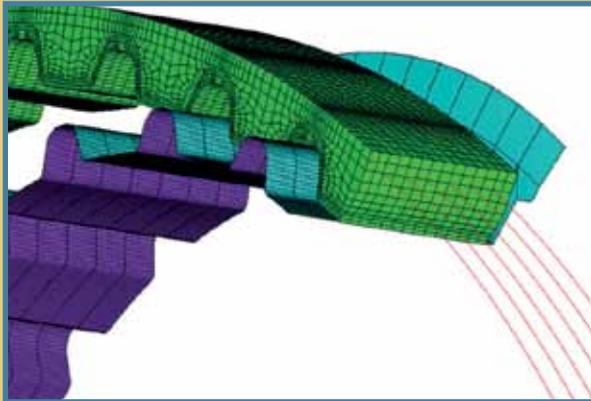
Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Lienig, Institutsdirektor am Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der Technischen Universität Dresden

Prof. em. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Werner Krause war Institutsdirektor am Institut für Feinwerktechnik der Technischen Universität Dresden (1990-2002)

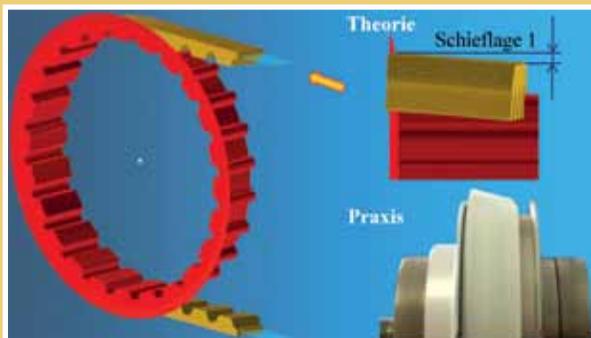
Als aktuelle Trends bei Zahnriemengetrieben lassen sich die Leistungssteigerung, die Geräuschreduzierung und die Erhöhung der Zuverlässigkeit feststellen [Nag]. Zum Erreichen dieser Ziele sind ganz unterschiedliche Wege denkbar. In der Vergangenheit wurden hierzu spezielle Hochleistungsprofile wie z. B. das HTD-, das RPP- oder das AT- Zahnprofil entwickelt [Per]. Aktuell verfügbare Zahnriemen erlauben mit Hilfe modernster Werkstoffe für das Elastomer und den Zugträger lange Wartungsintervalle bis hin zu Lifetime-Applikationen [Schult]. Ein aktuelles Beispiel ist der Conti Synchroflex GEN III Zahnriemen, welcher mit Hilfe einer speziellen Hochleistungs-Polyurethanmischung 25% höhere Leistungen übertragen kann und dabei eine längere Lebensdauer verspricht [Mulc]. Treten unzulässig hohe Abweichungen bei der Montage des Getriebes oder bei der Nutzung auf, sinkt die Lebenserwartung eines Zahnriemens signifikant. Besonders im Bereich der Industriezahnriemen lassen sich jedoch derartige Montageabweichungen nicht vollständig vermeiden und werden sogar noch durch Temperatur- und Belastungsänderungen verstärkt. So sind beispielsweise in der Hochregallagertechnik Achsabstände auch über 15 m realisiert. Aufgrund der hier notwendigen großen Vorspannkraft, kombiniert mit den unvermeidlich auftretenden Abweichungen bei der Montage von Riementrieb und Regalanlage, werden hier zulässige Grenzen überschritten, so dass der Zahnriemen vorzeitig ausfällt. Der Kantenverschleiß ist bei zu großen Montageabweichungen ein typisches Verschleißbild, jedoch sind die Wirkmechanismen bzw. die Einflussgrößen bisher unbekannt (**Bild 1**). Das Institut für Feinwerktechnik und Elektronik-Design der TU-Dresden (nachfolgend IFTE) hat sich zum Ziel gesetzt, eine Zahnriemengeometrie zu entwickeln, welche robust auf denkbare Montageabweichungen reagiert. Für diese



1: Durch Montageabweichungen hervorgerufenenes, fehlerhaftes Einlaufverhalten eines Zahnriemens (links) mit resultierendem Kantenverschleiß (rechts)



2: 3D-FE-Modell für Zahnriemengetriebe (Ausschnitt aus dem Gesamtmodell)



3: Riemenschieflage aufgrund des seitlichen Versatzes der Borscheiben von Anund Abtriebszahnscheiben

Vision ist es zuerst zwingend erforderlich, einen Bezug zwischen Montageabweichungen und praktisch auftretendem Kantenverschleiß herzustellen. Dies wird im Folgenden beschrieben.

3D-FEM Modell

Ein Zahnriemen, welcher in Industrieapplikationen läuft, wird aus thermoplastischem Polyurethan (TPU) hergestellt. Liegen unzulässig große Montageabweichungen im Riemengetriebe vor, verschleifen die Riemen vor allem durch Abrasion. Eine Vielzahl von Parametern hat hierbei einen entscheidenden Einfluss auf diese Abrasion der Zahnriemenoberfläche. Erschwerend kommt ihre wechselseitige Beeinflussung hinzu. So stehen z.B. der Reibwert, die Temperatur, die resultierende Zugstranglage, die Zugstrangkraft, die Riemenschieflage sowie das sich hieraus ergebende Einlaufverhalten in Wechselwirkung.

Eine Analyse dieser komplexen Wechselwirkungen mit praxisnahen Ergebnissen bedingt eine sehr detaillierte Betrachtung der Wirkungsmechanismen, was aber mittels einer Finite-Elemente-Modellierung (FEM) des gesamten Getriebes gelingen kann. Um auch Montageabweichungen als Einflussparameter einzubeziehen, ist es nötig, das komplette Zahnriemengetriebe in einer 3D-FEM-Umgebung umzusetzen. Damit werden die Interaktionen zwischen Bordscheibe und Riemen wirklichkeitsnah abgebildet. In der Folge zeigt sich, dass sich sämtliche Kraftverhältnisse im Riemengetriebe verändern. Eine Reduktion auf ein Teilmodell (Modell einiger weniger Riemenzähne) oder eine Abstraktion des Zahnriemengetriebes in die 2D-Welt ist für derartige Untersuchungen deshalb unrealistisch. Vorgegangen wird prinzipiell in drei Stufen:

1. Schritt

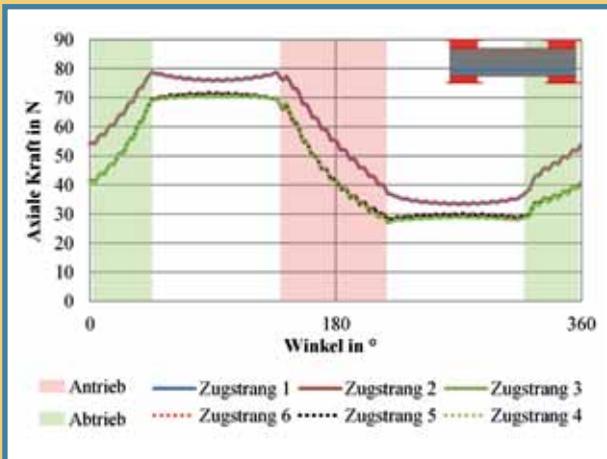
Zunächst sind die Eingangsdaten zu definieren. Dabei gilt es, die zumeist nichtlinearen Werkstoffdaten, wie mechanische Spannungs- und Dehnungskennwerte, Scherfestigkeiten und Quersteifigkeiten, zu ermitteln. Auch sekundäre Effekte, wie das Setzverhalten der Zugträger aus Stahllitze oder die Temperatur, insbesondere deren Einfluss auf den Reibwert, sind zu berücksichtigen. Im Anschluss werden die Geometriedaten des Getriebes, wie das Riemenprofil, die Riemenbreite, die Anzahl der Zugträger und die Geometrie der Zahnscheiben bzw. der Bordscheiben modelliert. Schließlich ist mit der Festlegung der Vorspannkraft, dem Lastmoment und der zu untersuchenden Montageabweichung ein konkreter Betriebsfall nachzubilden. Sämtliche hier präsentierten Ergebnisse basieren auf einem Zweiwellengetriebe mit:

- AT10 Riemen, 10 mm Breite, 520 mm Länge
- zwei Zahnscheiben mit je 24 Zähnen, $d_{\text{Kopf}} = 74,57 \text{ mm}$, $d_{\text{Puss}} = 69,87 \text{ mm}$
- jeweils einseitige Bordscheibe mit $d_{\text{Senkrecht}} = 79 \text{ mm}$, $d_{\text{abgewinkelt}} = 84 \text{ mm}$
- Vorspannung von 250 N je Trum, Umfangskraft von 250 N

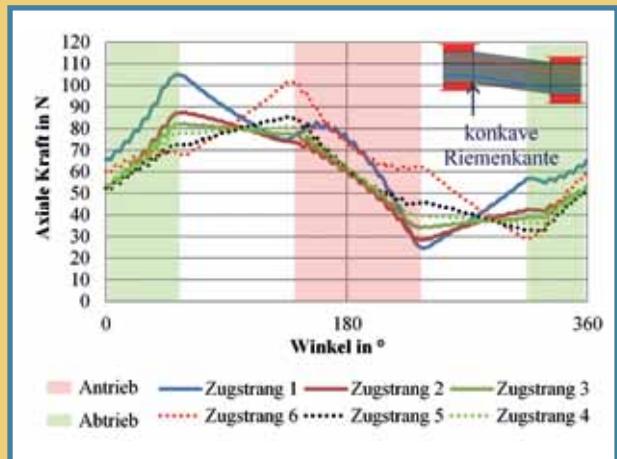
2. Schritt

Hier steht die Implementierung der Geometrie in ein FE-Softwaretool im Fokus. Die primäre Aufgabe besteht darin, einen angemessenen Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit zu finden. Zielführend ist einerseits die sogenannte „smarte“ Vernetzung, wobei nur diejenigen Kontaktbereiche eine hohe Vernetzungsdichte erfahren, in denen hohe Verschiebungen bzw. mechanische Spannungen zu erwarten sind. Andererseits kann man die Elementanzahl bei Vorzug von Hexaedern gegenüber Tetraeder-Elementen reduzieren und damit gleichzeitig die Genauigkeit des FE-Modells erhöhen. Für die Vernetzung des Modells resultiert hieraus ein Mehraufwand, da automatisierte Vernetzungstools lediglich Tetraeder-Elemente erzeugen können. So musste eine geeignete Strategie entwickelt werden, um das Modell manuell zu vernetzen.

Neben der Abbildung verhältnismäßig kleiner Riemengetriebe erfährt der Zugträger aus Stahllitze eine starke geometrische Vereinfachung, um die Modellgröße zu begrenzen. In der Realität sind aus einzelnen, verdrehten Drahtfilamenten einfache Litzen gespult, welche wiederum zum eigentlichen Seil geschlagen werden. Den inneren Wirkmechanismen eines Zugträgers in Zahnriemenanwendungen widmete sich [Witt]. Der Autor zeigte, unter welchen Umständen ein Zugstrang auf ein 1D-Linienelement reduziert werden kann. Lediglich Korrekturfaktoren bezüglich der Biegewilligkeit und der Zugsteife gilt es in experimentellen Vorversuchen zu ermitteln und in



4: Axiale Kraft der Zugstränge für den Betriebsfall: ohne Montageabweichung (Zugstrang 1 und 6; 2 und 5; 3 und 4 liegen jeweils übereinander)



5: Axiale Kraft der Zugstränge für den Betriebsfall: Seitlicher Versatz

das Simulationsmodell zu implementieren. Eine weitere Vereinfachung besteht darin, auch die reale Spulsteigung der Zugstränge und der damit einhergehende Zugstrangaustritt an der Zahnriemenkante zu vernachlässigen. Im Modell liegen die Zugstränge parallel zur Riemenkante. Trotz dieser Vereinfachungen sind realitätsnahe Bedingungen zu erwarten. **Bild 2** gibt einen Einblick in das Gesamtmodell, welches mit einer Anzahl von immer noch etwa 500 000 Elementen und rund 150 000 Kontaktelementen Rechenzeiten von mehreren Wochen aufweist.

3. Schritt

Das Wissen aus über 15 Jahren Zahnriemenmodellierungen am IFTE mündet in der Erkenntnis, die Prozesse des Riemenvorspanns und des Riemeneinlaufens in den Simulationenvorgang mit einzubeziehen, woraus erst realitätsnahe Ergebnisse resultieren. Der Riemen wird im Ausgangszustand modelliert, dann in Kontakt mit allen beteiligten Zahnscheiben gebracht und anschließend auf den theoretischen Achsabstand gespannt. Im Anschluss erfolgt der Eintrag einer Montageabweichung und einer definierten Vorspannkraft. Für die Untersuchungen zur Montageabweichung wurden die vier Betriebsfälle: ohne Montageabweichungen, nicht fluchtende Scheiben, Achsneigung und Achsschränkung betrachtet.

Ein Zahnriemengetriebe gilt in der Simulation genau dann als eingelaufen, wenn bei konstanten äußeren Bedingungen nach einem Winkelverlauf von genau einem Zahn sich wiederkehrende Belastungen einstellen. Dies ist erst nach einer Zahnscheibendrehung um mindestens 180° zu beobachten, so dass hier dieser Winkelbereich den notwendigen Einlaufvorgang definiert.

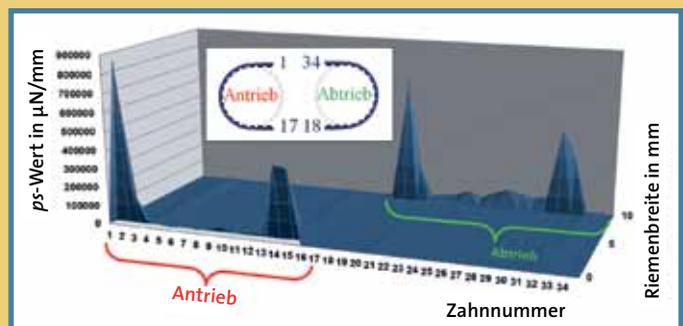
Durch die Wahl von sehr kleinen Iterationsschrittweiten erfolgt im Anschluss an den Einlaufvorgang die eigentliche Simulation der Wechselwirkungen zwischen Riemen und Zahnscheibe. Damit sind erstmalig zuverlässige Aussagen auch über die entscheidenden Wirkmechanismen für einen möglichen Kantenverschleiß ableitbar. Derzeit werden quasistatische Rechnungen durchgeführt, so dass dynamische Einflüsse noch keine Rolle spielen. Dieser Kompromiss ist den sonst weiter

wachsenden Berechnungszeiten geschuldet, ein Nachteil, der sich mit der Weiterentwicklung der Rechentechnik relativiert.

Die Validierung

Die in den letzten Jahren am IFTE durchgeführten Analysen, Optimierungen und Entwicklungen erfolgten fast ausschließlich anhand von 2D-FE-Modellen. Dies war für die bisherigen Aufgabenstellungen ausreichend und lieferte praxisrelevante Ergebnisse. Für die Analyse des Kantenverschleißes bei Montageabweichungen reicht diese Vorgehensweise jedoch nicht mehr. Damit sind neue Validierungsstrategien nötig, die aber auch messtechnisch realisierbar sein müssen. Die gewählten Messparameter sollen dabei das Verhalten des Getriebes, insbesondere des Zahnriemens, abbilden und auf Einflussfaktoren empfindlich reagieren. Folgende vier Parameter werden vorgeschlagen:

- die Achsabstandsänderung
- die seitliche Ablaufkraft
- die maximale Riemenschieflage (Schieflage 1)
- die Veränderungen (Varianzen) der Schieflage für die Riemenvorderkante und die Riemenhinterkante (Schieflage 2)



6: Der p_5 -Wert vom Typ 1 für den Betriebsfall: nicht fluchtende Scheiben

		Relative Abweichung zwischen Simulation und Praxis in %	Absolute Abweichung zwischen Simulation und Praxis
Achsabstandsänderung		17	0,06 mm
Seitliche Ablaufkraft		19	4,19 N
Schieflage 2	Vorderkante	18	0,09 mm
	Hinterkante	0	0 mm
Schieflage 1		11	0,21 mm

Tab. 1: Validierungsergebnisse für den Betriebsfall des seitlichen Versatzes von An- und Abtriebszahnscheibe, um einen Fehlerwinkel von 2°

	Referenz	Nicht fluchtende Wellen		Achsneigung		Achsschränkung	
	in N	in N	in %	in N	in %	in N	in %
Zugstrang 1	79	105	+33	73	-8	81	+3
Zugstrang 2	72	88	+22	68	-6	71	-1
Zugstrang 3	71	82	+15	73	+3	71	=
Zugstrang 4	71	81	+14	79	+11	73	+3
Zugstrang 5	72	85	+18	90	+25	76	+6
Zugstrang 6	79	101	+28	112	+42	87	+10

Tab. 2: Vergleich der axialen Zugstrangkkräfte zu untersuchender Betriebsfälle

Achsabstandsänderung

Als Ausgangszustand (Null-Lage) dient jener Achsabstand, den ein Getriebe mit nur 50% vorgespanntem Zahnriemen einnimmt. Durch eine axiale Verschiebung der überwachten Zahnscheibenachse ist nun die Vorspannung auf Nennwert zu erhöhen. Durch diese relative Messmethode erhält man die Achsabstandsänderung des Getriebes.

Seitliche Ablaufkraft

Für die anstehende Modellvalidierung wurde der Betriebsfall: Nicht fluchtende Scheiben gewählt. Hier interagiert die Seitenkante des Zahnriemens mit der Bordscheibe der Zahnscheibe, wodurch Kräfte quer zum Riemen auftreten. Sowohl im Modell als auch in der Praxis kann diese sogenannte seitliche Ablaufkraft direkt ermittelt und verglichen werden.

Schieflage 1 und 2

Ausgehend von einem Getriebe ohne Montageabweichungen erhöht man schrittweise den seitlichen Versatz des Zahnriemengetriebes. Zuerst wandert der Riemen auf den Zahnscheiben in Richtung der Bordscheiben, so dass die Zahnriemenvorderkante die Bordscheibe des Antriebs und die -hinterkante die Bordscheibe des Abtriebs berührt (oder umgekehrt, je nach Richtung des seitlichen Versatzes). Wird nun der seitliche Versatz weiter erhöht, kommt es aufgrund der Reibung zwischen der Zahnriemenkante und der Bordscheibe zu einem Hochlaufen des Riemens auf die Bordscheibe, bis dieser schließlich auf den abgewinkelten Bereich auftrifft. Dieser Formschluss zwischen Zahnriemen und abgewinkeltem Bordscheibenbereich kann erst dann überwunden werden, wenn die radiale Kraft einen bestimmten Betrag übersteigt (abhängig von den Werkstoff- und Getriebekennwerten). Dann deformiert sich der Riemenzahn weit genug und greift verzögert in die Lücke der Zahnscheibe ein (**Bild 3**). Da dieser Effekt ledig-

lich auf einer der beiden Bordscheibenseiten auftritt, stellt sich der Riemen schief.

Während des Einzahnprozesses berührt zuerst der Zahnkopf des Riemens die Bordscheibe. Da sich nun jedoch Zahnkopf und -lücke des Riemens mit der Frequenz der Riementeilung ablösen, kommt es zusätzlich zu einer „Wackelbewegung“ des Riemens, woraus sich drei weitere Validierungsparameter ableiten lassen. Zum einen benennt die Schieflage 1 die maximal auftretende Zahnriemenschieflage, die sich pro Teilung einstellt. Dabei wird der senkrechte Abstand von Riemenvorderkante zu -hinterkante jeweils auf dem Riemenrücken optisch gemessen (Bild 3). Auch die sich einstellenden Varianzen („Wackelbewegungen“) sowohl der Vorder- als auch der Hinterkante werden so erfasst und durch den Parameter Schieflage 2 beschrieben.

Gemeinsam mit dem Kooperationspartner Breco Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG (nachfolgend Breco) wurde ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut, um die am IFTE erstellten 3D-FE-Simulationsmodelle zu verifizieren. Es sind zwei entsprechend hochauflösende Kraftsensoren zum Erfassen der Vorspannkraft und der seitlichen Ablaufkraft vorgesehen. Ein Lasertriangulationssensor ist planparallel zum Riemenrücken verstellbar angebracht und kann sowohl die Riemenschieflage 1 und 2 als auch die Achsabstandsänderung exakt messen. Alle Sensorsignale können während des Betriebes über eine Messkarte ausgelesen und mittels geeigneter Software am PC in Echtzeit ausgewertet werden.

Tabelle 1 vergleicht die Ergebnisse der Simulation mit denen der Experimente und stellt die absoluten und relativen Abweichungen der Validierungsparameter gegenüber. Eine derart gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus Simulation und Experiment rechtfertigt den hohen Aufwand bei der Modellerstellung, mit der sehr detaillierten Struktur und dem aufwendig abgebildeten Belastungsregime. Mit einer maximalen relativen Abweichung von lediglich 19% kann das entstandene 3D-FE-Tool für Zahnriemengetriebe als validiert betrachtet werden.

Ergebnisgrößen der FEM – Experimenteller Verschleiß

Aus den typischen Ergebnisgrößen einer Finiten Elemente Simulation kann nicht ohne Weiteres auf eine eventuelle Abrasion am Zahnriemen geschlossen werden. Um einen Verschleiß zu prognostizieren oder Produkte verschleißarm zu gestalten, bedarf es grundlegender Kenntnisse zu den wirkenden Einflussgrößen und ihren Wechselwirkungen. Da jedoch zum einen nicht alle Einflussgrößen erfasst werden können und zum anderen ihre Wechselwirkungen zueinander sehr komplex sind, lässt sich der tatsächlich zu erwartende Abrieb eines Zahnriemens derzeit immer noch nicht analytisch vorhersagen. Die Herleitung von sogenannten Verschleißkenngrößen hat daher zentrale Bedeutung, um eine sichere Aussage bezüglich der Abhängigkeit einzelner Einflussgrößen zu treffen. Gelingt dies, wird auch eine Lebensdauerberechnung möglich.

Gegenwärtig werden über softwaregestützte Einflussanalysen oder experimentelle Langzeittests Wirkmechanismen in Zahnriemengetrieben herausgearbeitet. Kaden [Kad] spricht in diesem Zusammenhang von einem tribologischen System zwischen Zahnriemen und Kontaktpartner (z.B. Zahnscheibe), welches das Wechselspiel aus Reibung, Verschleiß und Kontakttemperatur beschreibt. Beeinflusst wird dieses System durch seine Einflussgrößen, welche Härting [Haert] prinzipiell

in die Gruppen Layout (Scheibenanordnung, Scheibenkoordinaten, Teilung, Bordscheibengeometrie, ...), Belastung (Drehzahl, Vorspannkraft, Motorcharakteristik, Last, ...), Werkstoff (Elastomer, Zahnscheiben, Zugstrang, Haftvermittler, ...) und Umgebung (Luftfeuchte, Fremdstoffe, Medium, Temperatur, ...) unterteilt.

Die Werkstoffwissenschaften untersuchen gezielt Variationen der Füll- und Verstärkungsmaterialien im Zahnriemen und können schon heute die Verschleißintensität sowie resultierende Reibungszahlen beeinflussen [Gah90]. Demnach nimmt die Wahl des Polymers für den Zahnriemen zwar einen extrem hohen Stellenwert bezüglich des sich einstellenden Verschleißes ein, jedoch lassen sich allgemein gültige Aussagen oder Prognosen nicht ableiten. Ein Beispiel für die Komplexität der gegenseitigen Einflussnahme beteiligter Parameter zeigen die Aussagen in [Kad, Gah90]. Hier sind beispielsweise relativ niedrige Verschleißraten mit hohen Reibwerten bei Polyethylen und Polyimid im tribologischen System mit Stahl zu beobachten. Dem stehen jedoch hohe Verschleißraten gleicher Werkstoffe in Verbindung mit PTFE gegenüber, obwohl hier nur sehr geringe Reibwerte vorliegen [Kad, Gah90].

Das IFTE beschreitet dazu einen neuen Weg. Wenn es derzeit aus werkstoffwissenschaftlicher Sicht nicht möglich ist, den Verschleiß quantitativ vorherzusagen, wäre das Wissen um eine qualitative Verteilung des zu erwartenden Verschleißes nützlich. So könnte man die Verschleißwahrscheinlichkeiten für jeden Ort auf der Oberfläche des Zahnriemens formulieren. Nach DIN 50320 wird der Verschleiß: „...hervorgehoben durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt und Relativbewegung eines festen (...) Gegenkörpers ...“. Ausgehend von dieser Definition stellte das IFTE den Bezug zwischen der Interaktion eines Zahnriemens mit den Zahnscheiben und der flächenspezifischen Reibarbeit bereits 2004 her [Kul]. Gleichung 1 beschreibt den analytischen Zusammenhang der verrichteten mechanischen Arbeit (W), welche auf die Kontaktfläche (A) normiert ist und sich aus den Faktoren Reibwert (μ) und dem Integral des Kontaktdruckes (p) entlang des Reibweges (ds) ergibt:

$$\frac{W}{A} = \mu \cdot \int p \cdot ds \quad (1)$$

Für die Annahme einer quasistatischen (zeitunabhängigen) und werkstoffunabhängigen Analyse leitet der Autor aus Gleichung 1 erstmalig den sogenannte ps -Wert ab, welcher sich nach Gleichung 2 errechnet:

$$ps = \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot (s_2 - s_1) \quad (2)$$

Das Zeitinkrement resultiert aus der gewählten Schrittweite der Simulation, wobei der Index 1 für den Startpunkt und Index 2 dementsprechend für das Ende der betrachteten Iteration steht. Sowohl der Kontaktdruck p als auch der zugehörige, resultierende Gleitweg s sind typische Ergebnisgrößen einer FE-Rechnung. So lässt sich jedem Oberflächenknoten des FE-Netzes ein charakteristischer ps -Wert zuordnen, wodurch die Ableitung einer Verteilungsfunktion direkt aus dem Simulationsmodell möglich wird. Diese beschreibt die hochbelasteten Stellen am Zahnriemen, stellt demnach eine Prognose, wo konkret der Riemen in der Praxis verschleifen kann. Analog zu dem pv -Wert in der Gleitlagertechnik trägt demnach der hergeleitete ps -Wert eine Information über die zu erwartende Verschleißwahrscheinlichkeit.

Die Ergebnisse

Ist erst der Schritt zur 3D-FEM-Simulation eines gesamten Zahnriemengetriebes vollzogen, resultieren hieraus eine Vielzahl an neuen Auswerteparametern. Im Folgenden stehen die Belastungsverteilung der Zugstränge, die maximal zu erwartende Druck- und Zugspannung im Riemen, der neu eingeführte Gesamt ps -Wert und die daraus abgeleiteten Parameter ps -Wert Typ 1 und ps -Wert Typ 2 (weiter unten beschrieben) im Mittelpunkt. Mit jeweils gleichem Belastungsregime sind dabei die Betriebszustände ohne Montageabweichungen, nicht fluchtende bzw. seitlich versetzte Bordscheiben (Achsversatz von 2°), *Achsnneigung* (Fehlerwinkel 2°) und *Achsschränkung* (Fehlerwinkel 2°) miteinander zu vergleichen. Dabei wurde ein typisches Hochleistungsprofil mit oben genannten Vorspannkraften und Lastmomenten gewählt.

Belastungsverteilung der Zugstränge

Die Besonderheit der 3D-Simulation erlaubt nun auch die Analyse der Belastungszustände einzelner Zugstränge über die Riemenbreite hinweg. Damit lassen sich erstmalig hochbelastete Zugstränge lokalisieren.

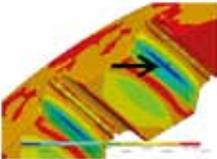
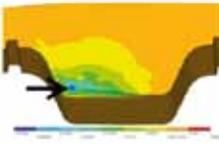
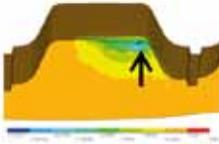
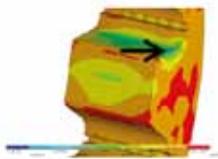
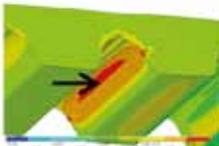
Bild 4 gibt einen Einblick in die Kraftverteilung der Zugstränge für den idealen Eingriffsfall über die gesamte Riemenlänge (Bereiche der An- und Abtriebszahnscheibe sind gekennzeichnet). Dabei stimmen die Kraftverhältnisse in den Zugsträngen 1 und 6, 2 und 5 sowie 3 und 4 überein, so dass hier eine symmetrische Belastungsverteilung über die Riemenbreite vorliegt. Bezüglich des Zugstrangkraftabbaus bzw. -aufbaus zwischen Leer- und Lasttrum lassen sich nun charakteristische Funktionen ableiten, welche von Einflussgrößen, wie z. B. den Werkstoffparametern oder den Belastungen abhängen. Zudem kann eine Aussage über die Verteilung der Gesamtbelastung auf die einzelnen Zugträger getroffen werden. Demnach sind die äußeren Zugträger die am höchsten belasteten und erfahren daher



7: Der ps -Wert vom Typ 2 der Zahnriemenvorderkante für den Betriebszustand: nicht fluchtender Scheiben



8: Vergleich der Vorhersage und des praktisch beginnenden Verschleißes der Zahnriemenvorderkante für das Fallbeispiel nicht fluchtender Scheiben

		Referenz	Nicht fluchtende Wellen	Achsneigung	Achsschrägung
max. Druckspannung	Ort				
		Einlauf Antrieb	Einlauf Antrieb	Einlauf Abtrieb	Mitte Abtrieb
		Referenz	+130	+120	+37
max. Zugspannung	Ort				
		Auslauf Abtrieb	Einlauf Antrieb	Einlauf Abtrieb	Mitte Abtrieb
		Referenz	+318	+236	+27

Tab. 3: Vergleich der maximalen Druck- und Zugspannungen

die größte Dehnung. Der ideale Eingriffsfall (*ohne Montageabweichung*) fungiert als Referenz für die Beurteilung der weiteren zu untersuchenden Betriebsfälle, welche übersichtlich in **Tabelle 2** gegenübergestellt sind.

Der maximale Wert für die axiale Kraft stellt sich im Zugstrang 6 des Betriebszustandes *Achsneigung* ein, wo 42 Prozent höhere Kräfte wirken als im Referenzfall. Ferner nimmt der Betriebsfall der *nicht fluchtenden Scheiben* mit einer Erhöhung der Zugstrangkraft in allen Zugsträngen einen Sonderfall ein. Exemplarisch soll dieser Betriebsfall näher betrachtet werden. **Bild 5** stellt den zugehörigen axialen Kraftverlauf der einzelnen Zugstränge im Fallbeispiel des *seitlichen Versatzes* dar. Betrachtet werden zunächst die Zugstränge 2 bis 4: Der konkaven Riemenkante (Bild 5) zugewandten Zugstränge liegen unterhalb der biegeneutralen Linie und werden daher weniger axial belastet. Dagegen erfahren die der konkaven Riemenkante abgewandten Zugstränge höhere axiale Belastungen, da diese sich oberhalb der biegeneutralen Linie befinden. Hieraus resultieren achsymmetrische Kurven mit einer Symmetrieachse, welche mittig von Last- und Leertrum liegt.

Für die einzelnen Zugstränge 1 und 6 kommt ein weiterer Effekt hinzu. Aufgrund der Reibvorgänge zwischen Zahnriemenkante und Bordscheibe liegt der Zahnriemen schief, insbesondere im Bereich des Ein- und Auslaufs (oben beschrieben). Ein weiter außen liegender Umschlingungsbogen erzwingt jedoch größere Dehnungen, woraus sich Spitzen in der axialen Zugstrangkraft der äußeren Zugträger ableiten.

Maximale Druck- und Zugspannungen

Thermoplastische Polymerstrukturen erreichen bei zu hohen Druckspannungen ihre Fließgrenze. Bei zu hohen Zugspannungen entstehen wiederum Mikrorisse im Werkstoffverbund. Obwohl beide Effekte zum Versagen des Riemens führen können, sind in der Literatur keine Grenzwerte oder Normen angegeben. Somit können die zu untersuchenden Betriebsfälle lediglich der Referenz: *ohne Montageabweichungen* gegenübergestellt werden. Die Analyse der maximal auftretenden Zug- und Druckkräfte soll für die Verlagerung und die Erhöhung auftretender Belastungen sensibilisieren. Ergebnisse können **Tabelle 3** entnommen werden.

Steigen die Druckspannungen für den Betriebsfall *nicht fluchtender Scheiben* auf bis zu 130 % an, vervierfachen sich gar die mechanischen Zugspannungen. Des Weiteren resultieren hieraus große Deformationen, welche bei jedem Umlauf erzwungen werden. Dies führt unter anderem zu Temperaturerhöhungen im Kontaktbereich und letztlich zu einer erhöhten Verschleißwahrscheinlichkeit der Kontaktzonen.

Gesamt-*ps*-Wert

Betrachtet wird im Folgenden lediglich ein einzelner Riemenzahn mit allen dazugehörigen Kontaktknoten. Für jeden Kontaktknoten wiederum sind die einzelnen *ps*-Wert-Anteile sämtlicher Inkremente für eine komplette Riemenumdrehung zu integrieren. Die Addition dieser Werte für alle Knoten schließlich definiert den Gesamt-*ps*-Wert. **Tabelle 4** stellt die Gesamt-*ps*-Werte der Betriebszustände gegenüber.

Ein hoher Gesamt-*ps*-Wert bedeutet nicht gleichzeitig, dass eine hohe Verschleißwahrscheinlichkeit vorliegt. Viel größere Bedeutung hat die Verteilung auf die einzelnen Knoten im Modell. Um derartige Informationen aus dem Gesamt-*ps*-Wert abzuleiten, ist dieser in zweierlei Hinsicht aufzubereiten.

Zum einen besteht die Möglichkeit, den Gesamt-*ps*-Wert auf alle Zähne des Zahnriemens entsprechend seiner Entstehung aufzuteilen. Diese Zuweisung trägt die Bezeichnung *ps*-Wert Typ 1. So werden genau die Zeitpunkte identifiziert, wo eine erhöhte Verschleißwahrscheinlichkeit vorliegt. Diese Analyse bringt Auskunft, ob beispielsweise Verschleiß eher im Ein- oder Auszahlprozess auftritt, beziehungsweise wann die Lauffläche oder wann die Riemenkante höheren Belastungen ausgesetzt ist.

Teilt man zum anderen den Gesamt-*ps*-Wert auf alle Kontaktknoten eines einzelnen Riemenzahnes entsprechend seiner Entstehung auf, resultiert hieraus der *ps*-Wert Typ 2. Diese Art der Darstellung gibt Auskunft über die hochbelasteten Orte am Riemenzahn selbst, woraus sich eine Vorhersage für die Verschleißwahrscheinlichkeit ableiten lässt.

Der *ps*-Wert vom Typ 1

Im Fallbeispiel kommen Zahnscheiben mit 24 Zähnen zum Einsatz. Mit einem Umschlingungswinkel von 180 ° stehen demnach je 12 Zähne am Antrieb und am Abtrieb im Eingriff. Des

	Referenz	Nicht fluchtende Wellen		Achsneigung		Achsschränkung	
	in N/mm	in N/mm	in %	in N/mm	in %	in N/mm	in %
Gesamt- <i>ps</i> -Wert	408	4789	+1074	2065	+406	1505	+269

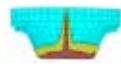
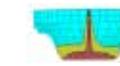
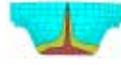
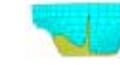
Tab. 4: Vergleich der Gesamt-*ps*-Werte zu untersuchender Betriebsfälle

Weiteren können bereits vor dem Einzahn- bzw. nach dem Auszahnvorgang weitere 2,5 Zähne mit der Bordscheibe interagieren (Zahnriemengetriebe mit Montageabweichungen), so dass hieraus Bereiche von je 17 interessanten Zähnen resultieren. Zähne im Leer- und Lasttrum stehen nicht in Kontakt, leisten daher keinen Beitrag bezüglich des *ps*-Wertes und sind folglich in der Darstellung ausgeblendet.

Ein fast 12-mal so großer Gesamt-*ps*-Wert wurde für den Betriebsfall *nicht fluchtende Scheiben* gemäß Tabelle 4 ermittelt. Für diesen Fall soll das 3D-*ps*-Wert-Diagramm vom Typ 1 erstellt werden (Bild 6). Zum Verständnis dieser Grafik: Riemenbreite = 0 mm entspricht der Zahnriemenvorderkante; Riemenbreite = 10 mm entspricht der Hinterkante. Zwischen 0-10 mm kann die Wahrscheinlichkeit für auftretenden Laufflächenverschleiß abgelesen werden. Eindrucksvoll lassen sich nun diejenigen Zeitpunkte verdeutlichen, welche unter besonderer Beachtung stehen sollten. Sowohl die Riemenvorder- als auch die Riemenhinterkante tragen den größten Teil des Gesamt-*ps*-Wertes während der Ein- und Auszahnvorgänge des Riemens. Nicht fluchtende Scheiben im Riementrieb erhöhen demnach das Risiko für Kantenverschleiß sehr stark. Die Wahrscheinlichkeit, dass im Gegensatz zur Kante die Lauffläche verschleißt, ist in diesem Fallbeispiel sogar um den Faktor 100 kleiner und ist mit der hier gewählten Skalierung nicht mehr differenziert zu zeigen. Da im normalen Betrieb jeder Zahn diese Positionen fortlaufend einnimmt, sensibilisiert diese Art der Darstellung lediglich über die Kernproblemzonen.

Der *ps*-Wert vom Typ 2

Gemäß Bild 6 wird die Vorderkante des Riemens am stärksten belastet. Hierfür wird exemplarisch das *ps*-Wert-Diagramm vom Typ 2 entwickelt (Bild 7). Aus Bild 7 können entsprechende Verschleißwahrscheinlichkeitskurven abgeleitet werden, welche im Bild 8 links in Zonen aufbereitet sind. Ob diese Vorhersage wirklich eine Prognose über jene Orte abgibt, wo realer Verschleiß eintritt, wurde experimentell überprüft.

Verschleißwahrscheinlichkeit	Vorderkante	Hinterkante
 moderat hoch	 Drehrichtung	 Drehrichtung
nicht fluchtende Wellen 2°		
Achsneigung 2°		
Achsschränkung 2°		

Tab. 5: Vergleich der Verschleißwahrscheinlichkeit zu untersuchender Betriebsfälle

Hierzu wurden die Seitenkanten der Testriemen eingefärbt und unter gleichen Bedingungen getestet, wie bei der Simulation angenommen. Aufgrund einsetzenden Kantenverschleißes wird die schwarze aufgebrauchte Opferschicht je nach Belastung mehr oder minder stark abgetragen, so dass die helle Originalfarbe des Riemens zum Vorschein kommt (Bild 8 rechts).

In den experimentellen Versuchen konnten die theoretischen Vorhersagen am Fallbeispiel *nicht fluchtender Scheiben* qualitativ bestätigt werden. Demnach wird der *ps*-Wert als eine Verschleißkenngröße neu eingeführt. Damit ist man für alle denkbaren Betriebsfälle in der Lage, jedem Ort auf der Zahnriemenoberfläche eine Verschleißwahrscheinlichkeit zuzuordnen (Tabelle 5).

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Betriebsfälle *Achsneigung*, aber vor allem *Seitlicher Versatz* die höchsten Verschleißwahrscheinlichkeiten für die Seitenkante aufweisen. Ein Zahnriemengetriebe, welches einer Achsschränkung unterliegt, wird hingegen relativ günstig auf Kantenverschleiß reagieren. Diese Erkenntnis deckt sich mit weit verbreiteten Felderfahrungen.

Die mathematische Herleitung einer werkstoffunabhängigen Verschleißkenngröße wurde etabliert, so dass nun konstruktive Parameter vorliegen, welche direkten Einfluss auf die Verschleißwahrscheinlichkeit nehmen. Damit wurde die Grundlage für eine Optimierung des Zahnriemens gelegt. So lässt sich z. B. mit Hilfe der Formoptimierung die Oberfläche eines Zahnriemens in der Art optimieren, dass alle Stellen des Zahnriemens eine gleich große Verschleißwahrscheinlichkeit aufweisen. Diese Reduzierung von Verschleißspitzenbereichen würde einer direkten Zunahme der Lebensdauer entsprechen. Eine Optimierung der Seitenkante zur Verbesserung der Verschleiß-eigenschaften ist Gegenstand aktueller Arbeiten am IFTE. ■

Literaturhinweise:

[Nag] Nagel, T.: Zahnriemengetriebe: Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung. München, Wien: Carl Hanser Verlag 2008.
 [Per] Perner, R.: Handbuch Zahnriementechnik: Grundlagen, Berechnung, Anwendungen. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag 2009.
 [Schult] Schulte, H.: Zahnriemen Entwicklungsmeilensteine und Innovationen. Motortechnische Zeitschrift, Nr. 66 12/2005.
 [Mulc] <http://www.mulco.net/content/de/news/news-12> (05.02.2013)
 [Witt] Witt, R.: Modellierung und Simulation der Beanspruchung von Zugsträngen aus Stahllitze für Zahnriemen. Fortschrittberichte VDI, Reihe 13, Nummer 54. Düsseldorf: VDI-Verlag 2008.
 [Kad] Kaden, H.: Beitrag zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Zahnriemenförderern. Technische Universität Chemnitz, Dissertation 2008.
 [Haert] Härting, G.: Neue Methoden zur Lebensdauerprognose von Zahnriemen in Kfz-Steuertrieben. Tagungsband zur 15. Internationalen Tagung Zahnriemengetriebe, ISBN 978-3-00-034753-5, 2011.
 [Gah90] Zum Gahr, K.-H.: Reibung und Verschleiß bei metallischen und nichtmetallischen Werkstoffen, DGM-Informationsgesellschaft m.b.H., 1990.
 [Kul] Kulke, W.; Nagel, T.: Nutzung des Einlaufkeils für das Bestimmen der optimalen Vorspannkraft. Tagungsband 9. Fachtagung Zahnriemengetriebe. Dresden, 2004.