

# CVT-Entwicklung bei LuK

Dr.-Ing. Hartmut Faust

Dr.-Ing. André Linnenbrügger

## Einleitung

Im letzten LuK-Kolloquium im Jahr 1994 wurde im Rahmen eines Vergleiches verschiedener Getriebesysteme [1] der Prototyp eines stufenlosen Fahrzeuggetriebes (CVT, continuously variable transmission) vorgestellt. Die wesentlichen Vorteile von CVT sind:

- Hoher Fahrkomfort durch ruckfreie Änderung der Übersetzung,
- geringer Kraftstoffverbrauch infolge großer Spreizung und
- sehr gute Fahrdynamik.

Trotz dieser Vorteile, die gerade im Bereich größerer Motoren hervortreten, werden CVT bisher lediglich bis ca. 150 Nm [2] und seit kurzem in Japan bis 200 Nm [3] Motormoment am Markt angeboten.

Inzwischen wurden bei LuK Komponenten für CVT nach dem Umschlingungsprinzip für den Drehmomentbereich bis über 300 Nm zur Serienreife entwickelt. Einige der in diesen Komponenten verwirklichten Besonderheiten werden im vorliegenden Beitrag vorgestellt.

## Funktionen der hydraulischen Steuerung

Eine Gegenüberstellung der Funktionen der hydraulischen Steuerung für 5-Gang-Stufenautomaten und für CVT zeigt Bild 1.

Bei beiden Getriebebauarten muß die Hydraulik das Anfahrlement und eine Reversiereinheit bedienen. Beim 5-Gang-Automat sind darüber hinaus die verschiedenen Gänge zu schalten, wozu je nach Ausführung insgesamt ca. sechs Elektromagnetventile und ca. 20 Steuerschieber erforderlich sind. Beim CVT reduziert sich die weitere Funktion auf das Einstellen der Anpreßkraft zwischen den Kegelscheiben und dem Umschlingungsmittel und auf die Einstellung der Übersetzung des Variators. Bei dem vorgestellten Konzept sind dazu lediglich drei Elektromagnetventile und neun Steuerschieber erforderlich.

5 -Gang-Stufenautomat		CVT	
Anfahrlement		Anfahrlement	
Reversierung		Reversierung	
1. Gang		Anpressung	
2. Gang		Verstellung	
3. Gang			
4. Gang			
5. Gang			

~ 6 Elektromagnetventile  
~ 20 Schieber

**LuK-CVT:**  
3 Elektromagnetventile  
9 Schieber

Bild 1: Vergleich der Funktionen der hydraulischen Steuerung für 5-Gang-Stufenautomaten und für CVT

Damit kann beim CVT eine kompakte hydraulische Steuerung im Rahmen des im folgenden beschriebenen Gesamtkonzepts realisiert werden. Die Anpressung wird mit hoher Genauigkeit und Dynamik durch einen zweistufigen Drehmomentfühler sichergestellt, der direkt im Kraftfluß des Variators angeordnet ist und damit eine hohe Funktionssicherheit bietet.

Sowohl die Entwicklung als auch die Fertigung der hydraulischen Steuerung erfolgen bei LuK.

## Anforderungen an das Anpreßsystem

Auf die erforderliche Höhe der Anpreßkraft wirken innerhalb des gesamten Antriebsstranges vom Motor bis zu den Rädern eine Reihe von Einflußgrößen ein, Bild 2:

- Das Motormoment, welches vom Fahrer und von elektronischen Motoreingriffen beeinflusst wird, geht ein.
- Eine Wandlerüberhöhung und die Ansteuerung der Kupplung bzw. der Lock-up-Kupplung läßt zusätzliche Momente auf das System einwirken.
- Die Übersetzung geht ein, weil es ein Unterschied ist, ob das Drehmoment im Underdrive (UD) bei kleinem Wirkradius oder im Overdrive (OD) auf großem Wirkradius am primären Scheibensatz übertragen wird.
- Der kleinste auftretende Reibbeiwert bestimmt die erforderliche Anpressung.
- Die radseitigen Einflüsse auf das vom Variator zu übertragende Drehmoment sind als kritisch einzustufen, weil sie unvorhersehbar und sprungartig einwirken können, wie z. B. bei springendem Rad und beim Übergang von Glatteis auf griffige Fahrbahn. Eine Begrenzung dieser Einflüsse durch eine entsprechend angesteuerte Kupplung ist möglich.

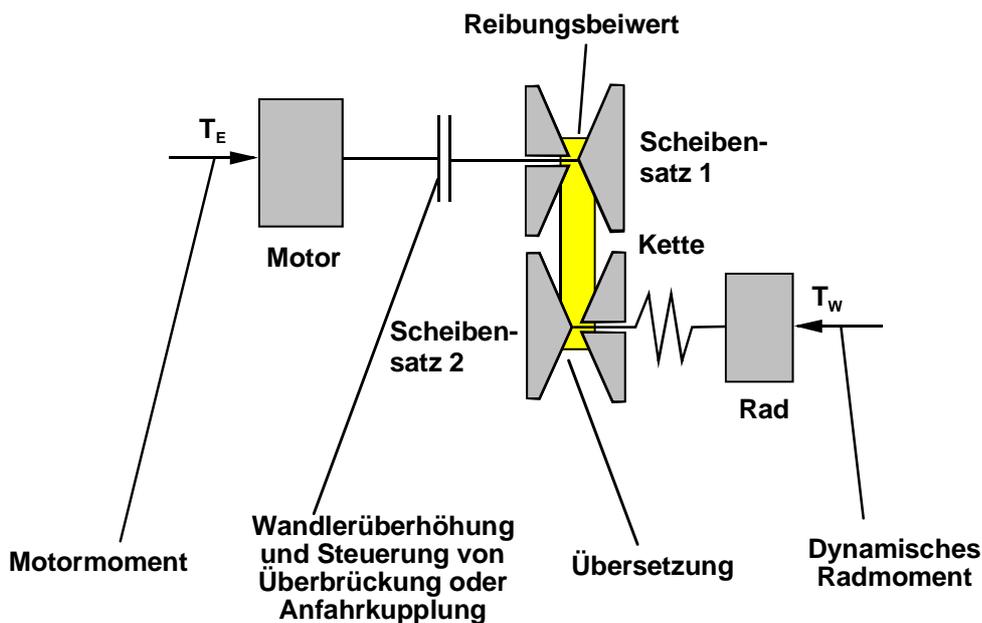


Bild 2: Einflüsse auf die erforderliche Anpreßkraft im Variator

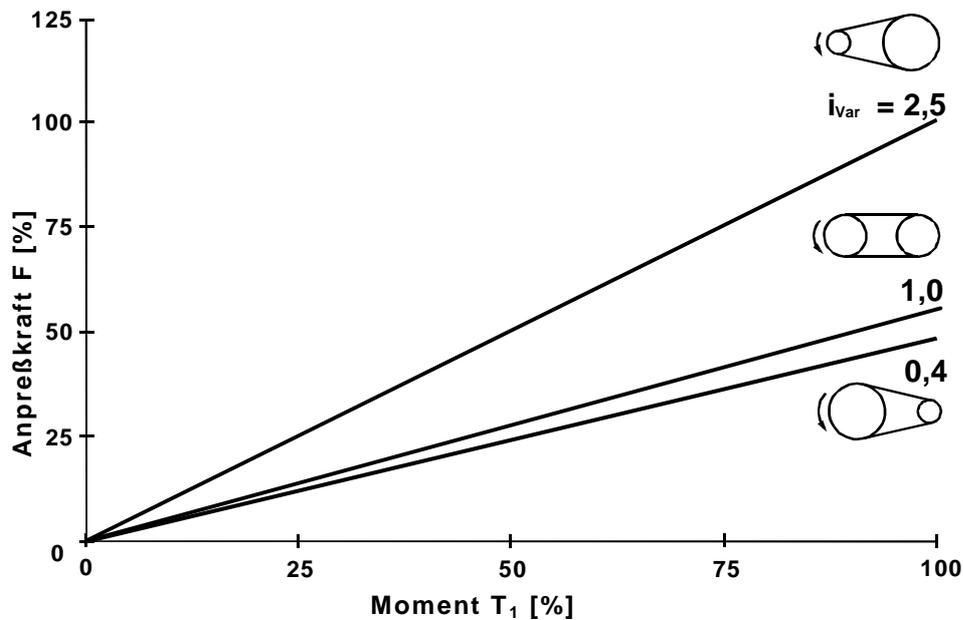


Bild 3a: Erforderliche Mindestanpreßkraft für verschiedene Übersetzungen über dem Drehmoment

Bei gegebenem Reibbeiwert nimmt die erforderliche Mindestanpreßkraft linear mit dem Drehmoment zu. Dieser Zusammenhang ist für verschiedene Übersetzungen in Bild 3a dargestellt. Gegenüber dieser Schlupfgrenze wird für Vollast eine Sicherheit von ca. 25 % für Reibwertschwankungen vorgehalten, wie in Bild 3b für die Underdriveübersetzung dargestellt. Damit soll Rutschen vermieden werden. Größere Sicherheitsfaktoren führen zu unnötig hohen Kräften und geringem Wirkungsgrad. Bei konventionellen Systemen wird die Sicherheit auch bei verringertem Drehmoment mit vollem Betrag beibehalten [2], da die Stärke von unvorhersehbaren Stößen unabhängig vom bereits anliegenden Drehmoment ist. Damit ist bei Systemen, die die Anpressung nicht hochdynamisch mit Hilfe einer selbsttätigen Pumpwirkung sicherstellen können, ein konstanter Vorhalt notwendig. Dies hat zur Folge, daß z. B. bei 1/4 des Nennmomentes die Überanpressung bezogen auf das anliegende Drehmoment auf 100 % zunimmt. Die nachteiligen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad des Variators und über den unnötig hohen Systemdruck auf die Pumpenverluste mit der Folge ungünstiger Teillastverbräuche sind einsehbar.

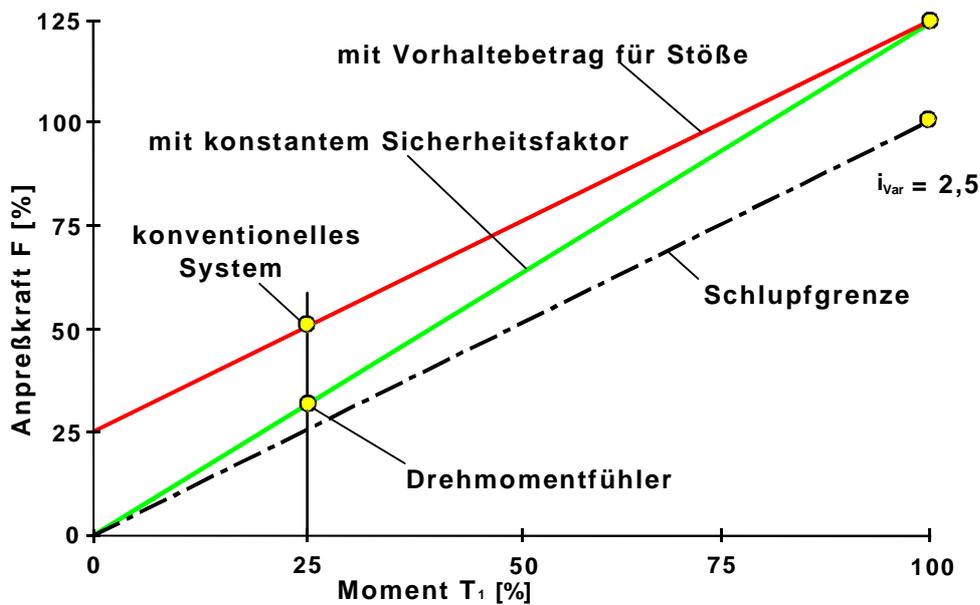


Bild 3b: Verlauf der Anpreßkraft über dem Drehmoment bei konventionellem System mit Anpreßkraftoffset und bei hydro-mechanischem Drehmomentfühler mit konstantem Sicherheitsfaktor

Das LuK-System mit einem hydro-mechanischen Drehmomentfühler kommt demgegenüber mit einem konstanten Sicherheitsfaktor aus, d. h. der Anpreßüberdruck wird mit abnehmendem Drehmoment in seiner absoluten Höhe verringert. Es erfaßt praktisch verzögerungsfrei direkt das am Variator angreifende Moment und kann darüber hinaus beim Auftreten von an- und abtriebsseitigen Stößen kurzzeitig ohne Mitwirkung weiterer Steuereinrichtungen eine Pumpfunktion erfüllen, wie im folgenden erläutert. Mit einem solchen System wird auch im Teillastbetrieb, der für den Kraftstoffverbrauch sehr wichtig ist, bedingt durch die Vermeidung der Überanpressung ein guter Getriebewirkungsgrad erreicht.

Eine analoge Darstellung des Mindestanpreßbedarfes für verschiedene Drehmomente über der Variatorübersetzung gibt Bild 4a. Es ergibt sich ein hyperbelähnlicher Verlauf der erforderlichen Anpressung über der Übersetzung.

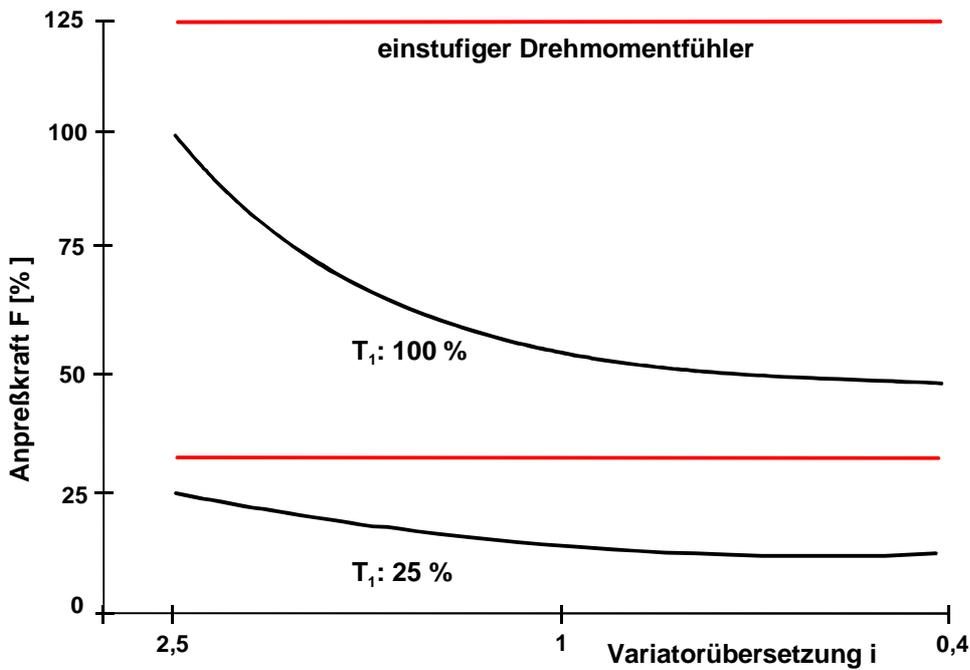


Bild 4a: Mögliche Anpressung für verschiedene Momente über der Variatorübersetzung bei einstufigem Drehmomentfühler

Eine konstante Anpreßkennlinie ist insofern ungünstig, als die Hauptfahrzeitanteile im Overdrivebereich liegen. In Bild 4b sind die Zeitanteile aufgetragen, die sich bei längeren Fahrten auf Landstraße und Autobahn mit einem CVT-Fahrzeug im 300 Nm-Segment ergaben.

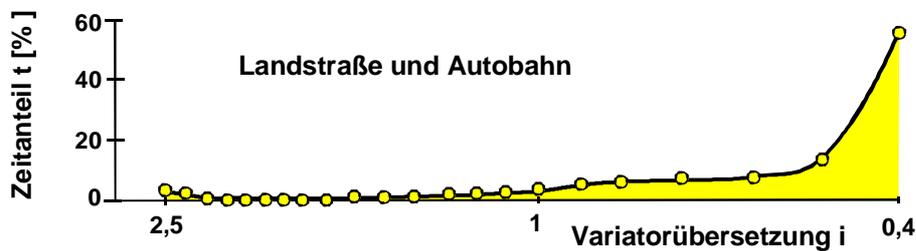


Bild 4b: Gemessene Fahrzeitanteile bei Landstraßen- und Autobahnfahrten mit dem CVT-Fahrzeug

Eine günstige Anpassung ergibt sich unter Berücksichtigung der Fahrzeitanteile mit einer zweistufigen Umschaltung der Kennlinie des Drehmomentfühlers wie in Bild 4c dargestellt. Die Zeitanteile im Underdrivebereich mit teilweiser Überanpressung sind stark unterrepräsentiert.

Bei LuK durchgeführte Simulationen haben gezeigt, daß der Kraftstoffverbrauch bei Realisierung der theoretisch exakten Anpreßfunktion im Vergleich zu dieser einfacher auszuführenden zweistufigen Kennlinie lediglich um ca. 0,3 % geringer ist.

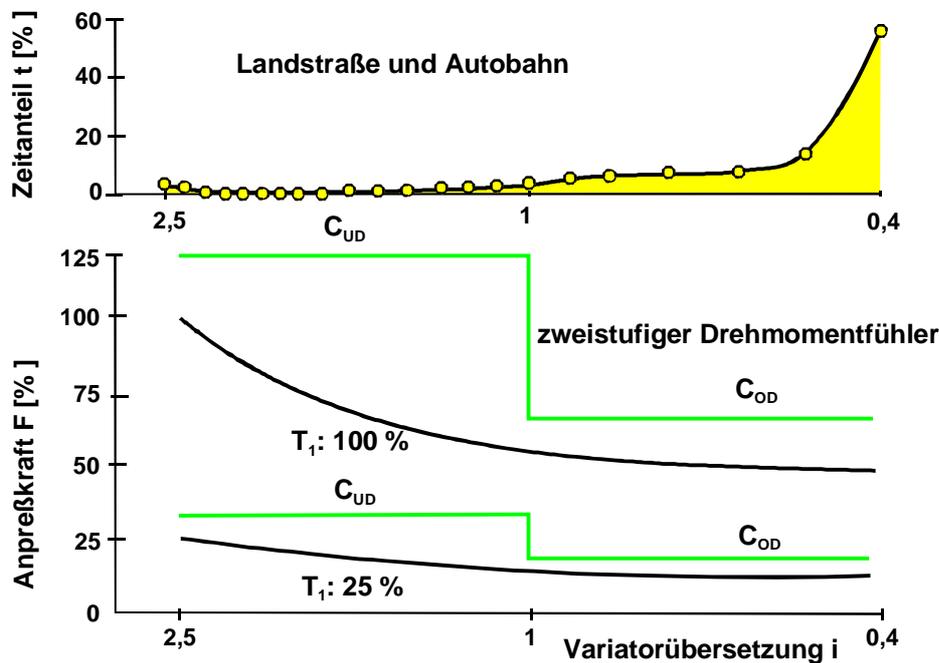


Bild 4c: Gemessene Fahrzeitanteile (oben) und Anpreßung mit zweistufigem Drehmomentfühler (unten)

## Zweistufiger hydro-mechanischer Drehmomentfühler

Im vorhergehenden Abschnitt wurden die Überlegungen dargestellt, die zur Entwicklung des zweistufigen Drehmomentfühlers führten. Das Grundprinzip des bekannten einstufigen hydro-mechanischen Drehmomentfühlers [4] ist in Bild 5 dargestellt. Das Drehmoment wird über eine Rampenplatte eingeleitet, von der der Kraftfluß über Kugeln auf einen axial beweglichen Fühlerkolben erfolgt, der sich gegen einen Öldruck abstützt. Das von der Pumpe kommende Öl fließt über eine Abströmbohrung ab, deren Strömungswiderstand sich durch Verschieben des Fühlerkolbens solange verändert, bis das Kräftegleichgewicht zwischen der Axialkraft der Kugelrampen und der Druckkraft hergestellt ist. Damit wird der Druck, der direkt in den Anpreßzylinder geleitet wird, vom Drehmomentfühler streng proportional zum anliegenden Drehmoment eingestellt.

Beim Auftreten eines Drehmomentstoßes verschließt die bewegliche Fühlerplatte die Abströmbohrung. Bei weiter steigendem Drehmoment schiebt die Fühlerplatte dann aktiv das Ölvolumen aus der Drehmomentfühlerkammer in die Scheibensätze zur Erhöhung der Anpressung. Das bedeutet, der Drehmomentfühler wirkt dann kurzzeitig wie eine Pumpe. Diese „Zusatzpumpe“, die latent für den Bedarfsfall vorhanden ist, jedoch keine Antriebsleistung erfordert, kann im Stoßfall kurzzeitig mehr als 30 L/min Förderstrom abgeben.

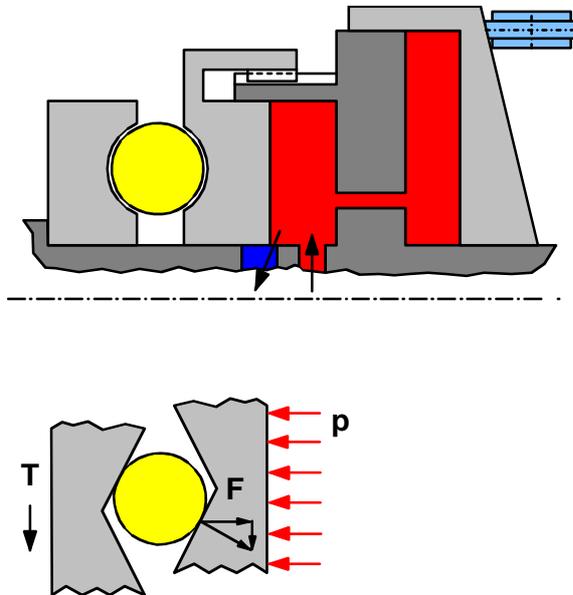


Bild 5: Prinzip des einstufigen hydro-mechanischen Drehmomentfühlers

Zur Realisierung einer zweistufigen Kennlinie wird die Druckfläche des Fühlerkolbens in zwei Teilflächen aufgeteilt, Bild 6. Im Underdrivebereich, wo wegen des kleinen Wirkradius der Kette ein hoher Anpreßdruck zur Übertragung des Drehmomentes erforderlich ist, wird nur eine Teilfläche mit Druck beaufschlagt. Bei durch das Drehmoment gegebener Rampenkraft stellt sich zur Erfüllung des Kräftegleichgewichtes ein hoher Druck im Drehmomentfühler und gleichzeitig im Anpreßzylinder ein.

Im Overdrivebereich jenseits des Umschaltpunktes werden beide Teilflächen mit dem Druck beaufschlagt. Bei gleichem Drehmoment stellt sich damit ein niedrigerer Anpreßdruck ein.

Die Umschaltung der Kennlinie durch Zu- bzw. Wegschaltung der zweiten Teilfläche erfolgt direkt durch die mit der Änderung der Übersetzung erfolgende axiale Verschiebung der beweglichen Kegelscheibe des primären Scheibensatzes. Wie im Bild dargestellt, wird die zweite Teilfläche im Underdrivebereich über die rechte Umschaltbohrung mit Umgebungsdruck belüftet. Im Overdrivebereich hingegen wird diese Bohrung durch die bewegliche Kegelscheibe verschlossen, und die linke Umschaltbohrung stellt eine Verbindung zu dem Anpreßöl her.

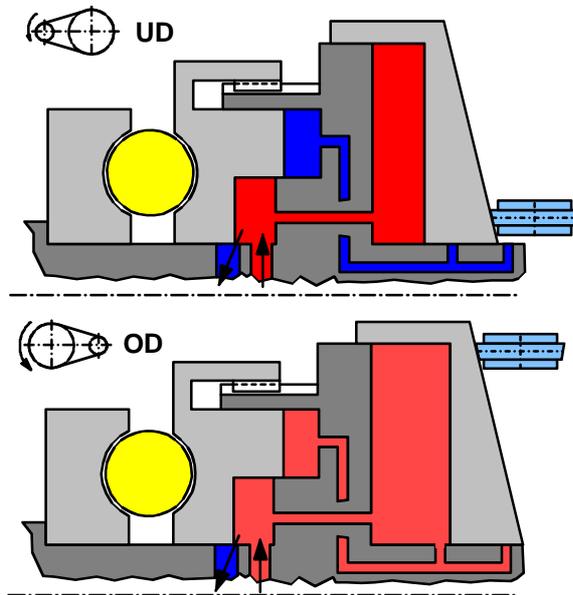


Bild 6: Prinzip des zweistufigen Drehmomentfühlers mit hohem Anpreßdruck im Underdrive- (oben) und niedrigem Anpreßdruck im Overdrivebereich (unten)

## Anforderungen an das Verstellsystem

Kommen wir nun zu der Frage, welche Ölvolumenströme zur schnellen Verstellung der Variatorübersetzung erforderlich sind. Bild 7 zeigt die in die Scheibensatzzylinder einzubringenden Volumenströme bei einer Underdrive-Schnellverstellung. Diese ist beispielsweise erforderlich bei starker Abbremsung des Fahrzeugs, bei der nach Fahrzeugstillstand sofort die Underdriveübersetzung erreicht sein soll, oder auch bei schnellen Verstellungen nach Kick-Down-Betätigung oder bei Tip-Schaltungen.

Abhängig von der Ausgangsfahrgeschwindigkeit und damit der Bremszeit sind für die angegebene Reaktionszeit des Systems die dargestellten Volumenströme erforderlich. Diese betragen über 13 L/min bei der für diesen Betriebsfall kritischen Fahrgeschwindigkeit von etwa 25 km/h, wenn ein konventionelles Variatorsystem installiert ist. Demgegenüber verringert sich der erforderliche Volumenstrom zur Bedienung der Verstellzylinder beim LuK-Doppelkolben-Prinzip etwa auf ein Drittel. Dies wird erreicht, indem die Pumpe bei der Verstellung des Variators lediglich einen Teil der Zylinderfläche, und zwar den sogenannten Verstellzylinder, bedienen muß.

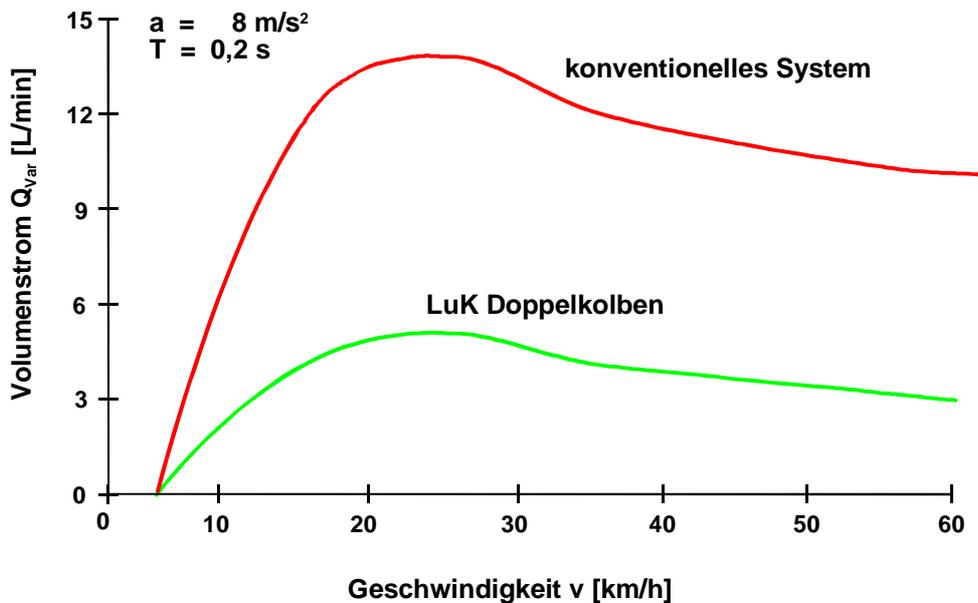


Bild 7: Erforderlicher Ölvolumenstrom in die Scheibensatzzylinder für eine Underdrive-Schnellverstellung bei konventionellen Systemen und beim LuK-Doppelkolben-System

## LuK-Doppelkolben-System mit zweistufigem Drehmomentfühler

Konventionelle Systeme weisen jeweils einen Druckzylinder am Antriebs- und einen am Abtriebsscheibensatz auf, Bild 8 links. Von der Pumpe strömt das Öl zu einer Steuereinheit, die die einzustellenden Drücke in die beiden Zylinder leitet. Diese erfüllen im Sinne einer Funktionsverknüpfung sowohl die Anpressung als auch die Übersetzungseinstellung. Häufig wird die primäre Zylinderfläche wesentlich größer als die sekundäre ausgeführt.

Der Hauptgrund dafür ist, daß viele ausgeführte CVT-Hydrauliksysteme keine Möglichkeit bieten, am primären Zylinder einen höheren Druck einzustellen als am sekundären.

Für eine Schnellverstellung Richtung Underdrive muß die Pumpe den großen Volumenstrombedarf der gesamten sekundären Zylinderfläche bedienen. Gleichzeitig wird Drucköl aus dem primären Scheibensatz in den Sumpf entlassen, was einen Energieverlust darstellt. Analog gilt dies für die Overdriveverstellung. Damit ist zur Erfüllung der Dynamikanforderungen eine Pumpe mit großem Fördervolumen nötig. Dies wirkt sich ungünstig auf den Leistungsbedarf der Pumpe aus.

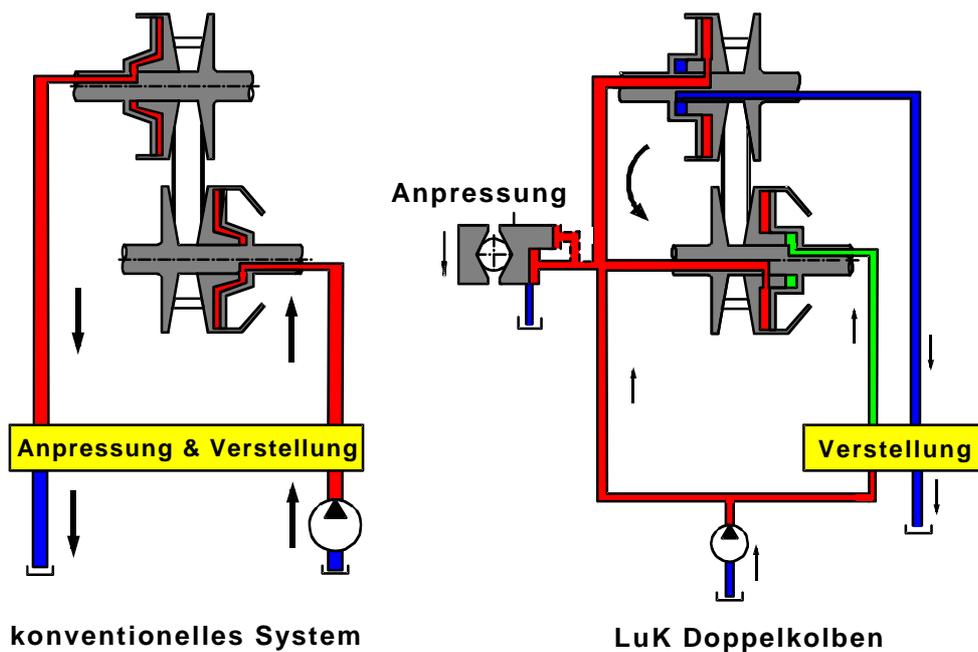


Bild 8: Prinzip der CVT-Hydraulik und Vergleich der Volumenströme bei der Underdrive-Schnellverstellung eines konventionellen (links) und des LuK-Doppelkolben-Konzeptes (rechts)

Beim LuK-Doppelkolben-Prinzip hingegen sind die Zylinderflächen aufgeteilt

- in rot dargestellte Teilflächen, die die Anpressung sicherstellen, und
- in kleine, davon getrennte Teilflächen –blau bzw. grün dargestellt– die die Verstellung bewerkstelligen.

Die Anpressung wird sichergestellt über den bereits erläuterten Drehmomentfühler in zweistufiger Ausführung, der entsprechend streng drehmomentproportional und in zwei Stufen abhängig von der Variatorübersetzung den Druck in den beiden Anpreßzylindern einstellt.

Zur Verstellung der Scheibensätze ist lediglich ein kleiner Volumenstrom zur Bedienung der verhältnismäßig kleinen Verstellzylinderflächen erforderlich. Das Anpreßöl selbst wird bei der Verstellung des Variators auf hohem Druckniveau direkt von einem Scheibensatz in den anderen übergeleitet, ohne daß dazu ein besonderer Energieaufwand erforderlich wäre. Dadurch kann die Pumpe beim LuK-Doppelkolben-Prinzip wesentlich kleiner ausgelegt werden als bei konventionellen CVT-Systemen, was den Gesamttriebewirkungsgrad und damit den Kraftstoffverbrauch verbessert.

Der Grundgedanke dieses Konzeptes ist in Bild 9 hinsichtlich des Energieaufwandes bei der Verstellung anschaulich dargestellt. Beim konventionellen System wird Drucköl aus einem Scheibensatz in den Sumpf entlassen. Zur Befüllung des anderen Scheibensatzes muß Öl aus dem Sumpf mit entsprechend großem Energieaufwand auf das erforderliche hohe Druck- bzw. Energieniveau gebracht werden. Beim LuK-Doppelkolben-Prinzip hingegen wird das Öl auf dem hohen Druckniveau ohne zusätzlichen Energieaufwand direkt von dem einen zum anderen Scheibensatz verschoben.

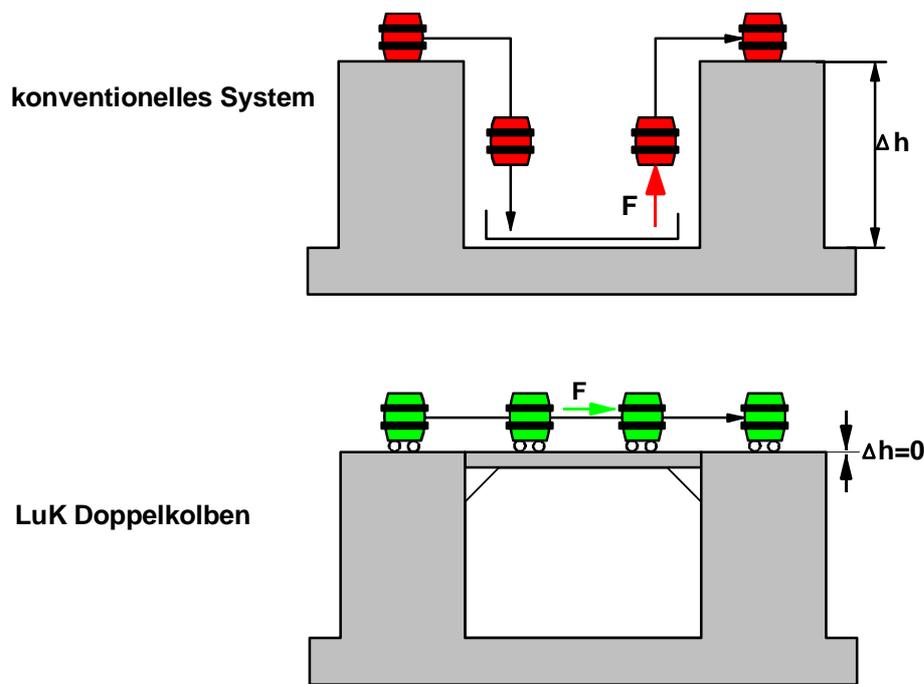


Bild 9: Vergleich des Energieaufwandes zum Verstellen des Variators beim konventionellen (oben) und beim energetisch günstigeren LuK-Doppelkolben-Konzept (unten)

Die Umsetzung der Prinzipien Doppelkolben und zweistufiger Drehmomentfühler am primären Scheibensatz ist in Bild 10 oben für den Underdrive- und unten für den Overdrivebereich dargestellt. Das rot dargestellte Drucköl strömt von der Pumpe in die Drehmomentfühlerkammer und über die Absteuerkante nach links mit geringem Druck ab. Der vom Drehmomentfühler zur Erfüllung des Kräftegleichgewichtes eingestellte Anpreßdruck wirkt direkt im Anpreßzylinder des primären und gleichzeitig des - nicht dargestellten- sekundären Scheibensatzes. Die zweite, radial außen liegende Kammer (blau) des Drehmomentfühlers ist über die rechte Umschaltbohrung belüftet und damit drucklos. Der Weg des Drucköles zur linken Umschaltbohrung wird durch den Schiebesitz der Scheibe versperrt.

In grün ist der Weg des Verstellöles zum radial außenliegenden primären Verstellzylinder dargestellt. Die Gesamtaxialkraft setzt sich aus der Druckkraft des Anpreßzylinders und zusätzlich der Druckkraft des Verstellzylinders zusammen. Dieser wird nicht nur zum Verstellen, sondern aufgrund der Kraftverhältnisse am primären und am sekundären Scheibensatz bereits zum Halten der Übersetzung mit Druck beaufschlagt. Somit wird die gesamte von der Größe des Scheibensatzes her zur Verfügung stehende Fläche zur Erzeugung von Axialkraft genutzt.

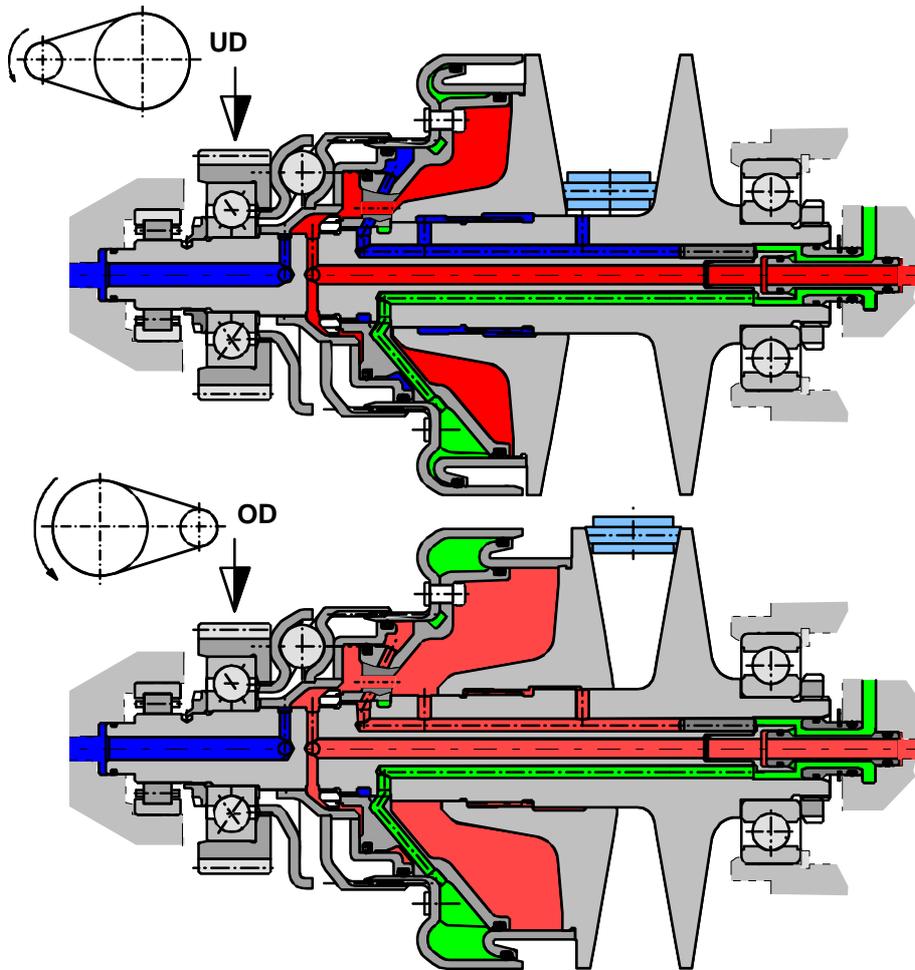


Bild 10: Realisierung des primären Scheibensatzes mit LuK-Doppelkolben und zweistufigem hydro-mechanischen Drehmomentfühler

In der Overdrivestellung mit entsprechend verringertem Anpreßbedarf hat sich die Wegscheibe in Richtung auf die Festscheibe zu bewegt (unterer Bildteil). Damit wird die rechte Belüftungs-Umschaltbohrung verschlossen und die linke zum Anpreßzylinder geöffnet, so daß das Drucköl nun durch dieses Bohrungssystem auch in die zweite Drehmomentfühlerkammer strömt. Durch die größere druckbeaufschlagte Fläche wird nun vom Drehmomentfühler bei gleichem anliegendem Drehmoment ein entsprechend geringerer Anpreßdruck eingestellt. Die Bedienung der Verstellzylinder bleibt wie oben erhalten. Die Rampenplatten des Drehmomentfühlers sind als Blechumformteile ausgeführt, wobei auch die Steckverzahnungen im Umformprozeß angeprägt werden.

In Bild 11 sind Verläufe von Drehmomenten, Anpreßdruck und Raddrehzahlen dargestellt, wie sie sich bei einer Anfahrt auf teilvereister Fahrbahn mit anschließendem Übergang auf griffige Fahrbahn mit dem beschriebenen System ergeben.

Im unteren Teil des Bildes ist ersichtlich, daß das rechte Antriebsrad entsprechend der langsam zunehmenden Fahrgeschwindigkeit dreht, während das linke Rad mit schnell zunehmendem Schlupf durchrutscht. Nach dem Übergang auf die griffige Fahrbahnoberfläche wird das durchdrehende Rad mit großem Gradienten verzögert. Das rechte Rad beschleunigt nun gemeinsam mit dem Fahrzeug stärker. Anschließend an diese Schlupfphase beschleunigen beide Räder synchron mit dem Fahrzeug.

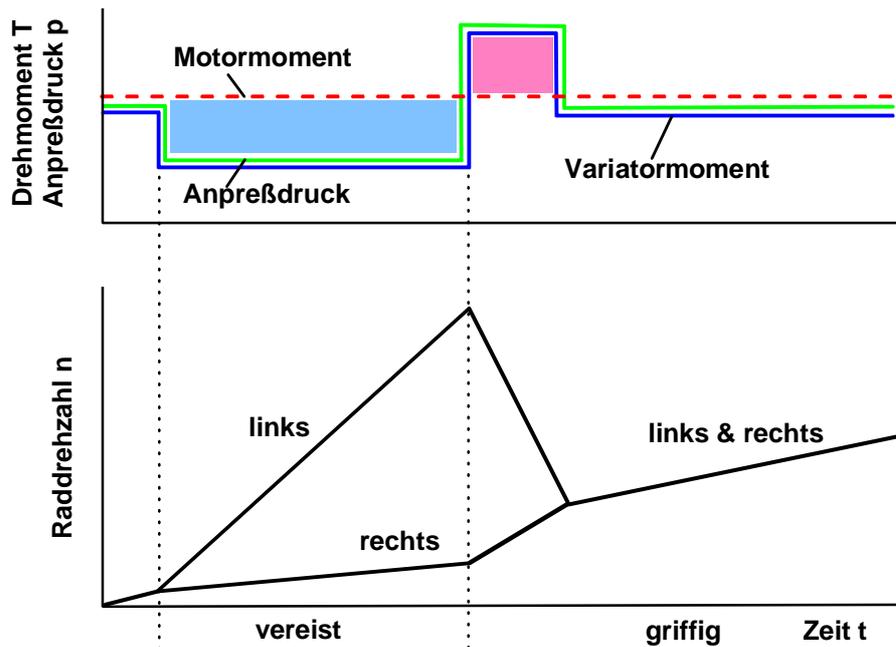


Bild 11: Drehmoment- und Anpreßdruckverlauf bei einer Anfahrt auf teilvereister Fahrbahn mit Übergang auf griffigen Untergrund

Im oberen Bildteil sind die Verläufe der Drehmomente und des vom Drehmomentfühler eingestellten Anpreßdruckes dargestellt. Das innere Motormoment bleibt während der Anfahrt praktisch konstant, es wird während der Glatteisphase jedoch zu einem großen Teil für die Beschleunigung der Drehmassen verbraucht. Das Variatormoment ist in der Glatteisphase entsprechend gering.

Während der Schlupfphase auf der griffigen Fahrbahn jedoch wird das Variatormoment sprunghaft erhöht auf einen Wert, der wesentlich über dem

Motormoment liegt, solange durch die große Verzögerung des gesamten Antriebsstranges einschließlich des Motors dynamische Zusatzmomente aus den Massenträgheiten wirken. Erst in der nachfolgenden normalen Beschleunigungsphase sind Motor- und Variatormoment im wesentlichen identisch.

Der vom Drehmomentfühler eingestellte Anpreßdruck verhält sich statisch und auch dynamisch analog zum Variatormoment, da der Drehmomentfühler direkt das in den Variator eingeleitete Moment erfaßt. Durch die hohe Dynamik und die kurzzeitige Pumpfunktion des Drehmomentfühlers wird die Anpressung entsprechend dem anliegenden Drehmoment hochdynamisch sichergestellt.

Ein weiterer Vorteil des Drehmomentfühlers ist, daß das anliegende Moment mit hoher Genauigkeit in den Anpreßdruck umgewandelt wird, weil nur die Geometriedaten des Drehmomentfühlers in die Umsetzung eingehen. Damit ist auch im Teillastbetrieb, in dem die von der Motorsteuerung ausgegebenen Momente mit größeren relativen Unsicherheiten behaftet sind, eine präzise Anpressung nahe am Mindestwert möglich. Dies wirkt sich zusätzlich positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus.

## **Das Umschlingungselement CVT-Kette**

Auf Basis der Wiegedruckstückkette der Fa. P.I.V. Antrieb Werner Reimers hat LuK die CVT-Kette für die automobiler Anwendung weiterentwickelt. Schwerpunkte dabei waren festigkeitssteigernde Maßnahmen für die geforderte hohe Leistungsdichte sowie die Optimierung des akustischen Verhaltens.

Bild 12 zeigt die CVT-Kette für eine Anwendung mit bis zu 300 Nm Motormoment. Sie besteht aus unterschiedlichen Kettenlaschen, die den Strang bilden, den Wiegedruckstücken der Gelenke und Sicherungselementen.

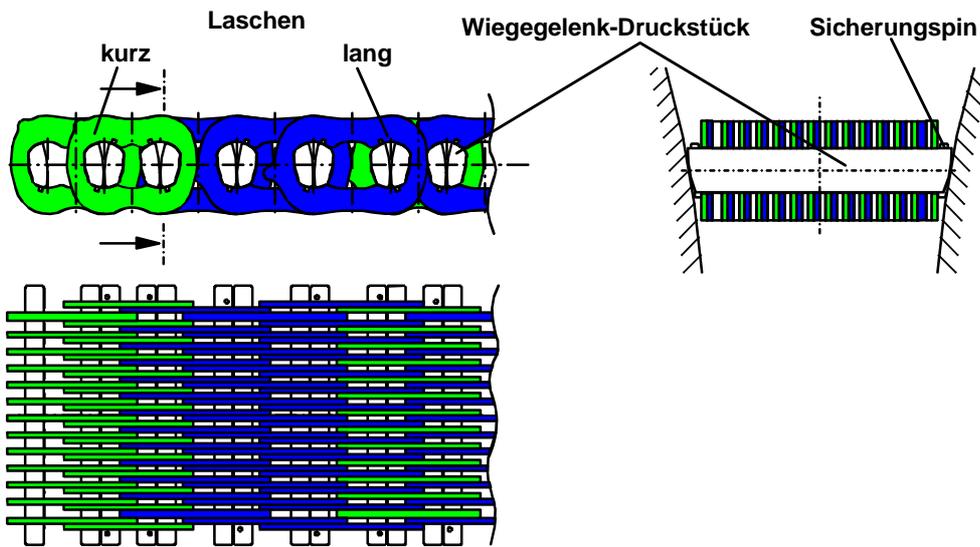


Bild 12: Aufbau und Komponenten der LuK-P.I.V.-CVT-Kette

Folgende Eigenschaften kennzeichnen die CVT-Kette:

- Mit ihr werden **niedrige Verbräuche** und eine **hervorragende Fahr-dynamik** erzielt. Das ist durch die Wiegegelenk-Konstruktion der CVT-Kette möglich, mit der kleine Laufkreise auf den Kegelscheiben und damit eine **hohe Getriebespreizung** realisiert werden.
- Mit der CVT-Kette sind **hohe Drehmomente** übertragbar. Dickere Laschen im Außenbereich des Strangs vergleichmäßigen die Beanspruchungsverteilung.
- Das Element zeichnet sich durch **niedrige innere Reibungsverluste** durch das Abwälzen der Wiegestücke aus und garantiert damit einen **guten Getriebewirkungsgrad**.
- Durch ballige Stirnflächen der Wiegestücke ist die CVT-Kette **unempfindlich gegen Spurversatz**. In Kombination mit gewölbten Kegelscheiben wird die bei Verstellung zwangsläufig entstehende Zusatzkomponente des Spurversatzes verringert. Weiterhin ist die CVT-Kette **unempfindlich gegen Scheibensatzverformungen** unter Last, **Winkelfehler** und **Relativverdrehungen** zwischen fester und verschiebbarer Kegelscheibe. Sie benötigt daher **keine Kugelführungen** für die axialbeweglichen Kegelscheiben.

- Bei Verwendung der CVT-Kette ergeben sich **niedrige Axialkräfte am primären Scheibensatz**. Dadurch kann bei gegebenen Zylinderflächen mit niedrigem Hydraulikdruck gearbeitet werden, ein weiterer Vorteil in Hinblick auf den **Getriebewirkungsgrad**.
- Der Strang ist als Dreilaschenverband ausgeführt und ermöglicht so eine kurze Grundteilung. Bei einem kurzen Kettenglied befindet sich lediglich der Bügel einer Lasche zwischen den benachbarten Gelenken. Eine zweite Laschenlänge ermöglicht es, durch rechnerische Optimierung der Teilungsfolge langer und kurzer Laschen ein **günstiges akustisches Verhalten** zu erreichen.

## Betriebsfestigkeitsrechnung und Auslegung der CVT-Kette

Die Lebensdauerberechnung für eine CVT-Kette gliedert sich in vier Teilschritte, die schematisch in Bild 13 dargestellt sind.

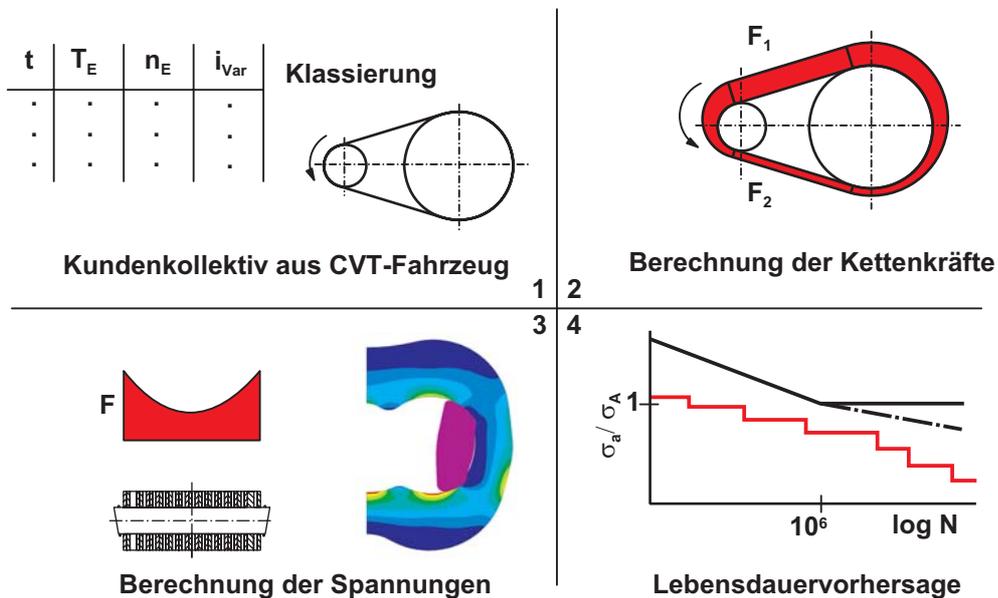


Bild 13: Beanspruchungsanalyse und Lebensdauerberechnung für die CVT-Kette auf der Basis eines Kundenkollektives

### **(1) Klassierung des Beanspruchungskollektivs**

Idealerweise stellt der Kunde ein Lastkollektiv zur Verfügung, das die Lastenheftforderungen repräsentiert. Neben der Motorcharakteristik und dem Profil der Teststrecke spielen für die Beanspruchung des Variators u.a. das zulässige Gesamtgewicht, das Antriebskonzept sowie Fahrwerk und Reifen des Fahrzeugs eine Rolle.

Die vorliegenden Zeitverläufe von Motormoment und –drehzahl sowie Variatorübersetzung werden für die Schadensrechnung aufbereitet, indem Klassen dieser Kenngrößen ermittelt werden. Somit entstehen mehrere Hundert verschiedene Fahrzustände mit zugeordneten Zeitanteilen an der Gesamtlaufzeit des Kollektivs.

### **(2) Berechnung der Kettenkräfte**

Für jeden Betriebspunkt aus (1) werden die Kräfte im Zug- und Leertrum der CVT-Kette ermittelt. Neben den Umfangskräften aus der Momentenübertragung gehen dabei die Axialkräfte an beiden Scheibensätzen in die Berechnung ein, die sich auf die Theorie von Dittrich [ 5 , 6 ] stützt.

### **(3) Ermittlung von Bauteilbeanspruchungen**

Auf Basis der Kettenzugkräfte wird mittels geeigneter Berechnungsverfahren für jeden Kollektivpunkt die Beanspruchungsverteilung ermittelt. Das bezieht sich sowohl auf die Verteilung der Kräfte innerhalb des Strangs als auch auf die Spannungsverteilung in den Laschen und Wiegestücken.

### **(4) Lebensdauervorhersage**

Unter Verwendung von Schadensakkumulationshypothesen wird eine Lebensdauerrechnung gegen experimentell ermittelte Werkstoff- bzw. Bauteilwöhlerlinien durchgeführt. Die für das Kollektiv resultierende Schadenssumme gibt Hinweise auf die Einsetzbarkeit der zugrundegelegten Kettenkonstruktion.

## Lastverteilung in der CVT-Kette

Das Bild 14 zeigt die Lastverteilung im Kettenstrang für den Lastfall Underdriveübersetzung und volles Motormoment mit Berücksichtigung des Einflusses der Wiegestückverformung.

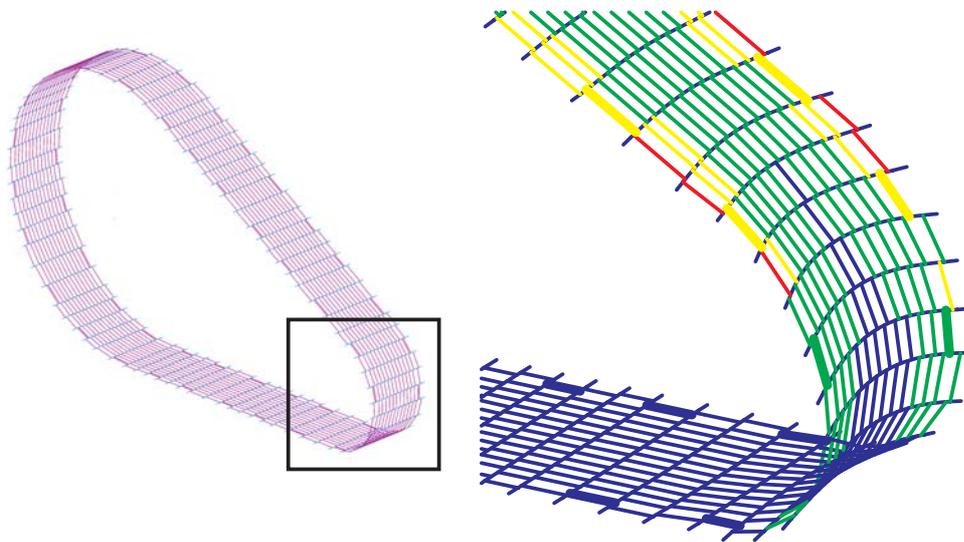


Bild 14: Ungleichförmige Laschenkraftverteilung der CVT-Kette

Die Anpreß-, Kettenzug- und eingeleiteten Reibkräfte verformen die Wiegegelenke, im Bild 14 rechts überhöht dargestellt. Die Biegung beansprucht einerseits die Wiegestücke, andererseits führt sie zu einer ungleichmäßigen Laschenkraftverteilung. Diese wird hier durch die unterschiedliche Farbgebung verdeutlicht.

Eine deutliche Verbesserung gegenüber bekannten Designs hat hier die Einführung unterschiedlicher Laschendicken gebracht. Die Einzelteile selbst wurden mittels FEM spannungsseitig optimiert. Die Lebensdauer der CVT-Kette konnte ohne Veränderung der Hauptabmessungen durch die Summe aller eingeführten Verbesserungsmaßnahmen bei gegebenem Kollektiv mehr als verdoppelt werden.

## Akustikoptimierung

Besonderes Augenmerk wurde auch auf die Optimierung des akustischen Verhaltens der CVT-Kette gelegt.

Durch die Verwendung unterschiedlich langer Laschen und deren gezielte Abfolge in der CVT-Kette kann die als störend empfundene Einzeltonhaltigkeit weitgehend unterdrückt werden. Hierbei wird das Mischungsverhältnis sowie die Teilungsfolge auf den jeweiligen Anwendungsfall hin rechnerisch optimiert.

Das Bild 15 zeigt anhand von Kunstkopfmessungen im Fahrzeuginnenraum den Erfolg einer solchen computergestützten Akustikoptimierung. Mit einem speziellen Meßkennfeld für die Getriebesteuerung, das eine konstante Motordrehzahl einstellt, wurden jeweils Beschleunigungsfahrten zwischen ca. 30 und 80 km/h durchgeführt. Durch dieses Vorgehen können die unterschiedlichen Erreger gut voneinander getrennt werden:

- Horizontale Linien: Antrieb (Motor, Aggregate, Getriebeeingang),
- Diagonale Linien: Abtrieb (Rad, Achse, Getriebeausgang),
- Gekrümmte Linien: Ketteneingriff des verstellenden Variators.

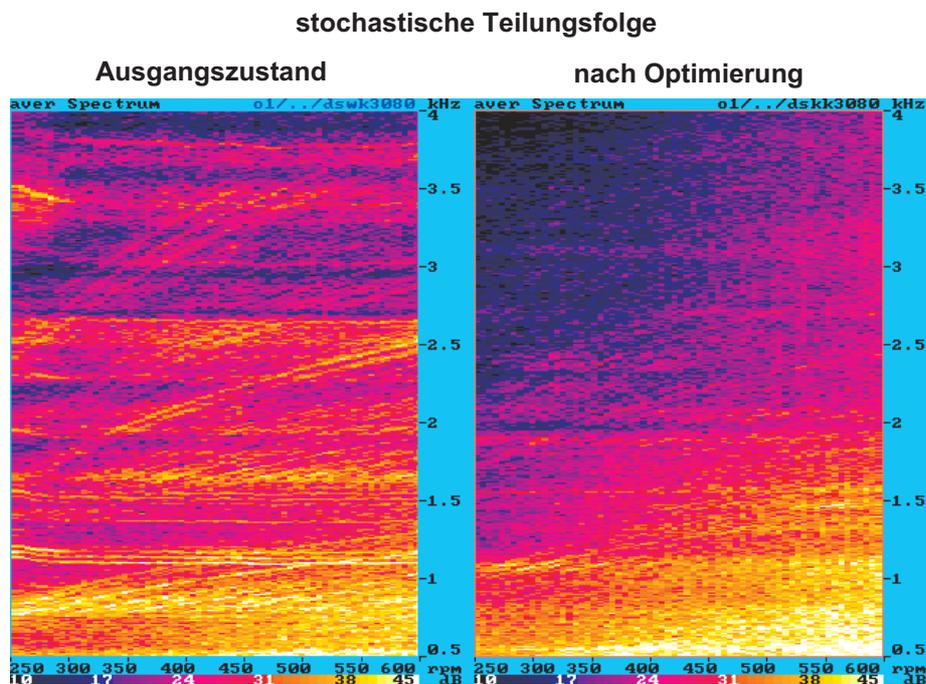


Bild 15: Akustik der CVT-Kette: Optimierung durch Simulationsrechnungen und Vorabauslegung der Teilungsfolge kurzer und langer Laschen

Auf der linken Seite des Bildes 15 sind Pegelüberhöhungen in Form gekrümmter Linien erkennbar. Sie werden vom Eingriff der CVT-Kette in die Scheibensätze hervorgerufen und hier als störend empfunden.

Eine hinsichtlich Mischungsverhältnis und Teilungsfolge verbesserte CVT-Kette zeigt in Bild 15 rechts praktisch keine Einzeltonhaltigkeit mehr. Damit konnte ein günstiges akustisches Verhalten erreicht werden.

Weitere wesentliche Einflußfaktoren für die Akustik des Gesamtsystems CVT sind die Scheibensatzlagerung, die Gehäusekonstruktion sowie alle Körperschallübertragungswege. Diese bieten ein zusätzliches akustisches Optimierungspotential.

## **Zusammenfassung**

Bei LuK wurden Komponenten für CVT im Drehmomentbereich bis über 300 Nm entwickelt. Die wesentlichen Besonderheiten sind:

- präzise Einstellung der minimalen Anpressung zur sicheren Drehmomentübertragung und zur Erreichung hoher Wirkungsgrade; Mittel hierzu ist ein zweistufiger hydro-mechanischer Drehmomentfühler, der das am Variator anliegende Drehmoment mit hoher Genauigkeit erfaßt und mit hoher Dynamik die Anpressung sicherstellt, wobei kurzzeitig eine zusätzliche Pumpfunktion gegeben ist;
- eine sehr gute Verstelldynamik bei kleiner Pumpenleistung, indem das Anpreßöl bei der Verstellung auf hohem Druckniveau von einem Scheibensatz direkt in den zweiten verschoben wird; ermöglicht durch das LuK-Doppelkolben-Prinzip mit getrennten Zylindern für die Anpressung und die Verstellung;
- große Spreizung, robustes Design, guter Wirkungsgrad und optimierte Akustik des Kraftübertragungselementes; durch die unter Zuhilfenahme von Computersimulationen entwickelte CVT-Kette für Momente bis über 300 Nm.

## Literatur

- [1] Jürgens, G.:  
Vergleich von Getriebesystemen. 5. LuK Kolloquium, Bühl, 27. Mai 1994, S. 145 - 173
- [2] Fuchino, M.; Ohsono, K.:  
Development of Fully Electronic Control Metal Belt CVT. International Conference on Continuously Variable Power Transmissions CVT '96, 11. – 12. September 1996, Yokohama/Japan, S. 23 - 32
- [3] Kurosawa, M.; Fujikawa, T.:  
High Torque Belt CVT with Torque Converter. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, 18. – 19. September 1997, Berlin, S. 1 – 12
- [4] Rattunde, M.; Schönnenbeck, G.; Wagner, P.:  
Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad. VDI-Berichte 878 (1991), S. 259 - 275
- [5] Dittrich, O.:  
Theorie des Umschlingungstriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken. Dissertation TH Karlsruhe, 1953
- [6] Dittrich, O.:  
Anwendung der Theorie des keilförmigen Umschlingungstriebes auf stufenlose Getriebe. Bad Homburg, 1992