
Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung

Norbert Indlekofer
Uwe Wagner
Alexander Fidlin
André Teubert

Einleitung

Die Hauptanforderungen an den Antriebsstrang der Zukunft sind vorgegeben. Gefordert ist eine weitere Kraftstoffeinsparung bei gleichzeitig gesteigerter Fahrdynamik auf mindestens gleich hohem Komfortniveau. Diese Ziele müssen bei weiter steigenden Motormomenten und unverminderter Kostendisziplin erfüllt werden.

Das multitronic®-Getriebe von Audi mit wesentlichen Komponenten von LuK stellt eine sehr gute Lösung der oben genannten Forderungen dar. Auch in diesem Projekt wurden während der Entwicklung Erhöhungen der Momentenkapazität gefordert. Die ursprüngliche Getriebeauslegung sah 250 Nm vor, zwischenzeitlich sind 310 Nm in Serie, und weitere Momentensteigerungen stehen kurz vor der Serieneinführung.

In diesem Beitrag wird auf drei wesentliche Punkte der CVT-Entwicklung eingegangen:

- Erhöhung der Momentenkapazität
- Verbesserung des Wirkungsgrades
- Steigerung des Akustikkomforts

Momentenkapazität

Für neue Kombinationen aus Motor und Getriebe mit höherer Momentenkapazität ist ein geeignetes Belastungskollektiv zur Auslegung notwendig. Bei mittleren und hohen Motorisierungen ist es nicht notwendig, das Belastungskollektiv proportional mit der Motorleistung hoch zu skalieren, da bei höheren Motorisierungen vermehrt Teillast gefahren wird. Die Auswertung verschiedener Kundenkollektive ergibt den in Bild 1 gezeigten Zusammenhang zwischen der mittleren Leistung am Rad (Belastungskollektiv) und der nominellen Motorleistung.

Je nach Kundenkollektiv ergibt sich eine Bandbreite der mittleren Radleistungen über der Motorleistung. Die Mittelung der Bandbreite im zu betrachtenden Bereich der Mo-

torleistung führt zu dem Ergebnis, dass bei einer 50%igen Erhöhung der nominellen Motorleistung die mittlere Radleistung nur um ca. 30% ansteigt. Die aus den Kundenkollektiven analysierten Belastungen müssen nun in Variator- und Kettenbeanspruchungen umgerechnet werden. Dies geschieht auf Basis unterschiedlicher Berechnungsverfahren.

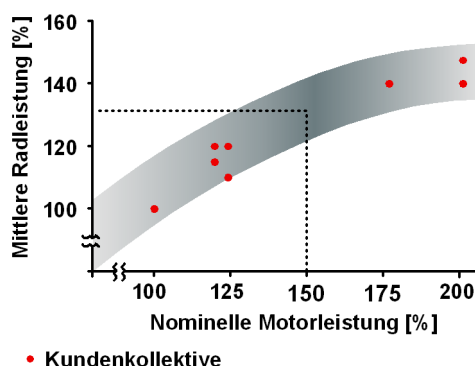


Bild 1: Einfluss der Motorleistung auf die abgegebene mittlere Radleistung im Fahrzeug

Zur Steigerung der Momentenkapazität werden im folgenden zwei wesentliche Punkte betrachtet:

- Festigkeitsoptimierung der Kettenlaschen
- Einfluss des „Strickmusters“

Festigkeitsoptimierung der Kettenlaschen

Die Optimierung erfolgt mittels klassischer FE-Berechnung. Die Steigerung der Momentenkapazität bei gleichzeitiger Reduktion der Masse und des Bauraums ist das Ziel.

Zunächst werden die Laschenkräfte ermittelt. Dies geschieht mit dem Simulationstool CHAIN, das bis zu 900 Freiheitsgrade berücksichtigt. CHAIN berechnet sehr genau die zu erwartenden dynamischen Laschen- und Wiedruckstückkräfte. Basierend auf der so berechneten Laschenkraft wird die Spannungsverteilung für die jeweilige Kontur ermittelt.

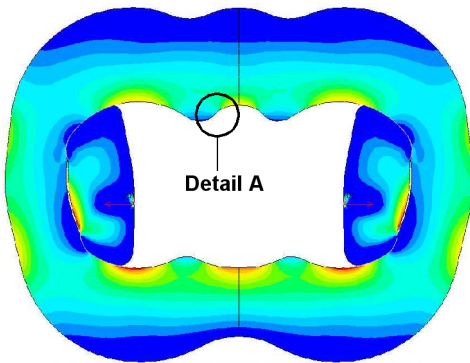


Bild 2: Laschenspannungsverteilung

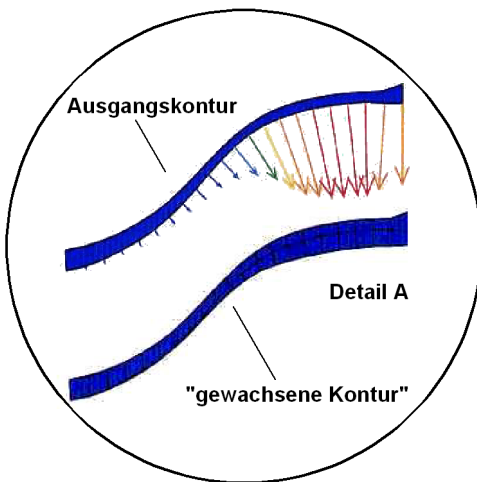


Bild 3: Kerbausformung gemäß biologischem Wachstum

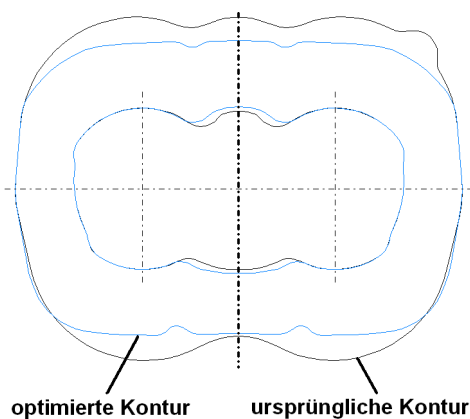


Bild 4: Ursprungsgeometrie und neue Kontur

Bei der folgenden Optimierung nutzt das Berechnungsprogramm Gesetzmäßigkeiten, wie sie in der Natur vorkommen (Bild 2 Methode der Bionik).

Grundprinzip dieser Methode ist das Entfernen von Material in Bereichen niedriger Spannung und das Hinzufügen von Material in Bereichen höherer Spannung (Bild 3).

Bild 4 stellt die ursprüngliche und die optimierte Laschengeometrie gegenüber. Die neue Geometrie, im weiteren als „Leicht-Variante“ bezeichnet, hat eine um 17% reduzierte Masse und einen um 15% geringeren radialen Bauraum. Zusätzlich sinkt die maximale Spannung um ca. 5%.

Die signifikant geringere Masse und damit verbunden die geringeren Fliehkräfte wirken sich sehr positiv auf die Laschenspannungen (-5%) bei hohen Geschwindigkeiten aus.

Bei den heutigen Auslegungen von Kettenvariators ist nicht mehr die Kette für den kleinstmöglichen Laufradius bestimmend, sondern oft die Wellenfestigkeit. Der radiale Bauraumgewinn aus der Laschenoptimierung wird dazu genutzt, die Wellen im Durchmesser zu vergrößern. Somit wird die notwendige Spannungsreduzierung der Welle erreicht, ohne die Spreizung des Variators zu reduzieren.

Die Ergebnisse der rechnerisch optimierten Lasche sind inzwischen in ersten Versuchen verifiziert. Hierzu werden die Kettenlaschen standardmäßig Pulstests unterzogen. Die Laufzeiten der optimierten Laschenkontur sind ca. um den Faktor 1,3 größer als die der Ausgangskontur.

Strickmuster der Kette

Versuche auf Prüfständen und in Fahrzeugen zeigen bei der heutigen Kettenauslegung übereinstimmend, dass bei der Belastung der Wiegedruckstücke noch Reserven vorhanden sind. Dieses Potenzial kann ausgeschöpft werden, indem das Strickmuster, die Anordnung der Laschen über der Breite der Kette, variiert wird. Hierbei soll die Belastung der Laschen weiter reduziert werden, wobei

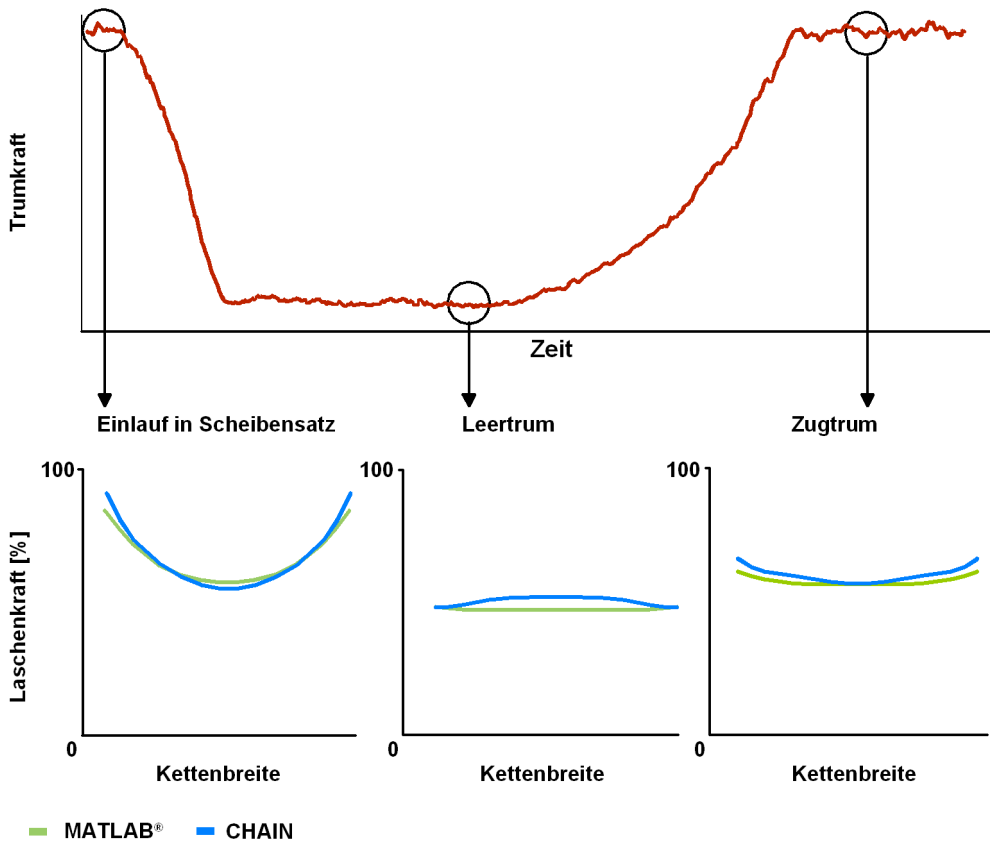


Bild 5: Vergleich MATLAB®- und CHAIN-Berechnungen an drei unterschiedlichen Belastungsarten

die Wiedruckstücke zusätzlich belastet werden. Grundsätzliches Ziel ist es, ein Strickmuster zu finden, bei dem sowohl die Laschen als auch die Wiedruckstücke ausgewogen belastet und damit auch maximal ausgenutzt sind. Durch das Setzen notwendiger Randbedingungen kann die Anzahl der möglichen Strickmuster deutlich eingeschränkt werden. Das zuvor erwähnte CHAIN-Berechnungsprogramm kommt aufgrund seiner Rechenzeit für die Bewertung der verschiedenen denkbaren Varianten nicht in Frage. Deshalb wurde basierend auf MATLAB® ein vereinfachtes Berechnungsprogramm entwickelt, das zur Vorauswahl dient.

Bild 5 zeigt, dass die qualitative Übereinstimmung der Ergebnisse gut ist und es sich somit um eine zulässige Vereinfachung handelt.

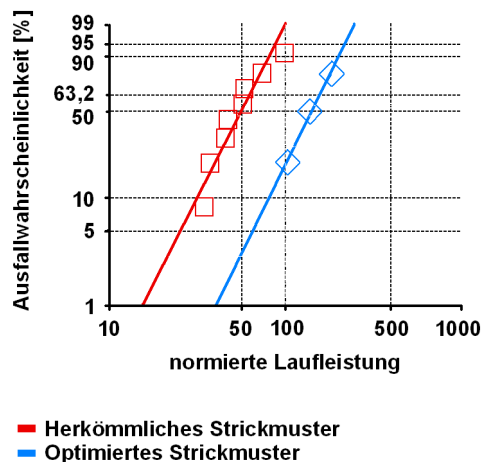


Bild 6: Kettenlaufleistungen

Nur wenige Strickmuster, bei denen die Bauteilbelastungen insgesamt minimal sind, werden als Prototypen aufgebaut und getestet.

Die Laufzeiten der Ketten mit optimiertem Strickmuster sind etwa um den Faktor 2 größer als diejenigen der Ausgangsvariante (Bild 6).

Zusammenfassung Momentenkapazität

Neben der rein mechanischen Optimierung der Kette gibt es im Anpresssystem weitere Reserven, die Momentenkapazität zu steigern. Wie in [2] gezeigt, ergibt sich ein Potenzial von ca. 5% durch ein optimiertes Anpresssystem.

Unter Berücksichtigung aller genannten Maßnahmen kann die Momentenkapazität gegenüber dem heutigen Serienstand um ca. 30% gesteigert werden. Bild 7 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

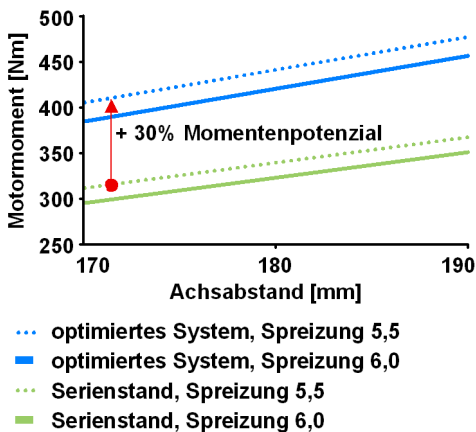


Bild 7: Momentenkapazität des Kettenvariators

Verbesserung des Wirkungsgrades

Das CVT wurde ursprünglich wegen seiner Möglichkeit, den Motor wahlweise im verbrauchsoptimalen bzw. leistungsoptimalen Betriebspunkt betreiben zu können, forciert. Zwischenzeitlich haben sich weitere Vorteile,

wie sehr hoher Fahrkomfort und ausgezeichnete Fahrdynamik, als Argumente für das CVT herauskristallisiert. Nach der erfolgreichen Serieneinführung von CVT-Getrieben auch für höhere Momente steht nun die weitere Optimierung des Wirkungsgrades im Vordergrund.

Basis für die Berechnungen des Wirkungsgrades ist das Programm CHAIN.

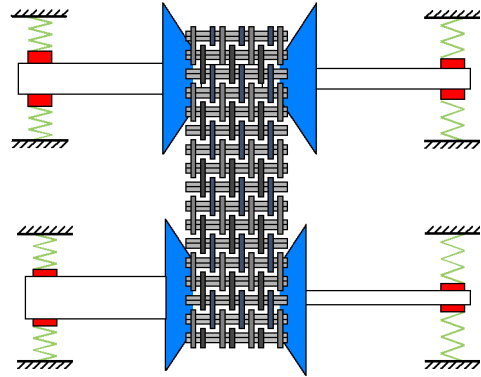


Bild 8: Schematische Darstellung des Variatormodells

Bild 8 zeigt beispielhaft eine schematische Darstellung des Variatormodells. Mittels Mehrkörpersimulation werden in diesem Modell alle Wiegeelenke und Laschen einzeln berücksichtigt. In das Modell fließen das Strickmuster und die Teilungsfolge, also die Abfolge von kurzen und langen Laschen, ein. Die Durchbiegung der Wiedruckstücke in der Umschlingung wird im Berechnungsmodell abgebildet. Durch diese Durchbiegung kommt es zur ungleichen Verteilung der Laschenkräfte über der Kettenbreite.

Die Kontur der Kegelscheiben wird ebenfalls variiert. Für den Kontakt zwischen Wiegeelenk und Scheibe wird eine nichtlineare Kontaktsteifigkeit angesetzt.

Die Lagerung der Wellen ist nichtlinear und die Wellendurchbiegung berücksichtigt.

Drei wesentliche physikalische Verlustquellen finden für die Berechnung des Wirkungsgrades Verwendung:

- Schlupf zwischen den Stirnflächen der Wiegedruckstücke und den Kegelscheiben in Umfangsrichtung und in radialer Richtung
- Wälzverluste in den Gelenken der Wiegedruckstücke
- Materialdämpfung in allen Bauteilen

Bild 9 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Variatorübersetzung bzw. dem Getriebeeingangsmoment für zwei verschiedene Drehzahlen. Die gezeigten theoretischen Werte entsprechen gut den ersten korrespondierenden Messungen.

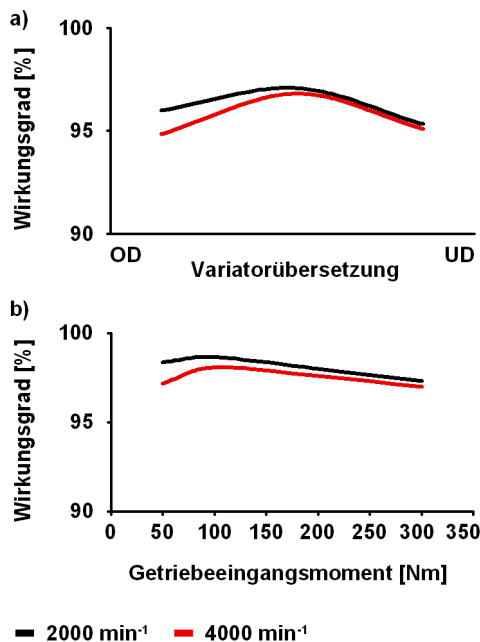
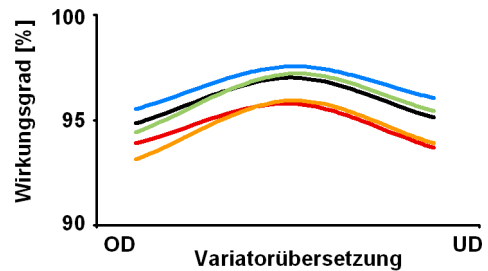


Bild 9: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Übersetzung (a) und vom Motormoment (b) berechnet mit dem Programm CHAIN

Zur weiteren Optimierung wurden geometrisch verschiedene Varianten berechnet.

Bild 10 zeigt die entsprechenden Berechnungsergebnisse.

Eindeutig zu erkennen ist der Vorteil der heutigen Serie (A) gegenüber der Variante C mit 7° Scheibensatzwinkel.



Variante		Scheibensatz- geometrie	Kette	Bemerkung
■	Basis A	ge- wölbt	37 mm	Serie multi- tronic®
■	B	11°	37 mm	-
■	C	7°	37 mm	-
■	D	ge- wölbt	37 mm „Leicht“	Welle: Ø + 2 mm
■	E	ge- wölbt	37 mm	30% Über- anpressung

Bild 10: Einfluss Scheibensatzgeometrie auf den Wirkungsgrad

Der Unterschied zwischen der Variante B und der heutigen Serie (A) ist gering. Die Serienvariante hat im Overdrive einen besseren Wirkungsgrad als die Variante B. Dies ist vorteilhaft, da in allen Belastungskollektiven mit sehr hohen Zeitanteilen im overdrivenen Bereich gefahren wird.

Bei der Variante D steigt der Wirkungsgrad um etwa ein halbes Prozent durch die Erhöhung der Wellensteifigkeit.

Gut zu erkennen ist die negative Auswirkung der Überanpressung auf den Wirkungsgrad. Wie in [2] gezeigt, ist durch die Optimierung des Anpresssystems eine Verbesserung des Wirkungsgrades von ca. 2% zu erwarten. Hauptsächlich ist dies bedingt durch die Reduktion der Verluste am Variator und zusätzlich durch die Reduktion der Leistungsaufnahme der Pumpe.

Die im vorhergehenden Kapitel dargestellten Reserven der Momentenkapazität können alternativ auch zur Vergrößerung der Getriebespreizung genutzt werden. Die maximalen Spreizungen von CVT-Getrieben liegen heute bei ca. 6,0. Bis zu einer Vergrößerung der Spreizung auf Werte zwischen 6,5 und 7,0 sind weitere Verbrauchsreduktionen zu erwarten. Noch größere Spreizungen sind nicht mehr sinnvoll, da aufgrund der notwendigen Verstellodynamik und der dadurch bedingten Systemauslegung der Wirkungsgrad wieder abfällt. Eine Spreizungserhöhung von 6,0 auf 6,5 für ein Mittelklasse-Fahrzeug mit ca. 300 Nm Motormoment ergibt eine Verbrauchsreduktion von etwa 1%.

In Summe lässt sich der Verbrauch durch Verbesserung des Anpresssystems (2%) und der Ausnutzung der erweiterten Spreizung (1%) um gut 3% senken. Ein gut ausgeführtes CVT hat damit das Potenzial, auch die neuen 6-Gang-Stufenautomaten bezüglich Verbrauch deutlich zu unterbieten.

Akustik

Ein Schwerpunkt der CVT-Entwicklung für die Serienanwendung ist die Akustikoptimierung der Kette und der Getriebestruktur.

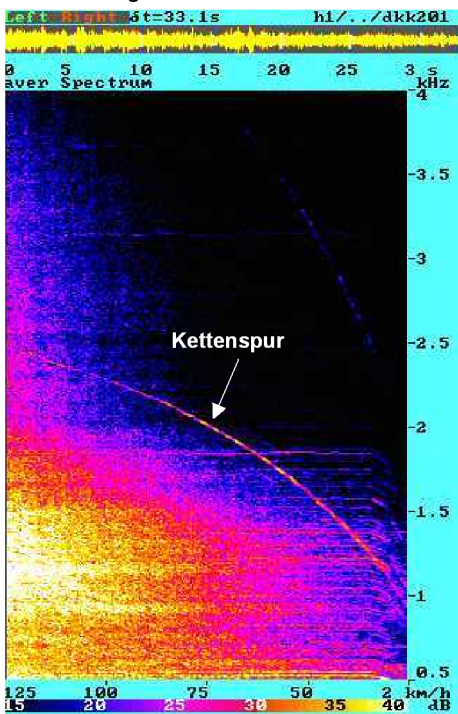
Akustikoptimierung der Kette

Wie in [1] gezeigt, kann durch eine geschickte Verteilung von kurzen und langen Laschen die Einzeltonhaltigkeit der Kette stark reduziert werden. Die so gefundene Teilungsfolge wird im weiteren als „Random“ bezeichnet.

Bild 11 stellt eine Gleichteilungskette einer Random-Kette gegenüber. Bei den gezeigten Kunstkopfmessungen wird bei konstanter Motordrehzahl das Fahrzeug kontinuierlich verzögert.

In der Abbildung ist die Frequenz über der abfallenden Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. Die Intensität ist farblich dargestellt.

Gleichteilungskette



Random-Kette

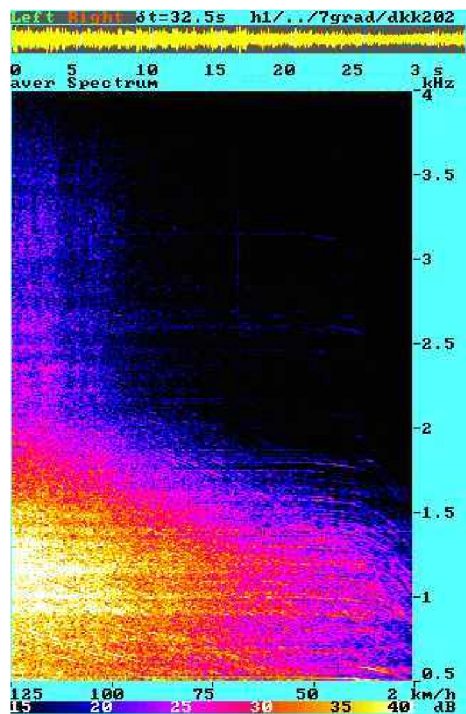


Bild 11: Akustische Optimierung durch Teilungsfolge

Bei der Gleichteilungskette ist sehr gut die Einzeltonhaltigkeit zu erkennen, die bei der Random-Kette verschwindet. Der Wechsel von dieser Tonhaltigkeit zu einem Rauschen bewirkt jedoch, dass die Pegel in anderen Bereichen ansteigen.

Das Auftreffen aufeinanderfolgender Wiegedruckstücke wird als Eingriffsfrequenz der Kette bezeichnet. Das Spektrum der Kettenakustik beinhaltet neben dieser Eingriffsfrequenz auch die Kettenumlaufgeschwindigkeit und deren Vielfache.

Diese sogenannten Modulationsgeräusche haben ihre Ursache in der breitbandigen Anregung der Kette. Neben der Reduktion der Einzeltonhaltigkeit ist ein möglichst geringes Modulationsgeräusch anzustreben.

Das Kettengeräusch ist durch den Aufprall der Kettenlieder auf die Scheibensätze prinzipbedingt. Trotz großer akustischer Erfolge durch die Random-Kette gibt es also systembedingte Optimierungsgrenzen für die Teilungsfolge.

Akustisches Potenzial der Getriebestruktur

Die Unterbrechung der Geräuschübertragungswege ist eine naheliegende Möglichkeit, die Akustik weiter zu verbessern. Ziel ist es, den Übertragungsweg möglichst dicht an der Schallquelle zu unterbrechen, um aufwändige Sekundärmaßnahmen zu vermeiden.

Der hauptsächliche Übertragungsweg von der Schallquelle zur Karosserie ist der Körperschall. Der Impuls zwischen der Kette und den Scheiben wird als Körperschall über die Lagerung der Scheibensätze in das Getriebegehäuse eingebracht und von dort als Luftschall weitergeleitet. Es ist also naheliegend, die Körperschallübertragung an den Lagern so weit wie möglich zu unterbinden.

Derzeit werden elastische Lagerabkopplungen intensiv untersucht. Um die entkoppelnde Wirkung der Lager theoretisch zu untersuchen, ist es notwendig, die Übertragungsfunktion des Variators genauer zu analysieren.

Die im Bild 12 rechts oben dargestellte Übertragungsfunktion des Gesamtvariators wurde mittels Mehrkörpersimulation erstellt, bei der die Anregung durch eine Gleichteilungskette erfolgt. Es sind fünf wesentliche Überhöhungen der Übertragungsfunktion zu erkennen, die sich als Strukturresonanzen des Systems Scheiben/Wellen interpretieren lassen.

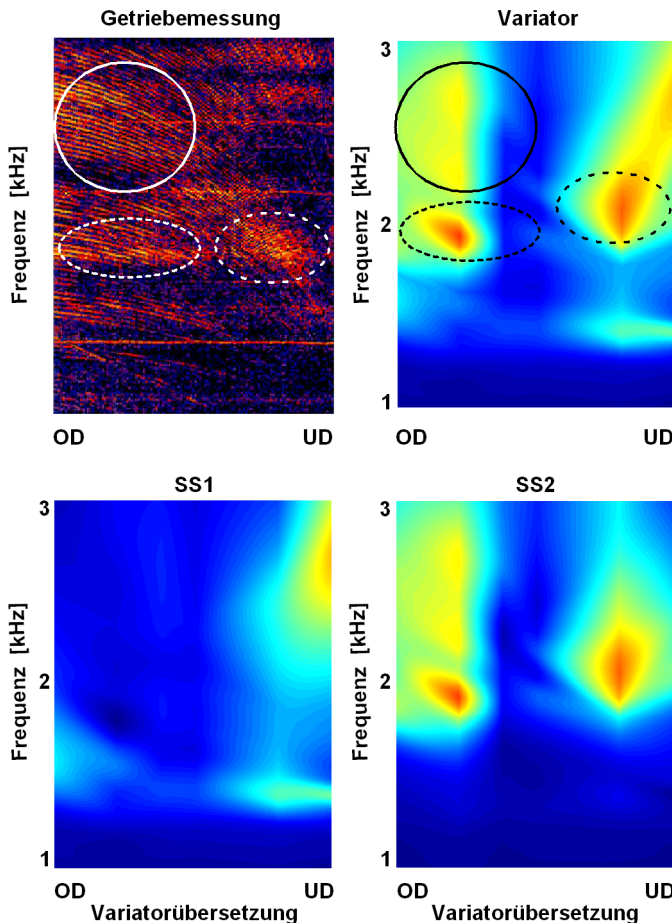


Bild 12: Getriebemessung und drei Simulationsergebnisse

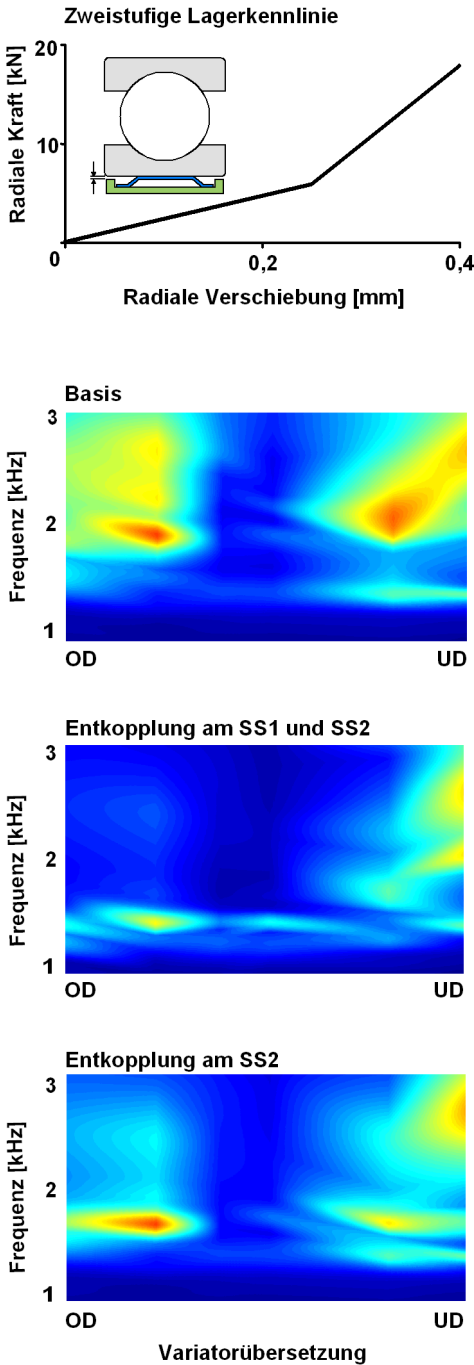


Bild 13: Lagerkennlinien und Simulationsergebnisse

Durch das Auftrennen der Lagerkräfte am Scheibensatz 1 und 2 werden einzelne Überhöhungen entsprechend den Scheibensätzen zugeordnet.

Am Scheibensatz 1 (SS1) werden zwei erste Biegeformen angeregt (bei 1300 Hz und bei 2700 Hz). Diese sind dominant im Underdrive-Bereich, was der Anregung bei kleinem Laufradius der Kette entspricht.

Am Scheibensatz 2 gibt es drei starke Resonanzen (im Overdrive-Bereich bei 1900 Hz und 2200 ... 2800 Hz sowie im Underdrive-Bereich bei 2100 Hz). Diese drei Resonanzbereiche sind auch in der Messung deutlich zu erkennen.

Das Kettengeräusch macht sich hauptsächlich im Teillastbereich störend bemerkbar. Daher liegt der Gedanke nahe, eine zweistufige Federkennlinie für die Lager zu realisieren.

Bild 13 zeigt die angenommene Lagerkennlinie sowie die Simulationsergebnisse.

Die entkoppelnde Wirkung der weichen Lagerkennlinien basiert nicht nur auf der Verschiebung einzelner Resonanzfrequenzen. Die akustisch optimierte Random-Kette regt bei allen Drehzahlen so gut wie alle Frequenzen an. Daher muss bei der Optimierung die Erhöhung des effektiven Dämpfungsgrades im System das Ziel sein.

Dies wird durch die reduzierte Systemsteifigkeit erreicht. Dabei ist es durchaus wichtig, das Zusammenfallen und die gegenseitige Verstärkung einzelner Resonanzen zu vermeiden. Die beste Wirkung ergibt sich bei einer Isolation von Scheibensatz 1 und 2.

Es gibt selbstverständlich teilweise Zwänge auf Grund der Getriebegesamtkonstruktion, die den Einsatz solcher abgekoppelter Lager nicht an allen Lagerstellen zulässt. Der Kettenvariator selbst verkraftet die Desaxierungen relativ problemlos. Kritischer sind Wellenbereiche, in denen Stirnradverzahnungen angeordnet sind.

Zusammen mit der Firma AFT wurde zwischenzeitlich an mehreren unterschiedlichen Getrieben die Wirksamkeit solcher Lagerabkopplungen nachgewiesen.

Bild 14 zeigt eine sehr gute akustische Wirkung und bestätigt, dass mit dieser Art der Geräuschabkopplung eine deutliche Verbesserung des Getriebegeräusches bewirkt werden kann.

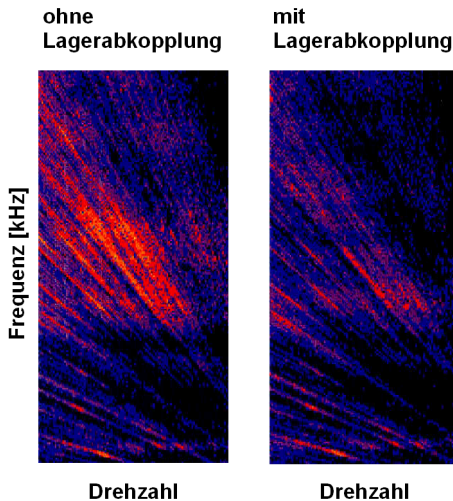


Bild 14: Messung Lagerabkopplung

Zusammenfassung

Ein wesentlicher Punkt der derzeitigen Entwicklung von Kettenvariatoren ist die weitere Steigerung der Momentenkapazität. Heute ist es möglich, bei einem Achsabstand des Variators von ca. 170 mm und einer Getriebespreizung von 6,0 Drehmomente von etwa 400 Nm zu übertragen. Mehrbereichsstrukturen, wie in [3] gezeigt, sind eine Möglichkeit, die Momente weiter zu steigern.

Bei der Optimierung des Wirkungsgrades wurden weitere Fortschritte erzielt. Damit kann das CVT-Getriebe auch gegenüber den Handschaltgetrieben und den neuesten 6-Gang-Stufenautomaten seinen Verbrauchsvorteil wahren.

Zur weiteren Verbesserung der Akustik gibt es ebenfalls neue Ansätze. Neben der bisherigen Optimierung der Teilungsfolge werden Akustikmaßnahmen an den Schallübertragungswegen untersucht. Als besonders erfolgversprechend hat sich hierbei die elastische Abkopplung zwischen den Lagern der Variatoren und dem Gehäuse herausgestellt.

Auch auf der Kostenseite zeigt sich im Vergleich zu anderen Getriebearten die Marktfähigkeit der CVT-Getriebe.

Damit sind alle notwendigen Voraussetzungen gegeben, dass sich CVT-Getriebe in Zukunft am Markt durchsetzen werden.

Literatur

- [1] Faust, H.; Linnenbrügger, A.: CVT-Entwicklung bei LuK, 6. LuK Kolloquium 1998.
- [2] Faust, H.; Homm, M.; Bitzer, F.: Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem – Verbrauchsreduktion durch Schlupferhöhung, 7. LuK Kolloquium 2002.
- [3] Lauinger, C.; Wagner, U.: 500 Nm CVT – LuK Komponenten in Leistungsverzweigung, 7. LuK Kolloquium 2002.