

## Vorwort

Im Jahre 1978, vor 20 Jahren, wurde das LuK-Kolloquium aus der Taufe gehoben.

Die LuK entschloß sich damals, den Kunden nicht nur Lieferleistung, Qualität und Kreativität anzubieten, sondern die Arbeit in einen konzeptionellen, theoretischen Rahmen einzuordnen. Als Partner der Automobilhersteller wollte man die Basis dafür schaffen, gemeinsam langfristige Tendenzen in der Fahrzeug-Antriebstechnik zu erkennen und zu diskutieren.

Die damalige Idee hat überzeugt, wie die große Zahl der diesjährigen Teilnehmer aus dem In- und Ausland wieder beweist.

Diese Schrift mit den Vorträgen des 6. LuK-Kolloquiums gibt unsere Sicht der technischen Entwicklungen wieder. Wir freuen uns auf eine offene Diskussion mit unseren kompetenten Kunden.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'E. Kohlhage', written in a cursive style.

Ernst H. Kohlhage



## **Inhalt**

Die selbsteinstellende Kupplung SAC der 2. Generation	5 - 22
Rupfen - Ursachen und Abhilfen	23 - 46
Kupplung und Betätigung als System	47 - 68
Das Zweimassenschwungrad	69 - 94
Automatisierung von Schaltgetrieben	95 - 121
Der Wandler als System	123 - 158
CVT-Entwicklung bei LuK	159 - 181



# Die selbsteinstellende Kupplung SAC der 2. Generation

Dipl.Ing. Karl-Ludwig Kimmig

## Einleitung

Die selbsteinstellende Kupplung SAC hat sich mittlerweile in fast 1 Million Fahrzeugen ausgezeichnet bewährt. Besonders bei stark motorisierten Fahrzeugen konnte mit der SAC das Betätigen der Kupplung deutlich komfortabler gestaltet werden. Auch ist mit der SAC das Ziel, mit einer Kupplung die gesamte Fahrzeuglebensdauer abzudecken, erreicht.

Trotz des Mehraufwands für die SAC, konnten die Gesamtkosten für das Kupplungssystem (Kupplung + Betätigung) sogar in einigen Fällen reduziert werden, z. B. durch:

- Wegfall eines Servoverstärkers
- Reduzierung der Kupplungsgröße
- Reduzierung der Variantenvielfalt bei Kupplung und Betätigungssystem
- Wegfall einer Übertotpunktfeder.

Bild 1 und 2 zeigen eine Übersicht über die aktuellen SAC-Anwendungen und die erwartete Entwicklung bis zum Jahr 2000.

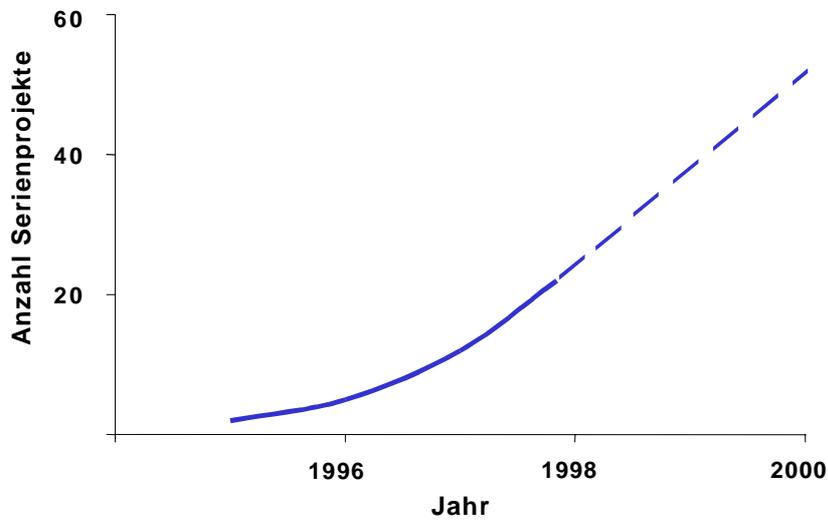


Bild 1: Entwicklung der Anzahl der SAC-Anwendungen

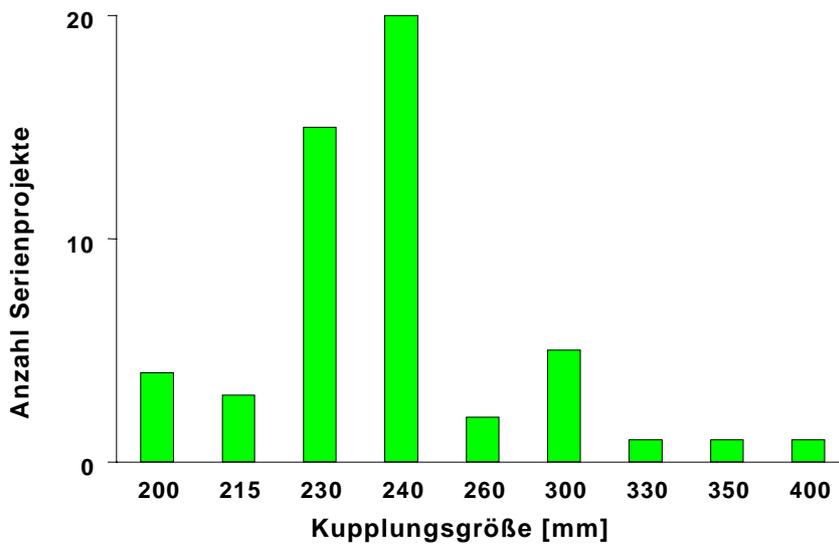


Bild 2: Erwartete Verteilung der SAC Projekte im Jahr 2000

Aus der Erfahrung der in Serie befindlichen Projekte kann folgendes Resumé gezogen werden:

- Die SAC hat eine hohe Funktionalität und Funktionssicherheit.
- Das System ist trotz hoher Ansprüche an die Einzelteile wie Federn, Nachstellring, Kupplungsdeckel und Belagfederung sowie der komplexeren Funktion in der Großserie problemlos herstellbar.
- Mit der Einführung der SAC wurden die Pedalkräfte im Vergleich zur konventionellen Kupplungsdruckplatte deutlich abgesenkt. Jedoch konnten mit den in Serie befindlichen Ausführungen wegen der Dosierbarkeit und der möglichen Rumpfanregung, die Pedalkräfte bisher nicht drastisch abgesenkt werden.

In den vorangegangenen Jahren sind nun Ideen entstanden, wie die SAC hinsichtlich Pedalkraft und Momentenaufbau kennlinie weiter verbessert werden kann. Zusätzlich ist ein großes Entwicklungspotential vorhanden, die Material- und Herstellkosten bei vergleichbarer Funktionalität zu reduzieren.

Nachfolgend werden die verschiedenen Lösungswege näher beschrieben.

## **Funktionsbeschreibung der SAC (Self Adjusting Clutch)**

Bei konventionellen Kupplungen steigt mit zunehmendem Belagverschleiß die Betätigungskraft an. Bei der SAC wird der Belagverschleiß über ein Verschleißnachstellsystem ausgeglichen, so daß keine Veränderung der Betätigungskraft auftritt.

Die SAC unterscheidet sich von der konventionellen Kupplungsdruckplatte im wesentlichen durch eine Nachführung der Tellerfeder bei Verschleiß (Bild 3). Die Nachführung erfolgt so, daß unabhängig vom Verschleiß (hauptsächlich Belagverschleiß), die Winkellage der Tellerfeder und somit die Betätigungs- und Anpreßkräfte konstant bleiben. Realisiert wird dieser Verschleißausgleich, indem die Haupttellerfeder nicht, wie bei der konventionellen Kupplungsdruckplatte, fest am Kupplungsdeckel angenietet oder über Laschen eingehängt, sondern nur mit einer definierten Kraft (Sensorkraft) axial gegen den Deckel verspannt wird. Zwischen Tellerfeder und Kupplungsdeckel befindet sich ein Rampenring, der in die Rampen des Deckels eingreift und in Umfangrichtung über Druckfedern angetrieben wird.

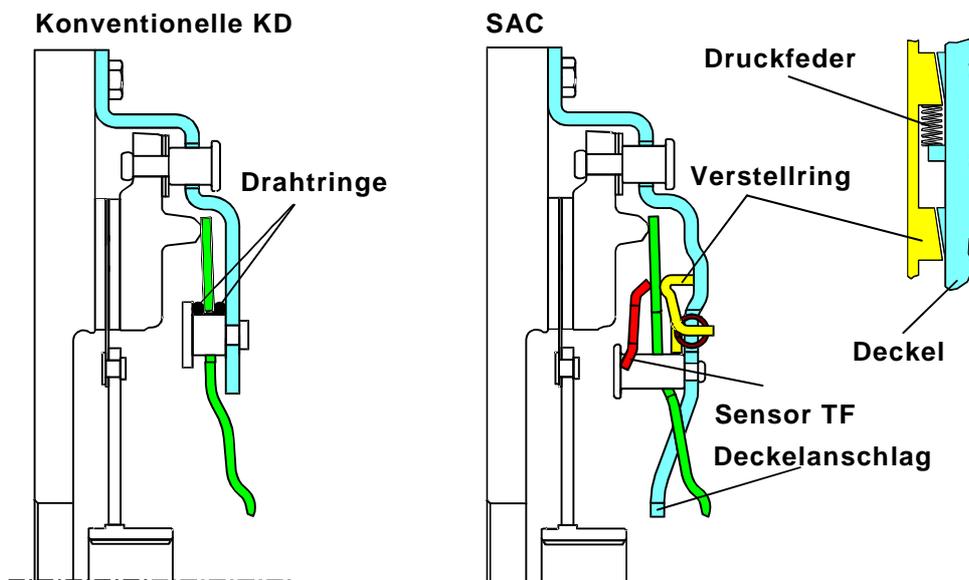


Bild 3: Vergleich konventionelle Kupplung mit SAC

Die Sensorkraft wird so dimensioniert, daß sie normalerweise der Betätigungskraft widerstehen kann. Wird bei Verschleiß der Beläge die Betätigungskraft höher und reicht die Sensorkraft als Gegenkraft an der Haupttellerfeder nicht mehr aus, bewegt sich die Haupttellerfeder axial in Richtung Motor von der Deckelauflage weg. Das dabei entstehende Spiel wird über den vorgespannten Rampenmechanismus, der zwischen Tellerfeder und Kupplungsdeckel angeordnet ist, ausgeglichen. Der Nachstellvorgang dauert so lange, bis die Betätigungskraft auf die Sensorkraft und damit auf das gewünschte Niveau abgesunken, und die ursprüngliche Tellerfeder-Winkellage wieder erreicht ist.

Der Vorgang der Verschleißnachstellung ist durch die an der Tellerfeder angreifenden Kräfte in den Bildern 4a und 4b schematisch dargestellt.



Bild 4a: Konventionelle KD bei Neuzustand und bei Verschleiß

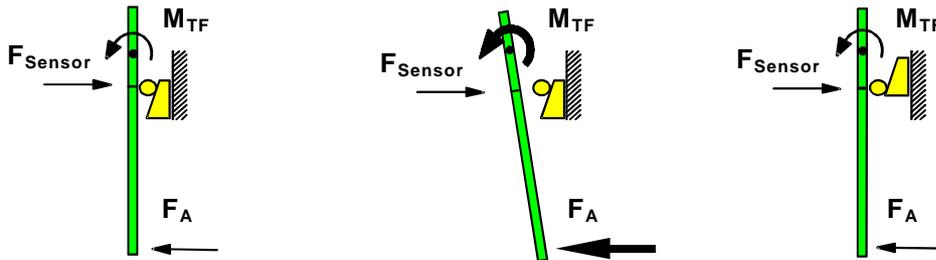


Bild 4b: SAC bei Neuzustand und bei Verschleiß, vor und nach dem Nachstellen

In Bild 4a ist die Tellerfeder einer konventionellen Kupplung symbolisch im Drehpunkt fest gelagert dargestellt. Die Tellerfeder liefert ein Drehmoment, was beim Betätigen (Drehen) der Tellerfeder über die Betätigungskraft ( $F_A$ ) an den Tellerfederzungen überwunden wird. Bei Verschleiß ändert sich die Winkellage der Tellerfeder, was aufgrund der tellerfedertypischen Kennlinie einen Anstieg des Tellerfederdrehmoments und der Betätigungskraft bedeutet.

Bei der SAC ist die Tellerfeder im Gegensatz zur konventionellen Kupplung nicht fest gelagert, sondern nur axial über die Sensorkraft abgestützt (Bild 4b). Im Neuzustand besteht ein Kräftegleichgewicht zwischen Sensorkraft und Betätigungskraft. Bei Verschleiß steigt die Betätigungskraft an und drückt die Tellerfeder gegen die Sensorkraft nach links, so daß der federvorgespannte Keil auf der rechten Tellerfederseite entlastet wird und nachstellen kann. Am Ende des Nachstellvorgangs hat die Tellerfeder wieder die Ausgangswinkellage erreicht, und zwischen Sensorkraft und Betätigungskraft besteht wieder ein Kräftegleichgewicht.

## SAC Betätigungskraftkennlinie

Mit der SAC, wie sie heute bei den verschiedensten Fahrzeugen in Serie läuft, konnten im Vergleich zur konventionellen Kupplung die Pedalkräfte deutlich reduziert und damit der Kupplungskomfort erhöht werden.

Der Betätigungskraftverlauf ist bei der SAC zunächst etwas ungünstiger, weil systembedingt über den Betätigungsweg ein höherer Unterschied zwischen der maximalen und minimalen Betätigungskraft vorliegt. Deshalb ist eine Anpassung des Ausrücksystems an die geänderte Betätigungskraft-Kennlinie erforderlich.

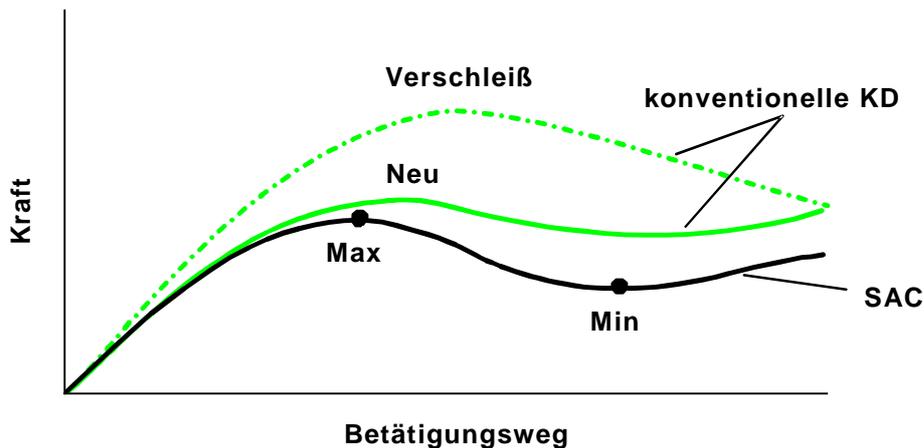


Bild 5: Vergleich der Betätigungskraft-Kennlinien konventionelle Kupplung zu SAC

Die Ursache für diesen spezifischen Betätigungskraftverlauf lässt sich durch das Kräftegleichgewicht an der Kupplungstellerfeder erklären. Wird die Tellerfeder freigeschnitten (Bild 6), so erkennt man, daß auf der einen Seite die Kraft der Belagfederung ( $F_{BF}$ ), der Blattfedern ( $F_B$ ) und der Sensortellerfeder ( $F_{SF}$ ), und entgegengesetzt auf der anderen Seite die Betätigungskraft wirkt. Die Summe aus Belag-, Blatt- und Sensorfeder kann auch als Summensensorkraft ( $F_S$ ) bezeichnet werden, welche die Höhe der Betätigungskraft begrenzt. Falls beim Ausrücken der Kupplung die Betätigungskraft größer wird als die Summensensorkraft, was bei Verschleiß auftritt, so wird die Tellerfeder vom Kupplungsdeckel (Rampenring) weggedrückt und der Rampenmechanismus kann nachstellen.

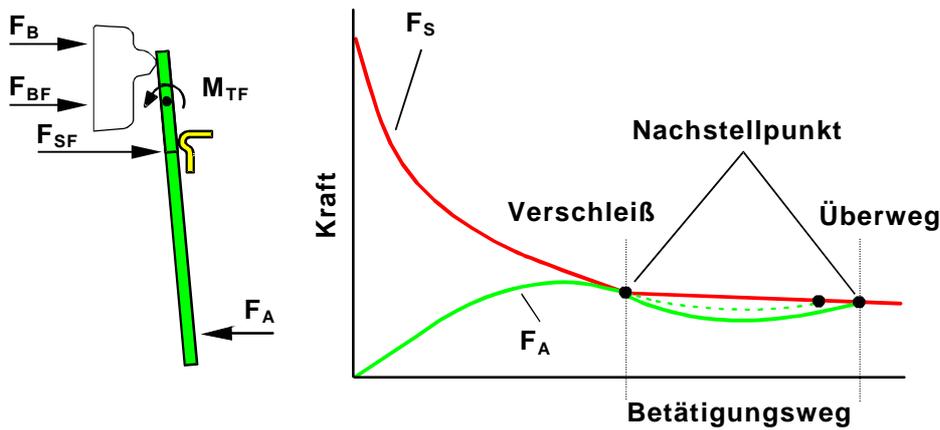


Bild 6: Kräfte an der Haupttellerfeder bei der SAC

In Bild 6 ist erkennbar, daß über dem Betätigungsweg grundsätzlich an zwei Stellen ein Überschreiten der Summensensorkraft durch die Betätigungskraft möglich ist. Die erste Stelle ist der Verschleißnachstellpunkt. Dieser Punkt liegt in dem Bereich, wo die Belagfederkraft nahezu Null erreicht. Hier erfolgt die Nachstellung bei Verschleiß. Im weiteren Verlauf des Ausrückens ergibt sich im Überwegnachstellpunkt noch eine zweite Stelle, ab der ungewolltes Nachstellen auftritt. Bei maximalem Betätigungshub muß zum Überwegnachstellpunkt ein genügend großer Abstand vorliegen. Dies kann nur sicher gewährleistet werden, wenn das Betätigungskraftminimum deutlich tiefer liegt als die Summensensorkraft und/oder Überweg durch einen Deckalanschlag vermieden wird.

Aus derzeitiger Sicht gibt es bei der SAC zwei technisch realisierbare Möglichkeiten, die Betätigungskraftkennlinie freier zu gestalten, bzw. die Betätigungskräfte weiter abzusenken.

## SAC mit Zusatzfeder

Ein relativ einfacher Weg zur Erzeugung einer möglichst flachen Betätigungskraft-Kennlinie an der Kupplung ist das Zuschalten einer Feder mit linearer Federkennlinie, die am Kupplungsdeckel aufgenietet wird. Die Zusatzfeder hebt, bezogen auf die Betätigungskraft-Kennlinie, die minimale Betätigungskraft an und führt somit zu einer flacheren Gesamtkennlinie.

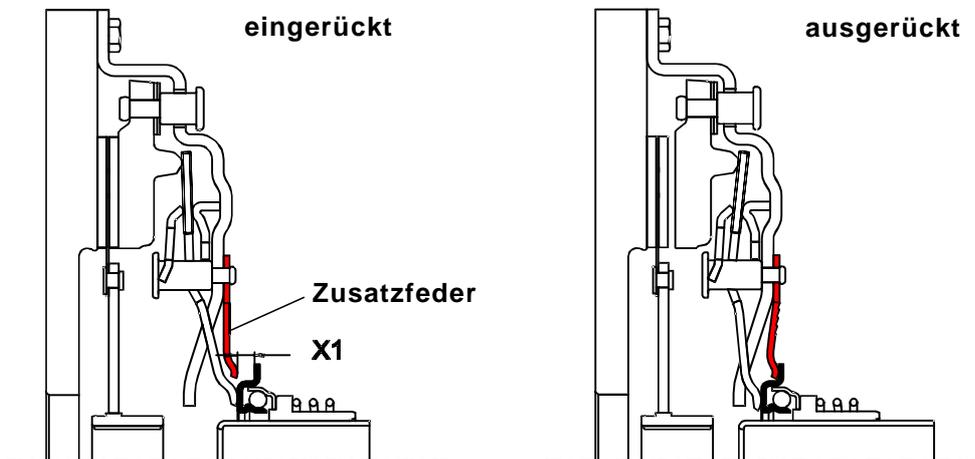


Bild 7: SAC mit Zusatzfeder

Die Zusatzfeder, wie sie im Bild 7 dargestellt ist, wirkt direkt auf das Ausrücklager und beeinflusst nur die Betätigungskraft-Kennlinie, nicht jedoch die inneren Kräfte der Kupplung und damit auch nicht den Nachstellmechanismus bzw. die Nachstellfunktion der SAC. Bedingt durch die Wanderung der Tellerfederzungen in Richtung Motor bei Verschleiß, bleibt die maximale Betätigungskraft nur bis ungefähr 1,5 mm Belagverschleiß nahezu konstant. Bei noch größerem Verschleiß, z. B. bei 2,5 mm, ist eine leichte Zunahme der Betätigungskraft von ca. 10 % vorhanden.

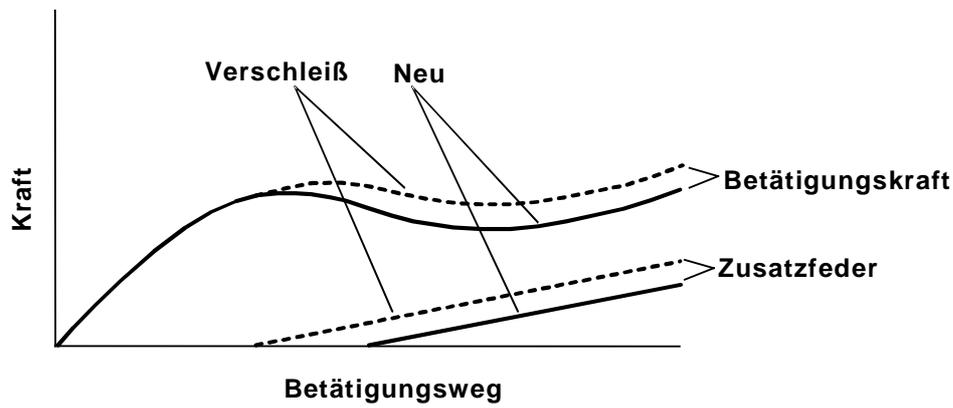


Bild 8: Betätigungskraft-Kennlinien mit Zusatzfeder

Ohne eine zusätzliche Feder kann die gleiche Funktion auch durch einzelne tiefergerichtete Tellerfederungen erreicht werden. Beim Betätigen der Kupplung laufen die tiefergerichteten Zungen nach Erreichen des Betätigungskraftmaximums am Deckelanschlag an und werden bei weiterer Betätigung elastisch verspannt.

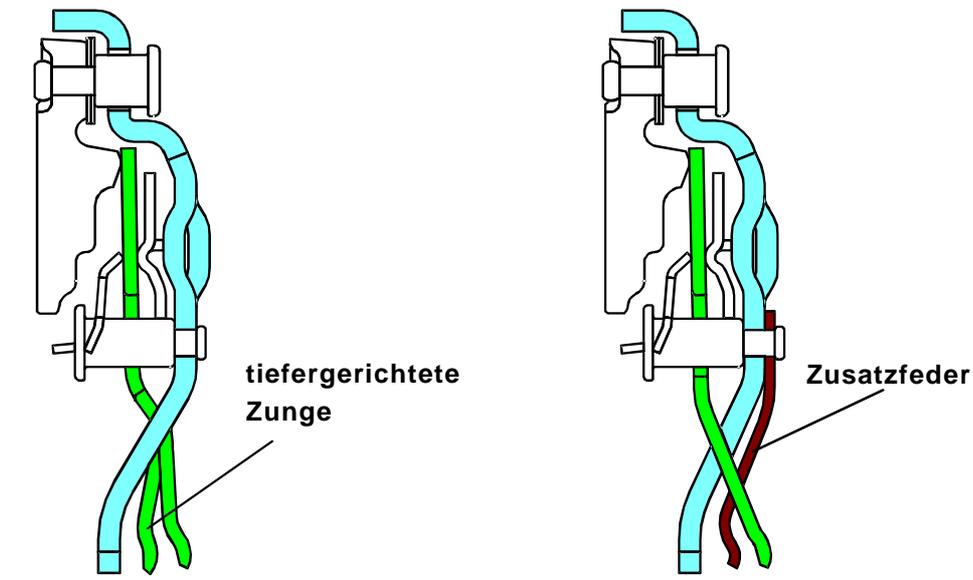


Bild 9: Vergleich SAC mit tiefergerichteten Zungen zu SAC mit Zusatzfeder

## SAC mit Sensorkraftanstieg über dem Betätigungsweg

Das Zuschalten einer Zusatzfeder bewirkt einen flachen Betätigungskraftverlauf, indem das Betätigungskraftminimum angehoben wird. Besser wäre jedoch, das Maximum abzusenken, um insgesamt noch niedrigere Betätigungskräfte zu erhalten.

Dies kann erreicht werden, wenn durch geänderte Abstimmung der vorhandenen Federelemente, wie Haupttellerfeder, Sensortellerfeder und Blattfedern, die Summensensorkraft nach dem Nachstellpunkt über den Betätigungsweg ansteigt.

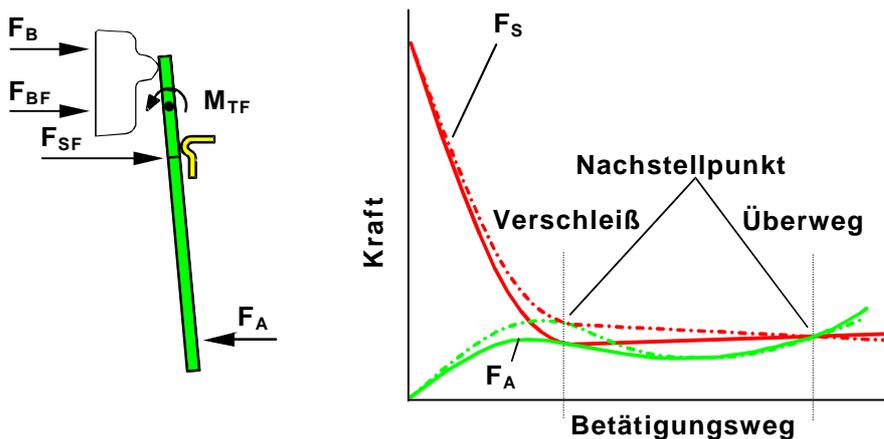


Bild 10: Betätigungskraft-Kennlinie bei fallender und bei ansteigender Summensensorkraft

Die Wirkung zeigt Bild 10. Ausgehend von dem Kräftegleichgewicht an der Tellerfeder ergibt sich bei gleicher Überwegsicherheit und gleichem Betätigungskraftminimum eine Reduzierung der maximalen Betätigungskraft, wenn die Summensensorkraft zwischen Verschleiß- und Überwegnachstellpunkt ansteigt. Bei den derzeitigen SACs fällt die Summensensorkraft zwischen dem Verschleiß- und dem Überwegnachstellpunkt leicht ab, da mit zunehmenden Betätigungsweg bzw. Abhub die Blattfedern sich entspannen.

Eine ansteigende Sensorkraft in diesem Bereich ist erreichbar, wenn anstelle der Blattfedern mit linear ansteigender Kennlinie, Federn mit degressiver Kennlinie eingesetzt werden.

Gewellte Blattfedern erhalten eine degressive Kennlinie, wenn sie beidseitig fest am Kupplungsdeckel eingespannt und von der Anpreßplatte mittig ausgelenkt werden. Es entsteht dann ein Schnappeffekt, der von der Wellung abhängig ist.

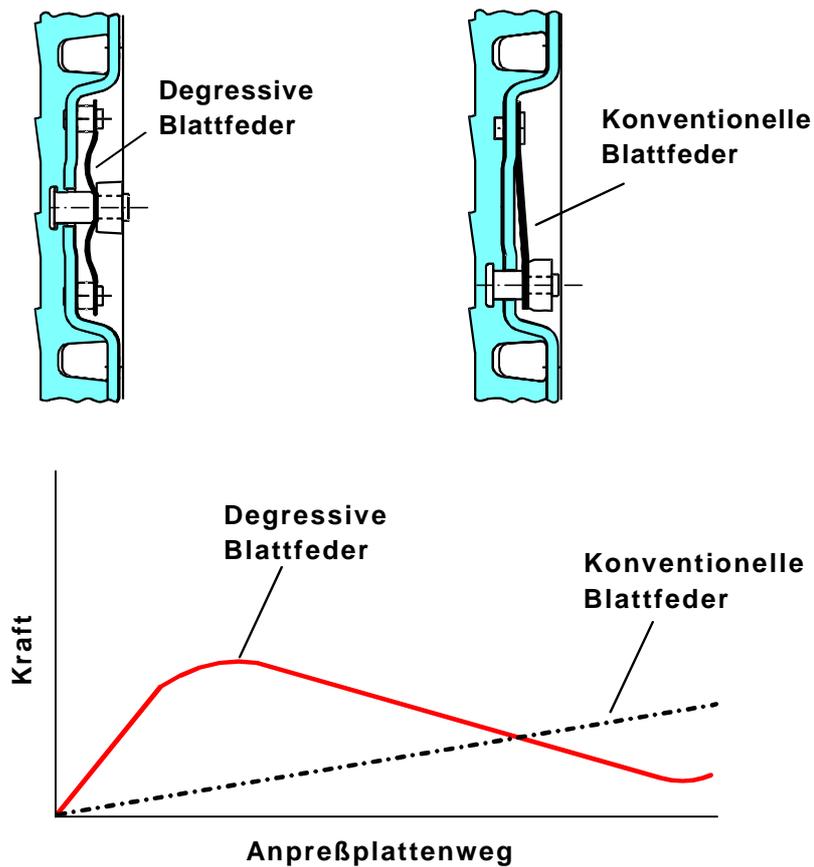


Bild 11: Blattfederanordnung mit linearer und degressiver Kennlinie

Der Sensorkraftanstieg über dem Ausrückweg wird zusätzlich noch verstärkt, wenn die Sensortellerfeder mit ansteigender Kraftcharakteristik statt im Drehpunkt der Haupttellerfeder radial weiter innen an den Tellerfederzungen angreift (Bild 12).

Bisher greift die Sensortellerfeder auf dem gleichen Durchmesser wie der Nachstellring, im Drehpunkt, an der Haupttellerfeder an. Dadurch bleibt die Abstützkraft der Sensortellerfeder beim Betätigen der Kupplung konstant.

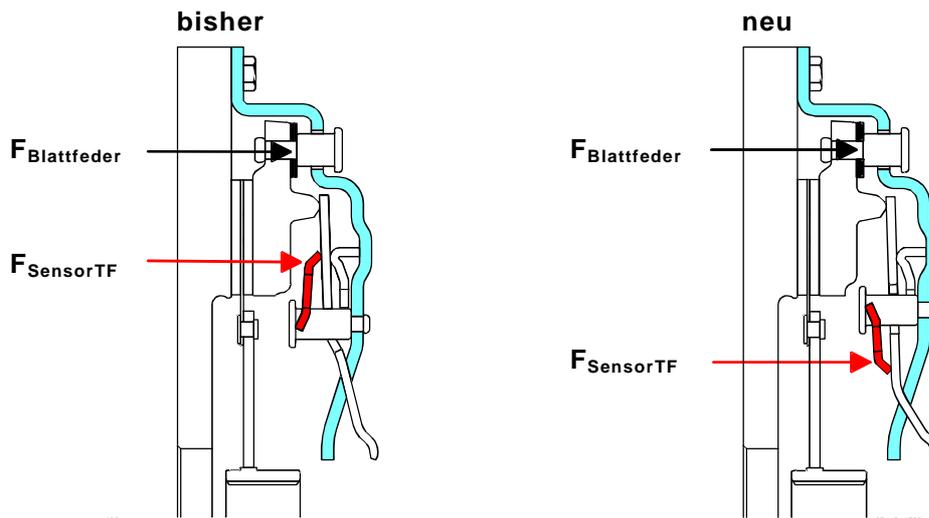


Bild 12: Sensorkraftanstieg durch die Sensortellerfederkraft

Im Vergleich zur heutigen SAC ist eine weitere Absenkung der Betätigungskräfte um 20 – 30 % möglich. Der Abfall in der Betätigungskraftkennlinie (Drop off) kann durch den Einsatz von Blattfedern mit degressiver Kennlinie halbiert werden und ist damit vergleichbar mit konventionellen Kupplungen.

Die bisher dargestellten Lösungswege ermöglichen eine weitere Absenkung der Betätigungskräfte, was zum Beispiel bei drehmomentstarken Motoren oder elektromotorischer Kupplungsbetätigung von Vorteil ist. Es gibt jedoch eine sehr große Anzahl von Anwendungen (Kleinfahrzeuge), wo eine weitere Absenkung der Betätigungskraft im Neuzustand nicht notwendig ist. Jedoch sind auch bei diesen Anwendungen die weiteren Vorteile der SAC, wie

- konstante Betätigungskraft über Lebensdauer
- höhere Verschleißreserve
- geringerer axialer Bauraum im Bereich der Tellerfeder-Zungen

ohne nennenswerte Kostenerhöhung im Vergleich zur konventionellen Kupplung wünschenswert.

Aus diesem Grund hat die Kostenreduzierung bei der SAC-Weiterentwicklung einen hohen Stellenwert.

## Kostenreduzierung

Zur Realisierung einer Verschleißnachstellung in einer Kupplung sind im wesentlichen ein Verschleißsensor und ein Nachstellmechanismus erforderlich. Bei der SAC sind deshalb im Vergleich zu einer konventionellen Kupplung folgende zusätzliche Bauteile bzw. Bauteil-Modifikationen vorhanden.

- Sensortellerfeder
- Nachstellring
- Rampen im Kupplungsdeckel
- Druckfedern zum Verdrehen des Verstellrings

Zusätzlich ist auch die Montage der SAC im Vergleich zur konventionellen Kupplung aufwendiger.

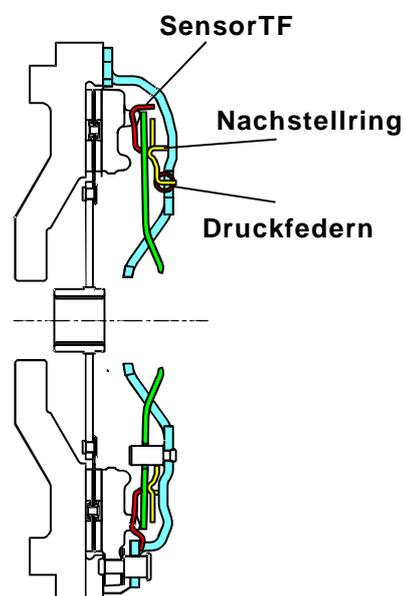


Bild 13: Zusätzliche Bauteile bei der SAC

Es wurde versucht, die Anzahl der zusätzlichen Teile zu reduzieren und verschiedene Funktionen in den einzelnen Bauteilen zusammenzufassen.

Im folgenden sollen zwei Wege beschrieben werden:

## Sensorkraft aus Tangentialblattfedern

Die Summensensorkraft im Verschleiß- und Überwegnachstellpunkt wird bei der SAC im wesentlichen über die Kraft der Sensortellerfeder und den Blattfedern gebildet. Beide Federkräfte werden so abgestimmt, daß über dem Verschleißweg (z. B. 2,5 mm) die Summe aus beiden Federkräften konstant verläuft. Da die Blattfederkraft bei Belagverschleiß aufgrund einer erhöhten Vorspannung ansteigt, muß die Sensortellerfederkraft mit zunehmendem Verschleißweg (Vorspannweg) abfallen. Die Sensortellerfeder muß somit eine degressive Kennlinie haben. Für die Funktion der Verschleißnachstellung kann die Sensortellerfederkraft in jedem Punkt der Haupttellerfeder angreifen, so daß die Sensortellerfeder auch durch Zusatzblattfedern mit degressiver Kennlinie ersetzt werden kann (siehe Bild 14).

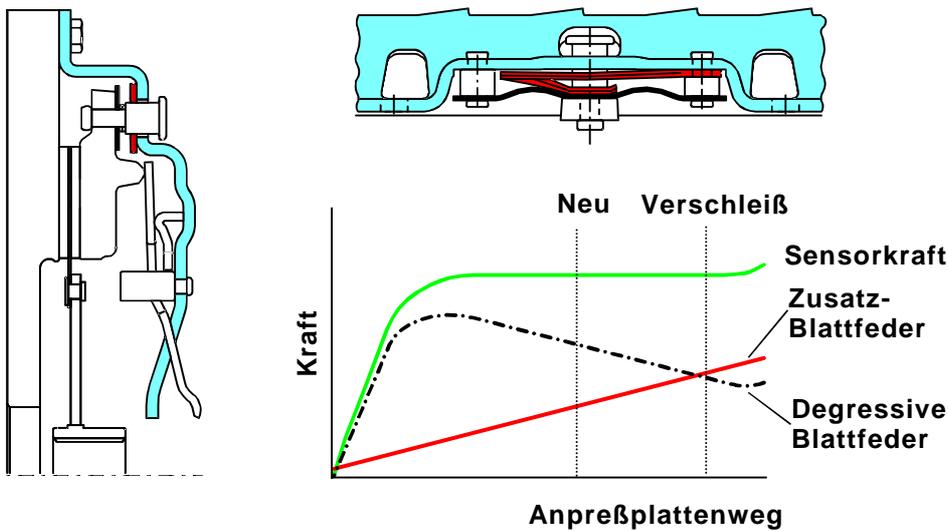


Bild 14: Sensorkraft aus Blattfedern

Da bei dieser Ausführung die Sensorkraft an der Anpreßplatte angreift, wird damit die Tellerfederkraft reduziert. Dies muß bei der Tellerfeder-Auslegung entsprechend vorgehalten werden. Diese selbsteinstellende Kupplung hat neben den geringeren Kosten auch den Vorteil, durch den Wegfall der Sensortellerfeder axial weniger Bauraum zu benötigen.

## Sensorkraft aus der Haupttellerfeder (SAC II)

Die erforderliche Sensortellerfederkraft kann auch von einzelnen entsprechend ausgebildeten Tellerfederzungen aufgebracht werden. Damit wird die Haupttellerfeder mit definierter Kraft (Sensorkraft) gegen den Deckel abgestützt (Bild 15).

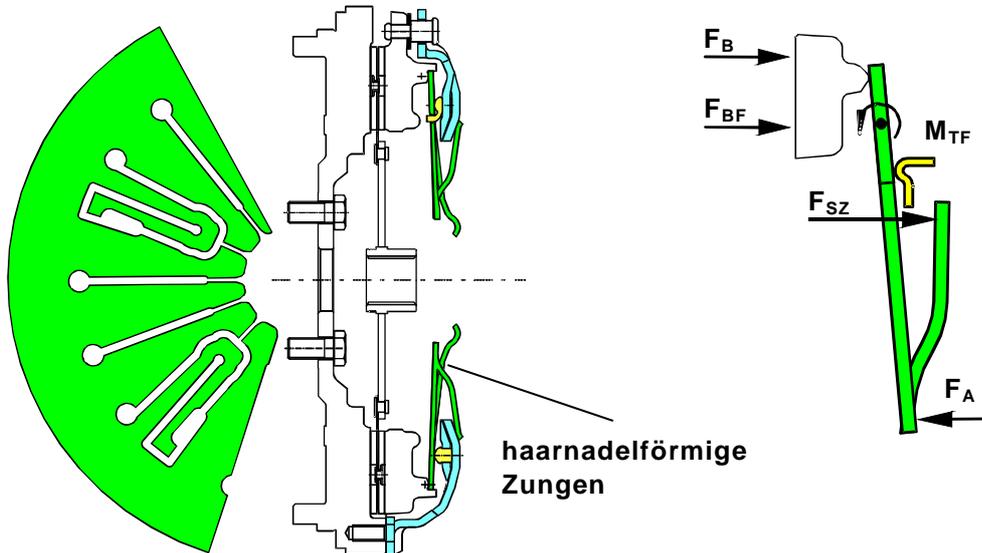


Bild 15: SAC mit Sensorkraft aus der Haupttellerfeder

Bei Verschleiß der Kupplung wird wiederum die erhöhte Betätigungskraft die Tellerfeder vom Deckel wegdrücken, so daß zwischen Tellerfeder und Deckel der Verschleiß ausgeglichen werden kann.

Damit jedoch über dem Verschleiß die Vorspannung der haarnadelförmigen Zungen konstant bleibt, muß die Auflage am Deckel als Rampe ausgeführt sein und die Tellerfeder bei Verschleiß sich entsprechend zum Deckel verdrehen. Das Drehmoment zum Verdrehen der Haupttellerfeder ergibt sich beim Betätigen der Kupplung durch die Radialbewegung der Haarnadelzungen auf der tangential geneigten Deckelrampe.

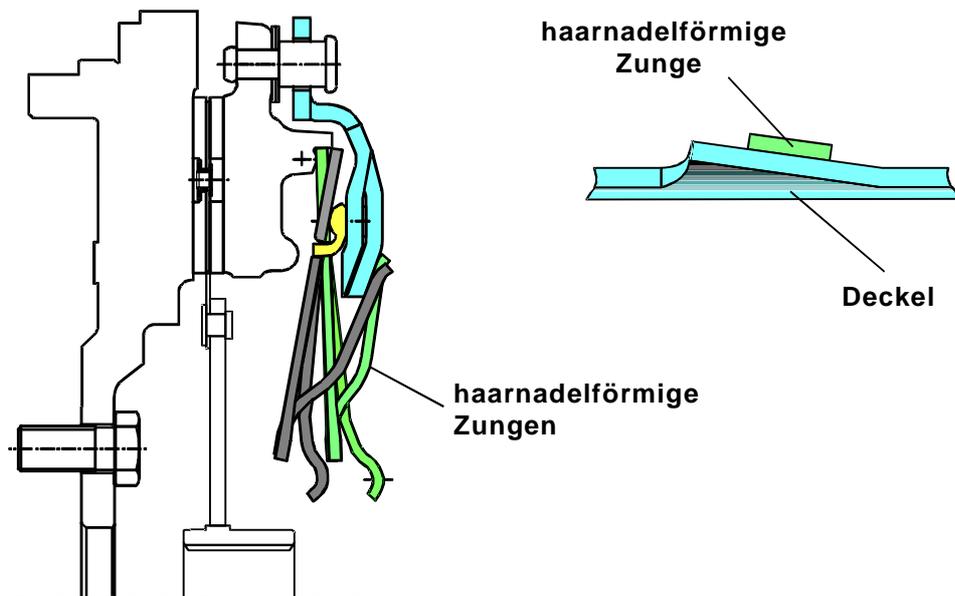


Bild 16: Gleitbewegung der haarnadelförmigen Sensorzungen auf den Deckelrampen

Da bei diesem Prinzip die Tellerfeder sich bei Verschleiß relativ zum Deckel verdreht, können die Druckfedern entfallen, welche bei der SAC am Verstellring eine Vortriebskraft erzeugen. Der Verstellring muß hierzu verdrehfest mit der Tellerfeder verbunden werden.

Gegenüber einer herkömmlichen Kupplung kommt bei der SAC II neben der komplizierten Tellerfeder lediglich ein Rampenring hinzu. Dafür entfallen die Tellerfederhaltebolzen und die Kippringe.

Drehzahlschwankungen im Antriebsstrang und insbesondere die Ungleichförmigkeit des Motors erzeugen wechselnde Momente an der Tellerfeder, die bei der SAC II zu ungewolltem Verstellen führen können. Deshalb ist die SAC II in erster Linie für kleine Kupplungen geeignet, bei denen das Massenträgheitsmoment der Tellerfeder klein gehalten werden kann.

## Zusammenfassung

Die verschleißnachstellende Kupplung SAC hat sich bei vielen drehmomentstarken Motoren in der Kupplungsgröße 200 – 300 mm durchgesetzt. Neben der Beschreibung der Grundfunktion galt es, vor allem das Weiterentwicklungspotential der SAC aufzuzeigen.

Die Entwicklungsziele sind zum einen die weitere Absenkung der Betätigungskraft bzw. die Optimierung des Betätigungskraftverlaufs und zum anderen die Reduzierung der Kosten.

Möglichkeiten und Vorteile der verschiedenen Entwicklungen sind:

SAC mit Zusatzfeder

- Günstigerer Betätigungskraftverlauf

SAC mit ansteigender Sensorkraft

- Niedrigere Betätigungskraft
- Günstigerer Betätigungskraftverlauf

SAC mit Sensorkraft aus Blattfedern

- Geringere Kosten

SAC mit Sensorkraft aus Haupttellerfeder

- Geringere Kosten

Die SAC hat noch ein hohes Weiterentwicklungspotential und wird mit ihren Vorteilen auch in der unteren Fahrzeugklasse zum Einsatz kommen.

## Literatur:

- [1] Offenlegungsschrift DE 195 10 905
- [2] US-Patent 54 50 943
- [3] SAE Presentation 1992 „LuK Self-Adjusting Clutch“
- [4] LuK-Kolloquium 1994
- [5] Albers, A.:  
Selbsteinstellende Kupplung (SAC) und Zweimassenschwungrad (ZMS) zur  
Verbesserung des Antriebsstrangkomforts, VDI-Berichte 1175, S. 153 – 168
- [6] Offenlegungsschrift DE 43 22 677
- [7] Offenlegungsschrift DE 43 06 505
- [8] Offenlegungsschrift DE 44 18 026
- [9] de Briel, SAE 960981:  
Self-Adjusting Technology in a Clutch
- [10] Offenlegungsschrift DE 42 39 289
- [11] VDI-Band Nr. 1323, März 1997: Selbsteinstellende Kupplungen für Kraftfahrzeuge

# Rupfen - Ursachen und Abhilfen

o. Prof. Dr.-Ing. **Albert Albers**

Dipl.-Ing. **Daniel Herbst**

## Definition Rupfen

Unter Rupfen sollen per definitionem Schwingungen verstanden werden, die während der Schlupfphase der Kupplung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs auftreten und im Bereich der Kupplung erzeugt werden. Diese Begriffsbestimmung ist bewußt allgemein gehalten, sie macht keine Aussagen über die Ursachen der Schwingungen. Sie wird auch von anderen Autoren so verwendet [1].

Der Antriebsstrang kann auch bei **geschlossener Kupplung** in einem ähnlichen Frequenzbereich wie beim tatsächlichen Rupfen schwingen. Dieses „Pseudo-Rupfen“ wird z. B. durch extrem niedertouriges Fahren, defekte Motorlager oder schlagartiges Einkuppeln hervorgerufen und häufig mit dem eigentlichen Rupfen verwechselt.

## Entstehung und Erscheinungsform des Rupfens

Rupfen entsteht, wenn bei einer schlupfenden Kupplung periodische Wechseldrehmomente erzeugt werden, die im Eigenfrequenzbereich des durch die Kupplung dynamisch getrennten Antriebsstrangs liegen. Die erste Eigenfrequenz von PKW-Antriebssträngen liegt unter diesen Bedingungen zwischen 8 und 12 Hz und damit bei einer Motordrehzahl von ca. 480 bis 720 U/min (bei einer Anregung 1. Ordnung).

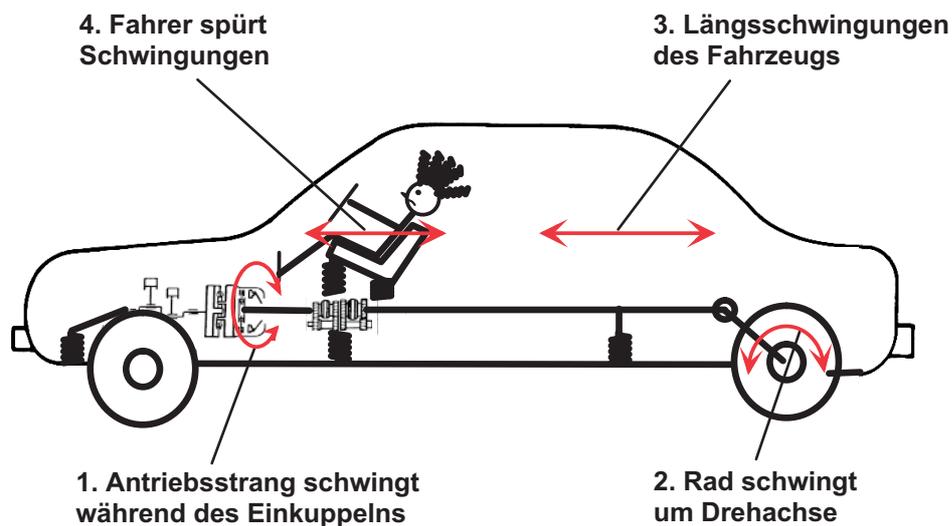


Bild 1: Entstehung und Erscheinungsform des Ruppens

Die Antriebsräder wandeln die Drehschwingungen des Antriebsstrangs in eine Längsschwingung des Fahrzeugs. Das Ruppen äußert sich dann als Schwingung in Längsrichtung des Fahrzeugs und wird über die Bedienelemente und den Sitz auf den Fahrer übertragen. Dieser empfindet unangenehme Vibrationen und Schwingungen (s. Bild 1), die auch noch mit Geräuschen verbunden sein können.

Im Resonanzbereich reichen schon kleinste Erregungsamplituden aus, um starke Schwingungen des Antriebsstrangs zu erzeugen. So können z. B. bei bestimmten Antriebssträngen mit einem maximal übertragbaren Moment der Kupplung von 500 Nm schon Amplituden von 1 Nm, also 0,2 % (!), Schwingungen anregen und deutlich spürbares Ruppen erzeugen.

### Physikalischer Hintergrund der Rupperschwingungsarten

Es gibt zwei unterschiedliche Arten Rupperschwingungen:

- **Selbsterregtes** Ruppen (Reibschwingungen) und
- zwangserregtes Ruppen

Ursache des **selbsterregten Ruffens** ist eine Änderung des Reibwertes in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit. Bild 2 stellt ein Ersatzmodell hierfür dar: Ein Körper wird von seiner Gewichtskraft auf das Band gedrückt. Dadurch entsteht zwischen Körper und Band Reibung. Wird das Band in Bewegung gesetzt, nimmt es den Körper aufgrund der Haftreibung mit und lenkt die Feder aus. Ab einer bestimmten Federauslenkung bleibt der Körper stehen, weil die Federkraft der Haftreibung entspricht. Zwischen Körper und dem laufenden Band tritt eine Relativbewegung auf. Ist nun der Gleitreibwert des Kontaktes niedriger als der Haftreibwert, sinkt plötzlich die Reibkraft und die Feder zieht den Körper solange über das Band zurück, bis wieder Haften auftritt und der Körper erneut nach vorne gezogen wird. Der Vorgang beginnt von vorne - der Körper schwingt.

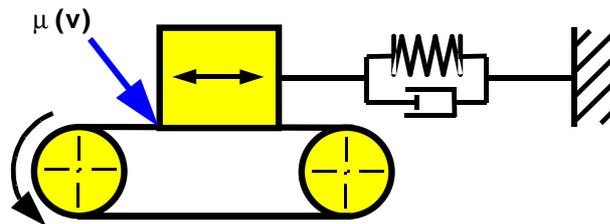


Bild 2: Ersatzmodell für selbsterregte Schwingung

Eine Schwingung kann demnach nur auftreten, wenn der Gleitreibwert niedriger ist als der Haftreibwert bzw. der Gleitreibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit abfällt, weil sich sonst ein stationärer Gleichgewichtszustand ausbildet. Nimmt der Gleitreibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ab, so wirkt der Reibkontakt zusätzlich anregend, da die Reibkraft - die der Federkraft entgegenwirkt - beim Einsetzen des Gleitens absinkt und der Körper durch die Federkraft stärker beschleunigt wird.

Die charakteristische Größe stellt in diesem Fall der Reibwertgradient dar. Er ist definiert als die Steigung des Reibwerts über der Gleitgeschwindigkeit:

$$\mu' = \frac{d\mu}{d\Delta v}$$

Es sind drei Fälle möglich (s. Bild 3):

1. Der **Reibwert fällt** mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit: Dem System wird beim Ankuppeln Energie zugeführt, d. h. es wird angeregt. Dieser Fall wurde diskutiert.
2. Der **Reibwert ist unabhängig** von der Gleitgeschwindigkeit: Der Reibkontakt verhält sich neutral, der Körper nimmt sofort einen stationären Gleichgewichtszustand ein
3. Der **Reibwert steigt** mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit: Der Reibkontakt dämpft, weil beim Zurückschwingen die Gleitgeschwindigkeit und damit die Reibkraft steigt, die den Körper bremst. Dadurch wird dem System Energie entzogen (bei  $\mu_H > \mu_G$ ). Auch hier nimmt der Körper einen stationären Gleichgewichtszustand ein.

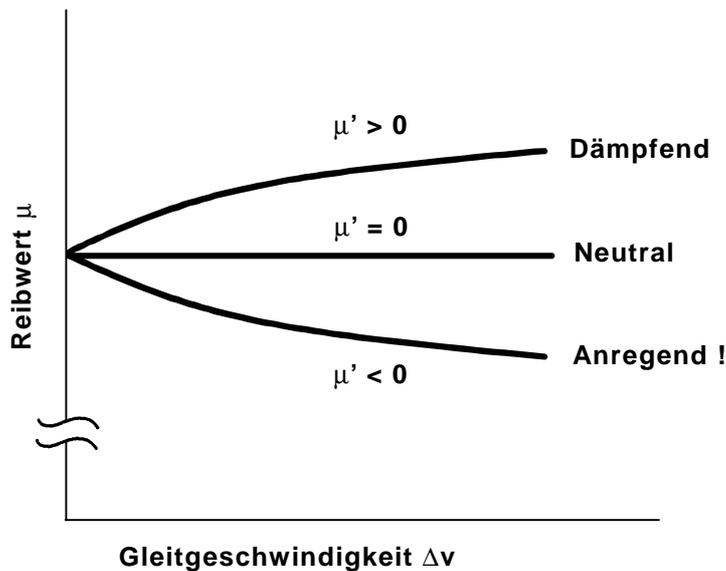


Bild 3: Prinzipielle Reibwertverläufe

**Zwangerregtes Rupfen** ist die Folge einer äußeren Erregerquelle mit periodischer Anregung. Auch hier kann das Bandmodell zum Verständnis des Anregungsmechanismus dienen (s. Bild 4). Auf den im Bild dargestellten Körper wirkt eine sich periodisch ändernde Normalkraft. Durch die sich damit ändernde Reibkraft zwischen Körper und Band ändert sich auch die momentane Federkraft und damit die Gleichgewichtslage des Körpers auf dem Band. Der Körper schwingt auf dem Band mit der Erregerfrequenz. Ist diese gleich der Eigenfrequenz des Körper-Feder-Systems, kommt es zur Resonanzüberhöhung und damit zu großen

Schwingungsamplituden des Körpers. Das zwangserregte Rumpfen kann natürlich auch bei neutralem Reibwertverhalten auftreten, da es durch eine äußere Kraftmodulation angeregt wird. Die dämpfende Wirkung des mit der Gleitgeschwindigkeit steigenden Reibwertes ist natürlich wieder gegeben, da sie einer Vergrößerung der Schwingungsamplituden in Resonanznähe entgegenwirkt.

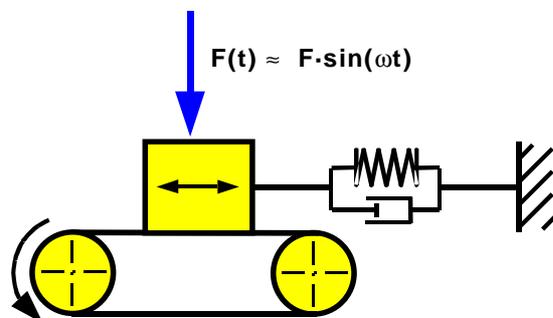


Bild 4: Ersatzmodell für erzwungene Schwingung

## Rupfen im Fahrzeug

### Messung und Bewertung des Rumpfens

Die Erfassung von Rumpferscheinungen in Fahrzeugen kann durch Messung und subjektive Beurteilung erfolgen.

Bei der objektiven Messung nimmt ein Beschleunigungssensor in der Nähe des Fahrers (z. B. an der Sitzschiene) die Längsschwingungen des Fahrzeugs auf. Zugleich erfolgt sinnvollerweise eine Drehzahlmessung von Getriebeeingang und Motor. Bild 5 zeigt Messungen der Längsbeschleunigung des Fahrzeugs (oberes Diagramm) sowie von Motor- und Getriebedrehzahl (unteres Diagramm). Der Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, daß die Messung unabhängig vom Empfinden des Fahrers ist.

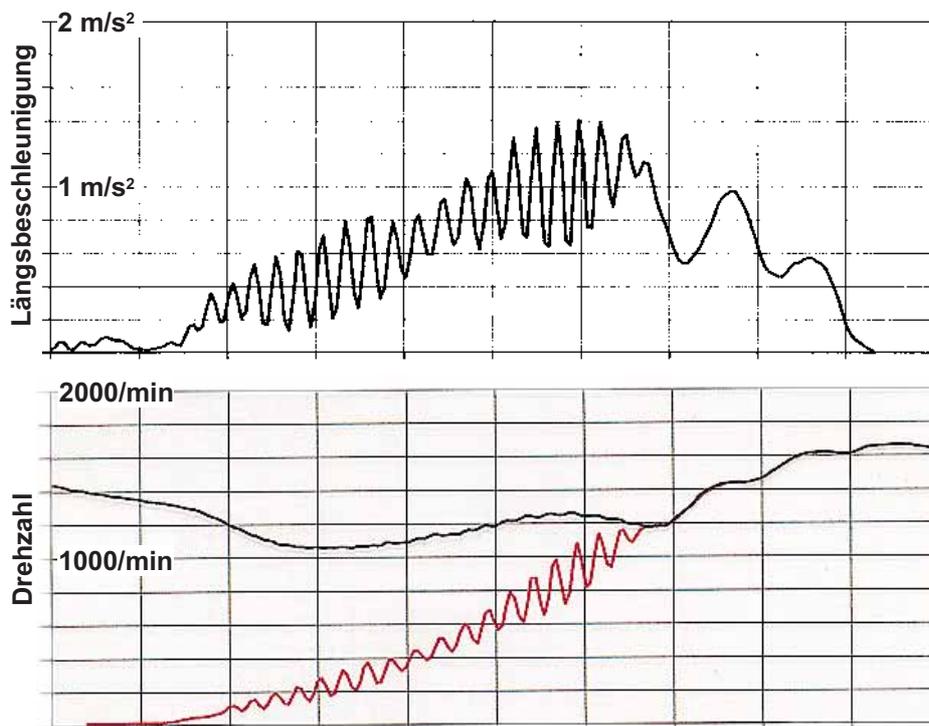


Bild 5: Längsbeschleunigung Fahrzeug (oben), Motor- und Getriebedrehzahl (unten)

Unabdingbar ist aber die subjektive Bewertung des Ruffens durch einen erfahrenen Fahrer mit einem Benotungssystem. Der Fahrer vergibt z. B. für das Fahrzeug die Noten 1 bis 10, wobei die Note 10 einem absolut rupffreien Fahrzeug entspricht. Die subjektive Bewertung hat den Vorteil, daß sich das Empfinden der Schwingung und der Geräusche auf den Fahrer widerspiegelt. Nur dieses subjektive Empfinden ist kundenrelevant. Aufgrund allgemein gestiegener Komfortansprüche und den großen Verbesserungen auf dem gesamten Gebiet des Fahrzeuggeräusch- und Schwingungsverhaltens (NVH) in den letzten Jahren wird die Beurteilung des Ruffens immer kritischer. Die Bewertungsskala hat sich verschoben. Bei der subjektiven Beurteilung muß natürlich die begrenzte Trennschärfe und die Abhängigkeit vom individuellen Beurteiler berücksichtigt werden. Aussagen müssen daher bei grundlegenden Untersuchungen statistisch abgesichert werden. Eine Korrelation von Beschleunigungsmessungen und subjektiver Beurteilung ist näherungsweise möglich. Die **fahrzeug-unabhängige**, objektiv vergleichbare Messung von Rupfschwingungen mit tatsächlicher Korrelation zum subjektiven Empfinden ist aber bisher noch nicht vollständig gelöst.

## Modellbildung

Der Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen kann durch eine Drehschwingerkette bestehend aus Drehmassen und Kopplungen (Federn, Dämpfer und Reibkontakte) dargestellt werden. Daraus läßt sich ein Ersatzmodell aus sechs Drehmassen erstellen, das für die Simulation geeignet ist (s. Bild 6).

Die wesentlichen Einflußgrößen sind:

- Motor (Kurbelwellenaxialschwingungen)
- Kupplung mit Betätigung
- Dämpfung im Antriebsstrang
- sämtliche Übertragungselemente zwischen Antriebsstrang und Fahrzeug (Reifen, Radaufhängungen, ...)
- Fahrzeugaufbau (als träge Masse)
- Übertragung vom Fahrzeug auf den Fahrer (Sitz, ...)

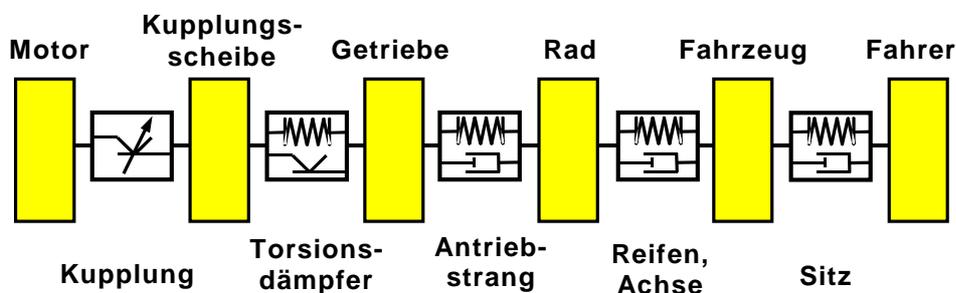


Bild 6: Sechs-Massenmodell

Die in den folgenden Abschnitten dargestellten Simulationen wurden mit dem von LuK entwickelten Programm „TORS“ durchgeführt [3]. Bei ihm werden Drehmassen mit Koppellementen wie Federn, Dämpfungen und Coulomb'sche Reibung miteinander verbunden. Die Simulationsmodelle geben die das Rumpfen auslösenden Erregungsmechanismen im Bereich der Kupplung wider, und bilden die Federungs- und Dämpfungseigenschaften sowie die Eigenfrequenzen des Antriebsstrangs ab. Das erlaubt detaillierte Parametervariationen von Kupplung und Antriebsstrang. Gezielt lassen sich einzelne Parameter ohne störende Zusatzeinflüsse modulieren. Die gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Meßergebnissen zeigen z. B. Bild 9 und Bild 10.

## Selbsterregtes Rupfen (Belagrupfen)

Wie erläutert, treten selbsterregte Schwingungen auf, wenn beim Einkuppeln während der Rutschphase mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit im Reibkontakt der Reibwert abnimmt, der Reibwertgradient also negativ ist.

Die Reibwertgradienten heute üblicher Beläge liegen zwischen  $\mu' = 0$  s/m und  $\mu' = -0,015$  s/m. Das Bild 7 zeigt reale Reibwertverläufe von Kuppelungsbelägen. Es wird deutlich, daß die hier diskutierten und relevanten Reibwertgradienten sehr niedrig sind und keineswegs mit den oft in Prinzipdarstellungen (s. Bild 3) verwendeten Übersteigerungen bewertet werden dürfen.

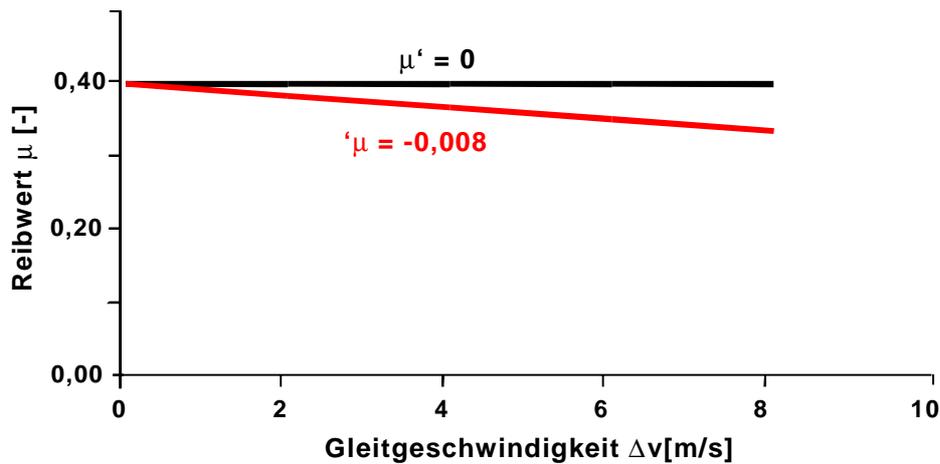


Bild 7: Reibwertverläufe

Bei einigen neuentwickelten Belägen werden auch schon positive Gradienten erreicht. In der Praxis haben aber auch die als rupfunempfindlich geltenden Beläge bei bestimmten Betriebszuständen einen fallenden Reibwert und damit ein Erregungspotential. Auf der anderen Seite gibt es keine dämpfungsfreien Antriebsstränge. Deshalb liegt immer eine gewisse Restdämpfung vor, so daß ein Belag mit nur leicht fallendem Reibwert zu einem insgesamt rupffreien Fahrzeug führen kann. Für die derzeit gebauten Fahrzeuge mit ihrer Antriebstrangdämpfung ist ein leicht negativer Reibwertgradient von  $\mu' = -0,002$  s/m unkritisch. Steigt der Reibwert im relevanten Gleitgeschwindigkeitsbereich stark an, tritt Dämpfung auf, die sogar das zwangsangeregte Rupfen beseitigen kann. Deshalb ist ein stark positiver Reibwertgradient anzustreben.

Aber selbst in solchen Fällen kann das Verhalten sofort wieder umkippen, wenn Öl, Fett oder Wasser in den Reibkontakt gelangt. Die Wirkung von Feuchtigkeit läßt sich folgendermaßen erklären: Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten wird mehr Wärme im Reibkontakt erzeugt. Es bilden sich Dampfblasen, die die Reibpartner aufschwimmen lassen. Dadurch wird der Reibwert vermindert. Die früher verwendete Rostschutzimprägnierung mit Natriumnitrit verhindert zwar das Festrostern, ist aber hygroskopisch. Besonders nach längerem Stillstand bei feuchter Witterung kann dann teilweise starkes Rupfen auftreten, da das gebundene Kristallwasser plötzlich frei wird. Nach einigen Anfahrten - nach Verdampfen des Wassers - verschwindet das Rupfen wieder. Da das Natriumnitrit nur an der Oberfläche aufgebracht wird, tritt dieser Effekt bei länger gelaufenen Belägen nicht mehr auf. Es ist zu vermuten, daß bei Verunreinigungen mit Öl oder Fett ein ähnlicher Wirkmechanismus auftritt wie bei Wasser.

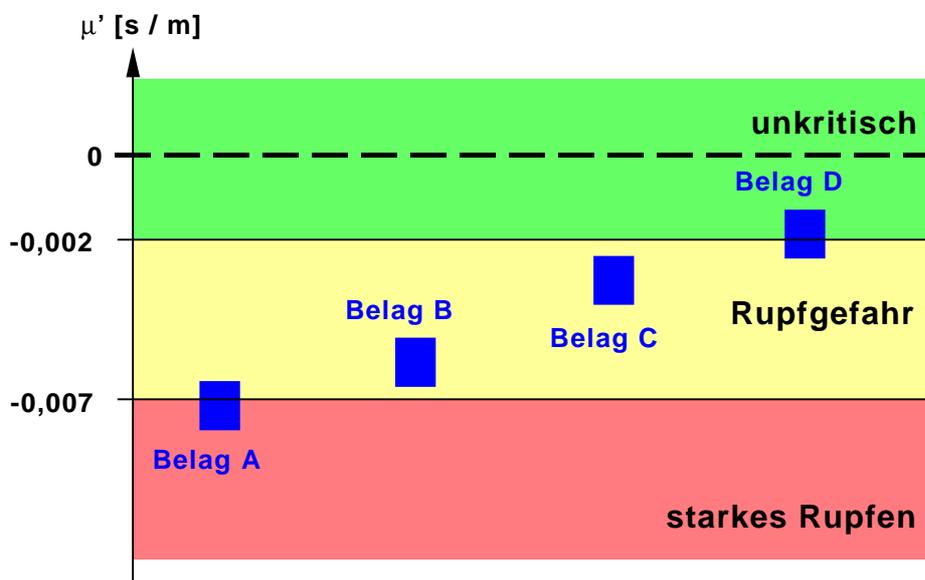


Bild 8: Reibwertgradienten für verschiedene Beläge

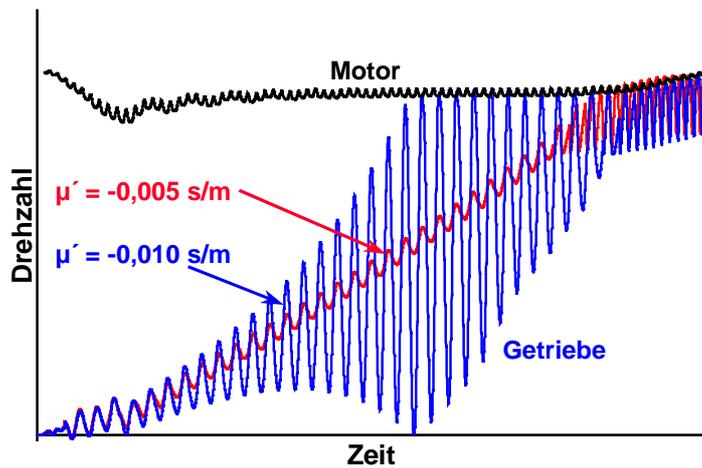


Bild 9: Belagrupfen (Simulation)

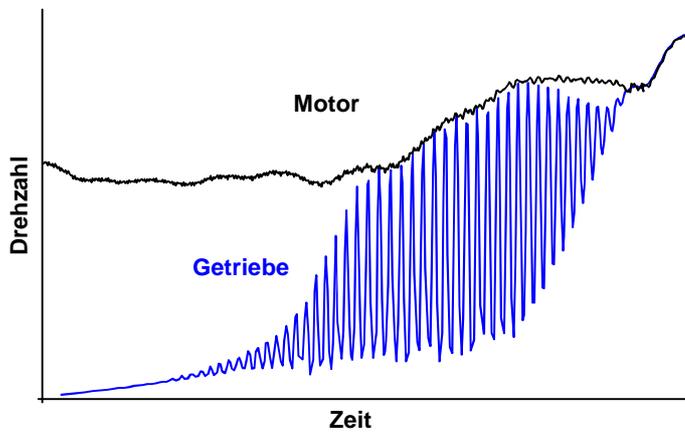


Bild 10: Belagrupfen (Meßergebnis)

Bild 9 zeigt die simulierten Drehschwingungen am Getriebeeingang bei Reibwerten von  $\mu' = -0,010 \text{ s/m}$  und bei  $\mu' = -0,005 \text{ s/m}$ . Beim stärker fallenden Reibwert ist zu erkennen, daß die Amplitude sich immer weiter aufschaukelt, bis sie durch die Motordrehzahl begrenzt wird. Beim Reibwertgradienten von  $\mu' = -0,005 \text{ s/m}$  halten sich Antriebstrangdämpfung und Belaganregung annähernd im Gleichwicht. Zum Vergleich ist auf Bild 10 das nahezu gleiche Meßergebnis einer reibwertinduzierten Rupfschwingung dargestellt.

## Zwangserregtes Rupfen

Bauteilabweichungen und Kurbelwellenaxialschwingungen führen zu periodischen Anpreßkraftschwankungen und damit zu periodischen Momentenschwankungen. Die Folge sind erzwungene Schwingungen.

Um eine Zwangsanregung zu erzeugen, müssen mindestens zwei Abweichungen auftreten.

An einem einfachen Modell (s. Bild 11) soll dies erläutert werden. Eine Bauteilabweichung - hier als Erhebung der Anpreßplatte dargestellt -, die mit der Antriebsdrehzahl  $n_1$  umläuft und auf der abtriebsseitigen Kupplungsscheibe mit einer Relativedrehzahl gleitet (s. „oben“, „unten“ in Bild 11), führt noch zu keiner Anpreßkraftschwankung. Kommt noch eine zweite Abweichung dazu - als Winkelversatz dargestellt -, schwankt die Anpreßkraft während der Rutschphase je nach Stellung der Anpreßplatte relativ zur abtriebsseitigen Kupplungsscheibe. Die Abtriebsdrehzahl  $n_2$  wird dadurch ungleichförmig.

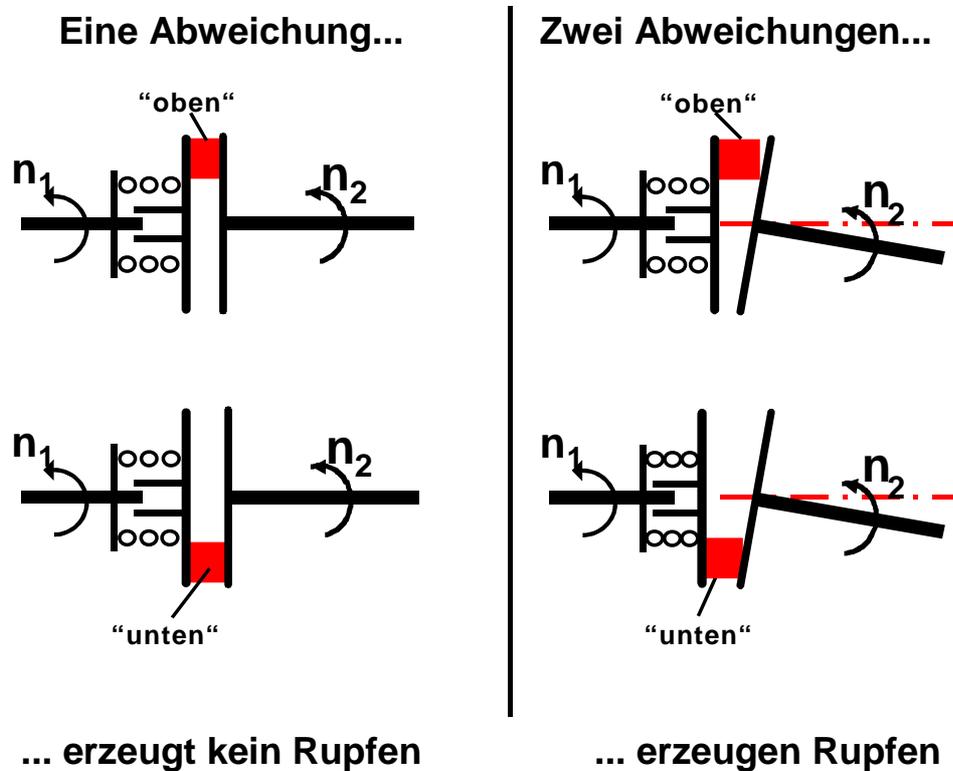


Bild 11: Modellbetrachtung für zwangserregtes Rupfen

Je nach Kombination der verschiedenen geometrischen Störungen können

- absolut- (motor-) drehzahlabhängiges
- differenzdrehzahlabhängiges und
- getriebedrehzahlabhängiges

Rupfen erzeugt werden.

Das **motordrehzahlabhängige Rupfen** wird z. B. verursacht durch Kurbelwellenaxialschwingungen oder Schrägstellung der Tellerfeder **und** schiefes Ausrücken der Kupplung über das Ausrücksystem (s. Bild 12). Die Frequenz der Zwangserregung ergibt sich dabei aus der absoluten Motordrehzahl.

Ein Ausrücklagerweg von  $\Delta s = 0,01$  mm führt bei einem maximal übertragbaren Moment der Kupplung von  $M_{\max} = 500$  Nm zu einer Momentenänderung von ca. 1 Nm (s. Bild 13). Eine Schwankung des Anpreßplattenweges wirkt sich noch stärker aus (s. Bild 14). Die Rupfanregung steigt bei gleicher geometrischer Störung mit dem übertragbaren Moment. Stärker motorisierte Fahrzeuge sind also prinzipiell stärker durch Rupfen gefährdet.

Das motordrehzahlabhängige Rupfen kann während des gesamten Anfahrvorgangs auftreten (s. Bild 15).

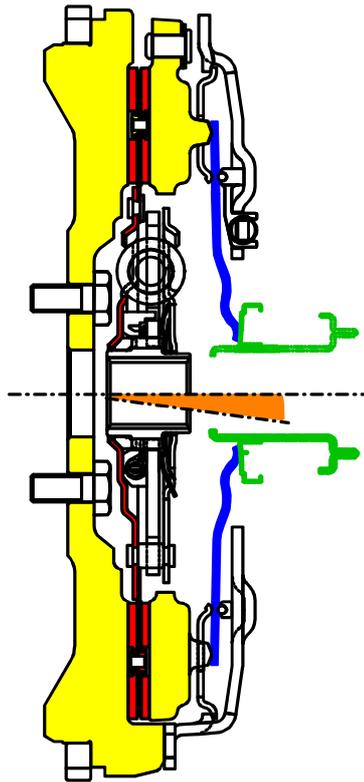


Bild 12: Geometrische Störungen im Kupplungssystem mit Betätigung:

- Axialschwingungen der Anpreßplatte (gelb);
- periodische Zungenbewegung der Tellerfeder (blau);
- Abstützung am Ausrücklager (grün);
- Parallelitätsabweichungen zwischen Schwungrad und Anpreßplatte (gelb);
- Schiefabhub der Kupplungsscheibe (rot); Lageabweichungen der Drehachsen

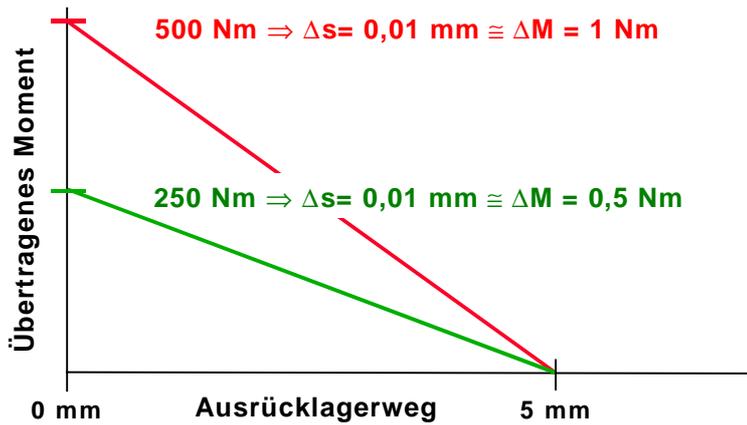


Bild 13: Abhängigkeit Kupplungsmoment / Ausrücklagerweg

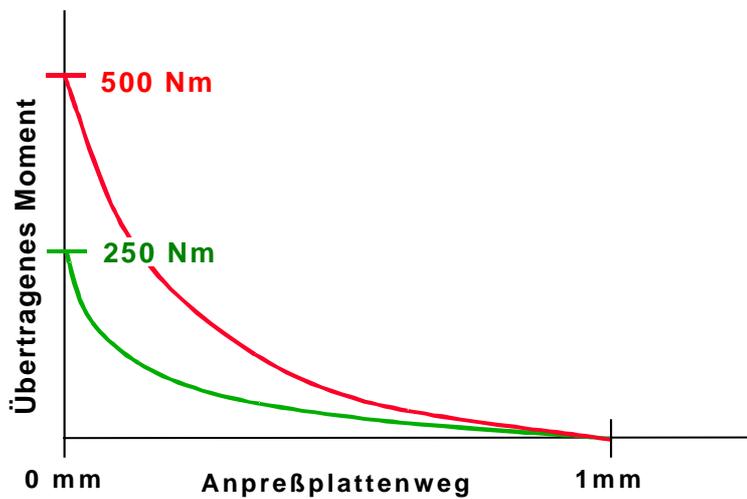


Bild 14: Abhängigkeit Kupplungsmoment / Anpreßplattenweg

Das **differenzdrehzahlabhängige Rumpfen** wird durch Parallelitätsabweichungen an der Kupplungsdruckplatte, Abweichungen an der Kupplungsscheibe und Winkelversatz zwischen Kurbelwelle und Getriebeingangswelle hervorgerufen (s. Bild 12). Es führt während des Einkuppelns nur solange zum Rumpfen, wie die Drehzahldifferenz zwischen Kupplungsscheibe und Anpreßplatte im Resonanzbereich liegt (s. Bild 16).

Das **getriebedrehzahlabhängige Rupfen** tritt nur in Kombination motor- und differenzdrehzahlabhängiger Abweichungen auf. Es stellt von allen drei zwangsangeregten Rupfformen die harmloseste dar, da der Resonanzbereich erst bei sehr kleiner Drehzahldifferenz - kurz bevor die Kupplung schließt - durchfahren wird (s. Bild 17).

Die Abweichungen bewegen sich normalerweise innerhalb der z. T. sehr eng festgelegten Toleranzbereiche in einer statistischen Verteilung und beeinflussen sich gegenseitig.

Das zwangsangeregte Rupfen ist daher vor allem als statistisches Problem zu sehen, wie zwei prinzipiell mögliche Extremfälle verdeutlichen sollen:

- Sämtliche Bauteile weichen nur geringfügig vom Idealwert ab. Die Wirkungen der Abweichungen summieren sich aber zufällig und erzeugen damit starkes Rupfen.
- Einige Abweichungen liegen an der Toleranzgrenze. Die Wirkungen heben sich aber zufällig gegenseitig auf, es tritt kein Rupfen auf.

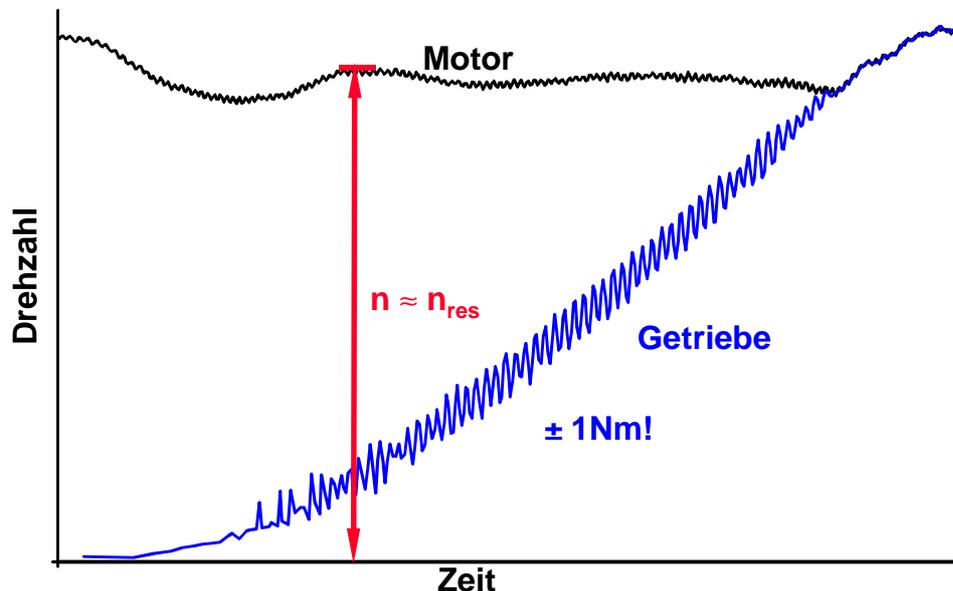


Bild 15: Motordrehzahlabhängiges Rupfen (Meßergebnis)

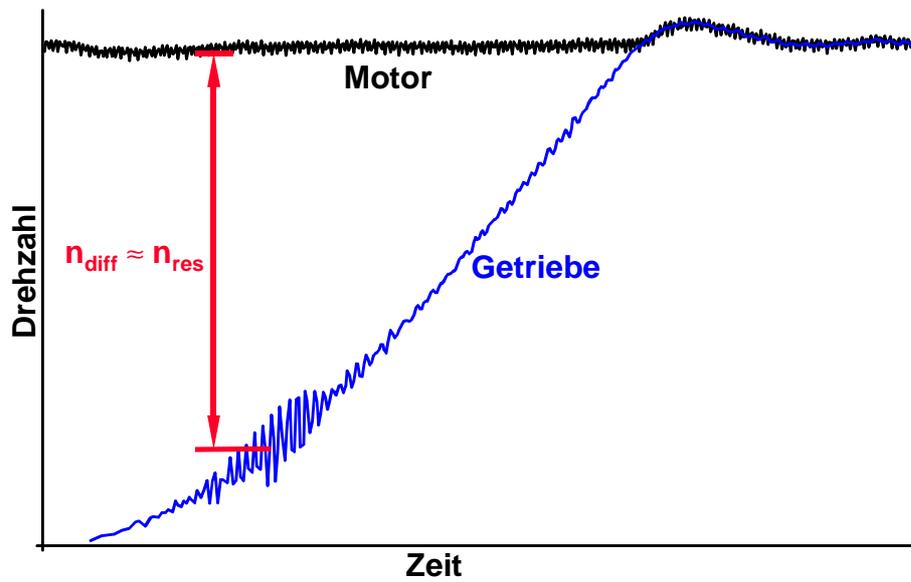


Bild 16: Differenzdrehzahlabhängiges Rupfen (Meßergebnis)

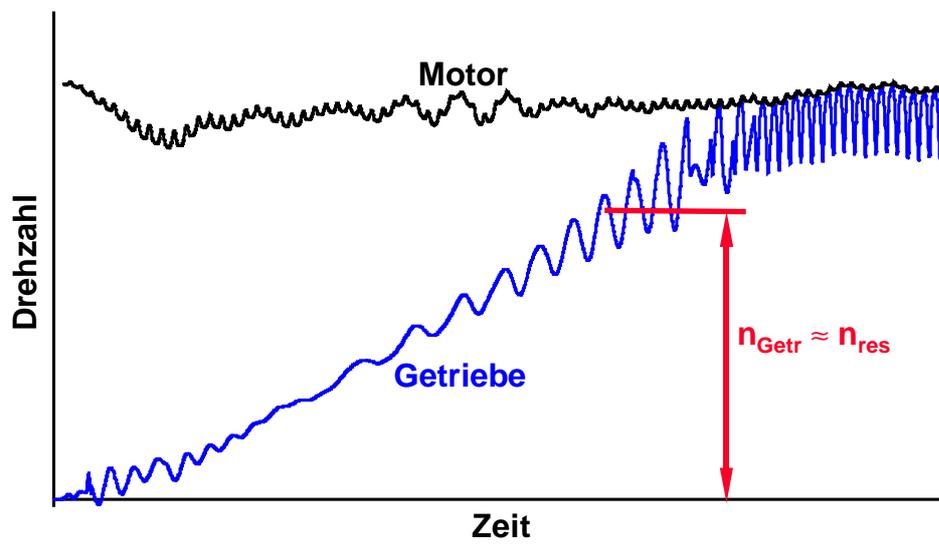


Bild 17: Getriebedrehzahlabhängiges Rupfen (Simulation)

## Einfluß der Antriebsstrangdämpfung

Eine hohe Dämpfung im Antriebsstrang reduziert die Ruffamplituden beim zwangserregten Ruffen. Im Fall des Belagruffens kann eine hohe Antriebsstrangdämpfung das Ruffen nahezu vollständig beseitigen (s. Bild 18), wenn der Dämpfungswert die Anregung aus dem Belag überwiegt. Die Antriebsstrangdämpfung liegt bei heutigen Fahrzeugen zwischen 0,05 und 0,10 Nms. Sie basiert aber wesentlich auf Reibung (Getriebe, Lager, Dichtungen, ...) im gesamten Antriebsstrang. Dadurch sind aber auch die Reibungsverluste höher. Da tendenziell im Kraftfahrzeugbau der Wirkungsgrad steigen und der Kraftstoffverbrauch sinken soll, nimmt die Dämpfung im Antriebsstrang immer weiter ab und die Ruffempfindlichkeit zu. Als Beispiel zeigt Bild 19 die Ruffnoten zweier Oberklassefahrzeuge gleichen Typs, aber verschiedener Modelljahre, bei denen die **Ruffanregung des Systems gleich war**. Die deutliche Verschlechterung der Ruffbenotung und der gemessenen Längsschwingung bei gleicher Ruffanregung zeigt die gestiegene Ruffempfindlichkeit.

Dieser Zusammenhang ist bei der Lastenheftdefinition für neue Fahrzeugmodelle zu berücksichtigen. Insbesondere muß durch frühzeitige Gesamtbetrachtung des Fahrzeugs und seines Antriebsstrangs die beste Lösung gefunden werden, da eine alleinige Optimierung der Kupplung nicht zu einem technisch und wirtschaftlich vertretbaren Ergebnis führt.

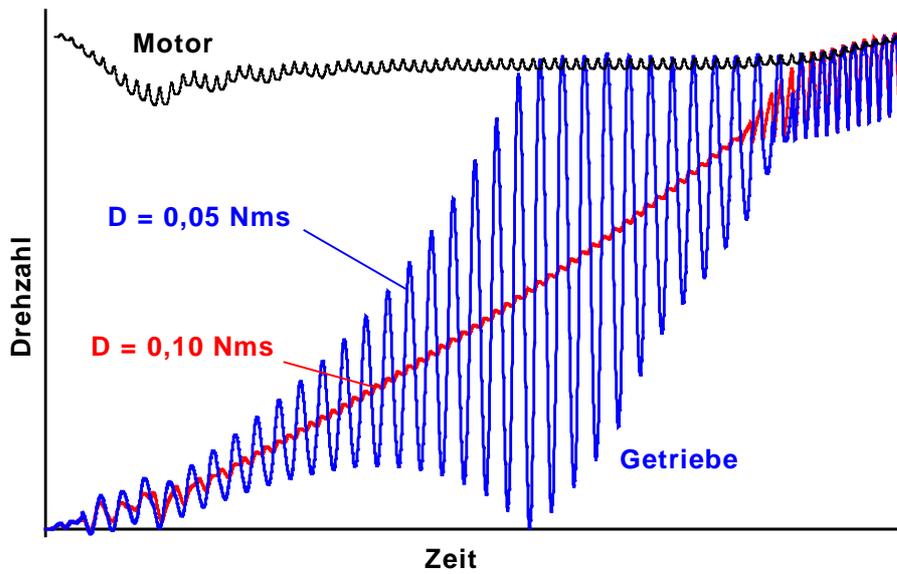


Bild 18: Auswirkungen unterschiedlicher Antriebsstrangdämpfung am Beispiel des Belagrupfens mit  $\mu' = -0,010 \text{ s/m}$  (Simulation)

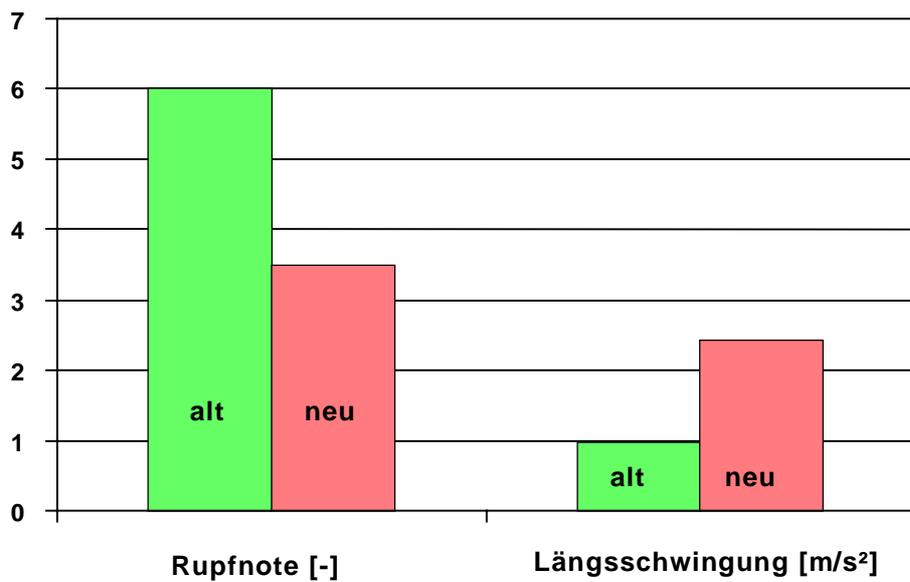


Bild 19: Vergleich altes und neues Modell gleichen Typs

## Übertragung der Schwingungen auf die Karosserie

Die Schwingungen des Antriebsstrangs übertragen sich auf den Fahrzeugaufbau. Übertragungselemente sind in Reihenfolge des Kraftflusses (s. Bild 20):

- Motorlager
- Getriebelager
- Kardanwellenlager
- Reifen
- Achsaufhängungen

In mehreren Messungen wurde das Übertragungsverhalten zwischen Antriebsstrang und Aufbau verschiedener Fahrzeuge ermittelt. Offensichtlich ist die Übertragungsfunktion vom Fahrzeuggewicht abhängig. Außerdem wird sie von den o. g. Elementen beeinflusst, die üblicherweise alle aus Gummiwerkstoffen bestehen. Dadurch ist die Übertragungsfunktion nichtlinear.

Defekte Lager (vor allem Motor- und Kardanwellenlager) verstärken die Rumpfeigung wesentlich.

Beim Reifen (s. Bild 21) kommt als weitere wichtige Größe noch der Fahrbahnkontakt im Latsch (Reifenaufstandsfläche) hinzu. Dieser wurde bisher für die Torsions- und Längsschwingungsdynamik des Antriebsstrangs oft nicht ausreichend berücksichtigt. Hier liegt noch Forschungspotential für die nähere Zukunft. Forschungsarbeiten des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau beschäftigen sich mit dieser Problematik.

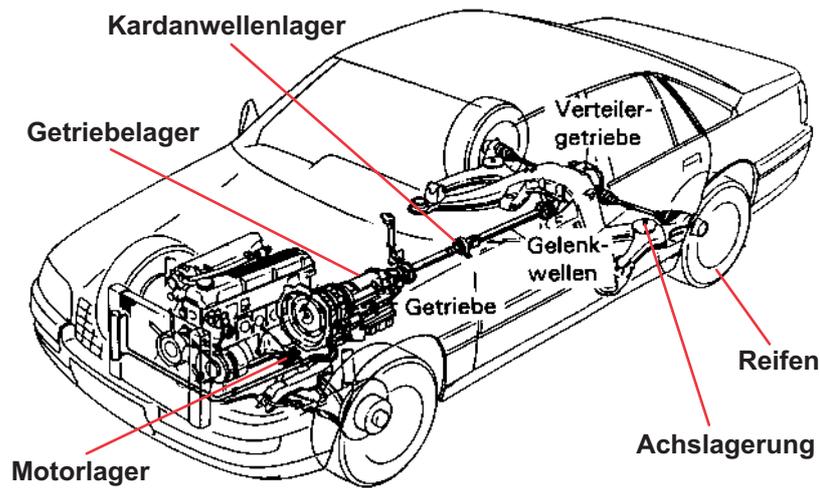


Bild 20: Übertragungselemente zwischen Antriebsstrang und Fahrzeugaufbau

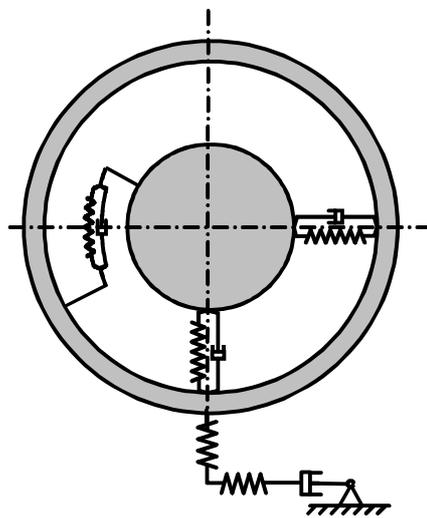


Bild 21: Übertragungen am Reifen

Schließlich sollte noch erwähnt werden, daß auch die Fahrzeugsitze einen großen Einfluß durch mehr oder weniger stark dämpfende Eigenschaften haben und damit das subjektive Empfinden beeinflussen.

Die vollständige Erfassung des Ruffens und seiner Auswirkungen auf den Fahrer kann nur durch weitere Verbesserung der Simulationsmodelle und durch Betrachtung der Übertragungsfunktion „Mensch“ gelingen.

## **Gegenmaßnahmen und ihre Grenzen**

### **Reibwert**

Ein Reibbelag mit steigendem Reibwertverlauf über der Gleitgeschwindigkeit hat dämpfende Eigenschaften. Serienmäßig hergestellte Reibbeläge weisen aber kein derartiges Verhalten über den gesamten Temperaturbereich auf.

Hat der Reibwertgradient im relevanten Gleitgeschwindigkeitsbereich einen ausgeprägt steigenden positiven Verlauf, läßt sich Rupfen vollkommen vermeiden. Wenn es gelingt, einen solchen Reibbelag zu entwickeln, könnten damit auch die zwangserregten Schwingungen reduziert werden. Es würde kein spürbares Rupfen mehr auftreten.

Die Entwicklung von trockenlaufenden Reibbelägen mit begrenzt positiven Reibwertgradienten sollte daher forciert werden. Dafür ist ein genaueres physikalisches und chemisches Verständnis der Reibpaarung in der Kupplung notwendig.

### **Weitere Einengung der Fertigungstoleranzen**

Mit einer weiteren Einengung der Fertigungstoleranzen lassen sich nur die durch geometrische Bauteilabweichungen angeregten Schwingungen senken. Diese Methode verteuert den Fertigungsprozeß, weil eine Vielzahl von Toleranzen, die Einfluß auf das Rupfen haben, extrem verringert werden müssen, um zum gewünschten Ergebnis zu führen. Dabei kann diese Maßnahme das Rupfen nur mildern, aber nicht verhindern, sofern ein Belag mit rupfempfindlicher Qualität verwendet wird, weil damit nur das zwangserregte Rupfen reduziert wird.

Bei heutigen Kupplungen beträgt normalerweise die Geradheit in Umfangsrichtung für die Lauffläche der Anpreßplatte 0,1 mm. Eine Reduzierung dieses Wertes bedeutet einen erheblichen zusätzlichen Fertigungsaufwand, z. B. durch Schleifen der Oberflächen.

### **Weichere Belagfederung**

Eine weichere Kennlinie der Belagfederung in der Kupplungsscheibe führt bei geometrischen Abweichungen der Kontaktpartner zu einer geringeren Variation der Anpreßkraft und damit des übertragenen Drehmomentes (s. Bild 22). Es ist also möglich, für gegebene Geometrieabweichungen die dadurch erzeugte Rupfanregung zu verringern. Die weichere Kennlinie kann mit Rücksicht auf die geometrischen Verhältnisse und die letztendlich

aufzunehmende Anpreßkraft nur in Teilbereichen realisiert werden. Die Auswirkungen auf das sonstige Systemverhalten der Kupplung muß berücksichtigt werden.

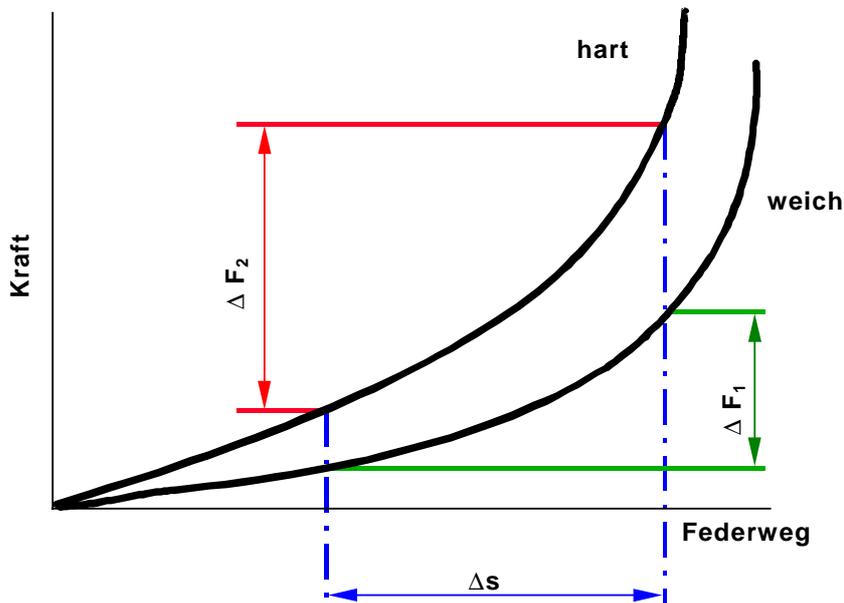


Bild 22: Kennlinien von Belagfedern

### Dämpfung im Antriebsstrang

Eine hohe Dämpfung im Antriebsstrang kann das Belagrupfen vollkommen beseitigen und das zwangserregte Rupfen mildern. Eine Dämpfungserhöhung durch z. B. höherviskose Getriebschmierstoffe wird aus Wirkungsgradgründen nicht realisiert.

Die Rupfeschwingungen treten nur während der Schlupfphase der Kupplung auf. Daher ist es überlegenswert, einen zuschaltbaren Schwingungsdämpfer zu integrieren. Vorstellbar wäre hier eine Wirbelstrombremse, die elektronisch gesteuert wird. Die Entwicklung wird jedoch durch die Lastenheftvorgabe (Bauraum, Gewicht, Kosten) erschwert.

## Konstruktive Maßnahmen

Weiterhin ist auch ein Drehschwingungstilger im Antriebsstrang denkbar.

Das elektromotorisch dämpfende Schwungrad kann keine Verbesserung des Rupfens erreichen, da es durch die schlupfende Kupplung dynamisch vom schwingenden Triebstrang getrennt ist.

## Montageseitige Maßnahmen

Montageseitig lässt sich das zwangserregte Rupfen **wirkungsvoll verringern**. Hier sind alle Maßnahmen von Bedeutung, die Eigen- spannungen und Verformungen toleranzbehafteter Bauteile reduzieren. Die kraftfreie Aufschraubung der Druckplatte kann - wie in mehreren konkreten Anwendungsfällen nachgewiesen - die geometrischen Störungen im montierten Kupplungssystem entscheidend verbessern.

## Zusammenfassung

Das Rupfen tritt nur während der Schlupfphase der Kupplung auf und wird in zwei verschiedene Arten unterteilt:

- das reibwertinduzierte selbsterregte Belagrupfen
- das zwangserregte Rupfen als Folge von Bauteilabweichungen und Axial-schwingungen

Die Bedeutung des Belagrupfens nimmt eher ab, weil die Beläge besser werden. Dafür tritt vermehrt zwangserregtes Rupfen auf, weil aus Wirkungsgradgründen die Antriebsstrangdämpfung moderner Kraftfahrzeuge immer weiter absinkt und deshalb immer kleinere Schwankungen des Drehmomentes im Bereich der Kupplung zu Rupfproblemen im Fahrzeug führen. Zusätzlich steigen im Mittel die Motorleistungen, wodurch die Kupplungen größere Momente übertragen müssen und damit die Drehmomentenschwankungen zunehmen. Letztlich wird durch die steigenden Komfortansprüche und die in den letzten Jahren erreichte deutliche Verbesserung des allgemeinen Geräusch- und Schwingungsverhaltens der Fahrzeuge auch ein sporadisch auftretendes geringfügiges Rupfen kundenrelevanter.

Die Rupfschwingungen werden nicht nur von der Kupplung und dem Betätigungssystem selbst beeinflusst, sondern auch vom Motor, dem Antriebsstrang, den Antriebsrädern, der Achsaufhängung und dem Fahrzeugaufbau. Alle Übertragungselemente beeinflussen die Rupfempfindlichkeit und müssen in die Betrachtung mit einbezogen werden.

Eine rupfunempfindliche Kupplung ohne zusätzliche, neue Bauteile oder Baugruppen läßt sich nach heutigem Kenntnisstand erreichen, wenn:

- der Belag einen steigenden Reibwertgradienten hat
- eine weiche Belagfederung eingebaut ist
- die Fertigungstoleranzen sinnvoll eingeengt werden und
- bei der Montage Eigenspannungen vermieden werden

Das Verständnis für Ursache, Übertragung und Wirkung von Rupf-schwingungen in Bezug auf das Gesamtsystem Kraftfahrzeug muß durch entsprechende Forschungsarbeiten noch weiter verbessert werden, um dadurch bereits bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge das Rupfen best-möglich zu vermeiden bzw. zu bekämpfen.

Abschließend ist festzustellen, daß das Rupfen **nicht** durch isolierte Maßnahmen an einem Teilsystem des Fahrzeugs - wie z. B. der Kupp-lung -, sondern nur durch eine Betrachtung und Abstimmung des Gesamt-systems Kraftfahrzeug nachhaltig und auf Dauer erfolgreich vermieden werden kann.

## Literatur

- [1] Winkelmann, S.; Harmuth, H.:  
Schaltbare Reibkupplungen, Konstruktionsbücher Band 34; 1985
- [2] Pfeiffer, F.:  
Das Phänomen der selbsterregten Schwingungen,  
VDI-Berichte Nr. 957 (1992), S. 1
- [3] Seebacher, R.; Fischer, R.:  
Triebstrangabstimmung mit Simulationsunterstützung,  
VDI-Berichte Nr. 1285 (1996), S. 395
- [4] Maucher, P.:  
Kupplungsrupfen, Möglichkeiten zur Vermeidung,  
4. LuK-Kolloquium 1990
- [5] Albers, A.:  
Elektronisches Kupplungsmanagement die mitdenkende Kupplung,  
4. LuK-Kolloquium 1990

# Kupplung und Betätigung als System

Dipl.-Ing. **Matthias Zink**

Dipl.-Ing. **René Shead**

## Einleitung

Neue Technologien sowie steigende Komfortansprüche bedingen auch im Bereich Kupplung und Kupplungsbetätigung ein verstärktes Gesamtsystemdenken. Zudem werden von der Automobilindustrie auch auf diesem Gebiet Systemlieferanten gefordert, die die Funktionskette sinnvoll optimieren.

LuK hat sich die Aufgabe gestellt, den Kupplungsvorgang in seiner Wirkweise einschließlich der Dynamik theoretisch zu erfassen und vom Fußpedal bis zum Getriebeeingang zu verbessern.

Es werden in diesem Vortrag die einzelnen kraftführenden Komponenten untersucht und es wird gezeigt, wie das Anfahrverhalten durch abgestimmtes Zusammenspiel verbessert und die Betätigungskraft reduziert werden kann.

## Allgemeine Zielsetzung

Vom Kupplungshersteller wird gefordert, mit den Parametern der Kupplung eine optimale Lösung am Fußpedal zu schaffen (Bild 1).

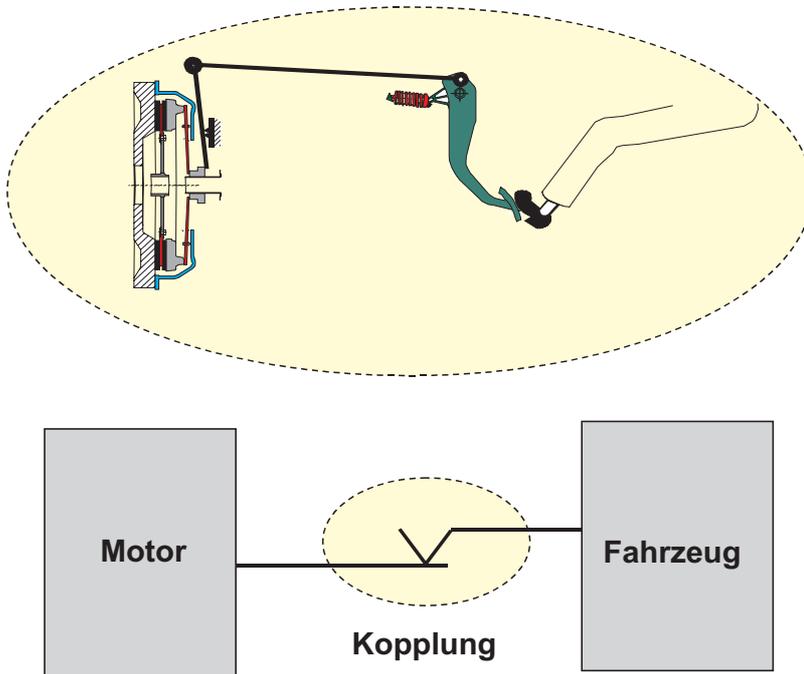


Bild 1: Aufbau Kupplung / Betätigung

Dies soll für den Fahrer zu einem Fahrzeug führen, dessen Kupplung

- ein einwandfreies Trennverhalten,
- eine betätigungsfreundliche Pedalkraft- und Pedalwegcharakteristik,
- eine geräusch- und vibrationsfreie Betätigung und
- ein gutes Modulationsverhalten bei Anfahr- und Umschaltvorgängen garantiert.

Der Kupplungshersteller kann für die Erfüllung der obigen Ansprüche nur einen Teil der maßgebenden Parameter beeinflussen.

Es leuchtet daher ein, daß eine optimale Funktion nur erreicht wird, wenn die gesamte Funktionskette betrachtet wird.

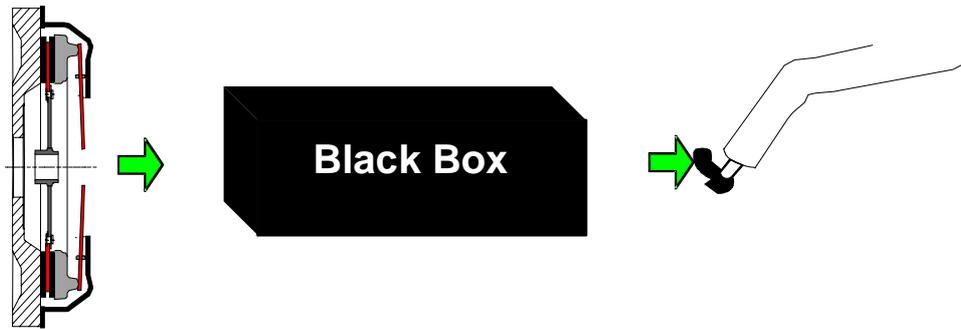


Bild 2 : Bisherige Ausrücksystembetrachtung durch den Kupplungshersteller

Nur wenn alle Teilfunktionen des Kupplungssystems sinnvoll aufeinander abgestimmt sind und auch noch Einflüsse von Motor und Fahrgestell berücksichtigt werden, ist eine erstklassige Gesamtfunktion des Kupplungssystems zu erwarten.

Durch diese Systembetrachtung muß die gesamthafte Sicht garantiert werden, die bisher durch die unterschiedlichen Verantwortungen beim Automobilkunden für Motor, Getriebe und Fahrgestell erschwert wurde.

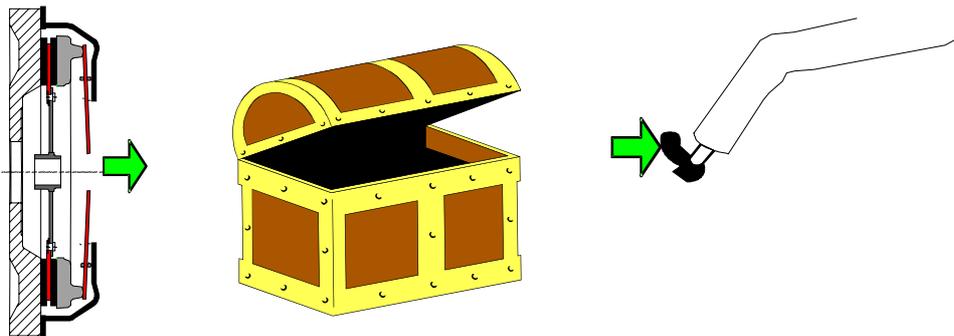


Bild 3: Ausrücksystembetrachtung durch LuK

Die bisherige Black-Box "Ausrücksystem" (Bild 2) soll im folgenden mit dem Ziel aufgebrochen werden, das Potential von Kupplung und Betätigung besser auszuschöpfen und damit das System gesamthaft zu optimieren. Bei LuK wurde deshalb vor einigen Jahren eine Arbeitsgruppe mit fünf Ingenieuren gegründet, die sich diese Aufgabe vorgenommen und eine Reihe neuer Effekte gefunden hat. Im folgenden werden die wichtigsten Parameter, die das Gesamtsystem beeinflussen, zusammenfassend behandelt.

## Elastizitäten im System Kupplung/Betätigung

Bild 4 zeigt die Wegübertragungsfunktion „Ausrückweg über Pedalweg“ eines Betätigungssystems. Dargestellt sind der ideale Verlauf sowie eine Messung bei Raumtemperatur (grüne Kurve) und im betriebswarmen Zustand (rote Kurve); Abweichungen vom idealen Verlauf stellen die Wegverluste des Ausrücksystems dar. Die Zunahme der Elastizität des Ausrücksystems als Funktion der Temperatur führt zu einer deutlichen Verschiebung des Trennpunktes der Kupplung in Richtung Pedalwegende.

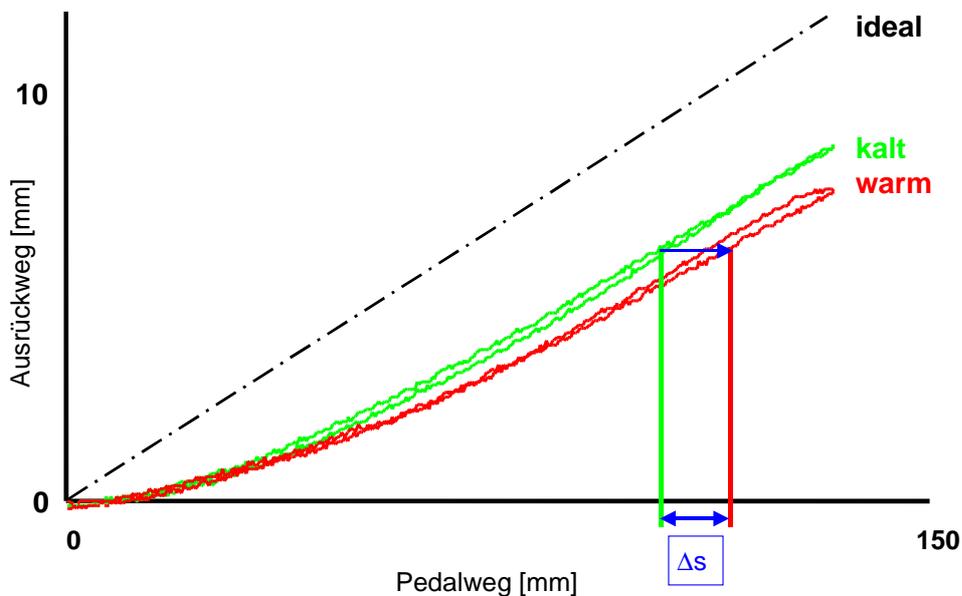


Bild 4: Ausrückwegmessung kalt / warm

Grundsätzlich lässt sich die Übertragungsfunktion des gesamten Ausrücksystems durch eine einzige Übersetzung und eine Nachgiebigkeit beschreiben.

Um jedoch die Verlustanteile der einzelnen Betätigungskomponenten sowie deren Temperaturabhängigkeit zu ermitteln, wird bei der Gesamtsystemanalyse die in Bild 5 aufgeführte Darstellung verwendet.

Hierbei sind die bei definierter Ausrückkraft an der Kupplung (y-Achse) vorliegenden Verlustwege am Pedal (x-Achse) dargestellt. So wächst bei maximaler Ausrückkraft der Verlustweg von 30 % des Gesamtpedalweges auf 55 % im warmen Zustand.

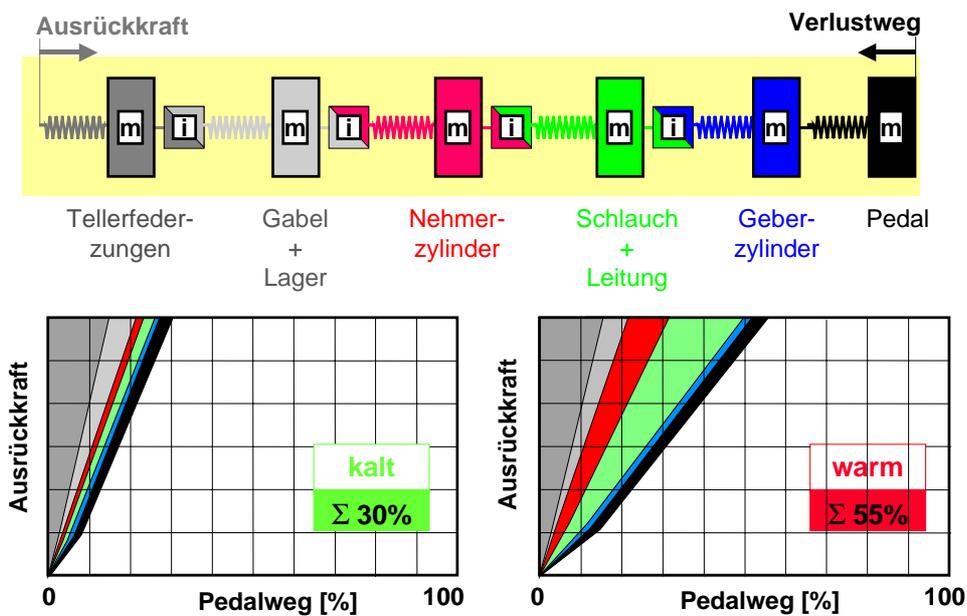


Bild 5: Elastizitäten (auf Pedalweg reduziert, Deckelsteifigkeit nicht dargestellt)

Die Darstellung der auf den Pedalweg reduzierten Einzelelastizitäten zeigt, welche Elastizitäten den Gesamtverlustweg am stärksten beeinflussen.

Je nach Güte des Systems beträgt der Verlustweg bis zur Hälfte des Pedalweges. Die auf hohem Kraftniveau und niedriger Übersetzungsstufe befindlichen Bauteile (Tellerfederzungen, Ausrückgabel) haben den größten Einfluß auf die Lage der Kuppelpunkte, das heißt auf den Beginn des Momentenaufbaus bzw. auf das Trennverhalten. Gleichzeitig wird sichtbar, wie sich die Elastizitäten unter Temperatur verändern. Im obigen Beispiel zeigen die Bauteile Nehmerzylinder und Hydraulikleitung das größte Verbesserungspotential.

Mit dieser Darstellung ist auch eine sinnvolle Beurteilung der verschiedenen Elastizitäten in Mechanik, Semihydraulik bzw. Zentralhydraulik möglich.

Eine vergleichende Betrachtung kann ebenfalls mit den Reibungen im Gesamtsystem durchgeführt werden. Die Kombination beider Betrachtungen ermöglicht die Untersuchung der Einflüsse von Kraft- und Wegehysterese.

## Schwingungen im System Kupplung und Betätigung

Für kaum ein anderes Phänomen sind die Bezeichnungen variantenreicher als für Pedalvibrationen und Betätigungsgeräusche (z. B. Eak, Whoop, Kribbeln, etc.). Dies gibt einen deutlichen Hinweis darauf, daß in einem derart komplexen System die Arten der Anregung und der Schwingungsübertragung vielfältig sind.

Beispiele für Anregungen von Schwingungen im System Kupplung und Betätigung:

- Axial- oder Biegeschwingungen von Kurbelwelle und Schwungrad
- Schiefstellung des Ausrücklagers
- Schwingungen des Motor-Getriebeverbandes
- Versatz Motor zu Getriebe
- Versatz Betätigung

Um das ganze schwingungsfähige System zu verstehen, die verschiedenen Einflußgrößen zu trennen und entsprechende Abhilfemaßnahmen rechnerisch und in der Praxis darstellen zu können, wurde bei LuK das Gesamtsystem als Schwingungsmodell aufgebaut.

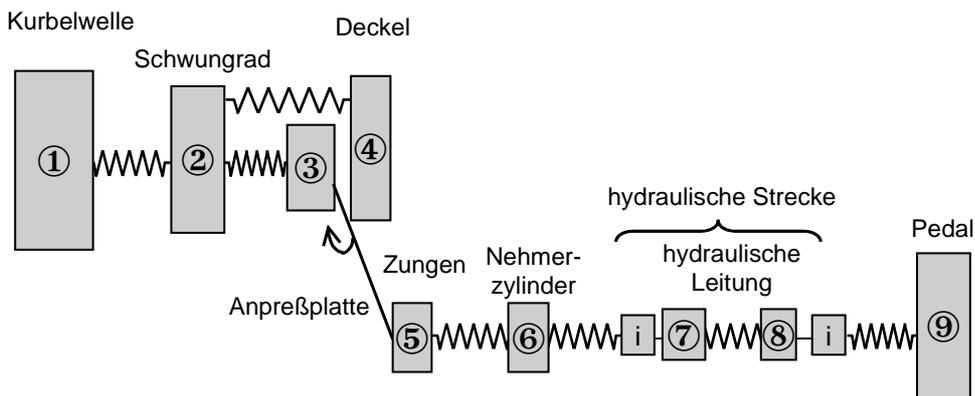


Bild 6: Schwingungsmodell

Stellvertretend für viele Probleme, die damit gelöst werden konnten, wird die Aussagekraft dieses Modells am folgenden Fall unter Beweis gestellt.

An einem Fahrzeug trat ein starkes, hochfrequentes und pedalwegabhängiges Betätigungsgeräusch auf.

Eine Eigenfrequenzanalyse am Schwingungsmodell ergibt eine Übereinstimmung der Deckeleigenfrequenz und der Frequenz einer stehenden Welle in der Fluidsäule der hydraulischen Strecke, was zu einer guten Geräuschübertragung im Ausrücksystem führt.

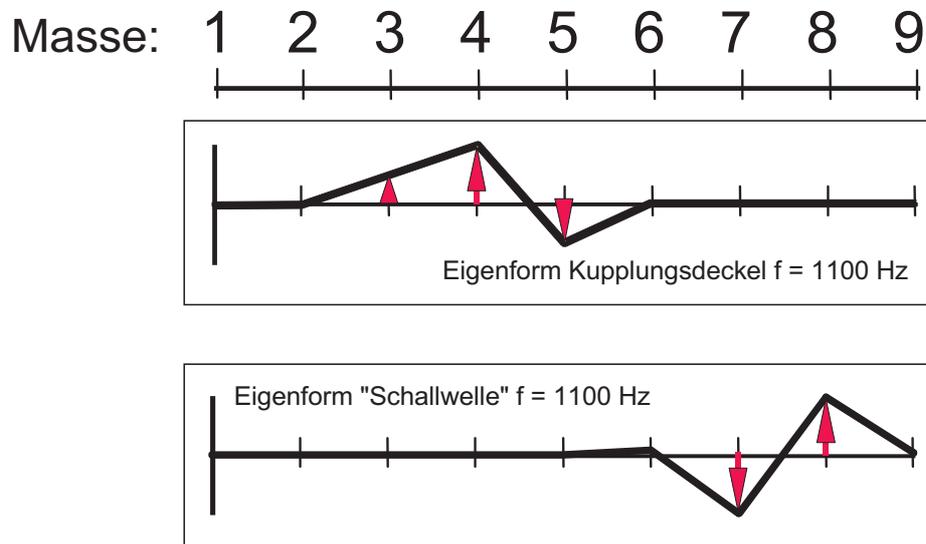


Bild 7: Eigenformen Ausrücksystem

Die Eigenform dieser stehenden Schallwelle in der Flüssigkeit entspricht in der Mechanik einer beidseitig eingespannten Saite.

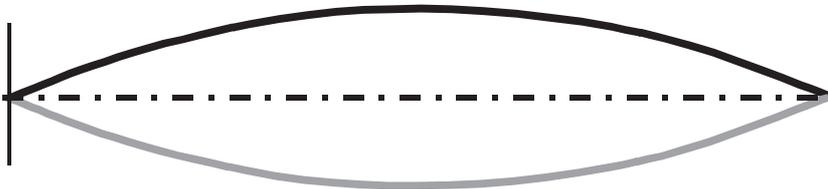


Bild 8: Eigenform einer eingespannten Saite

Theoretisch lässt sich diese Übereinstimmung durch Verstimmen der beiden Frequenzen, also durch Verändern der Deckelsteifigkeit oder der Länge der Hydraulikleitung vermeiden. Im vorliegenden Fall wurde als einfachste Lösung die Stahlhydraulikleitung um ca. 20 cm verlängert. Dies beseitigte die Betätigungsgeräusche vollständig, ohne die Elastizität im Ausrücksystem zu verschlechtern.

Dieses Beispiel zeigt, wie mit diesem Simulationsprogramm Schwingungen, die in Kupplung und Ausrücksystem angeregt bzw. übertragen werden, beschrieben und Verbesserungen erarbeitet werden können. Es werden die kritischen Bereiche der einzelnen Bauteile aufgezeigt. Das Simulationsprogramm berücksichtigt auch, daß z. B. für die Anpreßplatte durch die umgebenden Federn eine vom Ausrückweg abhängige Eigenfrequenz entsteht. Über eine "weiche Anbindung" der Anpreßplatte können je nach Problemfall Abhilfemaßnahmen dargestellt werden.

Die Auswirkungen der Kurbelwellendynamik (Axial-, Biegeschwingungen) oder Anregungen durch schiefstehende Ausrücklager ("Schieflage der Tellerfeder") auf das Betätigungssystem ergeben Reaktionen am Kupplungs pedal, die durch Simulationen im Zeitbereich erkannt und damit auch verhindert werden können.

Es wird damit möglich, die Einflüsse von Reibung und Dämpfung darzustellen. Durch die Simulation wird die Auslegung von Dämpfungselementen für die Anpreßplatte ebenso wie die Dimensionierung von Reib- und Dämpfungseinrichtungen im hydraulischen oder mechanischen Betätigungssystem ermöglicht.

Ebenfalls kann der Vorgang "schnelles Einkuppeln" simuliert werden. Hier spielt neben Reibungen und Dämpfungen insbesondere die Verteilung der Massen und Übersetzungen im Ausrücksystem eine entscheidende Rolle.

## Kupplungsmodulation beim Anfahrvorgang

Änderungen der Fahrprofile durch höheren Anteil von Stadt- und Staufahrt, aber auch massive Veränderungen am Gesamtfahrzeug haben bei vielen Fahrzeugen zu einer kritischen Bewertung des Anfahrverhaltens, insbesondere im Leergas, geführt.

Als markante Änderungen am Gesamtfahrzeug, die die Kupplungs- bzw. Ausrücksystemauslegung hinsichtlich Modulation erschweren, können folgende Punkte genannt werden:

- Kleinvolumige, aufgeladene Motoren erreichen hohe Maximalmomente, jedoch geringe Drehmomente im Leerlauf.
- Höhere maximale Motordrehmomente bedingen höhere Kupplungsmomente und höhere Ausrückkräfte.
- Die Absenkung der Leerlaufdrehzahl sowie die Verkleinerung der motorseitigen Schwungmassen verringern die Schwungenergie beim Anfahrvorgang.
- Neue Einspritztechnologien (insbesondere bei Dieselmotoren) verändern die Drehzahlstabilität beim Anfahrvorgang.
- Kraftreduzierte Kupplungssysteme bieten Potential zur Baugruppenvereinheitlichung im Bereich Kupplung und Ausrücksystem mit kleineren Ausrücksystemübersetzungen.
- Die Einführung längerer Achsen ergibt eine Erhöhung der effektiven, auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Fahrzeugmasse.

Erschwerend kommt hinzu, daß Fahrzeuge bisher überwiegend subjektiv in gut anfahrbar oder schlecht anfahrbar klassifiziert werden, da keine objektiven Kenngrößen und keine hinreichenden Meß- und Simulationsmöglichkeiten zur Beschreibung von Anfahrvorgängen vorhanden sind.

Probleme während des Anfahrvorganges werden in den meisten Fällen pauschal der Kupplung zugeordnet, da sie die „drehende Masse Motor“ und die „stehende Masse Fahrzeug“ verbindet. Wie vielfältig die Einflußfaktoren während des Anfahrvorganges jedoch sind, und wie diese per Messung und Simulation analysiert und gewichtet werden können, wird nachfolgend gezeigt.

Die am Anfahrvorgang beteiligten Größen können entsprechend Bild 9 eingeordnet werden:

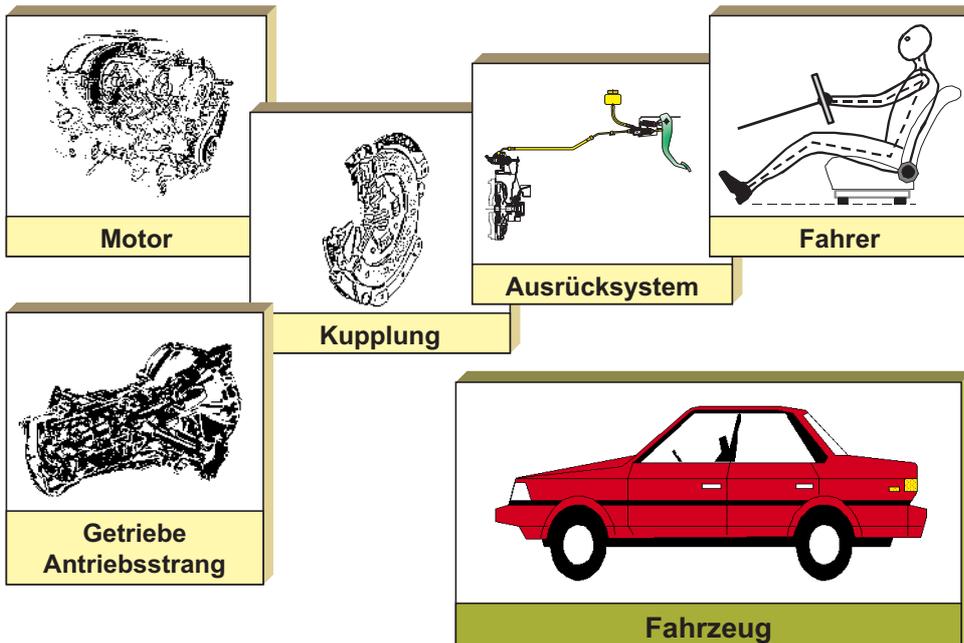


Bild 9 : Einflußparameter beim Anfahrvorgang

In der Praxis zeigt sich fast immer, daß die Kupplung nur einen Teil der Einflußgrößen darstellt. Um diese einzelnen Faktoren und ihr Zusammenwirken besser zu verstehen, zu wichten und um positive Änderungen bewirken zu können, wurden bei LuK verschiedene Meß- und Simulationsmöglichkeiten erarbeitet.

Beispielhaft für diese systematische Vorgehensweise wird nachfolgend die Anfahrbarkeit von drei Fahrzeugen vergleichend untersucht.

Dazu werden die Fahrzeuge **A**, **B** und **C** in die entsprechenden Teilsysteme (Kupplung, Ausrücksystem, Motor, Fahrzeug) zerlegt. Es handelt sich um drei verschiedene, jedoch hubraumähnliche Fahrzeuge mit unterschiedlichen Betätigungssystemen.

Zunächst wird die Kupplung betrachtet. Dies entspricht dem bisherigen „klassischen“ Aufgabenumfang eines Kupplungsherstellers sowie dessen Möglichkeiten zur Einflußnahme auf den Anfahrvorgang.

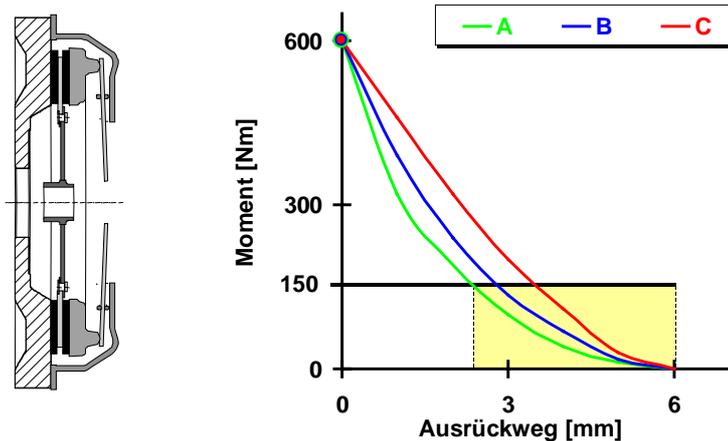


Bild 10 : Kupplungsmoment als Funktion des Ausrückweges

Bild 10 zeigt die drei grundsätzlich verschiedenen Kupplungsmomentenverläufe (A, B, C), die alle auf das gleiche maximale Kupplungsmoment bei gleichem Ausrückweg führen.

Kupplung C zeigt hier im für das Anfahren entscheidenden Momentenbereich ( $\leq 150$  Nm) den steilsten, Kupplung A den weichsten Momentenaufbau. Somit würde also Kupplung A zunächst als am besten dosierbar

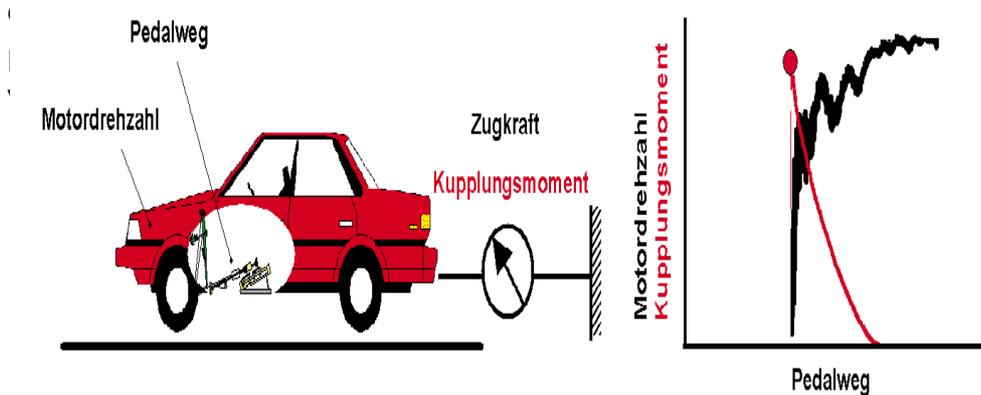


Bild 11 : Ermittlung von Kennwerten beim Einkuppeln zur Beschreibung des Ausrücksystems

Um den Einfluß des Betätigungssystems zu ermitteln, wird die Kupplung über eine Spindereinheit, die am Kupplungspedal angreift, geschlossen; das Fahrzeug ist über eine Kraftmeßdose fixiert. Diese Kraftmeßdose liefert den Momentenaufbau der Kupplung als Funktion des Pedalweges, der durch die Übersetzung und die Elastizität des Ausrücksystems ent-

sprechend beeinflusst wird. Gleichzeitig wird bei dieser Messung die Motordrehzahl erfaßt. Das Verhalten des Motors sowie die Höhe des erreichten Abwürgemomentes im Leergas beim Schließen der Kupplung mit verschiedenen Geschwindigkeiten gibt Aufschluß über die Güte des Motors bzw. der Motorregelung.

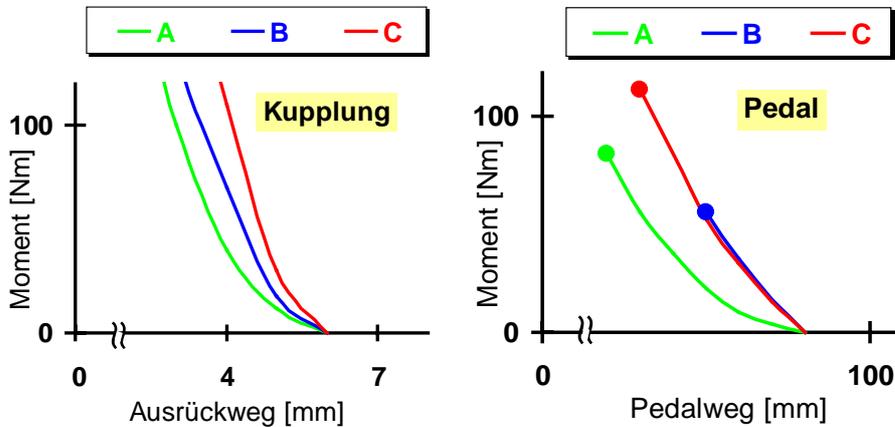


Bild 12: Kupplungsmoment über Ausrückweg und Pedalweg

Die in Bild 12 (rechts) dargestellten Verläufe **A**, **B** und **C** der drei verschiedenen Kupplungen mit den entsprechenden Ausrücksystemen in den Fahrzeugen zeigen nun die Dosierwege für das Kupplungsmoment am Pedal. Alle drei Verläufe sind auf den gleichen Greifpunkt normiert, sie haben also alle den gleichen Pedalweg bei Moment Null. Die Kurve verläuft über dem Pedalweg bis zum im Leerlauf erreichbaren "STALL-Moment", bei dem der Motor abgewürgt wird. Dieser Wert ist durch einen dicken Punkt gekennzeichnet.

System **A** zeigt weiterhin über dem Pedalweg den weichsten Momentenverlauf. Die Momentenverläufe **B** und **C** sind aufgrund der größeren Ausrücksystemübersetzung von Fahrzeug **C** über dem Pedalweg nahezu identisch. Somit stellen System **B** und **C** nun an den Fahrer bzw. an den Motor identische Anforderungen, obwohl die zugehörigen Kupplungen über dem Ausrückweg (siehe Bild 12, links) stark unterschiedlich ausgelegt sind.

Die Einflüsse der Motoren ergeben sich aus dem im Leerlauf erreichten STALL-Moment. Das Fahrzeug **C** stellt im Leergas das höchste Motormoment zur Verfügung, Fahrzeug **B** erreicht nur die Hälfte dieses Wertes und kann deshalb beim Anfahren leichter abgewürgt werden.



Bild 13 : Anfahrmessungen

Dies wird durch den Anfahrversuch bestätigt (Bild 13), bei dem die Kuppelung ebenfalls über eine Spindleinheit am Kupplungspedal geschlossen wird, das Fahrzeug jedoch nicht fixiert ist. Die hierbei ermittelte Grenzeinkuppelgeschwindigkeit am Kupplungspedal (PGEG), bei der das Fahrzeug im Leergas gerade noch anfährt, liefert einen Kennwert, anhand dessen Fahrzeuge bezüglich der Anfahrbarkeit objektiv verglichen werden können.

Bisherige Untersuchungen von LuK an 20 verschiedenen Fahrzeugen haben ergeben, daß eine subjektiv gute Bewertung (> Note 6) ab einer Grenzeinkuppelgeschwindigkeit von 25 mm/s erreicht wird. Bei noch höheren Grenzeinkuppelgeschwindigkeiten läßt sich das Fahrzeug absolut problemlos anfahren.

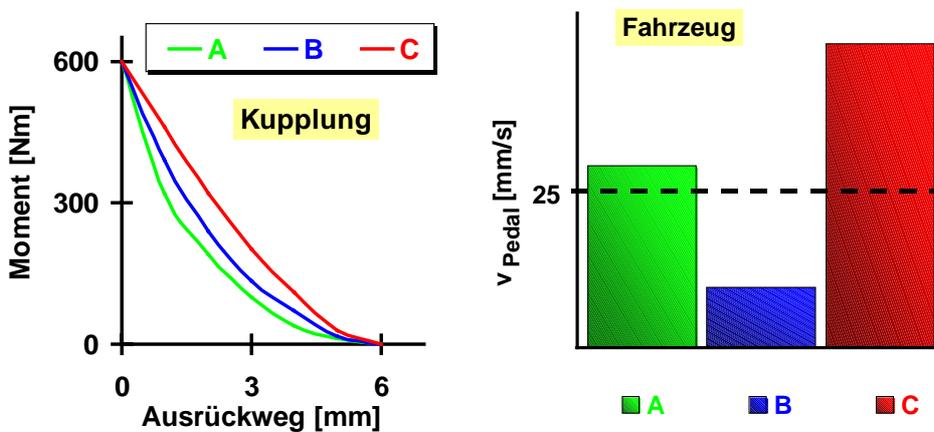


Bild 14: Vergleich Kupplungsmoment, Abwürgegeschwindigkeit

Bild 14 zeigt die maximal möglichen Einkuppelgeschwindigkeiten am Kupplungspedal der drei Vergleichsfahrzeuge. Fahrzeug **C** wurde hierbei subjektiv mit Note 10, Fahrzeug **B** mit Note 3, Fahrzeug **A** mit Note 7 bewertet; also entspricht der erreichte Kennwert der subjektiven Bewertung.

Das Ergebnis ist zunächst überraschend, denn anhand der Kupplungskennlinien hätte man in Fahrzeug **A** eine bessere Anfahrbarkeit als in **C** erwartet. Hier zeigt sich erneut, daß die Auslegung der Einzelkomponenten ohne Betrachtung des Gesamtfahrzeuges falsch ist.

Die Bandbreite aller bisher gemessenen Grenzanfahrteschwindigkeiten von 5 mm/s bis 60 mm/s bzw. von Note 1 bis Note 10 bei verschiedenen Fahrzeugen zeigt, daß hier Handlungsbedarf ist.

Die durch diese Messungen gewonnenen Informationen reichen aus, um Fahrzeuge systematisch vergleichen zu können und sich von dem subjektiven Bewertungsschema zu lösen.

Um das Verhalten des realen Fahrers bzw. dessen reale Betätigungs geschwindigkeit am Kupplungspedal nachzubilden, wurden bei LuK Grundsatzbetrachtungen durchgeführt. Hierbei wurde untersucht, inwieweit ergonomische Gesichtspunkte bzw. die Charakteristik der Pedalkraftkennlinie den Einkuppelvorgang beeinflussen.

Man denke an folgendes einfache Experiment (Bild 15).

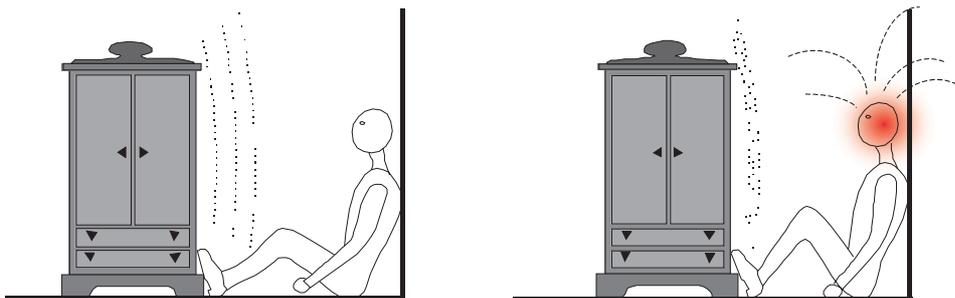


Bild 15 : Einfache Ergonomiebetrachtung

Obwohl in beiden Fällen gleiche Verschiebekräfte erforderlich sind, ist bei der Sitzposition links subjektiv eine geringere Kraftanstrengung nötig als rechts. Aus dieser biomechanischen Überlegung wurde für die folgende Betrachtung die zur Betätigung notwendige "Stellgröße" nicht als Pedalkraft am Fuß, sondern als Drehmoment im Hüftpunkt angesetzt.

Insofern ist also das Bein des Fahrers ein Teil des Ausrücksystems; das Gewicht des Beines wirkt als Vorlast auf das Pedal.

In Bild 16 ist eine Studie zur Fahrersitzposition dargestellt. Die vergleichende Betrachtung zweier unterschiedlicher Sitzpositionen zeigt, inwieweit dieses Drehmoment bei gleicher Pedalkraftkennung durch ergonomische Gesichtspunkte beeinflusst wird. Sitzposition 1 führt zu einem starken "Drop-off" in der Momentenkennlinie. Es ist leicht vorstellbar, daß der Fahrer das Pedal mit diesem stark fallenden bzw. steigenden Gradienten schlechter dosieren kann als mit einem horizontalen Momentenverlauf.

Die Sitzposition muß also in Zukunft ebenfalls mitbetrachtet werden.

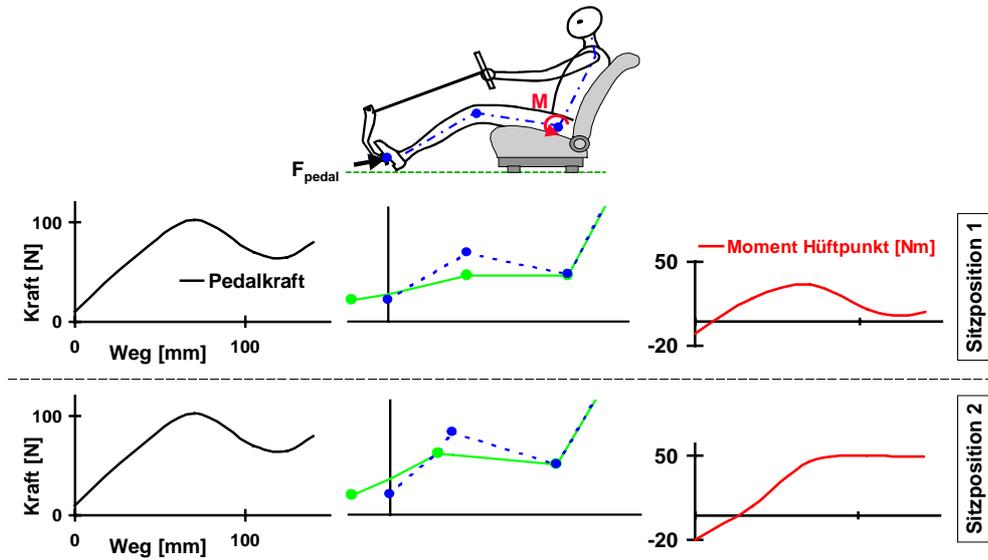


Bild 16 : einfaches Fahrermodell

All die beschriebenen Einflußparameter von der Drehzahlregelung des Motors über die Kupplung, das Ausrücksystem bis hin zum Antriebsstrang wurden von LuK in einem einzigen Simulationsprogramm zusammengefaßt. Als Basis diente das bewährte Torsionsschwingungsberechnungsprogramm. Damit konnte ein wichtiger Schritt zur Simulation von realen Anfahrvorgängen vollzogen werden. Mit diesem Simulationswerkzeug ist es nun möglich, jede der in Bild 9 angeführten, den Anfahrvorgang beeinflussenden Größen, zu variieren und zu bewerten.

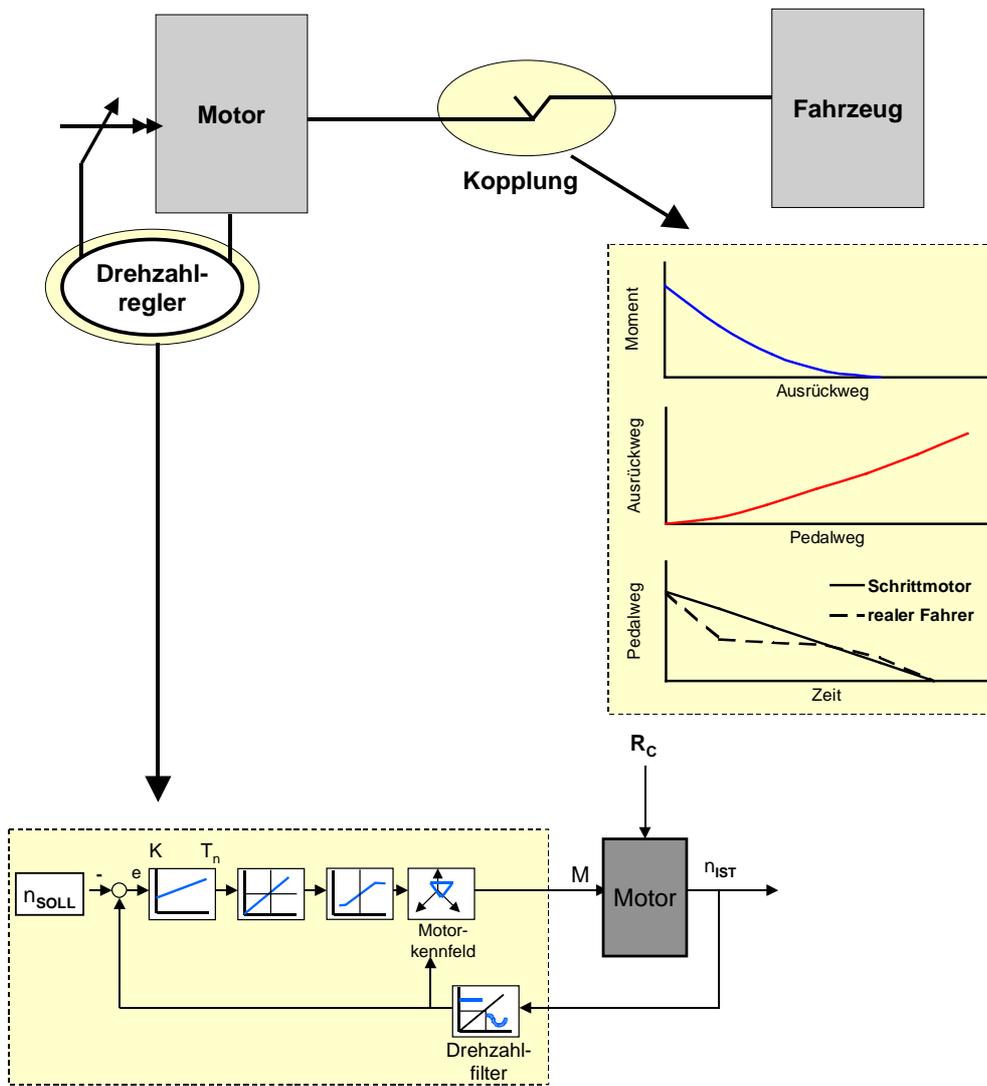


Bild 17 : Simulationsmodell Anfahrvorgang

Bild 17 zeigt die einzelnen Module des Programmes. Die Reibungskopplung  $R_C$  beschreibt die Schnittstelle von Motor und Fahrzeug, sie stellt somit die Funktion von Kupplung, Ausrücksystem und Fahrer dar. An dieser Stelle werden Elastizitäten, Übersetzungen und Reibungen des Ausrücksystems integriert.

Die Kupplung wird also vom Fahrer bzw. von einem Spindelsystem (vgl. Messung) am Pedal über die Vorgabe „Pedalweg über Zeit“ geschlossen. Diese Funktion kann ebenfalls beliebige Verläufe annehmen, beispielsweise kann der Einfluß von Kraft- und Weghysteresen bei Umkehr der Pedalbewegungsrichtung auf das Anfahrverhalten sichtbar gemacht werden.

Die Regelung der Motordrehzahl kann auf zwei unterschiedlichen Wegen erfolgen. Zum einen kann die Drehzahl über einen PI- bzw. PID-Regler geregelt werden, zum anderen über das reale Motorkennfeld; hier wird der Regler den im Kennfeld vorgegebenen Abhängigkeiten von Lasthebelstellung, Drehzahl und Moment unterworfen.

Derzeit werden die Daten für die Nachbildung der Motorregelungen im Simulationsmodell am Fahrzeug durch einen einfachen Versuch gewonnen. Hierzu wird, ähnlich wie bei der Zugkraftmessung in Bild 11, die Reaktion des Motors bei Beaufschlagung mit definierten Momentensprüngen vermessen. Dies ermöglicht außerdem eine kupplungsunabhängige vergleichende Betrachtung von Motorregelungen.

Bild 18 und Bild 19 zeigen zwei Beispiele. Aus den Reaktionen des Motors auf die Momentensprünge kann auf die Güte der Motorregelung geschlossen werden. Bild 18 zeigt nach jedem Momentensprung starke Schwingungen der Motordrehzahl. Der Motor in Bild 19 weist nur kurze Einbrüche in der Drehzahl auf, regelt dann aber sofort nach.

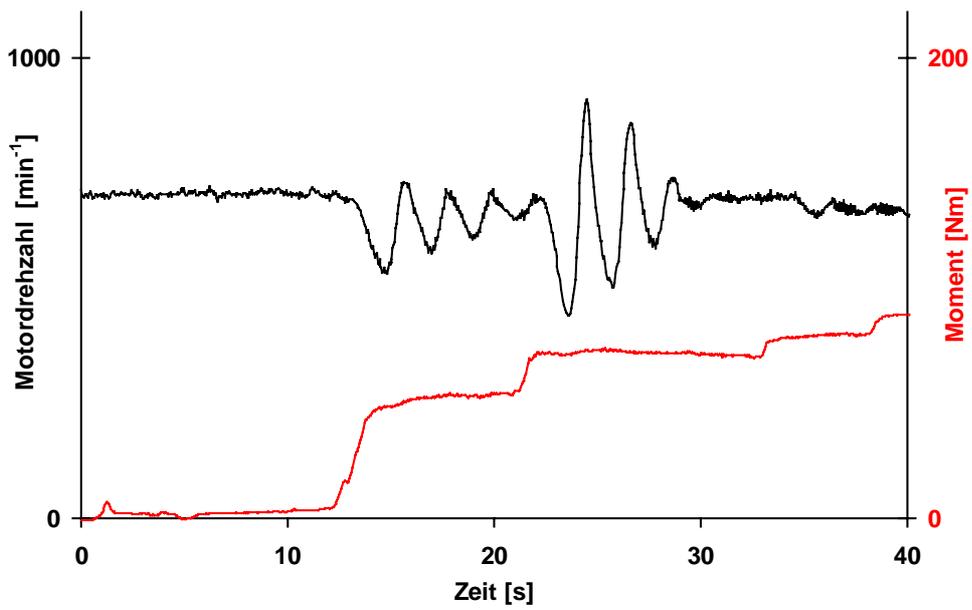


Bild 18: Identifikation Leerlaufregler (Fahrzeug 1)

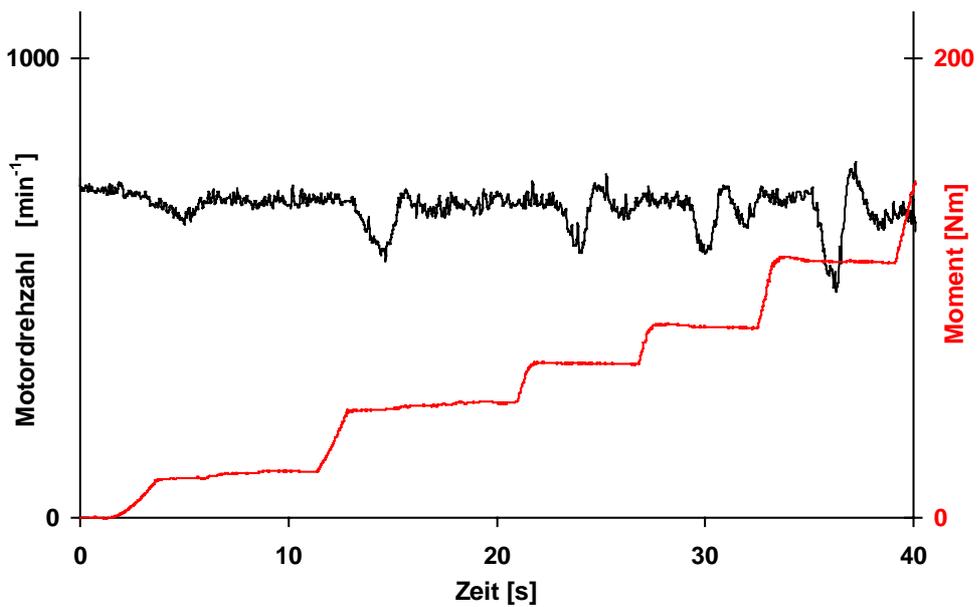


Bild 19: Identifikation Leerlaufregler (Fahrzeug 2)

Sicherlich kann auf diesem Wege die Motorregelung mit all ihren Spezialfällen nur mit eingeschränkter Genauigkeit abgebildet und beeinflusst werden; trotzdem können ausgehend von den Simulationen konkrete Vorschläge erarbeitet werden, wie die Anfahrbarkeit eines Fahrzeuges verbessert werden kann.

Die anderen Einflüsse aus Antriebsstrang und Ausrücksystem können sehr exakt simuliert und hinsichtlich ihrer Einflüsse gewertet werden.

Von Bild 20 bis Bild 22 sind einige Beispiele dargestellt. Als Basis diente ein reales Fahrzeug. Zusätzlich wurden bei den Variationen drei verschiedene Motorregelungen simuliert.

Bewertet wird die Grenzeinkuppelgeschwindigkeit am Kupplungspedal (PGEG), die in den Balkendiagrammen als y-Achse aufgetragen ist und über dem Grenzwert von 25 mm/s liegen sollte, damit der Motor beim Einkuppeln nicht zu leicht abgewürgt werden kann.

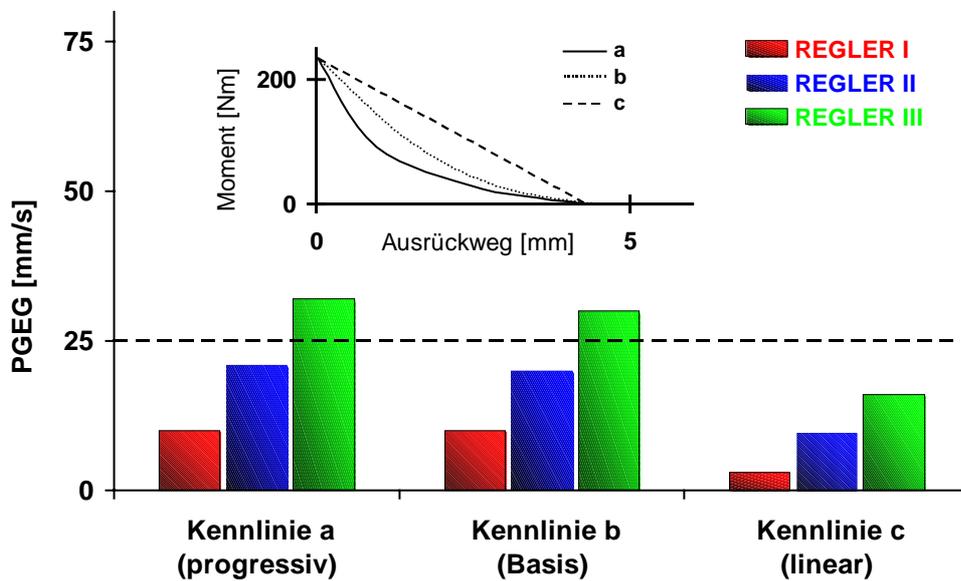


Bild 20: Variation Kupplungsmomentenverlauf

Bild 20 zeigt den Einfluß verschiedener Kupplungsmomentenverläufe. In diesem Fall wäre selbst der sehr weiche Momentenverlauf von Kennlinie a nur mit den Regelparametern von Regler III zu beherrschen.

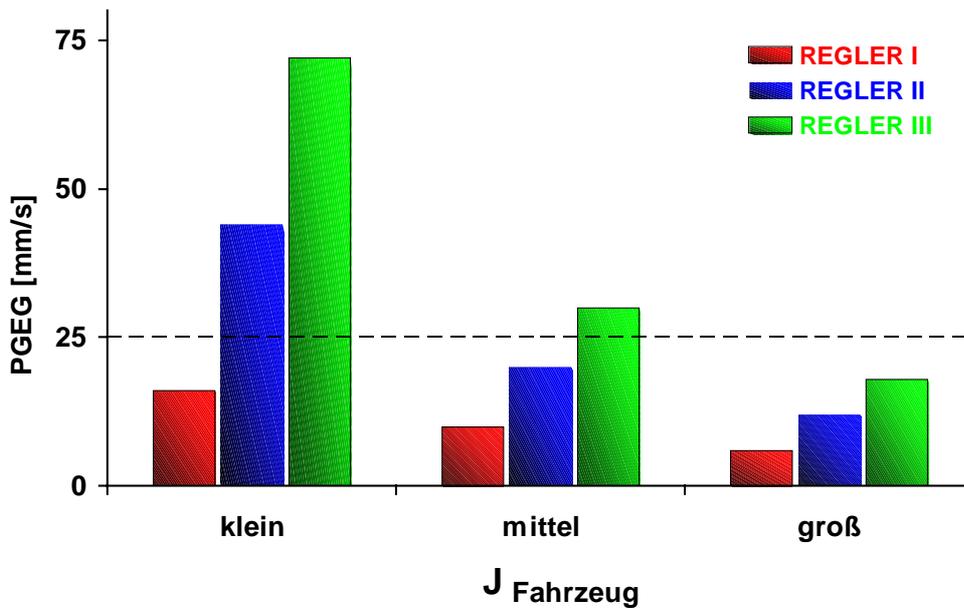


Bild 21: Variation der reduzierten Fahrzeugmasse

Bild 21 zeigt den Einfluß der auf die Getriebeeingangswelle reduzierten Fahrzeugmasse. Dabei wird die translatorische Fahrzeugmasse mit der Getriebe- und Differentialübersetzung sowie dem Rollradius der Reifen in eine rotatorische Masse umgerechnet. Insbesondere eine „lange Achse“, die zu großen reduzierten Massenträgheitsmomenten des Fahrzeugs führt, wird hier zu Anfahrproblemen führen, sofern dies andere Parameter nicht kompensieren.

Bild 22 zeigt den Einfluß der motorseitigen Schwungmassen auf die Anfahrtschwindigkeit eines Fahrzeuges; je geringer die motorseitige Schwungmasse wird, desto geringer ist auch die zur Verfügung stehende Schwungenergie für den Anfahrvorgang.

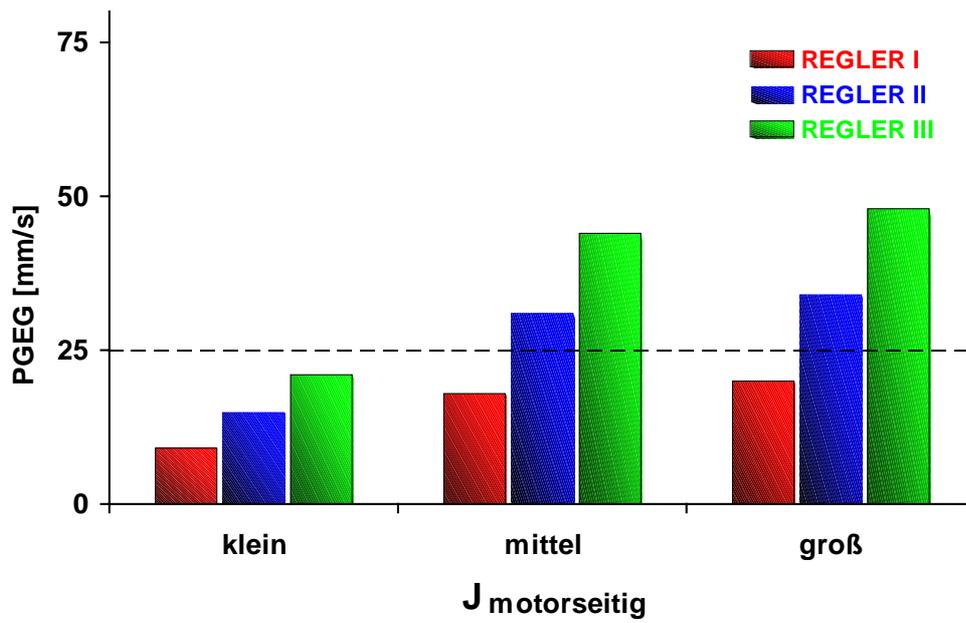


Bild 22: Variation der motorseitigen Schwungmasse

Diese Beispiele sollen zeigen, daß die Wirkung aller wesentlichen Parameter durch die Simulation erfaßt wird und damit Vorhersagen getätigt werden können.

## **Zusammenfassung**

Die Erfahrungen der letzten Jahre bei LuK haben gezeigt, daß eine starre Trennung von Kupplung und Ausrücksystem nicht zu einer technisch optimalen Lösung führen kann.

Nur durch genaue Analyse aller im Kraftfluß von Kupplung und Ausrückung befindlichen Elemente unter Beachtung bestimmter Fahrzeug- und Motor-daten ist eine optimale Funktion der Kupplung gewährleistet, so daß sich eine Systembetrachtung nahezu aufdrängt.

In Zukunft sollte daher bei allen Optimierungen und Neuauslegungen von Kupplungen ein Projektmanagement dafür einstehen, daß alle Elemente in der Funktionskette richtig aufeinander abgestimmt sind.

# Das Zweimassenschwungrad

Dr.-Ing. **Wolfgang Reik**

Dipl.-Ing. **Roland Seebacher**

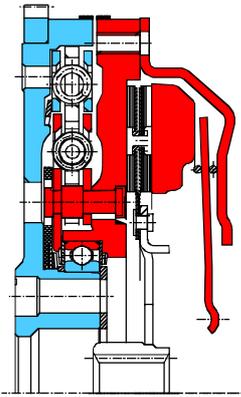
Dr.-Ing. **Ad Kooy**

## Einleitung

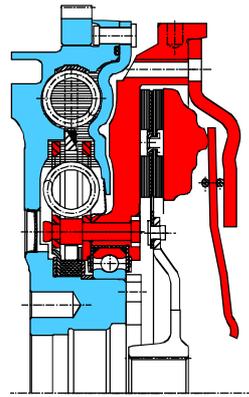
Um 1985 gingen zum erstenmal in der Automobilgeschichte Zweimassenschwungräder (ZMS) in Serie. Ein kurzer geschichtlicher Rückblick (Bild 1) zeigt die Entwicklung des ZMS. Zu Beginn handelte es sich um nicht-geschmierte Dämpfer, deren schwere und weit außenliegende Federn einige Verschleißprobleme aufwiesen. Um 1987 kamen die ersten fettgeschmierten ZMS zum Einsatz, bei denen die Lebensdauer kein Thema mehr ist.

Den Durchbruch schaffte das ZMS um 1989 mit der Einführung des Bogenfederdämpfers, der mit einem Schlag fast alle ZMS-Resonanzprobleme löste [1 – 4]. Zudem konnten die Kosten kontinuierlich gesenkt werden. Zunächst bestand die primäre Schwungmasse noch aus Guß oder Schmiedestahl. Später gelang es den Umformspezialisten der LuK, alle Teile bis auf die Sekundärschwungmasse aus Blechumformteilen zu gestalten. Für die Erhöhung des primären Massenträgheitsmoments wurden aus Blech gefaltete Massen, sogenannte Faltmassen, entwickelt (1995). Somit war die Basis geschaffen für einen breiten Einsatz des ZMS. Der Lohn für diese intensive Detailarbeit war ein starker Anstieg der ZMS-Produktion (Bild 2).

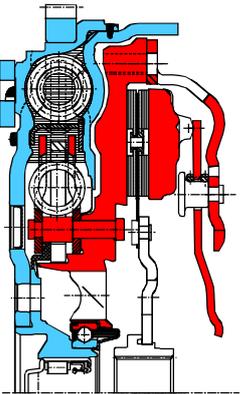
Bei einem geschätzten Produktionsvolumen von ca. 2 Millionen ZMS für 1998 wird in Europa bereits bei jedem fünften Auto mit Handschaltgetriebe das Geräusch- und Komfortverhalten mit einem ZMS verbessert. Bild 3 zeigt die Aufteilung nach Hubraum und Otto/Diesel-Motorisierung. Auffallend ist, daß Motorisierungen über 2,0 Liter Hubraum und hier insbesondere Ottomotoren weitgehend mit ZMS ausgerüstet sind. Bei mittlerer Motorisierung hat der ZMS-Einsatz erst vor wenigen Jahren begonnen. Unter 1,6 Liter Hubraum gibt es zur Zeit erst einige Projekte.



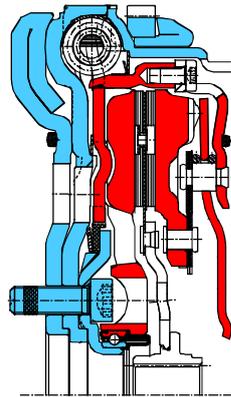
1985



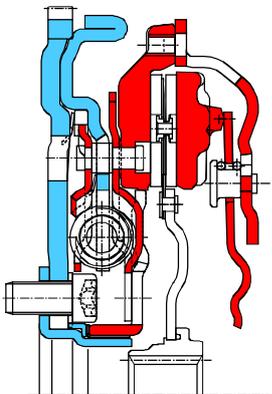
1987



1989



1995



voraussichtlich 2000

Bild 1: Entwicklungsgeschichte des ZMS

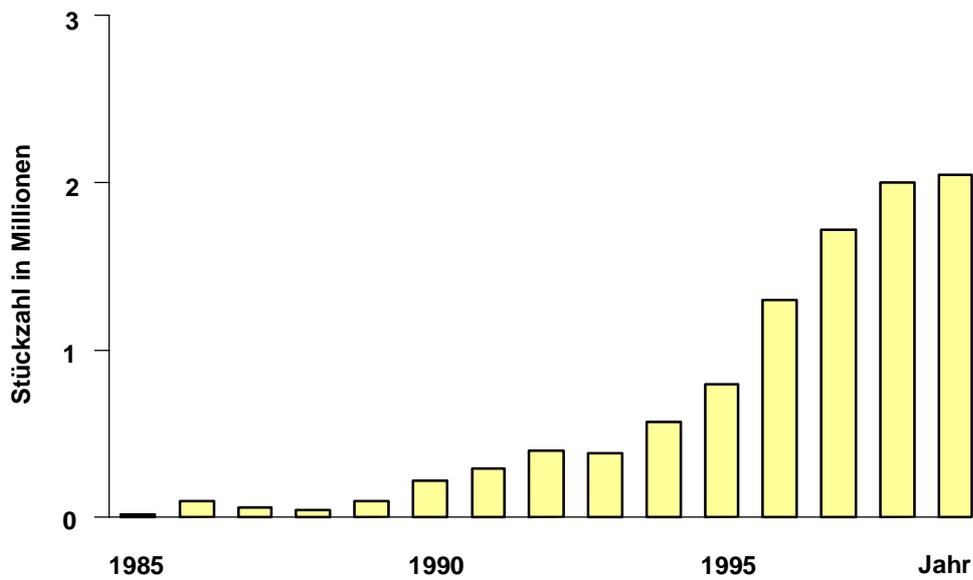


Bild 2: Entwicklung der ZMS-Produktion

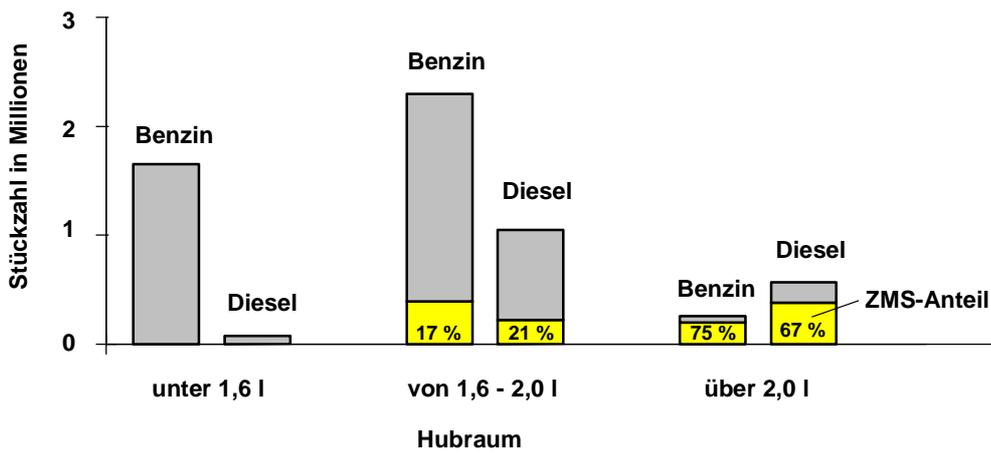


Bild 3: Anteil der Fahrzeuge mit ZMS für verschiedene Motorisierungen PKW und NFZ für die deutsche Automobilindustrie (1997)

LuK erwartet, daß in einigen Jahren die Durchdringung zumindest bei mittlerer Motorisierung ähnlich hoch sein wird wie heute bei den starken Motoren, denn ein ZMS zeigt seine Vorteile in allen Fahrzeugen. Wegen der in der Vergangenheit noch zu hohen Kosten wurde es jedoch bis jetzt bei den kleineren Fahrzeugen nicht eingesetzt.

Deshalb liegt ein Schwergewicht der ZMS-Entwicklung auf der Kostenreduzierung. Darüber wird später berichtet.

## **Vorteile des ZMS**

Obwohl das ZMS wegen der damit verbundenen Kosten noch nicht von allen gewünscht wird, sind die erzielbaren Verbesserungen so deutlich, daß es sich bei großen Fahrzeugen weitgehend durchgesetzt hat. Nachfolgend sollen die wichtigsten Vorteile noch einmal dargestellt werden.

### **Isolation von Torsionsschwingungen**

Die herausragende Eigenschaft des ZMS ist die fast vollständige Isolation von Torsionsschwingungen. Dies ist in früheren Beiträgen ausführlich diskutiert worden und soll hier nur noch einmal zusammenfassend wiederholt werden.

Bild 4 zeigt die Winkelbeschleunigungen am Getriebeeingang für ein konventionelles System mit Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe (links) im Vergleich zu einem ZMS (rechts). Mit dem Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe läßt sich bei niedrigen Drehzahlen keine nennenswerte Schwingungsisolierung erreichen. Man ist schon zufrieden, wenn durch geeignete Wahl der Dämpfung die Resonanz vermieden wird.

Das ZMS dagegen filtert die Ungleichförmigkeit des Motors fast vollständig heraus. Resonanzen treten im Fahrbereich normalerweise nicht mehr auf. Der fast gleichförmige Lauf der sekundären Schwungradseite und damit auch der Getriebeeingangswelle läßt Getrieberasseln erst gar nicht mehr entstehen. Auch lästiges Brummen kann damit weitgehend beseitigt werden.

Die Ungleichförmigkeit des Motors selbst wird mit ZMS größer, weil die primäre Schwungmasse kleiner ist als die des konventionellen Schwungrads mit Kupplung. Deshalb müssen Riementriebe gelegentlich neu abgestimmt werden. Die kleinere primäre Schwungmasse zeigt aber auch Vorteile, wie später ausgeführt wird.

Die gute Schwingungsisololation gerade beim niedertourigen Fahren führt in vielen Fällen zu einer verbrauchsgünstigen Fahrweise, bei der durch die vorwiegend genutzten niedrigen Drehzahlen Kraftstoff eingespart wird.

Viele moderne Motoren mit einem relativ flachen Drehmomentenverlauf begünstigen diese verbrauchsmindernde Fahrweise.

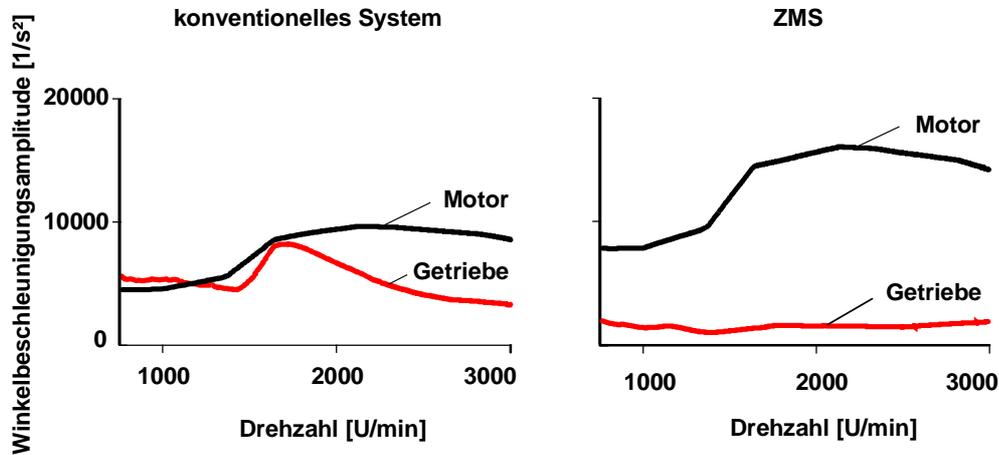


Bild 4: Vergleich der Schwingungsisololation eines konventionellen Systems mit einem System mit Zweimassenschwungrad

### Getriebeentlastung

Ein weiterer positiver Effekt ergibt sich durch die Getriebeentlastung. Der Antriebsstrang und damit auch das Getriebe werden durch die wegfallende Ungleichförmigkeit des Motors deutlich entlastet.

Bild 5 zeigt die Vollastkennlinie eines typischen Dieselmotors. Für einen konventionellen Antriebsstrang sind die dynamischen Zusatzmomente infolge der Ungleichförmigkeit überlagert. Sie können je nach Drehzahl mehr als 10 % Zusatzbeanspruchung ergeben.

Das ZMS beseitigt die hochfrequenten Zusatzmomente fast völlig. Da das Getriebe somit entlastet wird, kann insbesondere bei Dieselmotoren mit ZMS bei unverändertem Getriebe ein höheres statisches Moment übertragen werden (Bild 6).

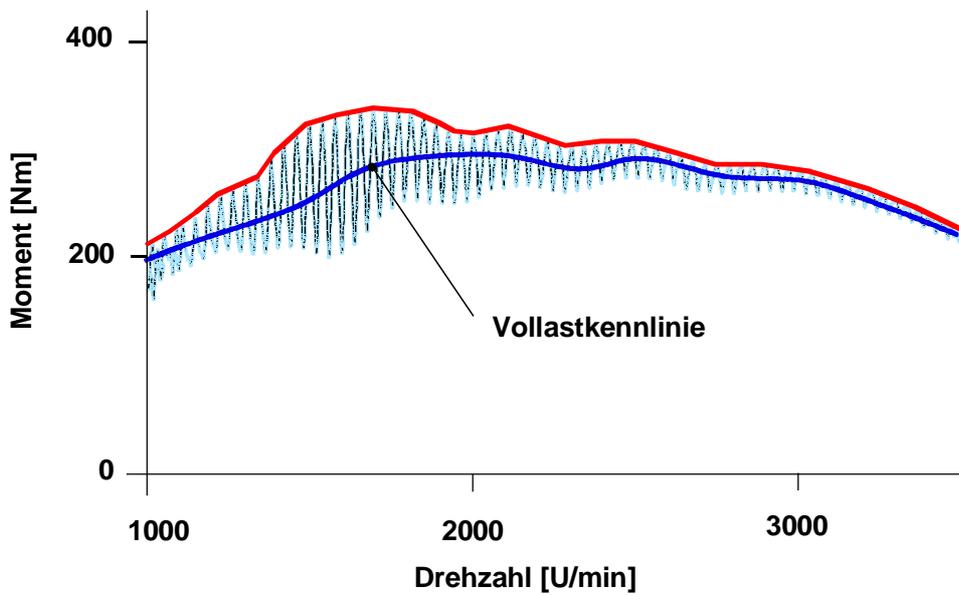


Bild 5: Erhöhung des tatsächlich wirksamen Moments im Getriebe durch die Motorungleichförmigkeit

	Benzin	Diesel
konventionell	100 %	100 %
ZMS	105 %	110 %

Bild 6: Erhöhung der zulässigen Getriebebelastung bei Einsatz eines ZMS. Die Belastungsfähigkeit für den konventionellen Antriebsstrang ist für Benzin- und Dieselfahrzeuge jeweils als 100 % angenommen.

## **Kurbelwellenentlastung**

Das ZMS verändert das Schwingungssystem der Kurbelwelle nachhaltig. Beim konventionellen System ist das schwere Schwungrad einschließlich Kupplung starr mit der Kurbelwelle verbunden. Die große Masse des Schwungrads erzeugt hohe Reaktionskräfte auf die Kurbelwelle.

Das ZMS-System verhält sich günstiger, weil für Biegebeanspruchung die sekundäre Schwungmasse vernachlässigt werden kann, da sie sowohl über den Torsionsdämpfer als auch über das Wälzlager nur sehr weich an die primäre Schwungmasse angekoppelt ist und deshalb praktisch keine Rückwirkungen ergibt.

Die primäre Schwungmasse ist sehr viel leichter als ein konventionelles Schwungrad und darüber hinaus auch - wie eine Flexplate beim Wandler - biegeelastisch.

Biege- und Torsionseigenform verändern sich mit dem ZMS gegenüber einem herkömmlichen System. Die Kurbelwelle wird zumeist entlastet.

Bild 7 zeigt ein gemessenes Beispiel. Sowohl Torsions- als auch Biegeschwingungen sind mit ZMS geringer. Im Einzelfall ist zu entscheiden, ob der Kurbelwellentilger weggelassen oder ein einfacherer Werkstoff für die Kurbelwelle benutzt werden kann, zum Beispiel Guß.

LuK empfiehlt, diese Optimierungschancen bei der Fahrzeugweiterentwicklung zu nutzen. Es können dadurch erhebliche Kosten eingespart werden. LuK ist überzeugt, daß heute schon durch das ZMS Einsparungen möglich sind, wenn man die Sekundäreffekte mitberücksichtigt.

## **Gewährleistung**

Einer dieser Sekundäreffekte ist die Gewährleistung. Das ZMS wurde von Beginn an auf volle Motorlebensdauer ausgelegt. Tatsächlich sind die Ersatzteillieferungen für das ZMS verschwindend gering. Das ZMS ist also eine ausgereifte Komponente für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen.

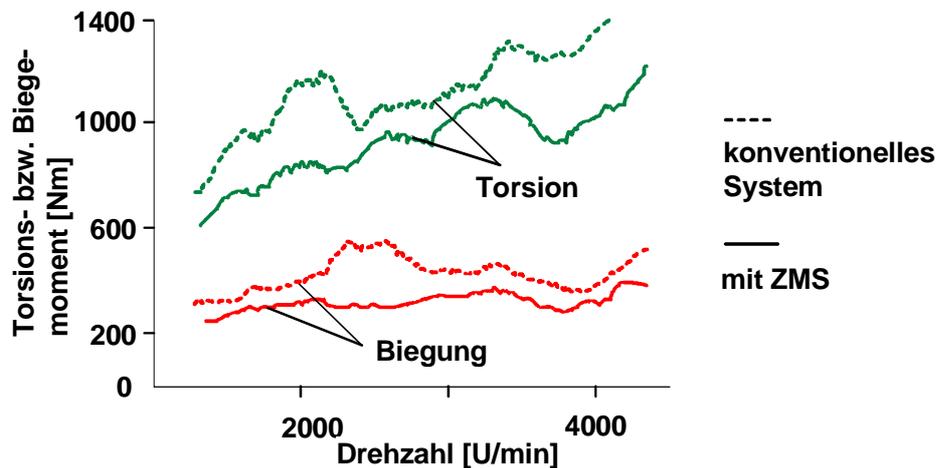
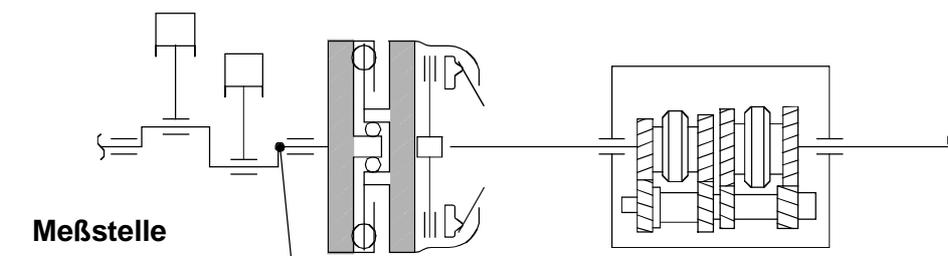


Bild 7: Reduzierung der Torsions- und Biegeschwingungen in der Kurbelwelle durch ZMS

Bild 8a zeigt die Feldbeanstandungen für ein Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang. Auffallend ist der unverhältnismäßig hohe Anteil an Beanstandungen im Kupplungsbereich, für die die eigentliche Kupplung nicht Ursache ist. Dies ist darauf zurückzuführen, daß häufig Torsionsdämpfer in Kupplungsscheiben mitsamt der ganzen Kupplung gewechselt werden, weil sich der Kunde über Getrieberasseln beschwert und die Werkstatt, die keine Lösung hat, zur Beschwichtigung des Kunden das ganze System austauscht. Im allgemeinen bleibt durch den Austausch der Erfolg aus. Teilweise werden Kupplungsscheiben deshalb sogar mehrfach gewechselt. Da nicht nur die Kosten für die ausgetauschten Teile, sondern - häufig aus Kulanz - auch noch die viel größeren Umbaukosten getragen werden, kommen auf die Gewährleistung horrende Kosten zu, die umgerechnet auf die Gesamtproduktion teilweise an die Kosten für das Kupplungsneuteil heranreichen.

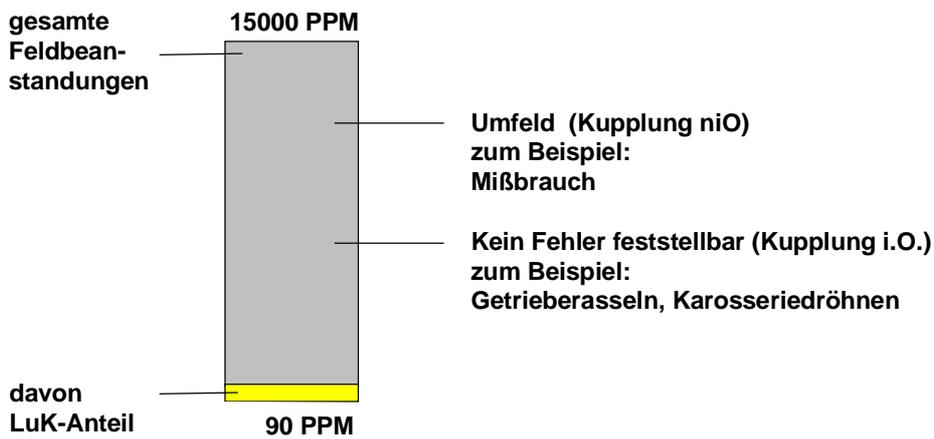


Bild 8a: Feldbeanstandungen an einem Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang

Mit dieser Unsitte macht das ZMS gründlich Schluß (Bild 8b). Die Beanstandungen dieser Art sind so stark gesunken, daß man sich endlich um die tatsächlichen Schadensfälle kümmern und gegebenenfalls auch vor Ort Untersuchungen anstellen kann.

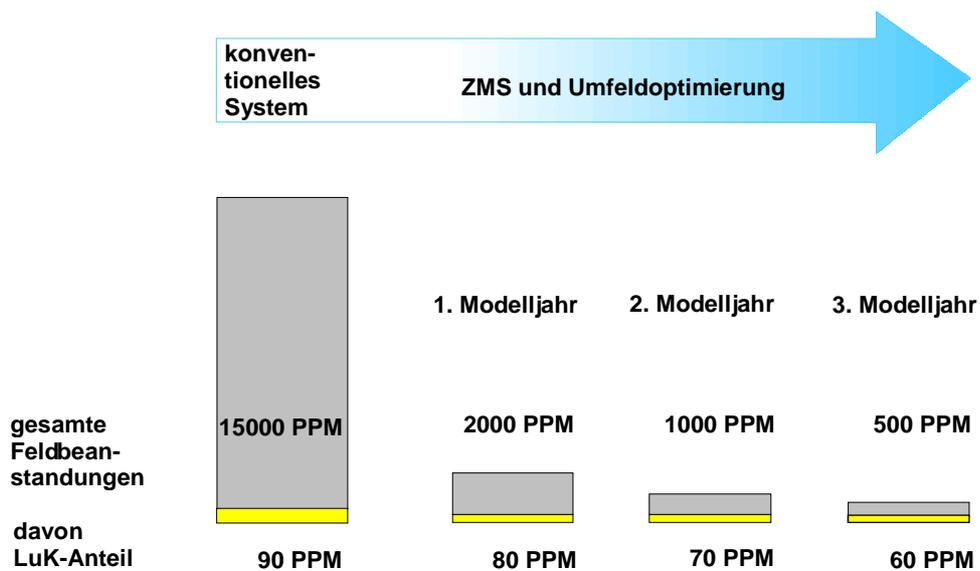


Bild 8b: Verbesserung der Feldbeanstandungen nach Einsatz eines ZMS

Einige Hersteller berücksichtigen diesen Kosteneffekt bereits bei der Wirtschaftlichkeitsberechnung, wenn es darum geht, ob ein ZMS eingesetzt werden soll oder nicht.

Das ZMS ist also ein ausgereiftes Produkt, trotzdem gibt es auch hier Weiterentwicklungen.

Über zwei Aspekte soll im folgenden berichtet werden.

## **Motorstart**

Bereits in den allerersten Anfängen der ZMS-Entwicklung stand die Problematik des Resonanzdurchgangs beim Starten des Motors im Vordergrund. Die gute Schwingungsisolierung des ZMS im Fahrbetrieb wird dadurch erreicht, daß die Resonanzfrequenz durch die große sekundäre Schwungmasse in den Bereich unterhalb der Leerlaufdrehzahl verschoben wird.

Bei jedem Start des Motors aber muß die Resonanzfrequenz durchlaufen werden. Das kann wegen der großen Massen zu hohen Momenten führen. Die ZMS-Entwicklung war deshalb durch einen steten Kampf gegen die Resonanzamplituden gekennzeichnet.

Es ist bekannt, daß die Resonanzamplituden umso größer sind, je höher die Anregung durch den Motor ist. Dieselmotoren mit nur vier oder gar drei Zylindern stellen deshalb die höchsten Anforderungen an ein ZMS. Günstig wirkt jede Art von Dämpfung wie Grundreibung, gesteuerte Zusatzreibung, Bogenfederreibung. Da diese Dämpfungen aber auch die Isolation mehr oder weniger stark verschlechtern, sind natürlich Grenzen gesetzt.

Wir erhalten jetzt jedoch eine entscheidende Hilfe, da viele neuere, elektronisch geregelte Motoren ein verbessertes Startverhalten aufweisen. Als wesentlicher, für die Ausbildung der Resonanz bestimmender Faktor hat sich inzwischen das Startmoment des Motors herausgestellt. Das ist das Moment, mit dem der Motor aus der Anlasserdrehzahl heraus beschleunigt. Je schneller die Resonanzdrehzahl durchlaufen wird, desto weniger können sich die Massen aufschwingen.

Bild 9 zeigt Simulationen eines schlechten Startverhaltens als Drehzahl über der Zeit.

Kritisch sind all die Fälle (wie in Bild 9), bei denen der Motor längere Zeit in der Resonanz verharrt oder überhaupt nicht aus eigener Kraft hochdreht. Dies ist immer dann der Fall, wenn die Leistung des Motors bei Startdrehzahl so gering ist, daß die ganze Energie durch das stark schwingende System geschluckt wird und zum Hochbeschleunigen nichts mehr übrigbleibt.

Dieser Zustand wird auch als Starthänger bezeichnet und muß beim ZMS unbedingt vermieden werden, da die lang anhaltenden, hohen Amplituden zu mechanischen Schäden an den Bauteilen führen.

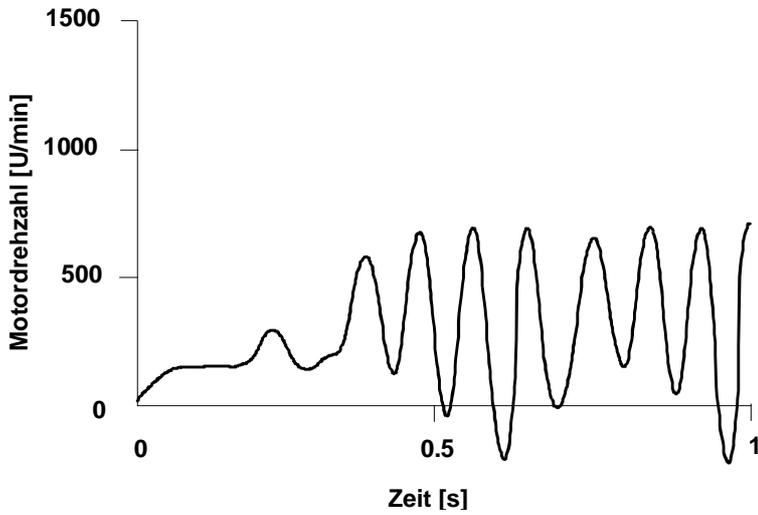


Bild 9: Schlechtes Startverhalten (Starthänger)

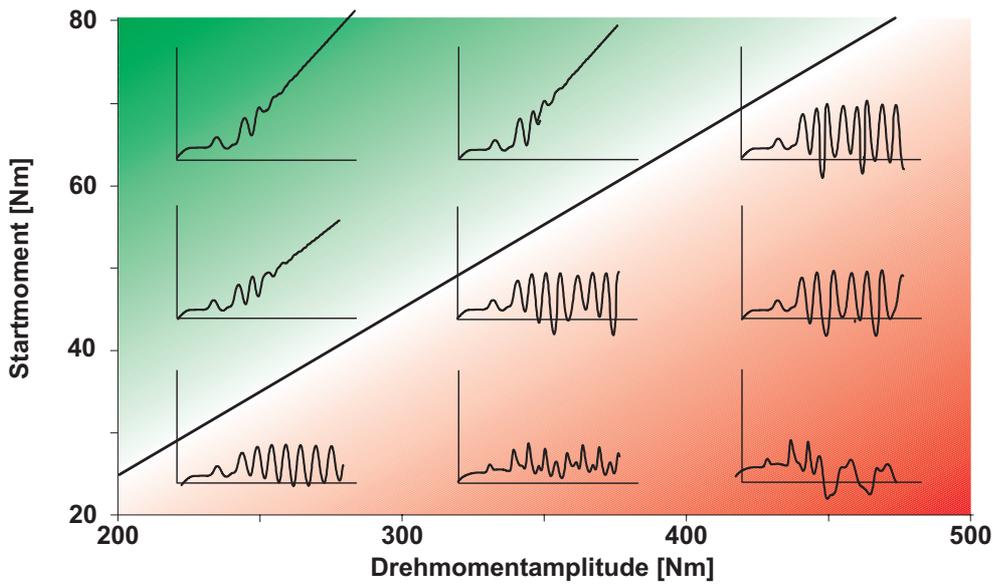


Bild 10a: Einfluß von Drehmomentamplitude (Ungleichförmigkeit) und Startmoment auf das Startverhalten

In Bild 10a sind mehrere Startsimulationsrechnungen in einer Matrix zusammengestellt. Nach oben wächst das Startmoment, nach rechts die Drehmomentamplitude.

Die Matrix zeigt deutlich, wie der Motor bei höheren Startmomenten gut startet und selbst stark ungleichförmige Motoren noch beherrscht werden.

Zwischen diesem guten und einem nicht akzeptablem Startverhalten lässt sich eine diagonale Trennlinie ziehen, die in Bild 10b noch einmal wiederholt wird. Der für das Starten sichere Bereich liegt oberhalb der Trennlinie.

Bleibt der Starter bis über die Resonanzdrehzahl eingespurt, wird also verhindert, daß der Starter bei kurzem Antippen des Zündschlüssels sofort wieder ausspurt, ergeben sich noch günstigere Verhältnisse. Die Grenze zwischen gutem und schlechtem Startverhalten verschiebt sich nach unten zu kleineren Startmomenten. Das große (auf die Kurbelwelle reduzierte) Massenträgheitsmoment des Starters reduziert die Ungleichförmigkeit des Motors.

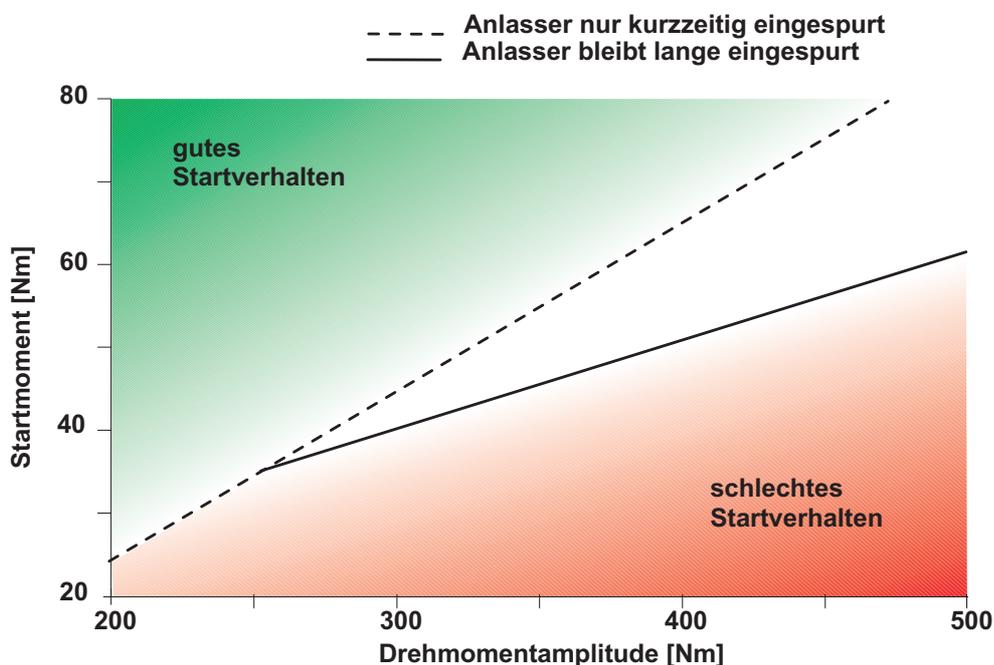


Bild 10b: Grenzfür ein gutes (links oben) und schlechtes (rechts unten) Startverhalten

Moderne Motoren zeigen häufig ein Startmoment um 70 - 80 Nm, während früher nur ca. 40 Nm üblich waren. Daher arbeiten heutige ZMS-Konzepte auch bei vielen Dreizylindermotoren ohne Schwierigkeiten, obgleich diese von der Ungleichförmigkeit her gesehen kritisch erscheinen.

Das Startverhalten kann durch die in Bild 11 genannten Maßnahmen verbessert werden.

- **Hohes Startmoment des Motors**
- **Starter bis über Resonanzdrehzahl eingespurt**
- **Hohe Starterdrehzahl**
- **Dämpfung (Reibungshysterese im ZMS)**
- **Große Primärschwungmasse**
- **Kleine Sekundärschwungmasse**
- **Flache Federrate der Verdrehkennlinie**

Bild 11: Maßnahmen zur Verbesserung des Startverhaltens

In den ersten Jahren der ZMS-Entwicklung stand die hohe Belastung der Bauteile durch den Resonanzdurchgang im Vordergrund. Da die Komponenten im Vergleich zu einer konventionellen Kupplungsscheibe stark überdimensioniert wurden, man denke zum Beispiel an die Flansche, erkannte man eine andere Ursache für Übermomente relativ spät. Erst als die Resonanzerscheinungen nach und nach immer besser in den Griff zu bekommen waren und man daran ging, die Bauteile aus Kostengründen etwas weniger massiv auszuführen, entdeckte man, daß eine schlagartige Beanspruchung ähnlich hohe Spitzenmomente erzeugt wie o.g. Resonanzerscheinungen.

Beim sehr schnellen Schließen der Kupplung entstehen Stöße, die Impacts, wenn Motor und Getriebewelle große Drehzahlunterschiede aufweisen. Solche schnellen Schließvorgänge treten beim sehr sportlichen, schnellen Schalten, aber auch bei Fehlbedienungen, zum Beispiel Abrutschen vom Kupplungspedal, auf.

Was dabei geschieht, ist in Bild 12 in mehreren Phasen gezeigt. Der besseren Übersicht wegen wird die Rotationsbewegung des Antriebsstrangs als lineares Modell dargestellt.

Angenommen, die beiden Schwungmassen des ZMS, die über den ZMS-Torsionsdämpfer miteinander gekoppelt sind, bewegen sich mit einer großen Geschwindigkeit nach rechts. Der restliche Antriebsstrang steht still. Schlagartig wird die Kupplung geschlossen. Die sekundäre Schwungmasse wird dadurch schnell abgebremst, während die primäre Schwungmasse wegen des sehr weichen Torsionsdämpfers erst verspätet verzögert wird. Zwischen den beiden Schwungmassen tritt deshalb eine Relativbewegung auf, die so groß werden kann, daß die Massen mit großer Geschwindigkeit aufeinanderstoßen. Dabei können dann sehr hohe Spitzenmomente auftreten.

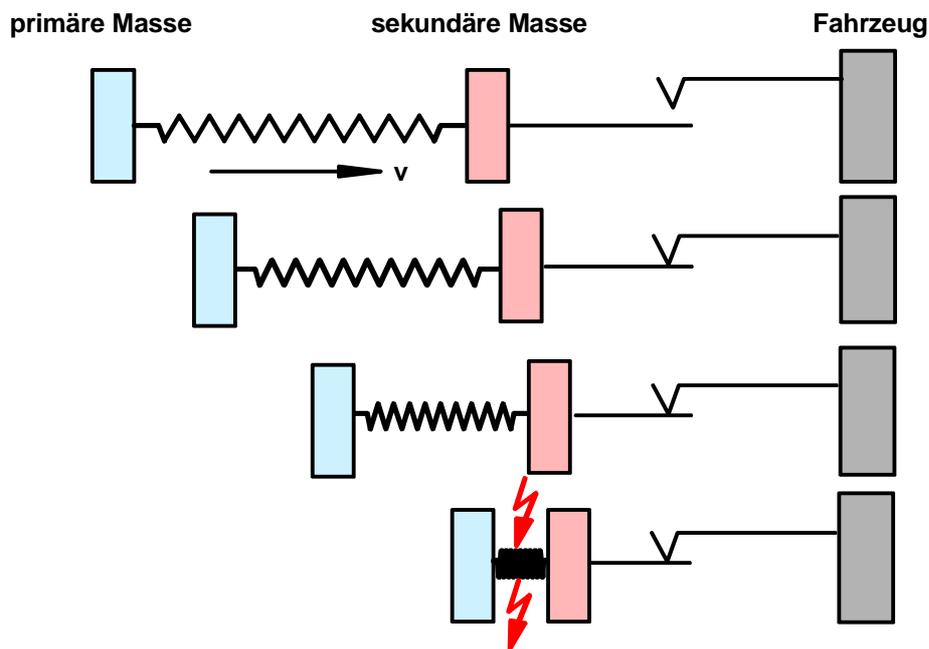


Bild 12: Impactbeanspruchung nach schnellem Einkuppeln

Bild 13 zeigt die unmittelbar nach dem Schließen der Kupplung zwischen den Schwungmassen auftretenden Momente, wie sie sich für einen idealen Torsionsdämpfer mit sehr langer Kennlinie ohne Anschlag ergeben würden. Diese können je nach Massenaufteilung mehr als das doppelte des Motormoments betragen.

Typischerweise endet die Kennlinie eines ZMS-Torsionsdämpfers bei etwa dem 1,3fachen Motormoment. Dann geht der Dämpfer auf Block, und es tritt ein Schlag auf, der das 20fache Motormoment erreichen kann.

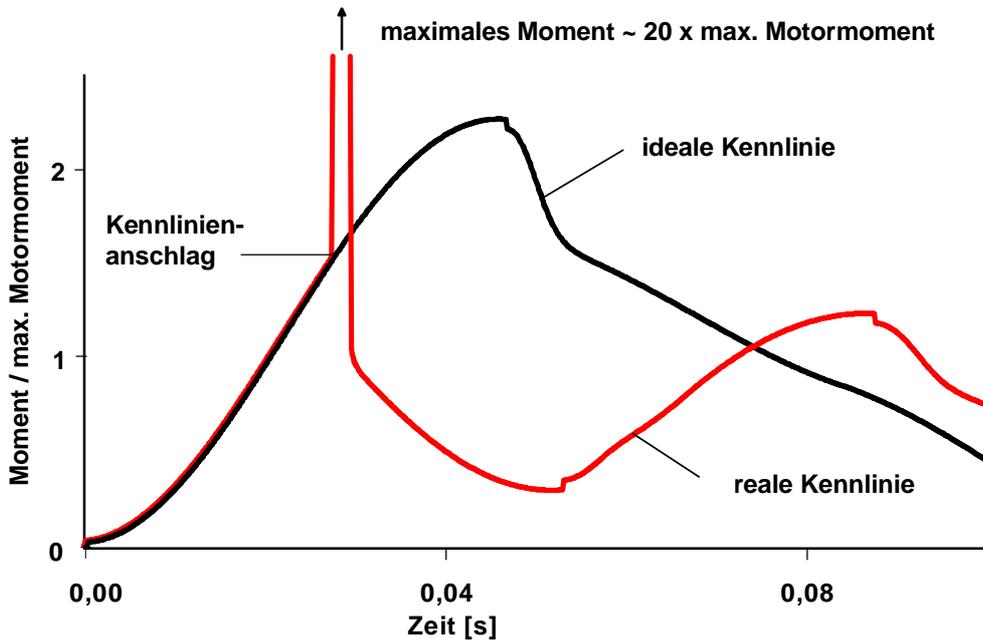


Bild 13: Momentenverlauf zwischen primärer und sekundärer Schwungmasse nach schnellem Einkuppeln; für ideale, unendlich lange Torsionskennlinie sowie für reale Torsionskennlinie mit einem Anschlagmoment von ca. 1,3fachem Motormoment

Bild 14 zeigt den Einfluß der Einkuppelzeit und des Anschlagmoments auf die Spitzenmomente. Als Parameter wurde die Einkuppelzeit variiert. Das Bild zeigt, daß die Spitzenmomente sehr stark von diesen Parametern abhängen. Bei langsamem Einkuppeln und/oder hohen Anschlagmomenten lassen sich Impact-Stöße praktisch vermeiden. Man wird deshalb bestrebt sein, die Einkuppelzeit zu verlängern, zum Beispiel durch Einbau einer Drossel im hydraulischen Ausrücksystem.

Dazu eignen sich sogenannte Peak Torque Limiter, die als einseitig wirkende Drossel die Impactmomente stark abbauen.

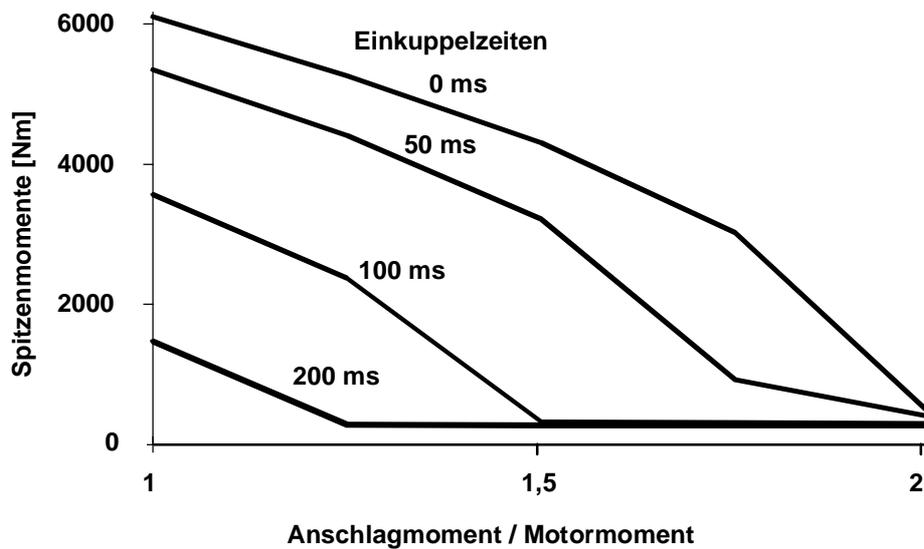


Bild 14: Einfluß von Anschlagmoment und Einkuppelzeit auf die Spitzenmomente

	Zeit [ms]
• Mechanisches Ausrücksystem mit Stahlpedal	15 - 20
• Mechanisches Ausrücksystem mit Kunststoffpedal	3 - 7
• Hydraulisches Ausrücksystem betriebswarm	30 - 70
• Hydraulisches Ausrücksystem kalt	400 - 1000
• Hydraulisches Ausrücksystem betriebswarm, mit Dämpfung	100 - 250

Bild 15: Typische Einkuppelzeiten für mechanische und hydraulische Ausrückssysteme

Bild 15 zeigt typische Einkuppelzeiten beim schnellen Einkuppeln. Völlig ungebremst können mechanische Ausrückssysteme einkuppeln, insbesondere wenn sie ein leichtes Kunststoffpedal besitzen. Schon ein schwereres Stahlpedal reduziert die Spitzenmomente nennenswert. Die günstigsten minimalen, d.h. langen Einkuppelzeiten zeigen hydraulische Ausrückssysteme.

Falls die Spitzenmomente nicht über die Einkuppelzeit begrenzt werden können, müssen andere Maßnahmen ergriffen werden. In Bild 16 sind die bekannten Maßnahmen zusammengefaßt. Als äußerst wirkungsvoll hat sich zum Beispiel eine Drehmomentbegrenzung erwiesen, die zum ZMS-Dämpfer in Reihe geschaltet ist.

- **Anschlagmoment hoch**
- **Peak Torque Limiter im Ausrücksystem**
- **Federsteigung hoch (Winkel verkürzt)**
- **Drehmomentbegrenzung**
- **Kupplungsmoment reduziert**
- **Automatisierte Kupplung anstelle konventioneller Kupplung**

Bild 16: Maßnahmen zur Verringerung von Spitzenmomenten bei schnellem Einkuppeln

## **Neue Generationen**

Zu Beginn wurde darauf hingewiesen, daß bei allen Fahrzeugen ein ZMS eine deutliche Geräusch- und Komfortverbesserung bringen würde. Die scheinbaren Mehrkosten verhinderten bisher aber besonders bei kleineren Fahrzeugen noch einen breiten Einsatz von ZMS, weil die vielfältigen Sekundärvorteile nicht berücksichtigt wurden.

Deshalb standen Kostenreduzierungen im Mittelpunkt der Entwicklungen der letzten Jahre. Über die wichtigsten soll hier berichtet werden.

## Allgemeine Kostenreduzierungen

Neben Verbesserung der Umformverfahren bei den Blechumformteilen, die dazu führten, daß bei neueren Konstruktionen kaum mehr mechanische Nachbearbeitung notwendig ist, wurden auch durch FEM-Berechnung und optimale Werkstoffauswahl weitere Kostenreduzierungen erzielt.

Schwierig war die Einführung des kleinen Kugellagers, das sich im Serieneinsatz inzwischen bewährt hat (Bild 17). Wegen der Kurbelwellenschraubung (entweder innerhalb oder außerhalb des Lagers) gibt es zwischen dem großen und dem kleinen Lager keine Zwischengröße. Man mußte deshalb einen großen Schritt tun, was vielen Kunden schwerfiel.

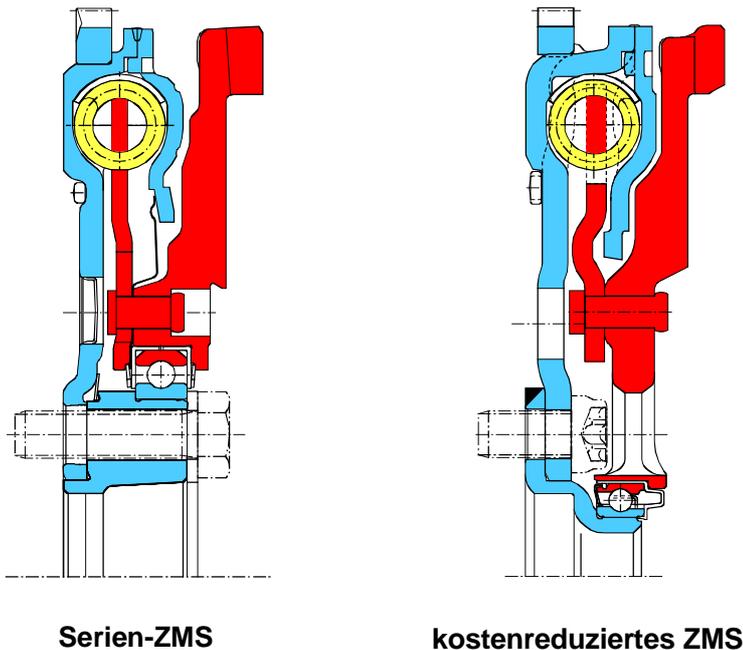


Bild 17: Kostenreduziertes ZMS mit kleinem Lager

Darüber hinaus wurden für verschiedene Kunden Baukastensysteme entwickelt, bei denen für die einzelnen Motorisierungen lediglich kleine Modifikationen einzelner ZMS-Bauteile, wie zum Beispiel Bogenfedern oder Reibeinrichtungen, vorgenommen werden müssen. Die werkzeugintensiven Blechteile bleiben größtenteils unbeeinflusst.

Solche Baukastenlösungen erfordern aber auch die Mithilfe der Fahrzeughersteller, die ebenfalls einige Standardisierungen vornehmen müssen, zum Beispiel bezüglich der Zahnkranzlage.

## Gleitlager

Eine weitere Reduzierung der Kosten werden Gleitlager bringen (Bild 18). Dabei erscheint es uns unabdingbar zu sein, dieses Gleitlager innerhalb der Kurbelwellenschraubung anzuordnen. Beim Ausrücken der Kupplung muß die gesamte Ausrückkraft über das Gleitlager aufgefangen werden. In Verbindung mit einem großen Reibradius entstände ein zu hohes Reibmoment, das die Isolation verschlechtert. Deshalb empfiehlt LuK nachdrücklich, das Gleitlager auf kleinstem Durchmesser anzuordnen.

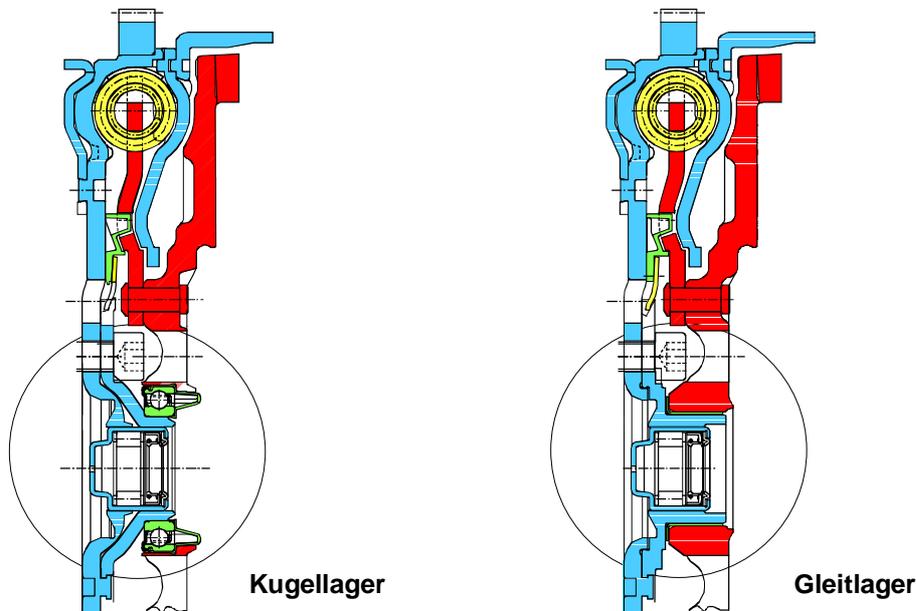


Bild 18: ZMS mit Gleitlager

Bisher durchgeführte Versuche mit verschiedenen Gleitlagerausführungen sind vielversprechend und lassen befriedigende Lebensdauer bei ausreichender Zentriergenauigkeit erwarten.

## ZMS mit trockenem Dämpfer

Zu Beginn der ZMS-Entwicklung wurde versucht, den Torsionsdämpfer ähnlich wie bei Kupplungsscheiben auszuführen. Da der ZMS-Torsionsdämpfer eine wesentlich bessere Schwingungsisolierung aufweist als ein Torsionsdämpfer der Kupplungsscheibe, müssen die Federn im ZMS größere Relativschwingwinkel ausführen.

Der damit verbundene höhere Verschleiß an den Federführungen zwang, auf fettgeschmierte Dämpfer überzugehen.

Wegen der mit der Schmierung verbundenen Kosten für Fett, Abdichtung usw. unternimmt LuK einen erneuten Versuch, für ZMS einen trockenlaufenden Dämpfer zu entwickeln.

Noch können wir nicht mit letzter Sicherheit sagen, daß die Lebensdauer erreicht wird. Aber es gibt Gründe, warum unsere Chancen heute höher einzuschätzen sind als 1985: LuK verfügt heute über bessere theoretische und versuchstechnische Hilfsmittel, eine nichtgeschmierte Federführung zu analysieren und Maßnahmen gegen Verschleiß einzuführen.

Durch optimale Gestaltung der Federführung, also von Fenstern und Federendwindungen, kann zum Beispiel, wie in Bild 19 gezeigt, die Reibarbeit und damit der Verschleiß beträchtlich reduziert werden.

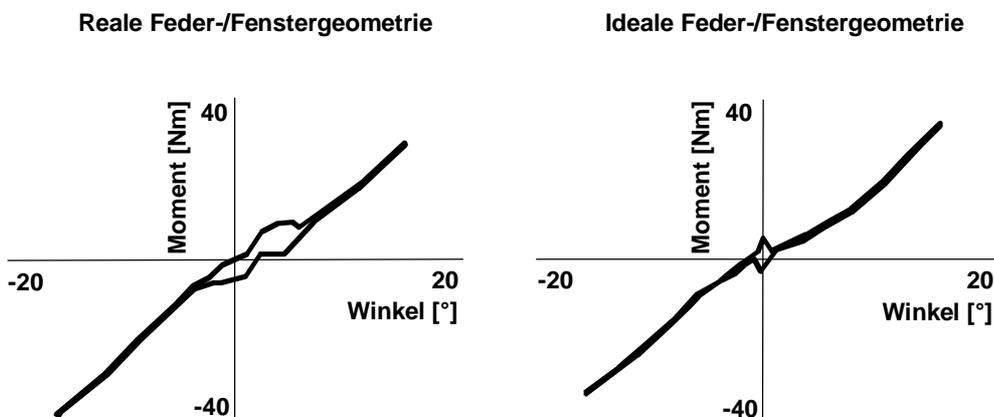


Bild 19: Hystereseschleifen durch Reibung der Druckfedern beim Momentenwechsel

Eine weitere Verbesserung wird erzielt, wenn die Federn auf möglichst kleinem Durchmesser angeordnet werden, um die Fliehkraft geringzuhalten. Damit wird auch unter Berücksichtigung der Erfahrungen aus der Anfangszeit der ZMS-Entwicklung eine ausreichende Lebensdauer des trockenen Torsionsdämpfers im ZMS erwartet. Der ZMS-Aufbau wird sich durch den Wegfall der Fettschmierung deutlich vereinfachen.

Faßt man alle Einsparpotentiale zusammen, so ergibt sich ein ZMS, wie es in Bild 20 gezeigt ist. Die innenliegenden Druckfedern lassen zwar nicht mehr die gewohnt flachen Kennlinien zu, aber Überprüfungen in einigen Fahrzeugen haben ergeben, daß diese ZMS-Variante für Vier- und Sechszylinder-Benzinmotoren gute Schwingungsisolation zeigt.

Für Vierzylinder-Dieselmotoren scheint die realisierbare Federrate nicht auszureichen. Für solche Motorisierungen erscheint das Trocken-ZMS in dieser Form zur Zeit noch nicht möglich.

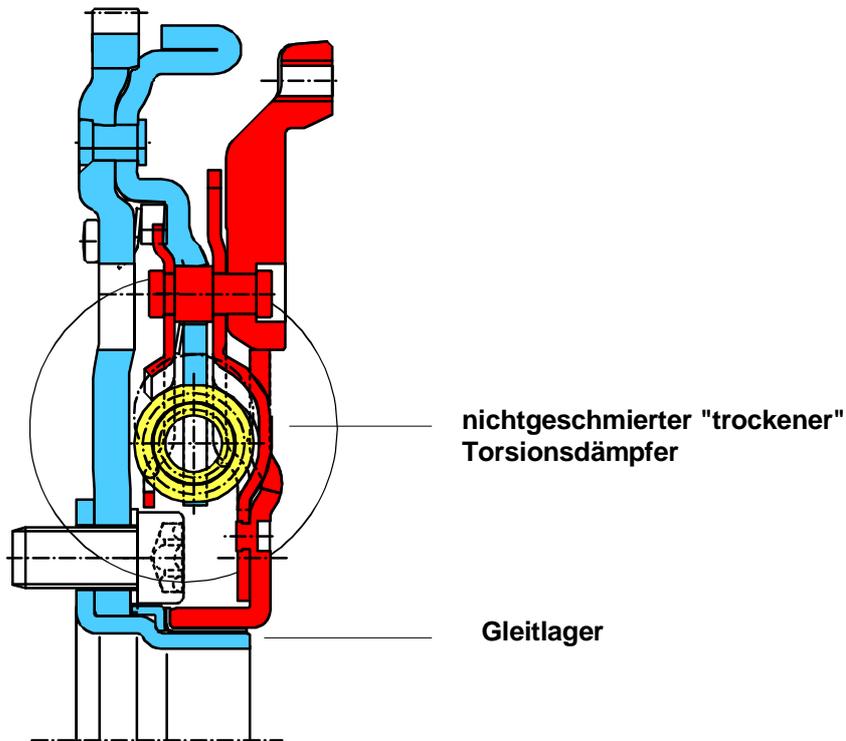


Bild 20: ZMS mit nichtgeschmiertem Torsionsdämpfer

## Alternative Möglichkeiten zur Beseitigung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang

Selbstverständlich wird – auch bei LuK – immer wieder nach Alternativen zum ZMS gesucht.

Zum Beispiel können über eine schlupfende Kupplung die Torsionsschwingungen herausgefiltert werden. Damit wird aber, wie Bild 21 zeigt, nicht die Schwingungsisolierung des ZMS erreicht. In dem Vortrag über Automatisierung von Kupplungen wird darüber berichtet [5].

Auf eine weitere, theoretisch sehr interessante Möglichkeit, die in letzter Zeit in der populärwissenschaftlichen Presse auf große Resonanz gestoßen ist, soll noch eingegangen werden [7, 8].

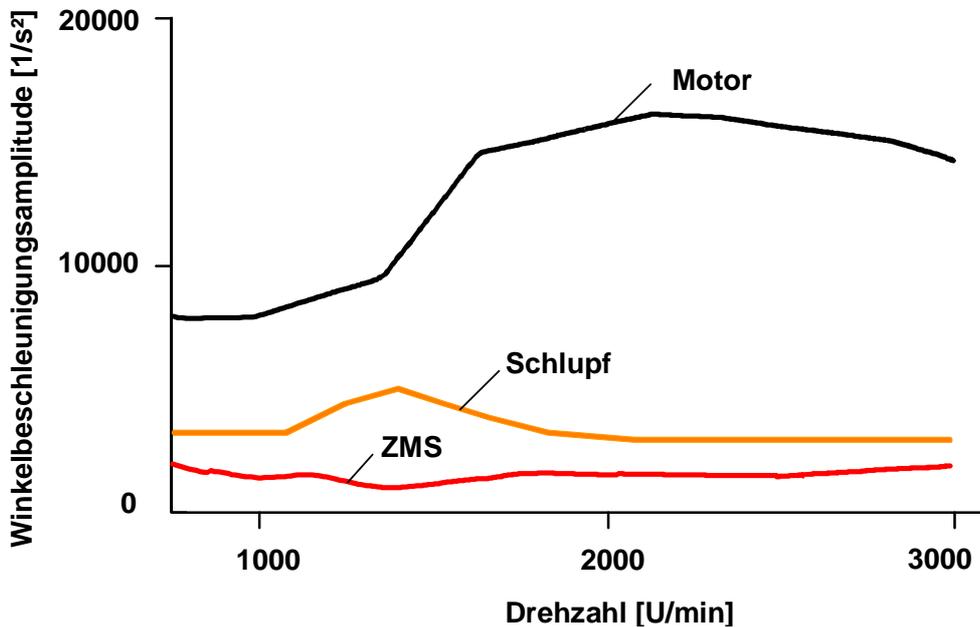


Bild 21: Vergleich der Schwingungsisolierung eines Zweimassenschwungrads mit einer schlupfgeregelten Kupplung

Es handelt sich dabei um die Möglichkeit, durch gezieltes Erzeugen von Gegenmomenten mit einer elektrischen Maschine die Momentenschwankungen abzubauen. Dies erscheint zunächst einmal naheliegend, wenn – aus ganz anderen Gründen – ein sogenannter Kurbelwellenstartergenerator eingesetzt werden soll. Diese Kurbelwellenstartergeneratoren, die von verschiedenen Firmen entwickelt werden, vereinen Starter und Lichtmaschine in einer elektrischen Maschine, die anstelle des Schwungrads zwischen Motor und Getriebe angebracht wird (Bild 22). Solch eine elektrische Maschine könnte immer dann, wenn der Verbrennungsmotor nach der Zündung ein Überschußmoment liefert, als Lichtmaschine arbeiten und ein entsprechendes Moment von der Kurbelwelle abziehen, um es dann während der Kompressionsphase als Elektromotor wieder zurückzuliefern. Theoretisch könnte eine vollkommene Glättung des Momentenverlaufs erreicht werden.

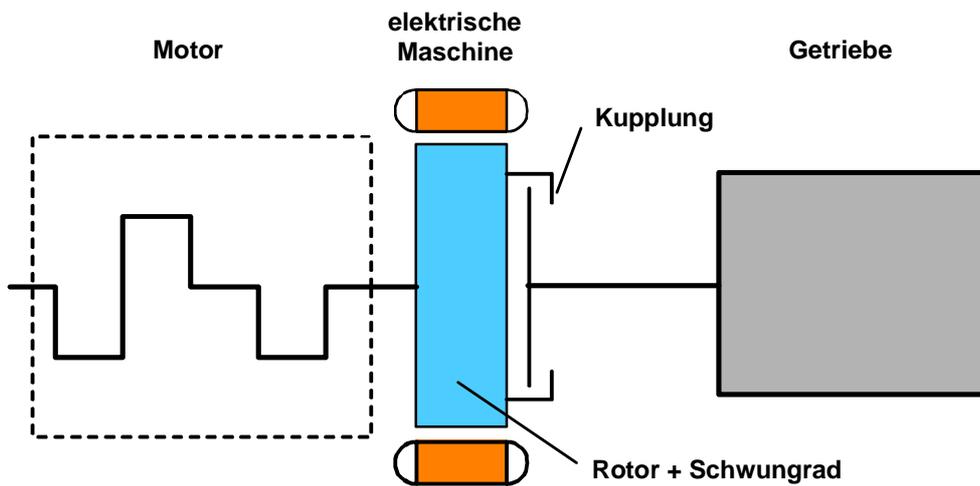


Bild 22: Schematische Darstellung des Kurbelwellenstartergenerators

In Bild 23 ist für einen Vierzylinder-Dieselmotor der Momentenverlauf über dem Kurbelwellenwinkel dargestellt. Basierend auf einer Drehzahl von 1.500 U/min ist ein Kurbelwellenwinkel für eine halbe Umdrehung zugrundegelegt.

Anhand der Flächen ober- und unterhalb der mittleren Momentenlinie ist ersichtlich, welche Energien erfaßt werden müssen.

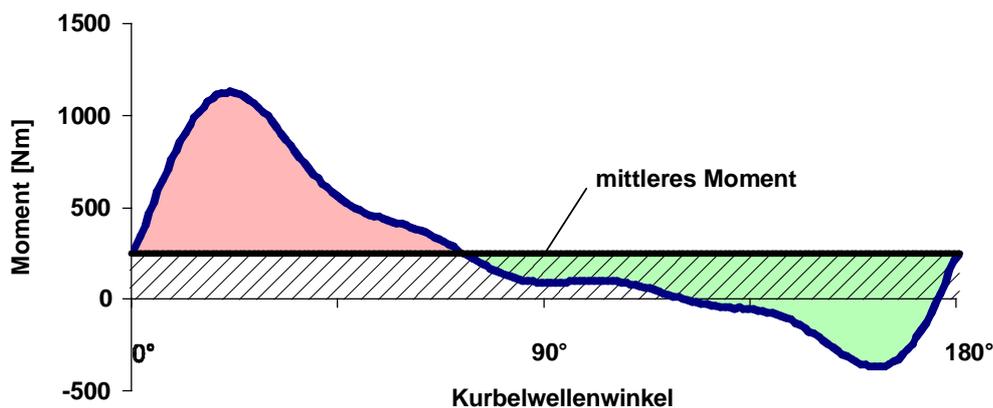


Bild 23: Momentenverlauf über Kurbelwellenwinkel

Die beim Überschußmoment durch die Stromerzeugung abzuführende Energie ist durch die rote Fläche dargestellt. Diese muß kurzzeitig, zum Beispiel in einem Kondensator, zwischengespeichert werden.

Während der Kompressionsphase wird diese Energie über den Elektromotor wieder zurückgeliefert (grüne Fläche).

Um abzuschätzen, welche Energiebeträge dabei im Spiel sind, wurde auch die dem mittleren Moment entsprechende Fläche, die der Arbeit des Verbrennungsmotors entspricht, schraffiert.

Ein einfacher Größenvergleich zeigt:

Die elektrischen Leistungen, die hin- und hertransportiert werden müssen, erreichen die gleiche Größenordnung wie die mittlere Leistung des Verbrennungsmotors. Mit anderen Worten: einige 10 KW werden permanent in der Elektromaschine erzeugt, gleichgerichtet, in einen Kondensator geladen, wieder entladen, durch einen Wechselrichter geschickt, um dann den Elektromotor anzutreiben. Selbst wenn man für jeden dieser einzelnen Schritte phantastisch gute Wirkungsgrade von 98 % annimmt, wäre der Gesamtwirkungsgrad nur etwa 88 %. Das heißt, 12 % der hin- und herzutransportierenden elektrischen Leistung, die ja in der Größenordnung der Verbrennungsmotorenleistung ist, also einige KW, würden sinnlos verheizt.

Selbst wenn man annimmt, daß eine vollständige Kompensation der Momente nicht notwendig ist, weil auch das ZMS die Schwingungen nicht vollständig beseitigen kann, würde die Energiebilanz einer entsprechenden elektrischen Maschine bei einem Dieselmotor noch extrem ungünstig ausfallen.

Benzinmotoren liegen hier zwar günstiger (Bild 24), trotzdem ändert das nichts an der Tatsache, daß beim aktiven Dämpfen der Torsionsanregung durch eine elektrische Maschine enorm hohe elektrische Verluste entstehen.

Fahrzeug	Amplitude der Drehmomentschwankungen (Nm)	
	Leerlauf	Zug bei 1500 U/min
Vierzylinder Diesel	300	700
Sechszylinder Diesel	280	700
Vierzylinder Benzin	35	290
Sechszylinder Benzin	35	300

Bild 24: Typische Momentenamplituden an der Kurbelwelle

Dagegen erreicht das ZMS in dieser Hinsicht traumhafte Werte. Durch die Schwingwinkel innerhalb des ZMS wird wegen der parallel geschalteten Reibung zwar auch etwas Energie vernichtet. Für den ungünstigsten Fall eines Vierzylinder-Dieselmotors bei 1.500 U/min ergibt sich die Verlustleistung aus der Hystereseschleife für den entsprechenden Schwingwinkel. Näherungsweise sind das 50 Watt, also etwa um einen Faktor 100 geringere Verluste als mit der oben beschriebenen aktiven Dämpfung.

LuK geht deshalb davon aus, daß bei Kurbelwellenstartergeneratoren ein mechanisches Dämpfungssystem ähnlich dem ZMS zum Einsatz kommt.

## **Zusammenfassung**

Das ZMS hat sich in Europa in der PKW-Oberklasse weitgehend durchgesetzt und ist gerade dabei, die mittlere Klasse zu durchdringen. Entwicklungen bei kleineren Motoren unter 1,6 Liter Hubraum lassen erwarten, daß in einigen Jahren auch hierfür viele ZMS zum Einsatz kommen.

Das ZMS liefert die beste Schwingungsisolierung, wie sie heute von keinem anderen System geboten werden kann. Neben den bekannten Vorteilen wie Beseitigung von Getriebegeräuschen und Brummen sind auch weitere Vorteile vorhanden, die teilweise in der Vergangenheit weniger beachtet wurden.

Das Herausfiltern der wechselnden Drehmomentanteile läßt insbesondere bei Dieselmotoren eine geringere Getriebebelastung erwarten. Kurbelwellenschwingungen (Torsion und Biegung) werden verringert. Dies ermöglicht eine neue Auslegung der Kurbelwelle. Allerdings muß darauf hingewiesen werden, daß die Ungleichförmigkeit des Motors wegen der geringen Schwungmasse des ZMS eher zunimmt.

Die Beseitigung des Getrieberassels verhindert viele Reklamationen von Kunden, die sonst befürchten, ihr Getriebe könnte beschädigt sein, und deshalb während der Garantiezeit einen teuren Umbau fordern.

Kraftstoffverbrauch und Emissionen werden durch Fahren im niedrigeren Drehzahlbereich reduziert.

Die Systemkosten eines optimierten ZMS liegen heute noch höher als bei einer konventionellen Lösung. Mit den Sekundärvorteilen sind heute schon viele ZMS kostenneutral.

Trotzdem unternimmt LuK große Anstrengungen, um das ZMS weiter zu verbilligen. Dadurch sollen neue Anwendungsfelder erschlossen werden. Neben den üblichen Rationalisierungsmaßnahmen und Entfeinerungen wird in den nächsten Jahren ein Übergang vom Wälzlager auf ein Gleitlager erwartet. Außerdem wird an trockenen ZMS-Dämpfern gearbeitet, die zwar nicht für kritische Motorisierungen gedacht sind, für einen Großteil der Fahrzeuge aber noch ein kostengünstiges ZMS-Konzept erwarten lassen.

## Literatur

- [1] Reik, W.; Albers A.; Schnurr M. u.a.:  
Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, LuK-Kolloquium 1990
- [2] Albers, A.:  
Das Zweimassenschwungrad der dritten Generation – Optimierung der Komforteigenschaften von PKW-Antriebssträngen, Antriebstechnisches Kolloquium 1991, Verlag TÜV-Rheinland, 1991
- [3] Reik, W.:  
Schwingungsverhalten eines PKW-Antriebsstrangs mit Zweimassenschwungrad, VDI-Bericht 697, S. 173 – 194
- [4] Albers, A.:  
Fortschritte beim ZMS – Geräuschkomfort für moderne Fahrzeuge, LuK-Kolloquium 1994
- [5] Albers, A.:  
Selbsteinstellende Kupplung und Zweimassenschwungrad zur Verbesserung des Antriebsstrangkomforts, VDI-Bericht 1175 von 1995, Seite 153
- [6] Fischer, R.:  
Automatisierung von Schaltgetrieben, LuK-Kolloquium 1998
- [7] Bartsch, C.:  
Von separaten Aggregaten zum Schwungradgenerator, Antriebstechnik 37 (1998) Nr. 1, Seite 48
- [8] Kuhn, L.:  
Auf der Überholspur, Wirtschaftswoche Nr. 4, 15.01.1998

# Automatisierung von Schaltgetrieben

Dr. techn. **Robert Fischer**

Dr.-Ing. **Reinhard Berger**

## Einleitung

Die steigende Verkehrsdichte, eine wachsende Zahl von Vorschriften sowie die höheren Treibstoffpreise werden von vielen Bürgern beklagt. All dies deutet darauf hin, daß die Automatisierung des Antriebsstranges zunehmen wird. Die sich durchsetzenden Automatisierungslösungen werden davon abhängen, wie preisgünstig und komfortabel die entwickelten Systeme sind. Die Automatisierung des Handschaltgetriebes verspricht, eine kostengünstige, verbrauchsgünstige und komfortable Lösung zu sein.

In welchen Marktsegmenten wird sich die Automatisierung des Handschaltgetriebes unserer Ansicht nach durchsetzen?

Beim Elektronischen Kupplungsmanagement (EKM) gibt der Fahrer selbst den Schaltzeitpunkt und Ablauf des Gangwechsels vor. Insofern ist das Verhalten dem eines konventionellen Handschaltgetriebes sehr ähnlich. Die Kupplungsstrategien werden von LuK für alle Fahrzeug- und Momentenklassen beherrscht. So könnte das EKM für Fahrer, die gerne selbst schalten, in jeder Drehmomentklasse angeboten werden.

Beim Automatisierten Schaltgetriebe (ASG) erfolgt der Gangwechsel automatisch und im Gegensatz zum Stufenautomaten prinzipbedingt mit Zugkraftunterbrechung. Diese ist um so deutlicher spürbar, je höher die Zugkraft, die unterbrochen wird, ist. Wir vermuten deshalb, daß sich das ASG vor allem bei Kleinfahrzeugen durchsetzen wird. Der zunehmende Einsatz von E-Gas erleichtert außerdem die Einführung des ASG.

Dieser Bericht gliedert sich in drei wesentliche Blöcke. Zunächst wird der aktuelle Serienstand des Elektronischen Kupplungsmanagements vorgestellt. Der zweite Abschnitt behandelt die Weiterentwicklungen dieses Systems. Im dritten Teil wird über das Automatisierte Schaltgetriebe berichtet.

# Elektronisches Kupplungsmanagement: Serienstand

## Prinzipaufbau

Bild 1 zeigt den Prinzipaufbau des elektromotorischen EKM. Dieses Bild wurde bereits auf dem letzten Kolloquium [1] präsentiert und zeigte damals die Entwicklungsrichtung auf. Basis des EKM's ist hier die selbstnachstellende, kraftreduzierte Kupplung (SAC) [2], die in Kombination mit der Momentennachführung (siehe Kapitel 2.3) einen kleinen Elektromotor als Stellantrieb ermöglicht. Dieser kleine Elektromotor hat eine geringe Wärmeentwicklung, so daß Stellantrieb und Steuergerät zu einem „intelligenten Aktor“ integriert werden können. Dieser ersetzt das Kupplungspedal und liefert höchsten Kupplungskomfort. Änderungen am Ausrückssystem und am Getriebe sind nicht notwendig. Als Zusatzaufwand sind nur Sensoren zur Detektion der Schaltabsicht bzw. zur Gangerkennung erforderlich. Alle anderen Signale sind im Fahrzeug bereits vorhanden.

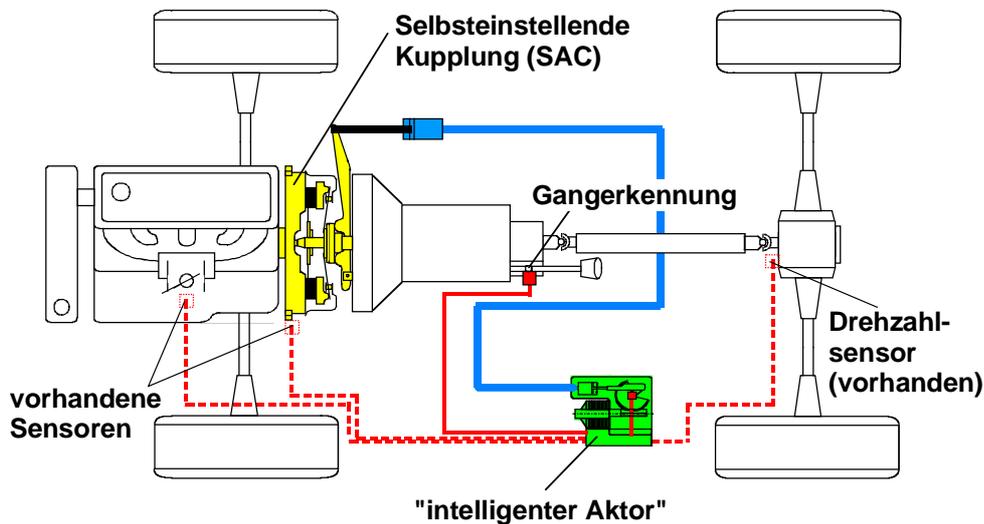


Bild 1: Systemübersicht: elektromotorisches EKM

Bei der EKM-Entwicklung ist LuK eine Kooperation mit BOSCH eingegangen, wobei LuK die Gesamtsystem-Verantwortung hat.

## Aufwandsminimierung

Ein sehr wichtiges Ziel bei der Entwicklung des EKM's war die Aufwandsminimierung. Das System sollte ein reines Add-On-System sein, d. h., Änderungen an Getriebe, Schaltung und Ausrücksystem sollten vermieden werden. Hinzu kommt die Beschränkung auf eine möglichst kleine Anzahl von Sensoren und die Reduzierung des Verkabelungsaufwands, siehe Bild 2. So wurde festgelegt, daß auf den Kupplungswegsensor verzichtet wird, ebenso entfällt der Getriebeingangsdrehzahlsensor. Bei der Schaltabsicht wurde als Ziel gesetzt, ohne Änderung am Schaltgefühl durch eine aufgeklippte Wegmessung die Schaltabsicht des Fahrers zu detektieren und keine Modifikation am Schalthebel zu benötigen. All dies konnte durch intelligente Softwarestrategien realisiert werden [3].

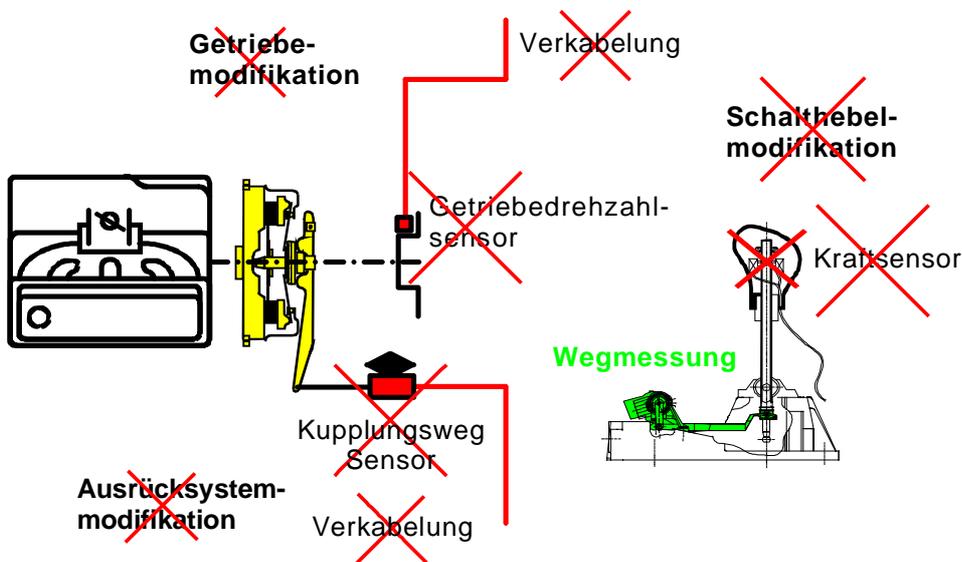


Bild 2: Add-On EKM: Aufwandsminimierung

Ein weiterer Punkt ist die bereits erwähnte Integration von Stellantrieb und Steuergerät.

## Momentennachführung

Wichtige Basis für schnelle Kuppelzeiten trotz kleinem Elektromotor und für guten Lastwechselkomfort ist die Momentennachführung, deren Funktionsweise anhand von Bild 3 erläutert wird.

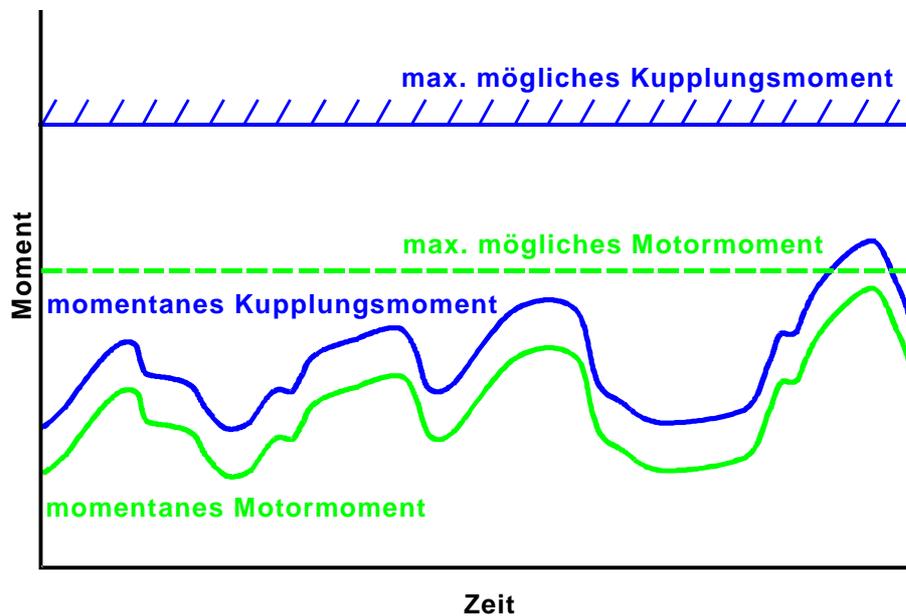


Bild 3: Zeitverlauf Momentennachführung

Eine Kupplung muß das Motormoment auch im ungünstigsten Fall sicher übertragen können und deshalb eine ausreichende Zusatzreserve bieten. In der Praxis kann eine völlig geschlossene Kupplung das 1,2- bis 2,5-fache des maximal möglichen Motormoments übertragen. Die Momentennachführung basiert auf der Grundidee, das Kupplungsmoment dem momentanen Motormoment anzupassen und nur eine kleine Sicherheit zu lassen.

Den Vorteil bei einem Schaltvorgang zeigt Bild 4. Bei einem konventionellen System ohne Momentennachführung liegt das Kupplungsmoment weit über dem Motormoment. Will der Fahrer schalten und geht vom Gas, fällt das Motormoment. Bei Betätigung des Schalthebels wird die Schaltabsicht ausgelöst und die Kupplung muß nun von "ganz geschlossen" bis "ganz geöffnet" verfahren werden. Das definiert die Auskuppelzeit. Diese darf nicht zu lang sein, sonst überträgt die Kupplung während der Synchronisierung des nächsten Ganges noch Moment, was zu Getrieberatschen oder Getriebeschäden führen kann.

Bild 4b zeigt den gleichen Vorgang mit Momentennachführung. Das Kupplungsmoment liegt nur knapp über dem Motormoment. Dadurch ist schon der Weg bis "ganz geöffnet" deutlich geringer als beim konventionellen Ablauf. Geht nun der Fahrer vom Gas, weil er schalten möchte, sinkt das Motormoment und damit sofort auch das Kupplungsmoment. Bei Auslösung der Schaltabsicht ist die Kupplung somit schon fast geöffnet und das restliche Auskuppeln erfolgt sehr schnell. Auch gerissene Schaltungen sind damit ohne Getriebegeräusch oder Getriebebeschädigungen möglich.

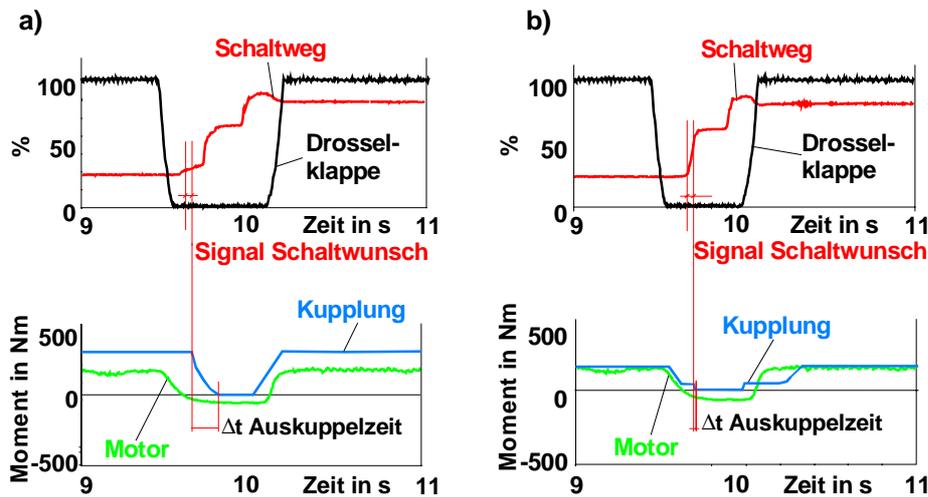


Bild 4: Schaltvorgang a) ohne Momentennachführung und b) mit Momentennachführung

Die Alternative zum elektromotorischen EKM ist das hydraulische. Ein solches System wurde von LuK bereits in Serie gebaut. Es ist wesentlich aufwendiger als das elektromotorische, theoretisch dafür schneller. Durch die Momentennachführung sind jedoch auch elektromotorisch extrem kurze Kuppelzeiten möglich, die der hydraulischen Lösung nicht nachstehen.

Ein weiterer Vorteil der Momentennachführung ergibt sich bei Lastwechseln. Ein schneller Gasstoß erzeugt Momentenspitzen und damit Ruckelschwingungen, welche je nach Fahrzeug unterschiedlich stark ausfallen (Bild 5a). Diese werden bei der Momentennachführung durch eine sehr kurze Schlupfphase, die für Verbrauch und Verschleiß nicht relevant ist, verhindert.

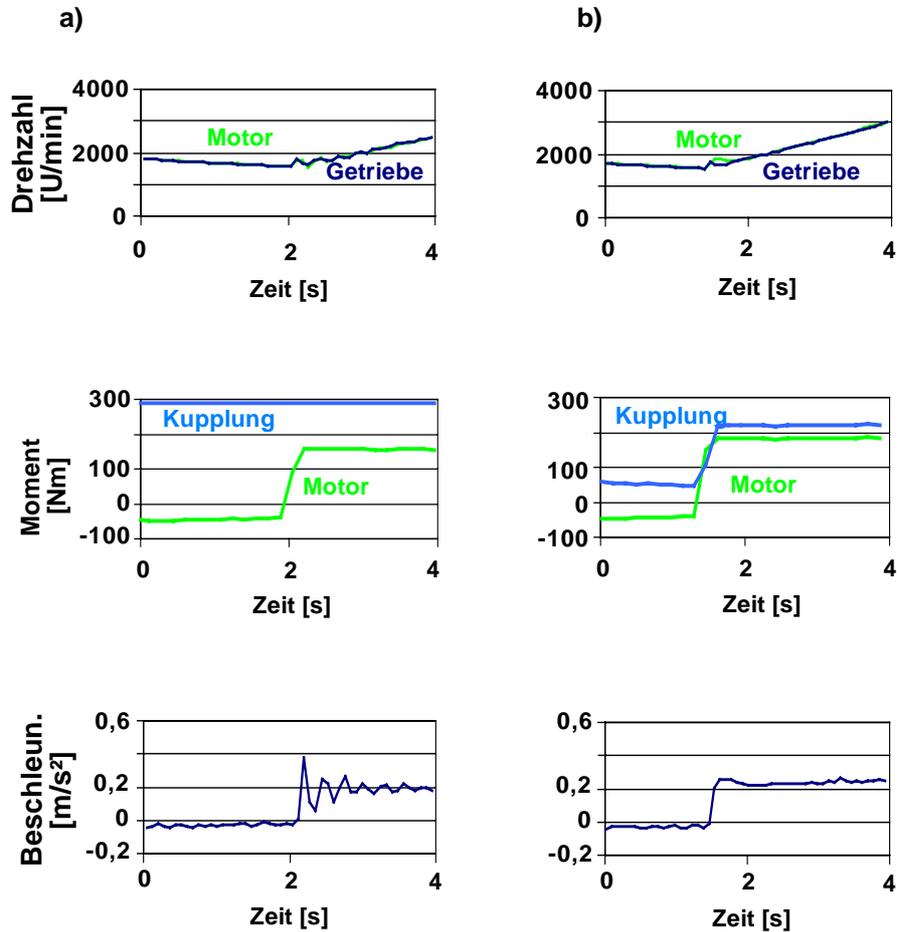


Bild 5: Lastwechsel a) ohne Momentennachführung und b) mit Momentennachführung

Auch die Beanspruchung des Triebstranges wird durch EKM mit Momentennachführung begrenzt:

- Bei Knallstart gibt es keine Stöße durch plötzliches Zuschnappen der Kupplung (gilt für jedes EKM).
- Die maximale Momentenübertragungsreserve der Kupplung wird gewöhnlich nicht genutzt, die Kupplung wirkt als eine Drehmomentenbegrenzung.
- Deshalb wird auch bei abtriebsseitigen Stößen die Momentenüberhöhung reduziert.
- Der Kupplungsverschleiß ist tendenziell geringer als bei Pedalbetätigung, da die Elektronik im Gegensatz zum Fahrer in jeder Situation optimal agiert (gilt für jedes EKM).

Der Triebstrang könnte bei 100 % EKM-Einsatz demnach schwächer dimensioniert werden.

Aufgrund der Momentennachführung steht das Ausrücksystem mit seinen Dichtungen, Leitungen und dem Ausrücklager ständig unter Last. Es hat sich in den mehr als 4 Mio. Erprobungskilometern gezeigt, daß dies aus folgenden Gründen nicht kritisch ist:

- Die geringe Ausrückkraft der SAC führt zu einer vergleichsweise niedrigen Maximallast.
- Durch die verkürzten Betätigungswege beim Öffnen der Kupplung werden die Zusatzwege bei Modulation des Kupplungsmoments kompensiert, so daß die Summe der Betätigungswege nicht größer als beim konventionellen System ist.

## Serienausführung

Bild 6 zeigt die heutigen Serienkomponenten, den intelligenten Kupplungsaktor, der das Kupplungspedal ersetzt, die ausrückkraftreduzierte selbstnachstellende Kupplung (SAC) und die als Add-On angebrachten Sensoren für Schaltabsicht und Gangerkennung.

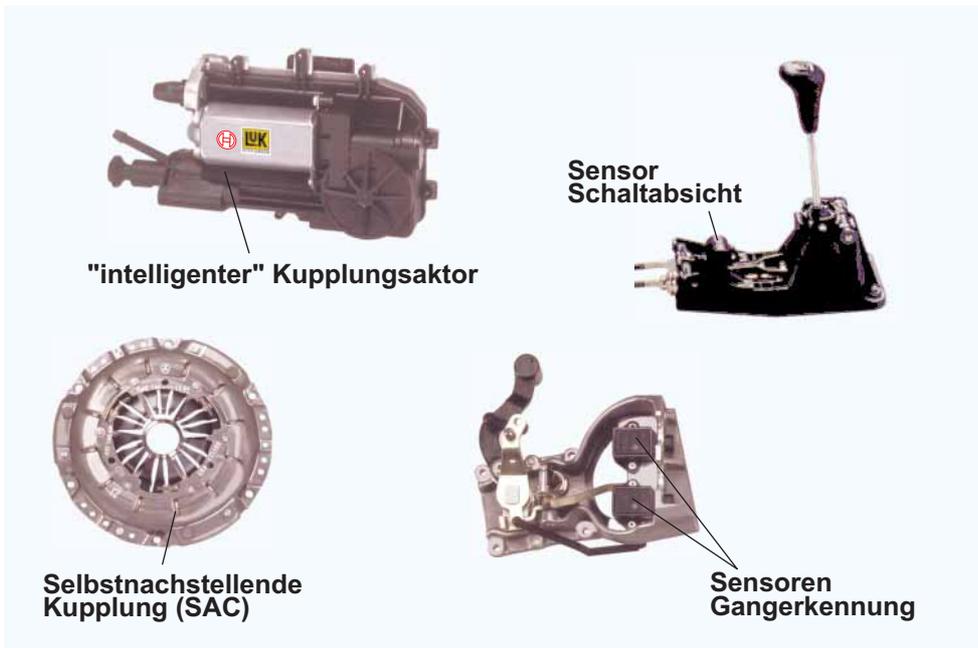


Bild 6: Add-On EKM: Komponenten

Der Kupplungsaktor beinhaltet den sonst im Pedalbock integrierten Geberzylinder. Er könnte statt dem hydraulischen Ausrücksystem mit Zentralausrücker auch ein semihydraulisches bedienen. Mit geringfügigen Modifikationen ließe er sich auch an eine rein mechanische Kupplungsbetätigung anpassen.

Die Einfachheit der gezeigten Komponenten läßt hohe Funktionssicherheit erwarten. Die Komponenten sind auch deshalb so einfach, weil durch großen Software-Entwicklungsaufwand auf zusätzliche Sensoren, wie zum Beispiel Getriebeeingangs-Drehzahlsensor und Kupplungswegsensor verzichtet werden konnte. Daß dies nicht zu Lasten des Komforts ging, zeigen folgende Pressestimmen.

**...Ausgerüstet war er bei den Testfahrten mit einer Halbautomatik (nur schalten, nicht kuppeln) die hervorragend mit dem Konzept harmoniert...**  
*Autoflotte 7/1997*

**...Schalten macht Freude - erst recht, wenn man ... die automatische Kupplung geordert hat. Sie funktioniert so perfekt, daß wir für sie alle Tip- und Steptronics dieser Welt stehen lassen würden...**

*FAZ 10/1997*

**...Ein weiterer Fortschritt in Sachen Komfort ist die vom Spezialisten LuK entwickelte automatische Kupplung...**

*mot 17/1997*

...die neuentwickelte automatische Kupplung...  
Das Schalten wird dadurch zum reinen Vergnügen und dürfte selbst Schaltmuffel dazu verleiten, den jeweils für Komfort und Verbrauch günstigsten Gang zu nutzen...

*Handelsblatt 26.06.97*

**...oder Halbautomatik mit Handschaltung, ohne zu kuppeln (diese Version würde David Coulthard kaufen)...**  
*Die Welt 28.06.97*

Bild 7: Pressestimmen zum LuK-EKM

# Elektronisches Kupplungsmanagement: Weiterentwicklung

## Ziele

Mit dem jetzigen Serienstand wurde schon eine recht preisgünstige und leistungsfähige Lösung erreicht. Die Marktdurchdringung wird um so höher sein, je günstiger und kompakter dieses System ist und je mehr Zusatzfunktionen realisiert werden. LuK hat sich folgende Ziele gesetzt:

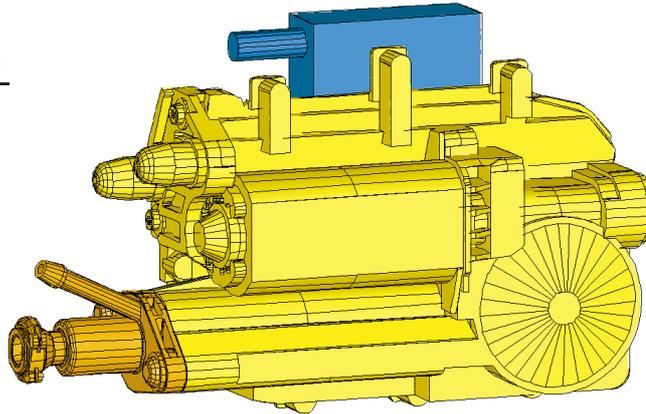
- Minimierung von Bauraum und Gewicht
- Verbesserte Applizierbarkeit
- Bedienung höherer Drehmomente
- Funktionserweiterung
- Kostensenkung

## Kupplungsaktor

Der jetzige Serienstand beinhaltet Bauteile, die sich in anderen KFZ-Anwendungen bewährt haben und gerade deshalb eingesetzt wurden. Dies sind unter anderem das Schneckengetriebe und der Kurbeltrieb. Ein Spindeltrieb bietet eine größere Flexibilität und die Möglichkeit des Ausgleiches von Toleranzen ohne Ersteinstellung.

Zusätzlich schrumpfte infolge von Weiterentwicklung die Steuer- und Leistungselektronik. Insgesamt könnten also Bauraum und Gewicht reduziert und eine höhere Leistungsfähigkeit erzielt werden.

## Serienstand



## Neuentwicklung

Bauraum/Gewicht	- 30%
Applizierbarkeit	↑
Leistung	+ 50%
Kosten	- 10%

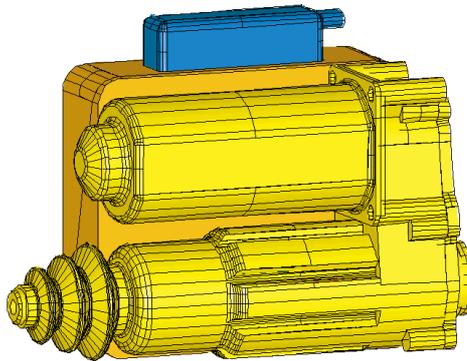


Bild 8: Neuentwicklung Kupplungsaktor

Durch Verfolgen eines modularen Konzepts wird außerdem die Applizierbarkeit des Kupplungsaktors verbessert, insbesondere bei Direktanbau am Getriebe.

## **Kupplung**

Die beim EKM eingesetzte SAC reduziert im Vergleich zum konventionellen System bereits die notwendige Kraft und damit auch die vom Aktor zu leistende Arbeit. Weiterentwicklungsziel ist eine noch bessere Abstimmung des Gesamtsystems „Kupplung, Aktor, Software“, um einfachere und kostengünstigere Komponenten zu erhalten. Ein Lösungsansatz ist eine durch eine äußere Kraft zugeführte Kupplung, LuK nennt sie „Active Clutch“ (AC), vgl. Bild 9.

In der hier präsentierten Form wird die AC einfacher als die SAC oder eine konventionelle Kupplung. Zum Zudrücken wird lediglich ein Hebel verwendet. Dadurch ergibt sich eine direkte Zuordnung zwischen Betätigungsweg, Betätigungskraft und Kupplungsmoment, was die Regelbarkeit und die Modulierbarkeit verbessert.

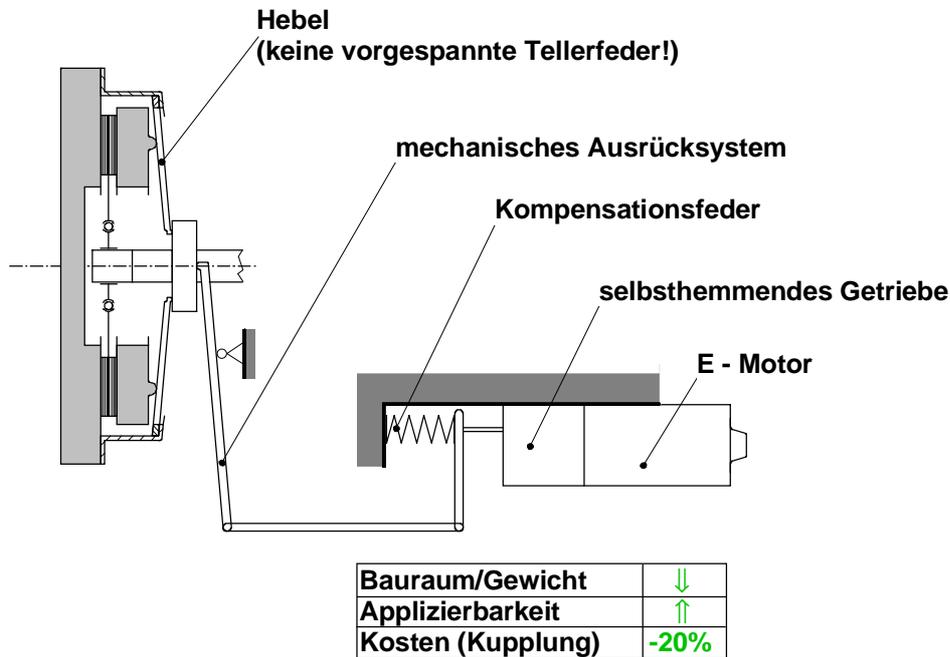


Bild 9: Active Clutch (AC): Prinzipbild

Warum kann die Kupplung derart vereinfacht werden ?

Aufgrund der Momentennachführung ergibt sich eine charakteristische Häufigkeitsverteilung der Kupplungsmomente und damit auch des Betätigungsweges. Bekanntermaßen sind nicht nur in gesetzlichen Fahrzyklen, sondern auch im praxisnahen Fahrbetrieb die Stillstands- und Niederlastanteile relativ hoch. Dementsprechend findet sich in der Häufigkeitsverteilung ein Maximum bei einem relativ geringen Kupplungsmoment (Teillast- und Schubbetrieb), vgl. Bild 10a.

Betrachtet man nun die Betätigungskraft der SAC, so sieht man, daß besonders im Häufigkeitsmaximum die größte Kraft auftritt (Bild 10b). Die Idee war nun, bei einer Neukonstruktion der Kupplung die Betätigungskraft im Häufigkeitsmaximum auf "Null" zu legen, die AC erfüllt diese Bedingung, vgl. Bild 10c.

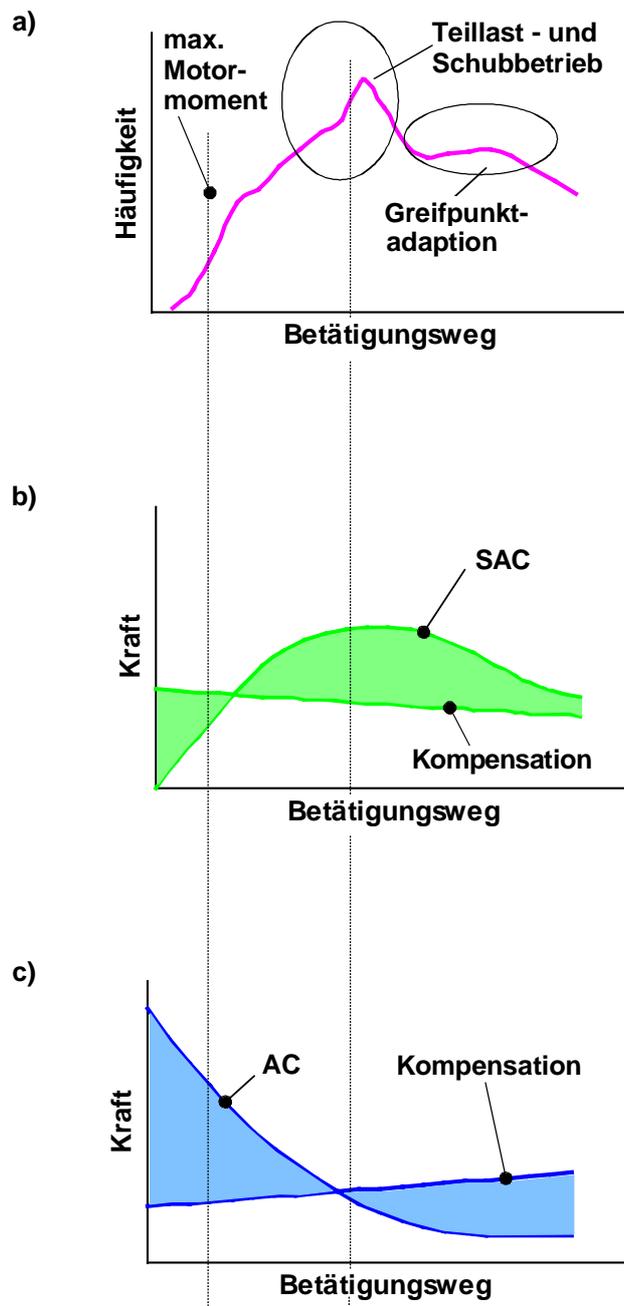


Bild 10: Active Clutch (AC), Lastkollektiv bei Momentennachführung

Im Vergleich ist die maximale Betätigungskraft bei der AC größer als bei der SAC (Bild 11a), die durchschnittliche Ausrücklagerbelastung hingegen geringer (Bild 11b). Die die Leistungsfähigkeit des Kupplungsaktors begrenzende energetische Gesamtbelastung (Aktorarbeit) ist bei AC und SAC gleich, aber deutlich günstiger als mit konventioneller Kupplung. Dies zeigt Bild 11b.

Durch einen geeigneten Verschleißausgleich lässt sich bei der AC nochmals eine deutliche Absenkung der benötigten Kraft und damit der Aktorarbeit erreichen (Schraffur in Bild 11b), wodurch entweder höhere Drehmomente oder eine Verkleinerung des E-Motors möglich werden.

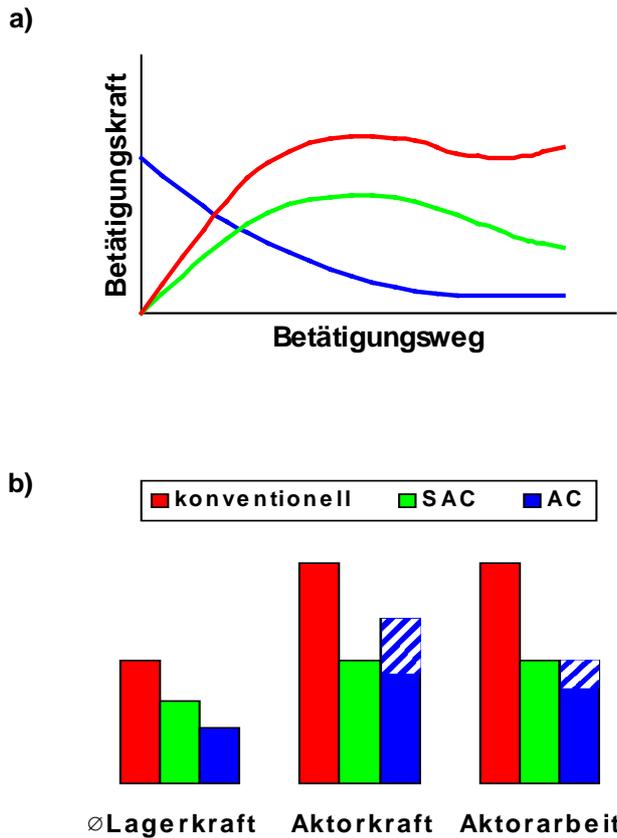


Bild 11: Active Clutch (AC) – Systemvergleich

## Gang- und Schaltabsichtserkennung

Heute werden ein Sensor für die Schaltabsicht und zwei Sensoren für die Gangerkennung verwendet.

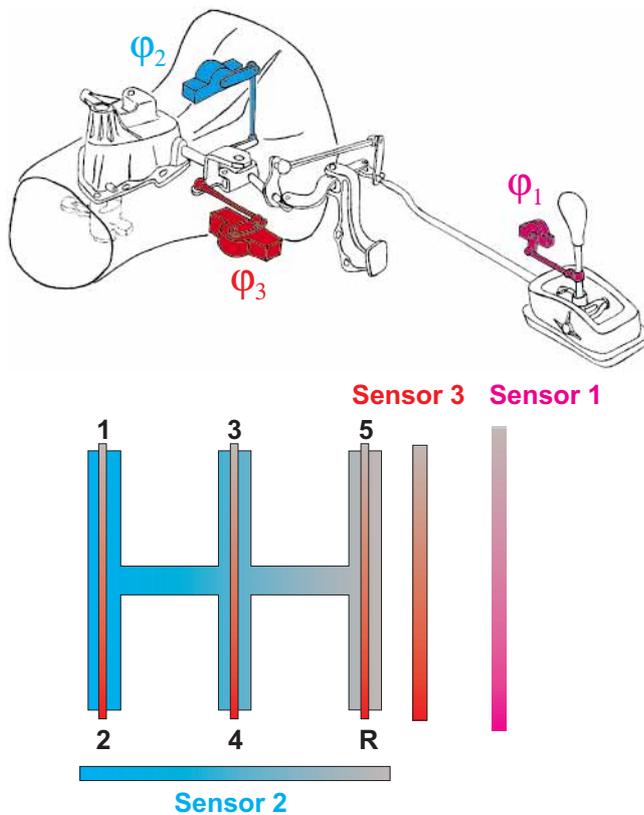


Bild 12: Gang- und Schaltabsichtserkennung mit drei Sensoren

Der Sensor 3 für die Gangerkennung in Schaltrichtung und der Schaltabsichtssensor (1) erfassen eigentlich die gleiche Bewegungsrichtung. Ob hier überhaupt zwei Sensoren notwendig sind, hängt sehr stark von der äußeren Schaltung ab. Weil dort Spiele und Elastizitäten anzutreffen sind, ist die Zuordnung zwischen Schaltabsichtserkennung und Gangsensorik unscharf.

Um auch für äußere Schaltungen mit Spiel und Elastizität mit nur zwei Sensoren auszukommen, wird der Wählsensor schräg angeordnet. Damit deckt er sowohl die Wähl- wie auch die Schaltrichtung ab. Das auf das Getriebe bezogene, weniger scharfe Signal des Schaltabsichtssensors reicht in dieser Kombination aus, um eindeutig die Gangposition zu identifizieren.

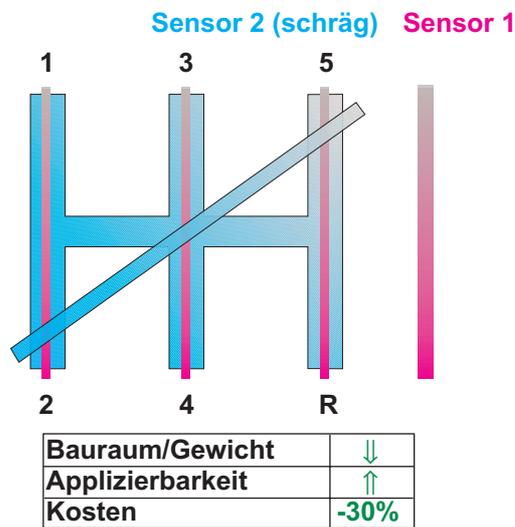
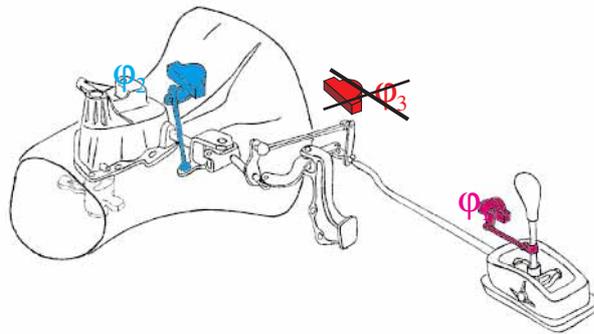


Bild 13: Gang- und Schaltabsichtserkennung mit nur zwei Sensoren

Im günstigen Fall werden in Zukunft also zwei Sensoren für die Funktionen Gang- und Schaltabsichtserkennung ausreichen.

## Schlupf

Früher wurden EKM-Entwicklungen hauptsächlich mit dem Ziel der Schwingungsdämpfung durch Schlupf betrieben [4]. Dieses Ziel wurde verlassen, weil der Gesamtverschleiß bei dauernd schlupfenden Systemen sehr hoch war. Dies folgte nicht allein aus der höheren Verlustleistung, sondern auch der spezifische Verschleiß bei Dauerschlupf erwies sich deutlich höher als beim Anfahren und Schalten.

Die SAC hat eine erhöhte Verschleißreserve und bietet daher eine günstige Perspektive. Trotzdem wird man bemüht sein, den bei Schlupfregelung immer auftretenden Verschleiß deutlich zu minimieren.

Ein weiterer Problempunkt bei Dauerschlupfsystemen ist der erhöhte Verbrauch. Tatsache ist aber auch, daß bei ruhigerem Triebstrang, die Fahrer in höheren Gängen und damit verbrauchsgünstiger fahren, wie sich auch beim ZMS bestätigt hat.

LuK hat daher eine Gesamtsystemoptimierung vorgenommen.

In Bild 14 sind die Zusammenhänge zunächst einmal ohne Schlupf dargestellt. Danach ist es mit konventionell optimierten Torsionsdämpfern (14/2) möglich, im Fahrbetrieb die Schwingbreite am Getriebeeingang unter der Motoranregung (14/1) zu halten. Setzt man nun Schlupf ein, geht man zunächst davon aus, daß man den Torsionsdämpfer entfallen lassen kann. Die Schwingbreite unter Verwendung einer starren Kupplungsscheibe (14/3) ist aber sehr viel höher als mit einem optimierten Torsionsdämpfer. So ist in diesem Beispiel die Schwingbreite mit starrer Kupplungsscheibe bei 1600 1/min ungefähr um ein Vierfaches höher als mit dem normalen Torsionsdämpfer.

Um mit Schlupf eine Verbesserung zu erreichen, kann man als groben Anhaltswert nehmen, daß Schlupf in Größe der sonst vorhandenen Schwingbreite erzeugt werden muß. Man würde also mit einer starren Kupplungsscheibe einen sehr hohen Schlupf in allen Fahrbereichen benötigen.

Beim optimalen System mit schlupfender Kupplung wird ein vereinfachter Torsionsdämpfer ohne Reibeinrichtung mit relativ weicher Federrate eingesetzt. Man erkennt im Bild, daß nichtschlupfend (14/4) die Abkoppelung schon ab einer Drehzahl von 1.300 1/min besser als mit dem optimierten Torsionsdämpfer ist.

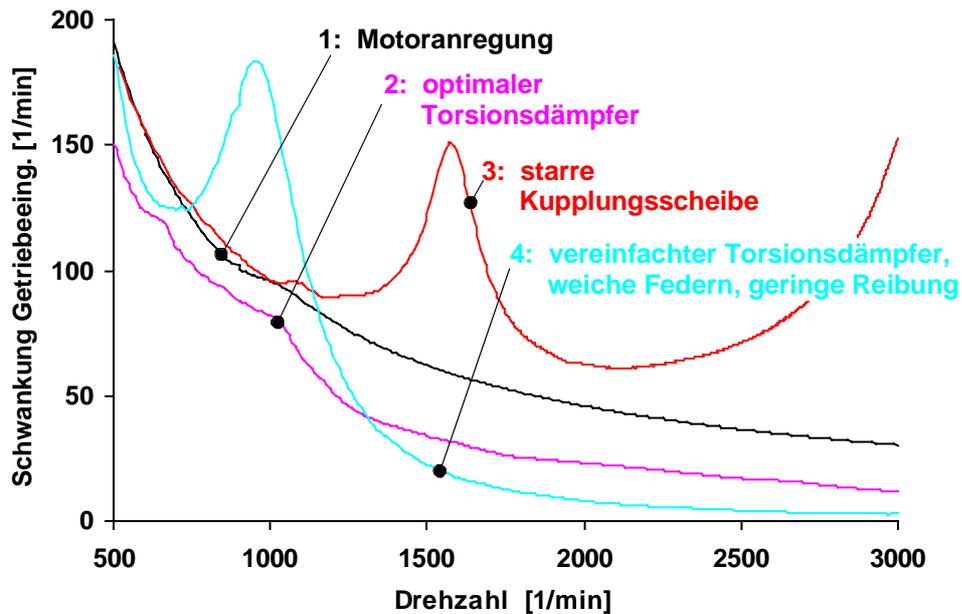


Bild 14: Triebstrangschwingungen bei nichtschlupfenden Systemen

Wie kommt es nun zur Optimierung? Setzt man bei vereinfachtem Torsionsdämpfer Schlupf ein, so kann man die Resonanz im unteren Drehzahlbereich eliminieren. Interessanterweise ergibt sich eine neue Resonanzspitze (in Bild 15 dünn gestrichelt dargestellt), die höher liegt als die Resonanz ohne Schlupf. Das läßt sich mit der geänderten Drehmassenverteilung erklären: beim Schwingungssystem ohne Schlupf ist der Triebstrang zwischen der schweren Motordrehmasse und der Fahrzeugmasse eingespannt, beim schlupfenden System wird die Motordrehmasse durch die wesentlich kleinere Drehmasse der Kupplungsscheibe ersetzt. Es wäre beim gezeigten Beispiel also nicht sinnvoll, im Bereich von ca. 1.600 1/min zu schlupfen, wo die Schwingbreite ohne Schlupf deutlich geringer ist (siehe Bild 15). Zu erwähnen bleibt, warum diese Resonanz beim schlupfenden System überhaupt angeregt wird. Hintergrund hierfür ist, daß ein schlupfendes System niemals vollständig abkoppeln kann. Durch den Reibwertverlauf, durch schwankende Schlupfdrehzahl, aber auch durch Planschlagabweichungen und ähnliches kommen Anregungen über die schlupfende Kupplung in den Triebstrang.

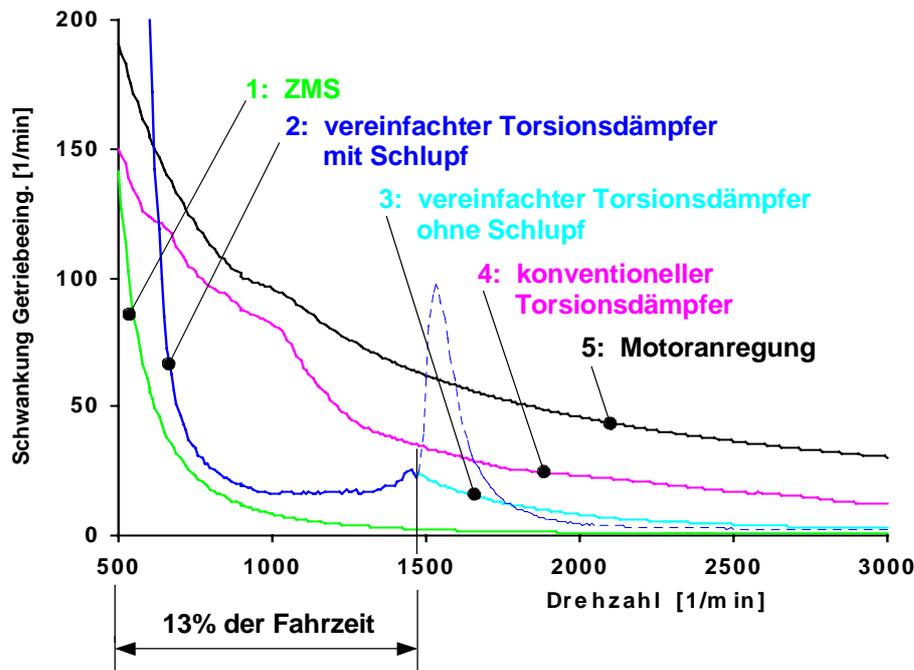


Bild 15: Gesamtsystemoptimierung durch schlupfende Kupplung

Bild 15 zeigt, daß sich mit dem optimierten schlupfenden System und vereinfachtem, weichem Torsionsdämpfer (15/2 und 15/3) eine deutlich bessere Schwingungsabkoppelung als nur mit einem konventionellen Torsionsdämpfer (15/4) erreichen läßt. Bei vertretbaren Schlupfwerten bleibt allerdings die Abkoppelungsqualität des ZMS (15/1) unerreicht.

Ein Fahrzeug mit einem derartig schlupfenden System wurde in die Kundenerprobung geschickt. Dabei kam man zu folgenden interessanten Ergebnissen: Insgesamt wurden nur 13% der Fahrzeit mit Schlupf gefahren, was den Verschleiß um 13% und den Verbrauch um nur 0,4% erhöhte. Diese Verschleißerhöhung fängt die SAC leicht ab.

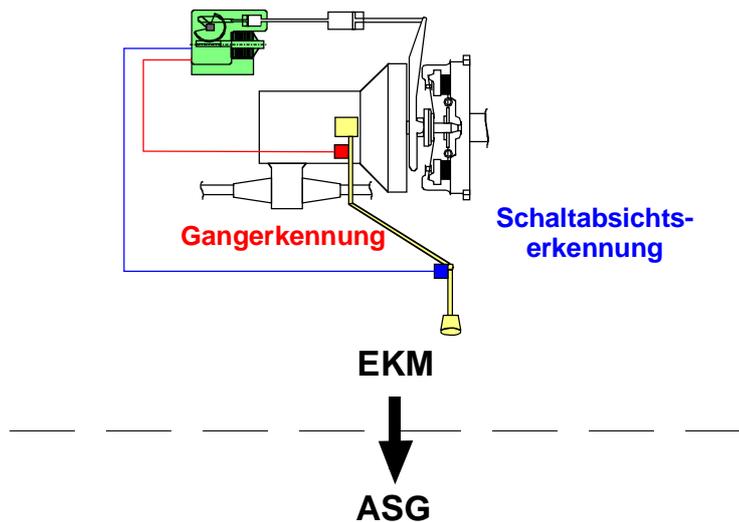
Ein Wermutstropfen bleibt jedoch. Dieses Beispiel gilt für ein heckgetriebenes Fahrzeug, bei dem die Resonanzdrehzahlen üblicherweise von vornherein schon relativ tief sind. Bei frontgetriebenen Fahrzeugen liegt die Resonanz zumeist deutlich höher und läßt sich mit einem sehr weichen Torsionsdämpfer auch nicht aus dem Hauptfahrbereich schieben. Hier kann man mit diesem gesamtoptimierten Konzept zwar Verbesserungen zu den konventionellen Ansätzen erreichen, Verschleiß und Verbrauch nehmen aber zu. Untersuchungen an einem Fahrzeug der Kompaktklasse ergaben 40% mehr Verschleiß und einen Mehrverbrauch von 0,8%.

# Automatisiertes Schaltgetriebe (ASG)

## Aufbau

Die automatisierte Kupplung des EKM-Systems und die damit gewonnenen Serienerfahrungen werden vorteilhaft in die komplette Automatisierung des Schaltgetriebes übernommen.

### Kupplungsaktor mit integr. EKM - Steuergerät



### Kupplungsaktor mit integr. ASG - Steuergerät

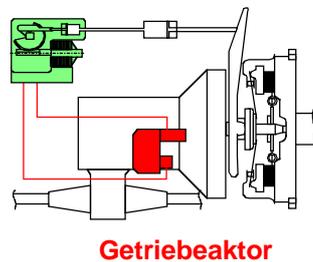


Bild 16: Prinzipdarstellungen von Add-On EKM und ASG

Dann entfällt die beim EKM noch notwendige Außenschaltung inklusive Schaltabsichtserkennung und Gangerkennung. Sie wird durch einen elektromotorischen Getriebeaktor ersetzt (Bild 16).

Auch bei dieser Entwicklung wird versucht, Änderungen am Getriebe zu vermeiden, d. h., das System als Add-On-System auszulegen. Dies erfordert eine hohe Flexibilität. Um dennoch möglichst viele Standardkomponenten verwenden zu können, ist das ASG als modularer Baukasten aufgebaut. Die Adaption des Getriebeaktors ans Getriebe erfolgt über ein Zwischengetriebe. Elektromotoren und Steuergerät sind als Standardkomponenten für alle Anwender konzipiert, um hohe Stückzahlen zu realisieren. Auch beim ASG bewährt sich die Zusammenarbeit mit BOSCH, von wo diese Standardkomponenten bezogen werden.

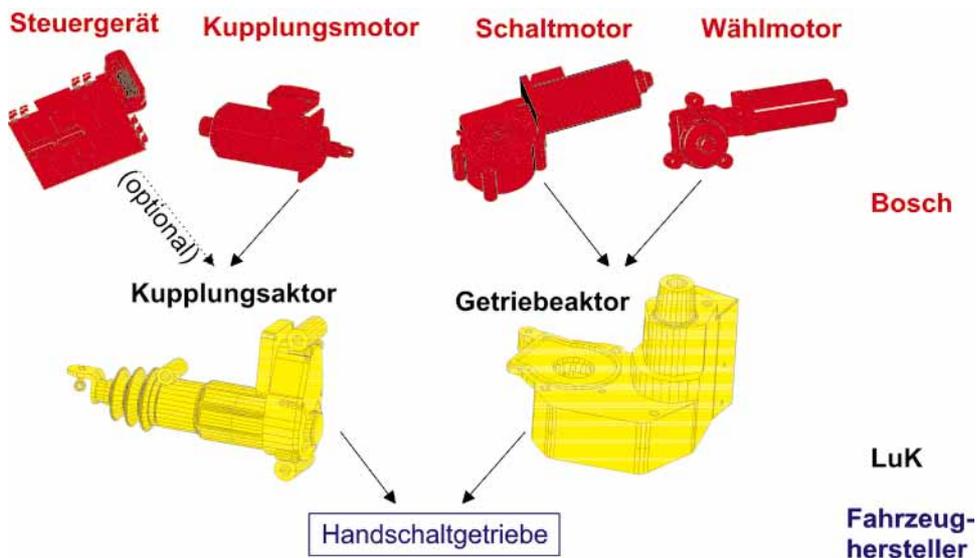


Bild 17: Modularer Aufbau ASG

Wie in einem vorangegangenen Kapitel erwähnt, ist die Steuerelektronik inzwischen wesentlich kleiner geworden. Deshalb werden Steuerung und Endstufen für die ASG-Motoren ebenfalls in den Kupplungsaktor integriert.

Auch bei der Software-Entwicklung gibt es eine Aufgabenteilung mit BOSCH. Steuergeräte-Betriebssystem, die elektromotorspezifische Grundansteuerung und die Schaltzeitpunktberechnung inkl. Fahrermodell kommen von diesem bewährten Partner. Das Ansteuern der Kupplung, der Getriebemotoren, die Sollvorgabe für den Verbrennungsmotor und die Gesamtkoordination des Schaltablaufes werden von LuK erstellt.

Jeder Kunde hat selbstverständlich eine spezifische Philosophie, wann und wie seine Getriebe schalten sollen. Hier gibt es im LuK-Konzept umfangreiche Applikationsmöglichkeiten, mit denen Schaltzeitpunkt und Schaltverlauf beeinflusst werden können.

## Grundlagen des Schaltablaufes

Das Grundproblem beim ASG ist die Zugkraftunterbrechung. Das ist in Bild 18 die Talsenke zwischen den beiden geschalteten Gängen. Dazu muß zunächst das Moment abgebaut werden, sowohl am Motor als auch an der Kupplung. Dann wird der Gang herausgenommen, es wird synchronisiert, der neue Gang eingelegt und anschließend das Moment wieder aufgebaut.

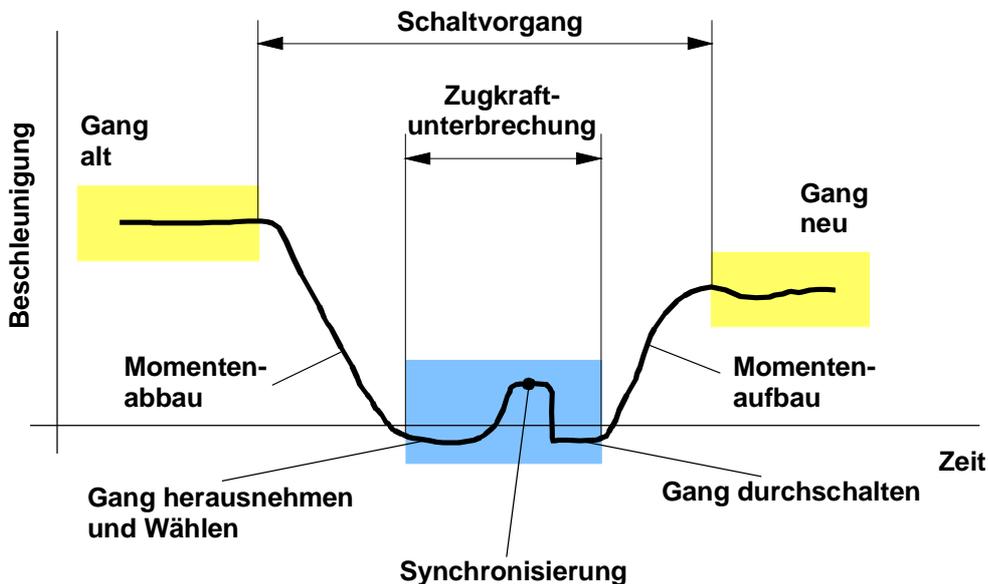


Bild 18: ASG Schaltablauf: Phasen

Diese Phasen des Schaltablaufes kann man im Hinblick auf die Anforderungen an die Aktoren in zwei Blöcke unterteilen (siehe Bild 19):

- Vorgänge, die sich auf die Fahrzeugbeschleunigung auswirken
- Vorgänge, die reine Totzeiten darstellen

Bei den Vorgängen, die sich auf die Fahrzeugbeschleunigung auswirken, zeigt sich, daß das Aktorelement "Elektromotor" gedrosselt werden muß, da zu schnelle Änderungen der Fahrzeugbeschleunigung als unangenehm empfunden werden. Nur eine Optimierung führt zur gut abgestimmten Interaktion von Motor-, Kupplungs- und Getriebeeingriff. Bei der Synchronisierung kann die Belastung z. B. durch Zwischengas verringert werden.

In den Totzeiten jedoch ist die maximale Geschwindigkeit der Aktoren gefordert. Dabei muß darauf geachtet werden, daß beim Herausnehmen des Ganges und der folgenden schnellen Phase nicht zu hart auf die Synchronisierung aufgeschlagen wird.

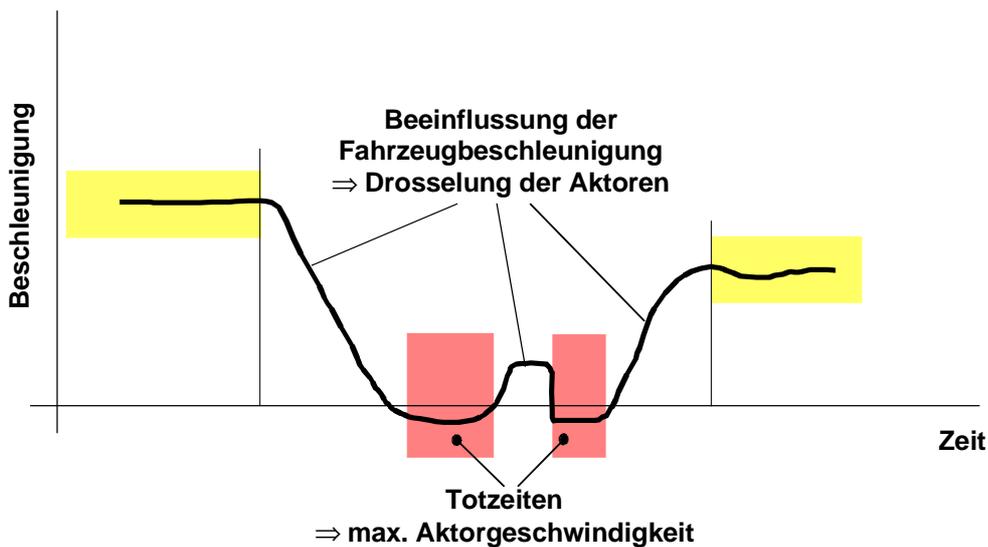


Bild 19: Optimierung Zugkraftunterbrechung

Zur Lösung dieser Widersprüche hat LuK eine integrierte Schaltelastizität entwickelt, die bei Überschreiten einer Schaltkraftschwelle anspricht und dann zunächst nur einen geringen Kraftanstieg aufweist (siehe Bild 20).

Diese integrierte Schaltelastizität bietet folgende Vorteile:

- Die Freiflugphasen, die reine Totzeiten sind, werden verkürzt, wenn vorher die integrierte Schaltelastizität vorgespannt wurde (beim Herausnehmen des alten Ganges bzw. an der Sperrstellung der Synchronisierung) .
- Die definierte Schaltkraft sichert konstant guten Schaltkomfort.
- Getriebe und Aktorik werden durch die elastisch Kraftbegrenzung geschützt.

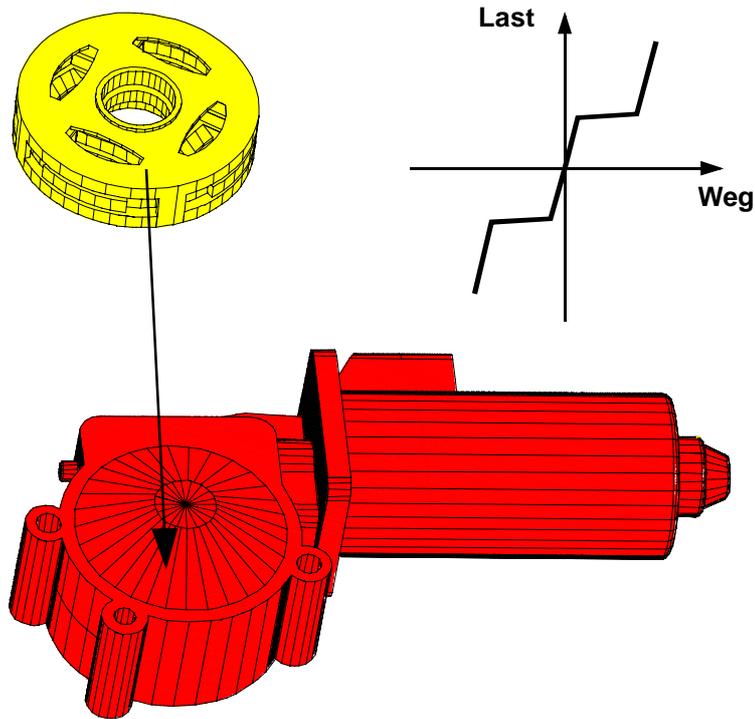
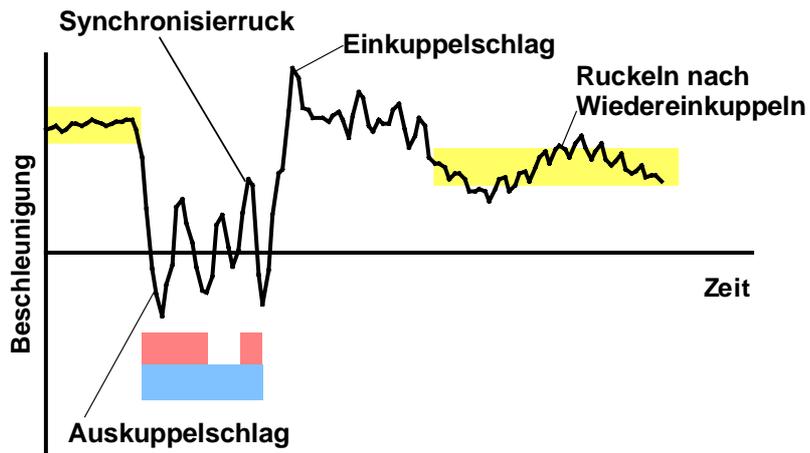


Bild 20: Schaltelastizität für Getriebeschaltung

### Messung

Die Auswirkungen verschiedener Auslegungen des Schaltablaufs werden anhand von Messungen gezeigt. In Bild 21a ist zunächst der Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung bei einer Schnellschaltung mit nicht gedrosselten Aktoren zu sehen. Der abrupte Momentenabbau führt zu einem Auskuppelschlag, dessen abklingende Schwingungen werden vom Synchronisierruck überlagert. Durch das sehr schnelle Einkuppeln kommt es zu einer Beschleunigungsspitze und einer anschließenden Schlupfphase mit maximalem Kupplungsmoment respektive hoher Fahrzeugbeschleunigung. Nach Schlupfabbau in der Kupplung sind Ruckelschwingungen zu sehen. Im Vergleich dazu wird in Bild 21b der Beschleunigungsverlauf während einer komfortablen Schaltung gezeigt. Momentenabbau und -aufbau sowie die Synchronisierphase dauern länger als bei der Messung in Bild 21a, während die Totzeitphasen auch hier so kurz wie möglich sind.

a) Unkomfortable Schaltung



b) Komfortable Schaltung

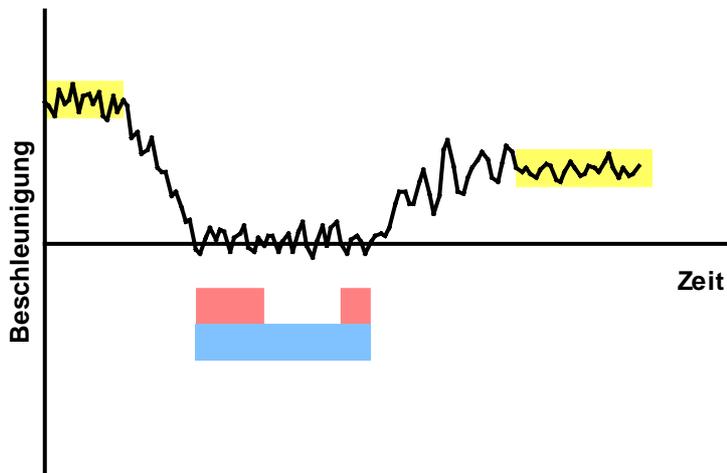


Bild 21: Messung Schaltablauf

Die in den Bildern 18 und 19 definierten Phasen des Schaltablaufs sind auch in Bild 21 farbig markiert .

## **Ausblick**

LuK entwickelt das Add-On-ASG auf elektromotorischer Basis im Rahmen mehrerer Kundenprojekte. Ziel ist die Markteinführung um die Jahrtausendwende. Bisher wurden mehrere Dutzend Fahrzeuge ausgerüstet, die gegenwärtig in der Kundenerprobung sind.

Daneben wird bereits an einer neuen Generation des ASG gearbeitet. Dabei handelt es sich um Konzepte, die sich deutlich vom Handschaltgetriebe unterscheiden. Die Gebrauchseigenschaften des Add-On-ASG finden sich bei stark reduzierten Stückkosten in diesen neuen Getrieben wieder.

## **Zusammenfassung**

Das vor vier Jahren vorgestellte Elektronische Kupplungsmanagement (EKM) wird nunmehr in Serie gebaut. Damit wird den Kunden eine preisgünstige, leistungsfähige und funktionssichere Lösung geboten.

Raum- und Gewichtsreduzierung, die Bedienung stärkerer Motoren, Funktionserweiterung sowie Kostensenkung stehen als wesentliche Ziele bei der Weiterentwicklung des EKM-Systems im Vordergrund. Als Lösungsansätze werden ein neuer kompakterer Kupplungsaktor, eine vereinfachte Kupplung (Active Clutch), der Wegfall eines Sensors zur Gangerkennung sowie der Betrieb mit Dauerschlupf im unteren Drehzahlbereich vorgestellt.

Das Automatisierte Schaltgetriebe (ASG) baut vorteilhaft auf der automatisierten Kupplung des EKM-Systems auf. Die Außenschaltung inklusive Gang- und Schaltabsichtserkennung entfällt und wird durch einen ebenfalls elektromotorisch angetriebenen Getriebeaktor ersetzt. Auch hier gilt als wichtiges Ziel, ein Add-On-System darzustellen und Änderungen an Getriebe sowie Ausrücksystem zu vermeiden. Grundsatzüberlegungen zu dem von der Zugkraftunterbrechung geprägten Schaltablauf sowie Messungen bestätigen die Annahme, daß schnelle und komfortable Schaltungen mit dem elektromotorischen ASG ebenso gut wie mit dem hydraulischen System erreicht werden.

Bei der heutigen Kundenerwartung und den gewachsenen technischen Möglichkeiten sind wir überzeugt, daß EKM und ASG einen breiten Markterfolg haben werden. Dies gilt insbesondere für Kleinwagen und für Entwicklungsländer, in denen heutige Automatgetriebe kaum vorhanden sind.

## Literatur

- [1] Kremmling, B.; Fischer, R.:  
Automatisierte Kupplung – Das neue LuK-EKM.  
5. Internationales LuK-Kolloquium 1994, S. 89-111
- [2] Reik, W.:  
Selbsteinstellende Kupplungen für Kraftfahrzeuge.  
VDI-Berichte 1323, Kupplungen in Antriebssystemen '97, S. 105-116
- [3] Fischer, R.; Salecker, M.:  
Strategien zur Kupplungsansteuerung.  
VDI-Berichte 1323, Kupplungen in Antriebssystemen '97, S. 269-290
- [4] Albers, A.:  
Elektronisches Kupplungsmanagement (EKM) – Die mitdenkende Kupplung.  
4. Internationales LuK-Kolloquium 1990, S. 77-102



# Der Wandler als System

Dr.-Ing. **Volker Middelmann**

Dipl.-Ing. **Uwe Wagner**

## Einleitung

Der Wandler wird seit seiner Einführung in den 40er Jahren als bewährtes Koppellement zwischen Motor und Automatikgetriebe eingesetzt. Die aus dem Prinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung resultierenden Vorteile sind bemerkenswert: Durch die Momentenüberhöhung wird die Zugkraft gesteigert und die Anfahrverluste werden verringert. Durch den prinzipbedingten Schlupf werden Schwingungsanregungen vom Motor gefiltert, Lastwechselstöße vermieden und ein guter Schaltkomfort ermöglicht. Zur Minimierung der Wandlerverluste werden Überbrückungskupplungen mit Dämpfern eingesetzt.

Im Gegensatz zu den Automatikgetrieben, die in einem kontinuierlichen Entwicklungsprozeß in ihrer Funktionalität verbessert wurden, hat sich der Wandler in den letzten 20 Jahren in seiner konstruktiven Gestaltung nur geringfügig verändert. Auch die Einführung der Wandlerüberbrückungskupplung in den 70er Jahren hat kaum zu einem Umdenken in der Auslegungsphilosophie geführt. Dabei ist bekannt, daß gerade bei Stufenautomaten die Optimierung des Systems Wandler, Wandlerüberbrückungskupplung und Getriebe bezüglich Kraftstoffverbrauch und Fahrleistung ein großes Verbesserungspotential aufweist.

Bereits während des letzten Kolloquiums (1994) stellte LuK ein ganzheitliches Wandlerüberbrückungskonzept, das LuK-TorCon-System, vor. Dieses System nutzt die Vorteile des Wandlers nach wie vor voll aus, seine Nachteile werden aber mit einer Hochleistungsüberbrückungskupplung minimiert. Bereits mit diesem System konnten im experimentellen Vergleich erhebliche Verbesserungen im Verbrauch, den Emissionen und der Fahrleistungen erreicht werden. Ferner konnten mit einem 4-Stufenautomat die gleichen Leistungsdaten erreicht werden wie mit einem existierenden 5-Stufenautomaten. Die Forderung nach weiter reduziertem Kraftstoffverbrauch und verbesserten Fahrleistungen verlangt jedoch aufbauende Optimierungsschritte. Bei dieser Optimierung ist der Auswahl und Abstimmung der Steuerungsstrategie für die Überbrückungskupplung gleiches Gewicht beizumessen, wie der konzeptionellen Auslegung der drei Systemelemente, Überbrückungskupplung, Dämpfer und hydrodynamischer Kreislauf des Wandlers. In der Tat wird es nur mit einer derartigen,

ganzheitlichen Systembetrachtung möglich, das gesamte Potential des Wandlers und der Überbrückungskupplung auszuschöpfen.

Diesem Konzept konsequent folgend, hat LuK in den vergangenen Jahren Wandler Systeme entwickelt, die bei reduziertem Bauraum, geringerem Gewicht und vergleichbaren Systemkosten erhöhte Funktionalität und Flexibilität bieten und sowohl die Fahrleistung steigern als auch die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch erheblich reduzieren.

In unserem Tochterwerk LuK Inc. in Wooster, USA, wo in den vergangenen Jahren neben Bühl ein zweites Entwicklungszentrum für Wandler aufgebaut wurde, werden seit Ende 1997 auch Wandler verschiedener Baugrößen in Serie für den Getriebehersteller **Allison Transmission** produziert. Die Wandler **MD** und **HD** (**Medium** und **Heavy Duty**) werden in Allison's **WT** Getrieben (**World Transmission**) eingesetzt. Bild 1 zeigt den konstruktiven Aufbau der MD-Wandlerbaureihe, die auch den Vorteil einer Überbrückungskupplung nutzt.

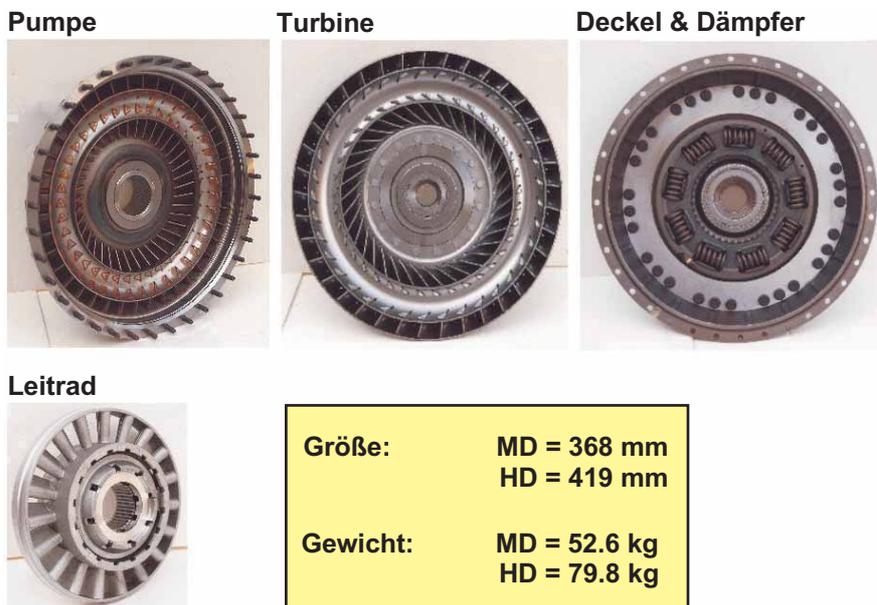


Bild 1: Komponenten der MD-Wandlerbaureihe

## Geschichte und globale Entwicklungstendenzen von Automatikgetrieben und deren Bedeutung für moderne Wandlerkonzepte

Bereits 1940 stellte der amerikanische Automobilhersteller **Oldsmobile** das erste vollautomatisierte Stufengetriebe für Personenkraftwagen vor.



### 1940

Oldsmobile stellt das erste vollautomatisierte Stufengetriebe vor.

### Fokus

- Komfort
- Bequemlichkeit

Bild 2: Die Anfänge des Automatikgetriebes

Damals standen der Fahrkomfort und die gewonnene Bequemlichkeit des Fahrers im Vordergrund des Interesses. Nachteile im Benzinverbrauch sowie in den Fahrleistungen waren noch nicht von Bedeutung. Das Standardgetriebe war der 2-Gang-Automat mit einer mittleren Getriebespreizung von 1.8 (Bild 3). Zur Kompensation dieser kleinen Getriebespreizung wurden Wandler mit einer Drehmomentwandlung von 3 bis maximal 4,5 eingesetzt. Dies ergab ein sehr komfortables Fahren allerdings mit hohen Verlusten. Insgesamt war die Komplexität respektive Funktionalität der damals verwendeten Wandler ausgesprochen hoch. Es gab Ausführungen mit verstellbaren Leitradschaukeln, mehrflutigen Turbinen- und Leiträdern sowie integrierten Getriebefunktionen. Wandler-überbrückungskupplungen wurden noch nicht eingesetzt.

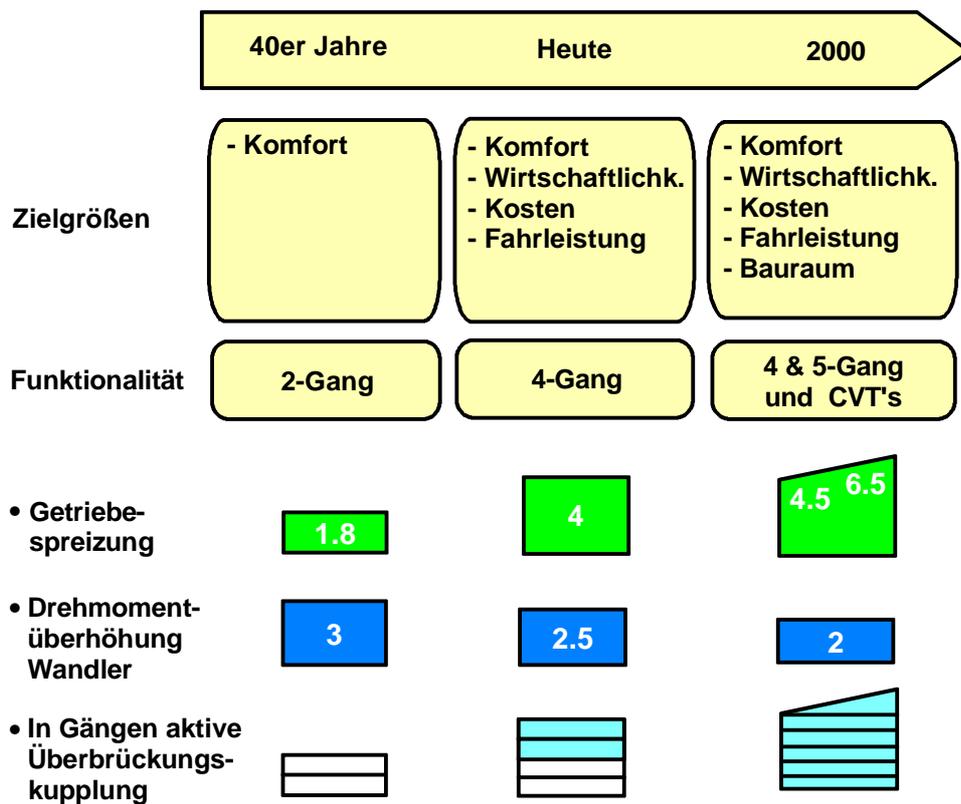


Bild 3: Globale Entwicklung der Automatikgetriebe

Im Laufe der Jahre mußte der Wandler zur Verringerung der Verluste steifer ausgeführt werden, was aber ebenso die Momentenwandlung reduziert. Zur Kompensation wurden Getriebe mit größerer Getriebespreizung und mehr Gängen eingeführt. In den 70er Jahren war der 3-Gang-Automat (Spreizung von ca. 2.5) am weitesten verbreitet. Nicht zuletzt forciert durch die Ölkrise wurde zur Verringerung der Wandlerverluste eine Überbrückungskupplung eingeführt, die den Wandler jedoch nur im obersten Gang und bei größeren Geschwindigkeiten überbrückte. Die Anforderungen an die Überbrückungskupplung bezüglich Kühlungsvermögen und an den Dämpfer bezüglich Schwingungsisolierung waren entsprechend gering (Bild 3).

Das Standardgetriebe der 90er Jahre (Marktanteil ca. 80%) ist der 4-Gang-Automat mit einer Spreizung von 4 bis 4,5. 75% der Getriebe haben vollelektronische Steuerungen und bereits im Jahr 2000 werden es annähernd 100% sein. Die heutige Überbrückungskupplung weist einen im Vergleich zu den 70er Jahren erweiterten Betriebsbereich auf. Zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches wird der Wandler in der Regel im dritten und vierten Gang ab Drehzahlen zwischen 1100 1/min und 1700 1/min zum Teil schlupfend überbrückt. Bei Gangwechseln oder Lastwechselreaktionen (z.B. Tip-in) wird die Überbrückungskupplung ebenfalls schlupfend (moduliert) betrieben (Bild 3).

Betrachtet man die Geschichte und die globalen Entwicklungstendenzen der Automatikgetriebe, so lassen sich einige grundlegende Tendenzen ableiten:

1. Die Funktionalität (Gangzahl und Getriebespreizung) des Automatikgetriebes nimmt zu.
2. Die Betriebsbereiche, die mit geöffnetem Wandler gefahren werden, nehmen ab.
3. Die Betriebsbereiche, die mit geschlossener (schlupfend oder voll geschlossen) Überbrückungskupplung gefahren werden, nehmen zu.

Neben diesen globalen Tendenzen kann sicher prognostiziert werden, daß steigende Kraftstoffkosten und wachsendes Umweltbewußtsein eine weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs erfordern werden. Ebenso zwingend ist, daß die Kosten weiter reduziert werden müssen. Der für den Wandler und die Überbrückungskupplung zur Verfügung stehende Bauraum wird insbesondere bei frontgetriebenen Fahrzeugen, 5-Gang-Automaten und CVT's abnehmen.

In Bild 4 sind die globalen Entwicklungstendenzen sowie die Entwicklungsziele für das System Wandler und Überbrückungskupplung zusammengefaßt.



Bild 4: Globale Entwicklungstendenzen und Entwicklungsziele des Systems Wandler und Überbrückungskupplung

## **Die Steuerungsstrategie der Überbrückungskupplung: Das verknüpfende Element zur Realisierung der Zielvorgaben**

Konzept, Kennungen und konstruktiver Aufbau der drei Systemkomponenten des Wandlers, Überbrückungskupplung, Dämpfer und hydrodynamischer Kreislauf, resultieren aus der gewünschten Steuerungsstrategie für die Überbrückungskupplung. Sie bildet die zentrale Verknüpfung der Hardwareelemente, legt die Anforderungen in den unterschiedlichen Wirkungsbereichen fest und bestimmt damit die Auslegung der jeweiligen Komponenten (Bild 5).

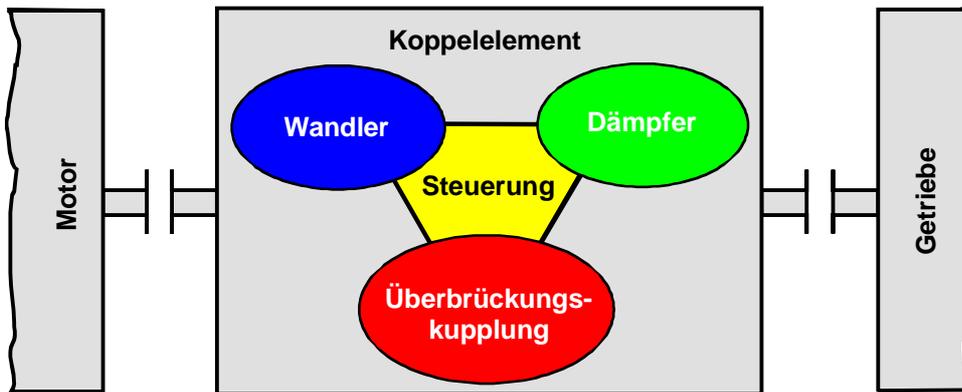


Bild 5: Gesamtsystem Wandler-Überbrückungskupplung-Dämpfer mit Überbrückungsstrategie

Die geeignete Überbrückungsstrategie basiert auf dem jeweiligen Fahrzeug und orientiert sich sowohl an der gewünschten Funktionalität im Fahrzeug als auch an den Zielvorgaben für den Verbrauch, den Fahrleistungen, der Fahrbarkeit und des Fahrkomforts. Die Eigenschaften des Gesamtsystems bestimmen also die Überbrückungsstrategie und diese wiederum die Anforderungen für die konstruktive Auslegung der Hardwarekomponenten.

Als geeignete Kenngrößen für die beste Überbrückungsstrategie bietet sich die Getriebespreizung an. Gemäß dem heutigen Stand der Technik und unter Berücksichtigung der zukünftigen Entwicklung von Automatikgetrieben und CVT's empfiehlt sich eine Einteilung gemäß Bild 6.

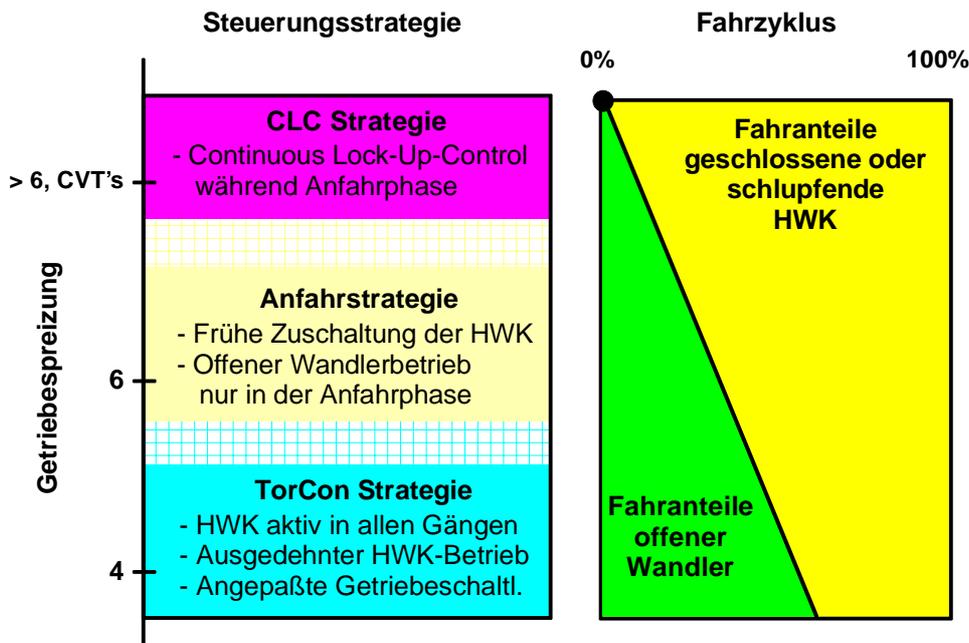


Bild 6: Überbrückungsstrategien (HWK = Hochleistungswandler-überbrückungskupplung)

Für Getriebe mit einer Spreizung von 4 bis 4,5 bietet sich die TorCon-Strategie an. Zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und Steigerung der Fahrleistung wird bei dieser Überbrückungsstrategie

- in allen Gängen und
- in weiten Drehzahlbereichen (bis hinunter zu ca. 900 1/min)

überbrückt. Um eine ausreichende Geräuschabkopplung in diesem niedrigen Drehzahlbereich auch bei hoher Last zu gewährleisten oder um zu verhindern, daß der Motor zu stark gedrückt wird, ist ein relativ hoher Schlupf an der Überbrückungskupplung erforderlich. Mit einem entsprechend leistungsfähigen Dämpfer kann die Geräuschabkopplung zusätzlich unterstützt bzw. der erforderliche Schlupf reduziert werden. Die Verlustleistungen, die durch diese hohen Schlupfwerte an der Überbrückungskupplung entstehen, können zu unzulässig hohen Temperaturspitzen an der Reibfläche führen. Diese Temperaturspitzen schädigen das Getriebeöl (ATF) und den Reibbelag. Die Folge ist ein abfallender Reibwertverlauf über dem Schlupf, was zum Rupfen und letztlich zum Getriebeausfall führt. Zur Absenkung der Temperaturspitzen muß die Überbrückungskupplung also eine hohe Kühlfähigkeit aufweisen. Mit den Hochleistungswandlerüberbrückungskupplungen der LuK ist dies gewährleistet (siehe Kapitel 4.1).

Da bei dem TorCon-Steuerungskonzept der offene Wandlerbetrieb zwar reduziert aber eben nicht völlig eliminiert ist, stellt sich die Frage nach der geeigneten Wandlercharakteristik. Weiche Wandler mit einer hohen Anfahrwandlung und hoher Festbremsdrehzahl (Stalldrehzahl) haben gegenüber harten Wandlern den Vorteil geringerer Stillstandsverluste und größeren Beschleunigungsvermögens. Zudem wird die Warmlaufphase des Motors reduziert, was die Emissionen senkt. Allerdings kann es in einigen Betriebsbereichen zu unzulässig hohen Verlusten im Wandler kommen. Deshalb müssen weiche Wandler unbedingt früh überbrückt werden, was von der TorCon-Strategie vorgesehen und mit der von der LuK entwickelten Hardware auch zulässig ist.

Bild 7 zeigt eine Gegenüberstellung eines harten und eines weichen Wandlers jeweils mit einer konventionellen Überbrückungsstrategie und der LuK-TorCon-Strategie.

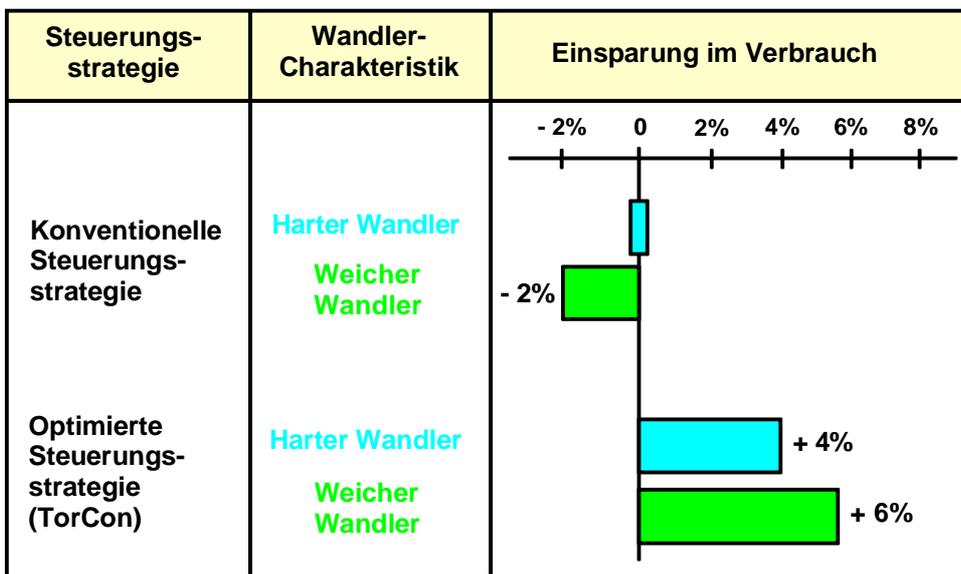


Bild 7: Einfluß der Wandlercharakteristik (hart/ weich) und der Überbrückungsstrategie auf den Verbrauch am Beispiel eines 4-Stufen Automatik Getriebes (Simulation)

Bezüglich des Einflusses auf den Verbrauch ist folgendes festzuhalten:

- Bei Verwendung einer konventionellen Überbrückungsstrategie hat der harte Wandler im Vergleich zum weichen Wandler Vorteile.
- Bei Verwendung der TorCon Strategie ist der weiche Wandler im Vorteil.
- Der Einfluß der Überbrückungsstrategie ist maßgebend, erst in zweiter Linie der Einfluß der Wandlercharakteristik.
- Mit einem weichen Wandler und der TorCon-Strategie kann, je nach Anwendungsfall, ein Verbrauchsvorteil von 5% bis 10% gegenüber dem harten Wandler mit konventioneller Überbrückungssteuerung erzielt werden.

Ähnliche Verhältnisse ergeben sich, wenn man die Fahrleistungen betrachtet.

Bei steigender Getriebespreizung (>5) nimmt die Bedeutung der Wandlercharakteristik (hart/ weich, Anfahrwandlung, maximaler Wirkungsgrad, etc.) bezüglich der beiden Kriterien

- Fahrleistung und
- Kraftstoffverbrauch

ab. Der Grund hierfür ist, daß durch die große Getriebespreizung und die hohe Gangzahl dieser Getriebetypen in der Regel für jeden Lastzustand ein Betriebspunkt mit geschlossenem Wandler bereitgestellt werden kann, der entweder bezüglich Verbrauch oder Zugkraft jedem denkbaren Betriebspunkt mit geöffnetem Wandler überlegen ist. Ein Öffnen der Überbrückungskupplung ist also weder technisch sinnvoll noch aus Komfortgründen erwünscht. Der Wandler verkümmert zum komfortablen Anfahr-element und wird nach Beendigung der Anfahrphase nicht mehr offen betrieben.

Bei der konzeptionellen Gestaltung des Wandlers steht deshalb bei diesen Getriebetypen nicht mehr die Frage nach der geeigneten Wandlercharakteristik, dem maximalen Wandlerwirkungsgrad oder der Höhe der Anfahrwandlung im Vordergrund. Von wesentlicher Bedeutung sind nunmehr folgende Kriterien:

- Erforderlicher Bauraum
- Kosten

Von der klassischen Wandlerauslegung verbleiben die Kriterien

- Verlauf des Lastwertes über der Drehzahlwandlung und
- Lage des Kupplungspunktes (siehe hierzu auch Kapitel 4.3).

LuK hat daher einen extrem schmalen Wandler entwickelt, der im Vergleich zu konventionellen, kreisrunden Ausführungen axial um 45% schmaler baut und in funktioneller Hinsicht im Zusammenwirken mit der Überbrückungskupplung und der Steuerungsstrategie keinerlei Nachteile aufweist (siehe hierzu auch Kapitel 4.3). Zur Verdeutlichung sind in Bild 8 der Kraftstoffverbrauch und die Fahrleistungen eines kreisrunden, konventionell ausgelegten Wandlers dem extrem schmalen LuK-Wandler exemplarisch für eine CVT-Anwendung gegenübergestellt.

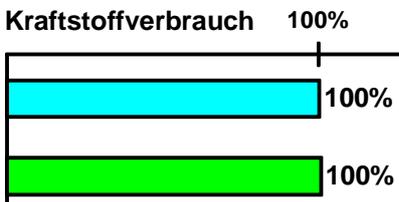
Steuerungsstrategie	Wandlerbauweise	Kriterium
Anfahrstrategie	Kreisrunder Wandler	<b>Kraftstoffverbrauch</b> 100% 
	Extrem schmaler Luk-Wandler	
	Kreisrunder Wandler	<b>Beschleunigungszeit (0 auf 100 km/h)</b> 100% 
	Extrem schmaler Luk-Wandler	

Bild 8: Einfluß der Wandlerkonstruktion auf Verbrauch und Fahrleistung am Beispiel einer CVT-Anwendung (Simulation)

Für CVT Anwendungen ist sogar eine Steuerungsstrategie für die Überbrückungskupplung denkbar, die keine diskrete Zuschaltstrategie verwendet, sondern vielmehr eine stufenlose. Bei dieser CLC Steuerung (**C**ontinuous **L**ock-up **C**ontrol) wird die Überbrückungskupplung bereits im Stillstand des Fahrzeugs beim Lösen der Bremse mit einem Mindestmoment (Schleppmoment) von ca. 10 Nm angelegt und dann beim Anfahren bis zum Verstellen der Übersetzung stufenlos geschlossen (Bild 6). Ein Öffnen der Überbrückungskupplung im Fahrbetrieb ist nicht

vorgesehen. Der Vorteil einer derartigen Strategie liegt eindeutig im gewonnenen Komfort (keine Zuschaltung der Überbrückungskupplung während der Anfahrphase). Allerdings erfordert eine derartige Strategie auf Grund der an der Überbrückungskupplung auftretenden Verluste eine nochmals größere Kühlkapazität mit gegebenenfalls geändertem Kühlungsmechanismus. Ein derartiges Projekt befindet sich bei LuK momentan in der Vorentwicklung.

Mit Hilfe der vorgestellten Steuerungsstrategien und der durchgeführten Simulationen zum Verbrauch und der Fahrleistungen sowie den erwähnten Entwicklungstrends lassen sich die in Bild 9 quantitativ zusammengefaßten Entwicklungsziele für das Gesamtsystem Wandler, Wandlerüberbrückungskupplung (HWK), Dämpfer und Überbrückungssteuerung formulieren.

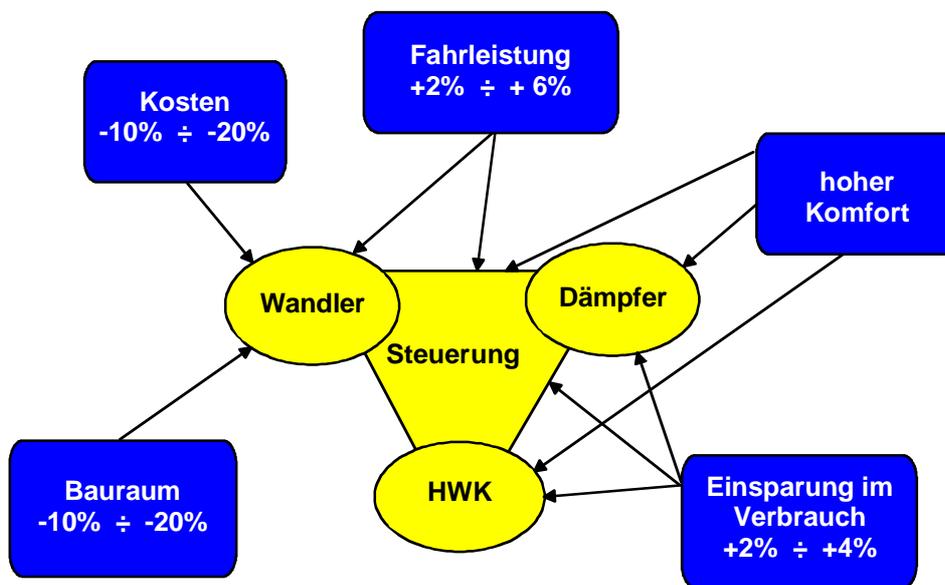


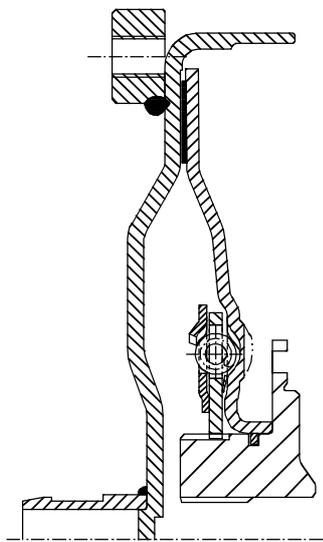
Bild 9: Entwicklungsziele für das Gesamtsystem Wandler-Überbrückungskupplung-Dämpfer und Überbrückungssteuerung.

## Die Bauteilkomponenten

### Die Hochleistungswandlerüberbrückungskupplung

Gemeinsame Basis der vorstehend beschriebenen Steuerungsstrategien ist die höhere Anforderung an die Funktionalität der Überbrückungs-

kupplung. Neben der Momentenübertragungsfähigkeit sind hier die beiden Kriterien Kühlungsvermögen und Steuerbarkeit besonders zu beachten (Bild 10).



**Zielgrößen:**

- **Ausreichende Übertragungsfähigkeit**
- **Ausreichendes Kühlungsvermögen**
- **Gute Steuerbarkeit**
  - **Weiche Zuschaltungen**
  - **Neutrales Verhalten im Zug und Schub**
  - **Konstante und kurze Reaktionszeit**
  - **Positiver Reibwertgradient über dem Schlupf**

Bild 10: Anforderungen an die Hochleistungswandlerüberbrückungs-kupplung (HWK)

### **Momentenübertragungsfähigkeit**

Die Momentenübertragungsfähigkeit ist in erster Linie eine Funktion der zulässigen Flächenpressung am Reibbelag. Diese wiederum ist bestimmt durch den angelegten Druck am Kupplungskolben und die effektiv wirkende Reibbelagfläche. Die Größe der effektiv wirkenden Reibbelagfläche wird bestimmt durch die mechanische und thermische Verformung des Kolbens und des Deckels sowie von den Fertigungstoleranzen beider Bauteile. Die nominelle Größe der Belagfläche ist daher meist nur von untergeordneter Bedeutung. Eine detaillierte Beschreibung dieser Mechanismen wurde von LuK bereits im 4. LuK-Kolloquium 1994 [1] und in einem VDI Bericht [2] gegeben. Hier ist inzwischen umfangreiche praktische Erfahrung vorhanden. Je nach Anwendungsfall werden von LuK ebene HWK-Konzepte (Bild 10), konische HWK-Konzepte (Bild 26), ebene 2-Reibflächen-HWK-Konzepte (Bild 25) sowie Mehrreibflächen-HWK-Konzepte realisiert.

## Steuerbarkeit

Die Zuschaltung der HWK kann in folgende drei Phasen unterteilt werden:

- Umschaltphase
- Anlegephase
- Phase des Momentenaufbaus

Die Überbrückungskupplung sollte mit einem möglichst geringen Volumenstrom geschlossen werden können. Dies ist dann der Fall, wenn erstens der Widerstand, den die Überbrückungskupplung der Schließbewegung entgegensetzt, klein ist und zweitens der Lüftspalt zwischen Kolben und Deckel eng ist, so daß sich schon bei kleinen Volumenströmen eine ausreichende Druckdifferenz ausbildet. Ein zu großer Volumenstrom führt zu einem Momentenstoß nach dem Anlegen des Kolbens, da die kinetische Energie des Schließvolumenstroms in Druckenergie umgewandelt wird. Ein kleiner Lüftspalt zwischen Deckel und Kolben ist also vorteilhaft. Neben dem Lüftspalt ist der hydraulische Widerstand zwischen Deckel und Kolben bzw. Deckel und Turbinennabe maßgebend. Ziel ist es, diesen klein zu gestalten. Mit Hilfe numerischer Strömungsberechnungen konnte die Gestalt von Kolben, Deckel und Turbinennabe diesbezüglich optimiert werden.

Für die Anlegephase ist es wichtig, daß die verwendeten Kühlnuten im Belag keinen Ansaugeffekt aufweisen. Durch empirische Untersuchungen konnte die Gestalt der Kühlnuten im Belag so optimiert werden, daß ein neutrales Verhalten sowohl im Zug- als auch im Schubetrieb gegeben ist. Zur besten Momentensteuerung ist eine fein abgestimmte Momentenübertragungsfähigkeit sowie ein positiver Reibwertgradient erforderlich.

## Kühlungsvermögen

Von zentraler Bedeutung ist das Kühlungsvermögen der HWK. Der zur Schwingungsabkopplung erforderliche Dauerschlupf, der zur Verbesserung des Komforts kurzzeitig benötigte Schlupf und ein komfortables Schließen und Öffnen der Überbrückungskupplung bewirken eine hohe thermische Beanspruchung des Reibbelages und des ATF-Öles. Die an der Reibfläche absorbierte Verlustleistung kann zu Spitzentemperaturen führen, welche die Öladditive zerstören und zusammen mit der mechanischen Scherbelastung die Molekülketten aufspalten. Die Folge ist ein über dem Schlupf fallender Reibwertverlauf, der Rupfen verursacht und letztlich zum Getriebeausfall führt.

Die thermische Belastung der HWK hängt wesentlich von der eingesetzten Überbrückungsstrategie ab. Sie bestimmt das Maximum der anfallenden Verlustleistung sowie die zu absorbierende Gesamtenergie an der Reibfläche. Allgemein gilt:

- Je niedriger das Drehzahlniveau bei dem überbrückt wird, desto größer ist der zur Geräuschabkopplung benötigte Schlupf und damit die anfallende Verlustleistung.
- Je niedriger der Gang, desto kritischer ist das Lastwechselverhalten. In Bild 11 ist der Ablauf eines Lastwechsels (Tip-in) dargestellt. Unmittelbar nach dem Gasstoß schlupft die HWK, wodurch die sonst übliche Ruckelschwingung vermieden wird. Das Verhalten erscheint komfortabel. Allerdings tritt für eine kurze Zeit eine hohe Verlustleistung an der HWK auf.

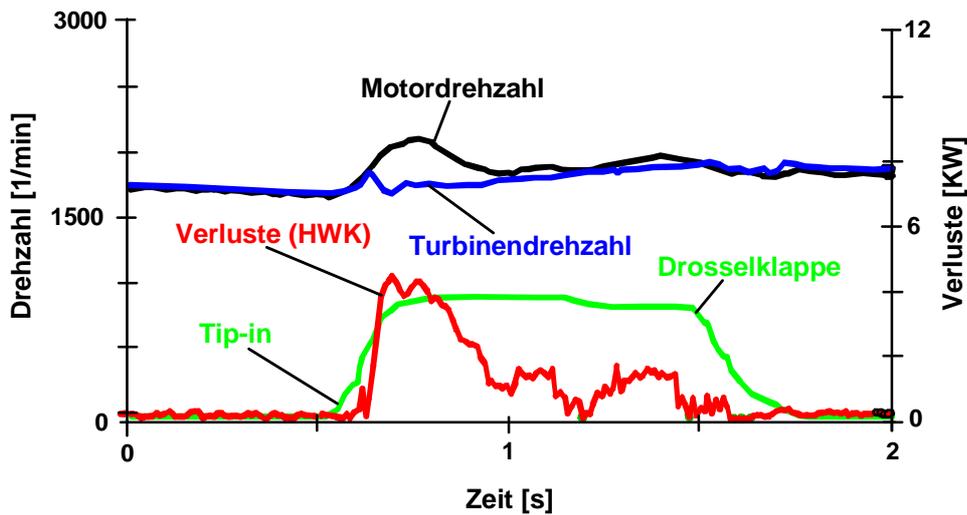


Bild 11: Thermische Beanspruchung der HWK während eines Lastwechsels (Tip-in)

Je niedriger der Gang und je niedriger das Drehzahlniveau bei dem überbrückt wird, desto komfortabler, d.h. desto länger, muß die Dauer der Zuschaltung sein. Je länger die Zuschaltung, desto größer ist die zu absorbierende Gesamtenergie. Bild 12 zeigt den Ablauf einer komfortablen Zuschaltung. Bei diesem praktisch nicht spürbaren Schließvorgang beträgt die maximale Verlustleistung an der HWK immerhin 7kW.

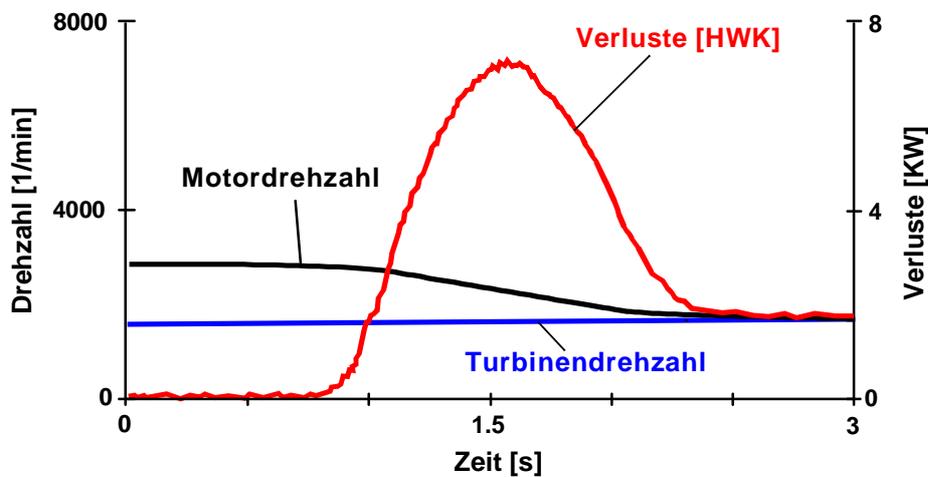


Bild 12: Thermische Beanspruchung der HWK während einer Zuschaltung

Worin unterscheidet sich nun die LuK-HWK von einer konventionellen Überbrückungskupplung und warum ist die zulässige Verlustleistung größer? Die Antwort ist:

- Fein aufeinander abgestimmte Bauteile
- Einsatz von konisch gestalteten, im Bereich der Reibfläche sehr steifen HWKs (Bild 25) oder 2-Reibflächen-HWKs (Bild 24) für noch höhere Verlustleistungen
- Optimierte Geometrie der Kühlnut im Reibbelag

Für die Abstimmung der Bauteile sind folgende Zusammenhänge wichtig:

1. Für die Temperaturentwicklung an der Reibfläche ist sowohl die eingebrachte spezifische Reibleistung, also das Produkt aus der lokalen Flächenpressung am Belag und dem Schlupf, als auch ihr zeitlicher Verlauf entscheidend (s. Bild 13). Insbesondere für Zuschaltungen ist also das strengere Optimierungskriterium die lokale spezifische Verlustleistung am Reibbelag und nicht die lokale Flächenpressung.
2. Bei der Berechnung der Flächenpressungsverteilung am Belag ist neben der elastischen Verformung von Deckel und Kolben durch die wirkenden Drücke auch die mechanische Verformung durch Wärmeeinbringung zu berücksichtigen. Diese allein kann die lokale Flächenpressung am Belag um bis zu 20% erhöhen.
3. Bei Wandlern mit Zweiwegeanschluß empfiehlt es sich, den Reibbelag auf den Kolben zu kleben. Bei einem Wandler mit Dreiwegeanschluß sollte der Reibbelag auf den Deckel geklebt sein.
4. Die Temperaturentwicklung bei Zuschaltungen ist sehr verschieden von der bei Dauerschlupfbetrieb.

Zur Analyse der Temperaturentwicklung benutzt LuK ein spezielles Softwarepaket, das sowohl die mechanische und thermische Verformung des Kolbens, die Materialeigenschaften des Reibbelages als auch den Wärmeübergang zwischen Stahl/Öl und Stahl/Luft, der lokal sehr unterschiedlich ist, berücksichtigt.

Die Simulationsergebnisse werden mit konkreten Temperaturmessungen am rotierenden Bauteil verglichen. Bild 13 zeigt die Temperaturentwicklung an der Belagfläche während einer Zuschaltung. Die maximale Reibflächentemperatur wird gegen Ende der Zuschaltung im mittleren Bereich der Belagfläche erzielt, obwohl dort und zu diesem Zeitpunkt weder die Flächenpressung noch die spezifische Verlustleistung maximal ist.

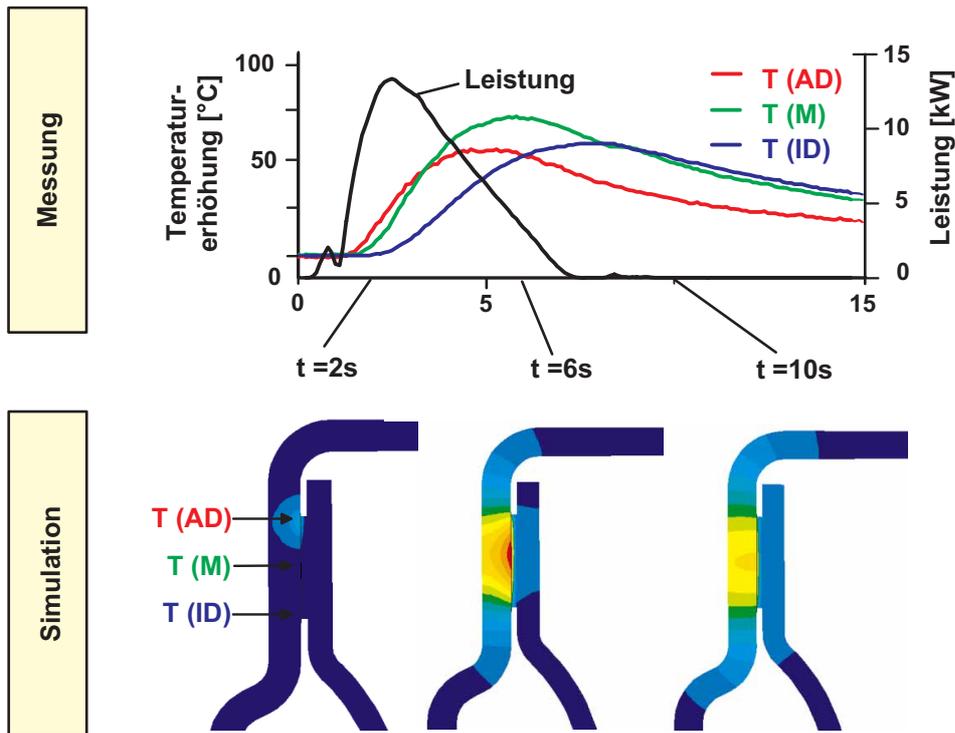


Bild 13: Temperaturerhöhung an der Reibfläche während einer Zuschaltung

Als Ergebnis dieser Betrachtungen konnten Konstruktionsrichtlinien abgeleitet werden, die sich wesentlich von denen unterscheiden, die sich allein aus der Betrachtung der Flächenpressungsverteilung ergeben.

Das zweite wichtige Konstruktionselement der LuK-HWK ist die Kühlnut, deren Form in idealer Weise eine Abstimmung zwischen Volumenstrom und hydraulischem Widerstand ermöglicht und einen im Vergleich zu einer üblichen Kühlnut um den Faktor 4 verbesserten Wärmeübergangskoeffizienten besitzt. Zudem weist die LuK-Kühlnut ein neutrales Verhalten bezüglich des Reibungskoeffizienten und damit des Momentenaufbaus sowohl im Zug- als auch im Schubetrieb auf. In Bild 14 ist die zulässige spezifische Verlustleistung von Belägen mit der LuK-Kühlnut dargestellt. Man erkennt, daß im Dauerschlupfbetrieb eine Steigerung der zulässigen Verlustleistung um 120% möglich ist. Bei kurzzeitigen Schlupfphasen ist die zulässige Steigerung geringer.

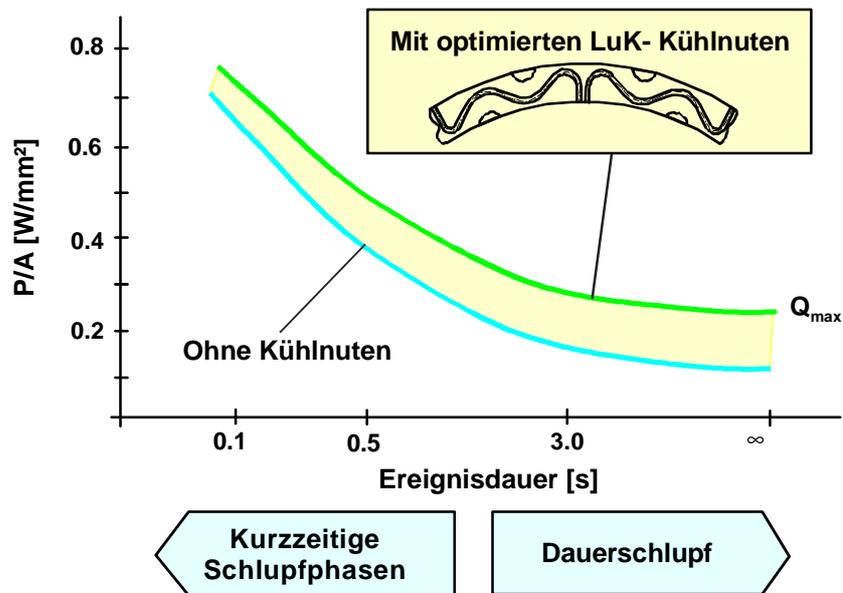


Bild 14: Zulässige spezifische Verlustleistung am Reibbelag

Überträgt man die in Bild 14 zusammengefaßten spezifischen Verlustleistungen auf ein reales Bauteil, so ergeben sich die in Bild 15 dargestellten absoluten Werte für die zulässige Verlustleistung. Hierbei ist bemerkenswert, daß die dargestellten HWK-Konzepte bezüglich ihres Kühlungsvermögens einen starken bauteilspezifischen Einfluß erkennen lassen. Dieser ist auf das unterschiedliche Verformungsverhalten und die realisierbaren Fertigungstoleranzen zurückzuführen. Das HWK-Konzept mit konischer Gestaltung des Kolbens weist das größte, spezifische Kühlungsvermögen auf.

Mit den beschriebenen HWK-Konzepten können die eingangs erläuterten Steuerungsstrategien problemlos realisiert werden. Die Gefahr der Ölschädigung besteht nicht.

Entsprechende Sorgfalt ist bei der Auswahl des Reibmaterials für HWK-Konzepte angebracht. Von besonderer Bedeutung sind die Kriterien:

- Steigender Reibwertkoeffizient über der Schlupfdrehzahl
- Gutes Präge- und Klebeverhalten
- Hohe mechanische Belastbarkeit
- Gutes Verschleißverhalten
- Hohe thermische Belastbarkeit
- Hohes Reibwertniveau

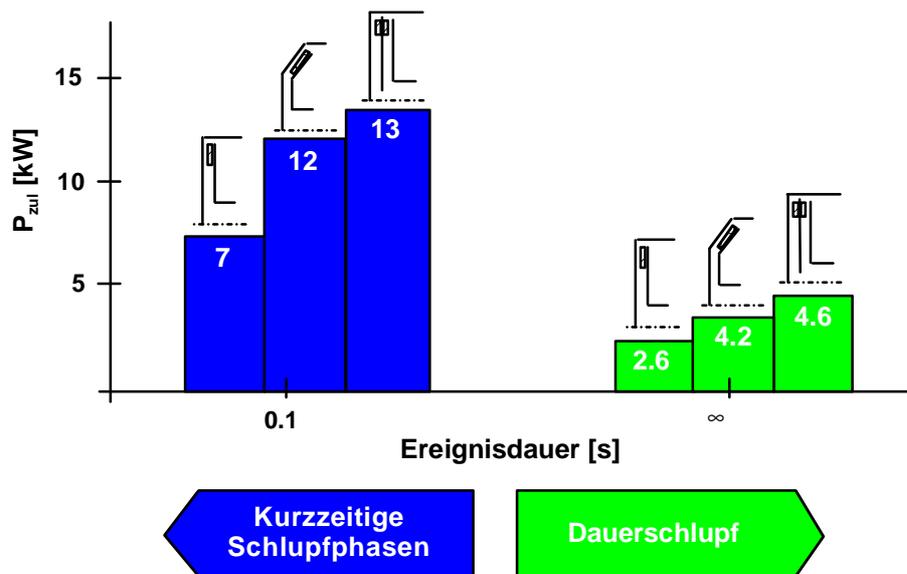


Bild 15: Zulässige Verlustleistung an der HWK (260mm Wandler) bei optimierter Kühlnut und maximalem Volumenstrom

## Der Dämpfer

LuK produziert im Jahr weltweit ca. 3.000.000 Wandlerüberbrückungskupplungen und Dämpfer in den verschiedensten Konfigurationen. Seit 1996 wird auch ein Zwei-Wege-Dämpfer in Serie produziert. Dieses innovative Dämpferkonzept bietet bei einigen Antriebssträngen und Motorisierungen erhebliche Vorteile.

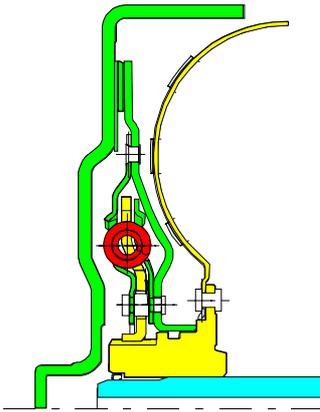
Beschreibt man die Schwingungseigenformen eines Antriebsstranges mit Hilfe eines 4-Massen-Modells (Motor-Turbine-Getriebe-Fahrzeug), so

schwingt in der dritten Eigenform die Getriebemasse relativ zum Fahrzeug und zur Turbinenmasse. Den größten Verdrehwinkel weist damit die Getriebeeingangswelle auf. Der Verdrehwinkel im Dämpfer ist vergleichsweise klein. Fällt diese Eigenfrequenz in den kritischen Drehzahlbereich des Fahrzeugs, der zwischen 900 1/min und 2000 1/min liegt, so kann es zu einer unangenehmen Geräuschentwicklung, dem Brummen, kommen. Eine Verringerung der Verdrehsteifigkeit des Dämpfers bleibt hier auf Grund seines kleinen Verdrehwinkels wirkungslos. Ein Weitwinkeldämpfer stellt also für dieses Problem keine Lösung dar.

Stattdessen würde eine Reduzierung der Steifigkeit der Getriebeeingangswelle einen positiven Einfluß ausüben, was aber aus Festigkeitsgründen in der Regel nicht möglich ist.

Zur Lösung dieses Problems hat LuK einen Dämpfer entwickelt, bei dem die Turbinenmasse verdrehfest mit dem Überbrückungskolben verbunden ist und der Dämpfer in Reihe mit der Getriebeeingangswelle geschaltet wird (Bild 16).

## Konventionelles Dämpferkonzept



## LuK- Zwei-Wege-Dämpfer

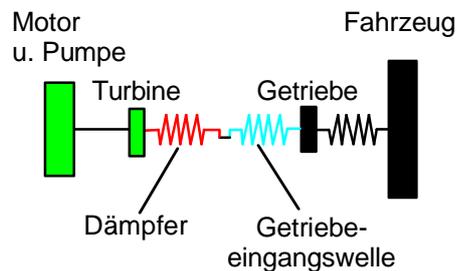
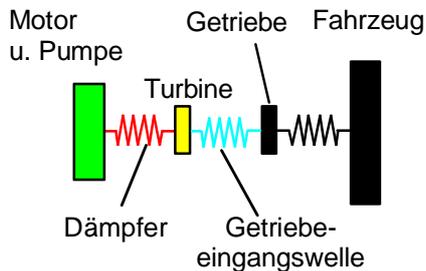
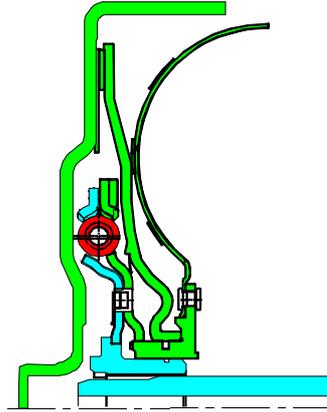


Bild 16: Wirkungsweise des LuK-Zwei-Wege-Dämpfers im Vergleich zum konventionellen Dämpferkonzept

Der konstruktive Aufbau des LuK-Zwei-Wege-Dämpfers bewirkt folgendes:

- Die Federsteifigkeiten des Dämpfers und der Getriebeeingangswelle sind in Reihe geschaltet, was in der Summe eine sehr weiche Federrate ergibt (dies war das ursprüngliche Ziel).
- Die Turbine ist verdrehfest mit dem Wandlergehäuse (Pumpe) verbunden und wirkt somit als zusätzliche Schwungmasse, wodurch die in den Triebstrang eingeleiteten Drehzahlungleichförmigkeiten reduziert werden.
- Durch starre Kopplung der Trägheitsmassen von Motor, Pumpe und Turbine weist der Antriebsstrang einen Freiheitsgrad weniger auf.

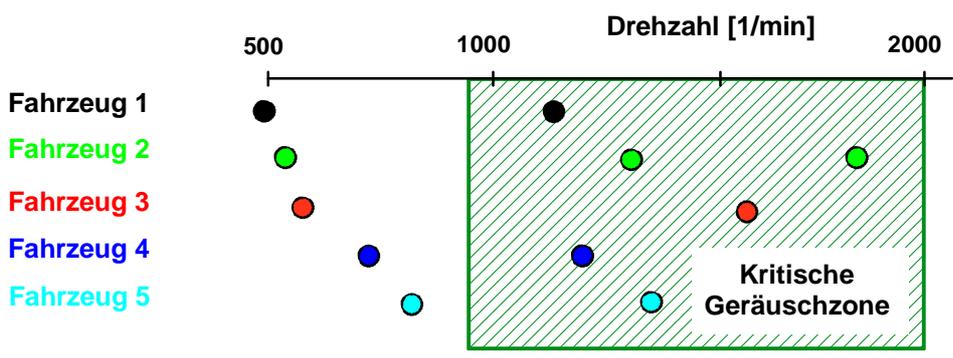
Die dritte Eigenfrequenz des Antriebsstranges kann immer dann zum Geräuschproblem werden, wenn sie in den kritischen Drehzahlbereich zwischen 900 1/min und 2000 1/min fällt. Simulationen mit typischen Triebstrangdaten zeigen, daß dies bei frontgetriebenen Fahrzeugen mit 8-

und 10-Zylindermotoren und heckgetriebenen Fahrzeugen mit 6- und 8-Zylindermotoren der Fall ist. Frontgetriebene Fahrzeuge mit 8- und 10-Zylindermotoren sind aber eher selten. Heckgetriebene Fahrzeuge mit 6- und 8-Zylindern eher die Regel. Für diese Fahrzeugtypen bietet der Zwei-Wege-Dämpfer daher meist deutliche Vorteile.

Durch Eliminierung der hier üblicherweise kritischen dritten Schwingungseigenfrequenz kann die Überbrückungskupplung früher und ohne Komforteinbußen überbrückt und damit der Verbrauch bei den hier betrachteten Fahrzeugtypen (Bild 17) um bis zu 6% reduziert werden.

In Bild 17 sind für verschiedene heckgetriebene Fahrzeugtypen, die aber alle mit dem gleichen Automatikgetriebe und dem gleichen Wandler bestückt werden, die Schwingungseigenfrequenzen des Antriebsstrangs dargestellt. Jeder Punkt in dem Diagramm markiert also eine Resonanzstelle des Antriebsstrangs und damit ein potentielles Schwingungs- oder Geräuschproblem. Gegenübergestellt sind die Schwingungseigenfrequenzen, die sich mit einem konventionellen Dämpfer ergeben mit denen, die bei Verwendung eines Zwei-Wege-Dämpfers auftreten. Man erkennt, daß bei Einsatz des Zwei-Wege-Dämpfers im gesamten kritischen Drehzahlbereich nur eine Resonanzstelle auftritt, die aber bei kleiner Hysterese des Dämpfers unkritisch wird. Ebenfalls bemerkenswert ist, daß der konventionelle Dämpfer bereits mit 15 Nm/Grad eine viel kleinere Federrate aufweist als der Zwei-Wege-Dämpfer mit 45 Nm/Grad. Dies bedeutet, daß beim Zwei-Wege-Dämpfer ein kleineres Federvolumen verbaut werden muß.

**Triebstrangresonanzen mit konventionellem Dämpfer**  
 Federrate des Dämpfers:  $c = 15 \text{ Nm/Grad}$



**Triebstrangresonanzen mit Zwei-Wege-Dämpfer**  
 Federrate des Dämpfers:  $c = 45 \text{ Nm/Grad}$

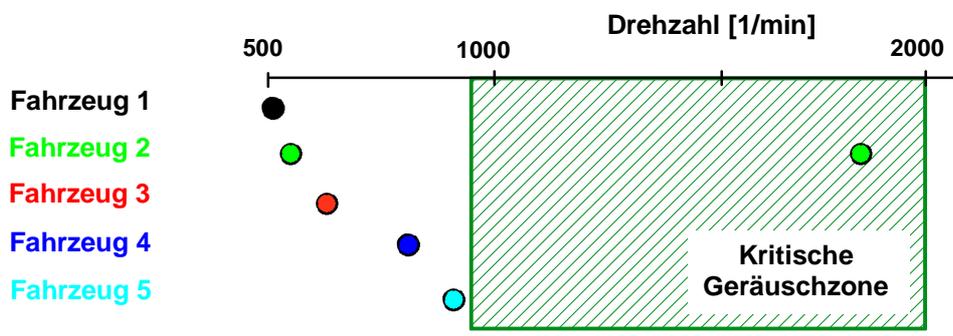
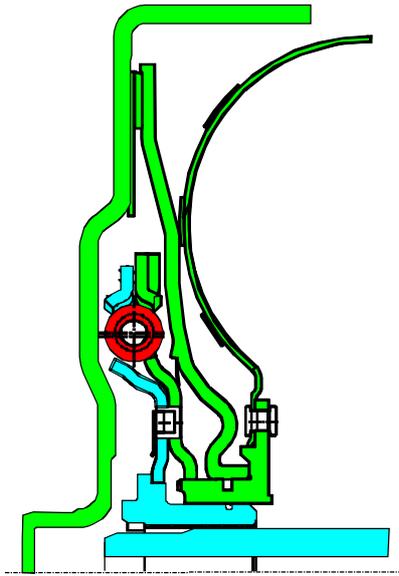


Bild 17: Eliminierung von kritischen Triebstrangresonanzen durch den LuK-Zwei-Wege-Dämpfer

Ein weiterer Gesichtspunkt ist, daß beim Zwei-Wege-Dämpfer-Konzept das Drehmoment ebenfalls im offenen Wandlerbetrieb durch den Dämpfer geleitet wird. Somit erhält man auch in diesem Betriebsmodus eine zusätzliche Schwingungsisolierung. Dies ist ein weiterer Vorteil, da bei einigen Fahrzeugtypen, z. B. bei Direkteinspritzern oder Fahrzeugen mit Zylinderabschaltung, im offenen Wandlerbetrieb ebenfalls Brummen auftreten kann.

Ferner sei bemerkt, daß der LuK-Zwei-Wege-Dämpfer auch für CVT-Anwendungen, auf Grund der hier vorliegenden Trägheitsmassenverteilung, geeignet ist.

Die Vorteile des LuK-Zwei-Wege-Dämpfers sind in Bild 18 zusammengefaßt.



#### Vorteile

- Reduzierter Verbrauch durch frühes Überbrücken
- Verbesserte Geräuschabkopplung durch Eliminierung einer Schwingungseigenform
- Auch wirkungsvoll im offenen Wandlerbetrieb

Bild 18: Vorteile des Zwei-Wege-Dämpfers

## Der Wandlerkreislauf in extrem schmaler Ausführung

Wie eingangs bereits erwähnt, sollte der zukünftige Wandler kleiner, leichter und kostengünstiger werden (Bild 9).

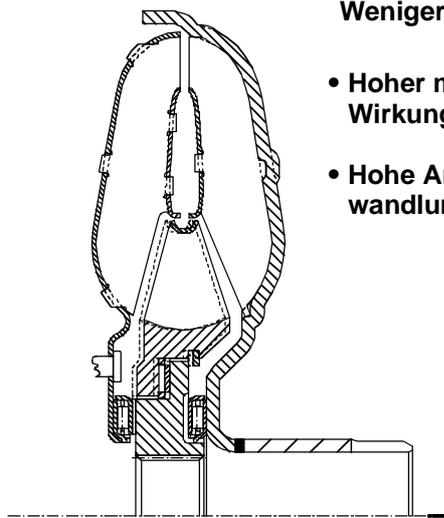
Eine geometrische Verkleinerung des hydrodynamischen Kreislaufs ohne eine gleichzeitige Änderung der Beschaufelung ist aber bekanntermaßen nicht oder nur sehr eingeschränkt möglich. Derartig ausgelegte Wandler kavitieren oder haben einen nicht akzeptablen Lastwertverlauf (Momentenaufnahmekapazität) über der Drehzahlwandlung.

Ziel ist es also, die Beschaufelung von Pumpe, Turbine und Leitrad an die neuen geometrischen Verhältnisse eines extrem schmalen Wandlers anzupassen. Neben der Vermeidung von Kavitation ist besonderes Augenmerk auf den Lastwertverlauf zu legen:

- Um den Profildurchmesser des Wandlers im Vergleich nicht vergrößern zu müssen, ist ein ausreichendes Lastwertniveau erforderlich.
- Zur Minimierung der Stillstandsverluste sollte der Lastwert im Festbremspunkt (Stallbetrieb) möglichst klein sein. Der Schließvorgang der Überbrückungskupplung ist hingegen komfortabler und kann früher erfolgen, wenn der Lastwert im Bereich des Kupplungspunktes möglichst hoch ist. Zudem wird hierdurch die thermische Belastung der Überbrückungskupplung reduziert. Beide Kriterien zusammen erfordern demnach ein möglichst kleines Verhältnis zwischen Lastwert im Festbremspunkt und Lastwert im Kupplungspunkt.

Diesem Entwicklungsziel kommt der Umstand entgegen, daß die Auslegung des zukünftigen Wandlers in Verbindung mit der Überbrückungsstrategie nicht mehr durch den Kraftstoffverbrauch oder die Fahrleistung diktiert ist (vergleiche Kapitel 2). Die bei der klassischen Wandlerauslegung noch wichtigen Kriterien, wie ein hoher Maximalwirkungsgrad oder eine hohe Anfahrwandlung, sind demnach von untergeordneter Bedeutung. Die Entwicklung kann also wesentlich gezielter erfolgen. In Bild 19 sind die Anforderungen an den zukünftigen Wandler zusammengefaßt.

## Zielgrößen



### Weniger Wichtig

- Hoher maximaler Wirkungsgrad
- Hohe Anfahrwandlung

### Sehr Wichtig

- Extrem schmaler Torus
- Keine Kavitation
- Ausreichendes Lastwertniveau
- Hoher Kupplungspunkt
- Kleines Verhältnis zwischen Lastwert im Festbrems- und Kupplungspunkt
- Ausreichende Wärmespeicherkapazität

Bild 19: Anforderungen an den zukünftigen Wandler

LuK hat einen Wandler entwickelt, dessen Kreislauf im Vergleich zum konventionellen, kreisrunden Kreislauf axial um bis zu 45% schmaler ist. Der Lastwertverlauf über der Drehzahlwandlung ist mit dem eines kreisrund gestalteten Wandlers vergleichbar (siehe Bild 24). Ohne Verwendung entsprechender Werkzeuge, wie z. B. leistungsfähige Software zur numerischen Berechnung der Strömungsverhältnisse im Kreislauf und zur Auslegung der Schaufelgeometrie, sowie Rapid Prototyping zur schnellen und kostengünstigen Erstellung der geometrisch komplexen Prototyp-Schauflerräder, wäre eine solche Entwicklung nicht möglich.

Die Strömungszustände im Wandler sind besonders im Stallbetrieb und bei kleiner Drehzahlwandlung kritisch. Der Energieaufbau in der Pumpe sowie der Energieabbau in der Turbine aber auch die Umlenkung der Strömung im Leitrad (Impulsänderung) sind in diesem Betriebsbereich am größten. Vereinfacht ausgedrückt sind hier die Kräfte auf die Fluidteilchen am größten. Dies gilt prinzipiell für jeden Wandlertyp. Die Verhältnisse verschlechtern sich entschieden, wenn die Strömung "unnötig" in Betrag oder Richtung beschleunigt wird oder wenn der Strömung lokal Richtungsänderungen aufgezwungen werden, denen die Fluidteilchen auf Grund ihrer Trägheit nicht folgen können. Sofern man nicht konstruktiv gegensteuert, tritt dies bei extrem schmalen Wandlern ein.

In Bild 20 sind die Strömungsverhältnisse im Wandlerkreislauf einer frühen Konstruktion (erste Entwicklungsstufe) und der optimierten Konstruktion gegenübergestellt. Der Kreislauf der ersten Entwicklungsstufe besitzt bereits eine tränenförmige Form im Meridianschnitt. Durch diese Form wird gewährleistet, daß der reale Querschnitt des Strömungskanals annähernd konstant bleibt und unnötige Beschleunigungen oder Verzögerungen der Strömung vermieden werden. Trotzdem zeigt das Geschwindigkeitsfeld ein großes Ablösegebiet, das sich ausgehend von der Eintrittskante des Turbinenrades entlang der gesamten inneren Kanalbegrenzung (Innenschale) erstreckt.

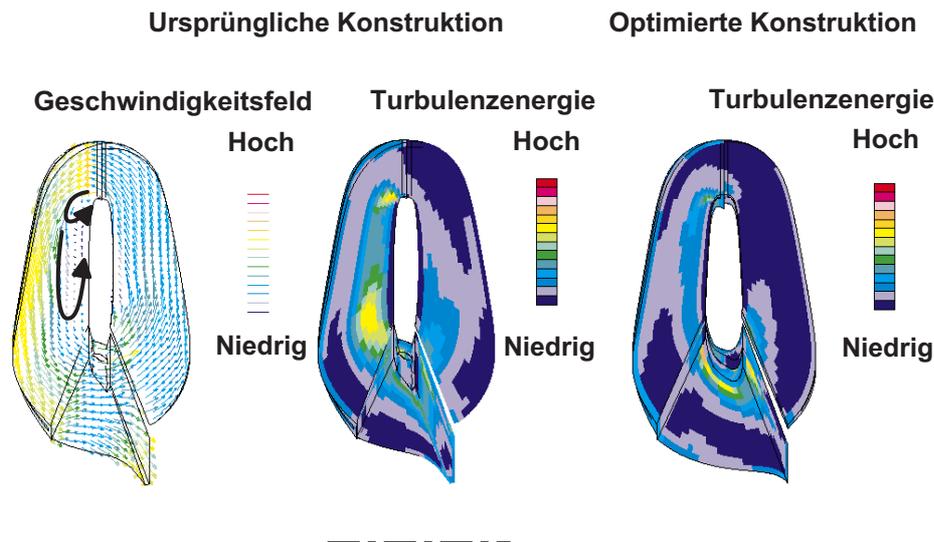


Bild 20: Optimierte Turbinenradgestaltung, Strömungsverhältnisse im „Stall“-Punkt

Dieses Ablösegebiet verengt den Strömungskanal erheblich und führt zu einer Drosselung des umlaufenden Volumenstroms und damit zu einer Reduzierung des Lastwertes. Zudem bildet sich eine Austauschzone, in der Energie von der "gesunden" Umlaufströmung auf die Zirkulationsströmung im Ablösegebiet übertragen wird und dort zu annähernd 100% dissipiert wird. Diese ausgeprägte Verlustzone läßt sich anschaulich mit Hilfe der Turbulenzenergie darstellen.

Bei der optimierten Kreislaufform konnte durch eine angepasste Gestaltung der Innenschale und der Beschaufelung das Ablösegebiet und damit die Verluste erheblich reduziert werden. Dies trägt wesentlich zur günstigen Lastwertcharakteristik bei.

Das zentrale und weitaus schwierigste Problem bei der Gestaltung extrem schmaler Wandler ist die Vermeidung von Kavitation. Unter Kavitation versteht man das Entstehen mit nachfolgendem Zusammenbrechen gaserfüllter Hohlräume in der Flüssigkeitsströmung.

Wird nun der statische Absolutdruck in der Strömung kleiner als der Dampfdruck, so bilden sich Dampfblasen, die von der Strömung mitgerissen werden. Diese Hohlräume schnüren den Kanalquerschnitt ein und drosseln den umlaufenden Volumenstrom. Der Lastwert und der Wirkungsgrad sinken drastisch ab. An Orten mit höherem statischen Druck implodieren die Dampfblasen wieder. Das Zusammenbrechen erfolgt sehr rasch und die Flüssigkeitsteilchen schlagen mit sehr großer Geschwindigkeit auf die Kanalwand auf (jet-impact), was zur mechanischen Zerstörung des Laufrades führen kann.

Bei Wandlern stellt der Ansaugbereich der Pumpe, also der Raum zwischen Pumpe und Leitrad, das Gebiet kleinsten Druckes dar. Um den statischen Druck am Leitradaustritt so hoch wie möglich zu halten, müssen die Profilverluste im Leitrad reduziert werden. Bild 21 zeigt die Strömungsverhältnisse im Leitradkanal einer frühen Konstruktion (erste Entwicklungsstufe). Man erkennt in dem dargestellten Zylinderschnitt ein ausgeprägtes Ablösegebiet auf der Saugseite der Leitradschaufel. Die Nachlaufströmung des Leitrades ist gekennzeichnet durch starke Verwirbelungen. Beide Erscheinungen führen zur einer drastischen Druckabsenkung im Leitradkanal und in der Nachlaufströmung des Leitrades (s. Bild 21 und Bild 23). Die ursprüngliche Konstruktion konnte daher bei hoher Antriebsdrehzahl auf Grund von Kavitation im Ansaugbereich der Wandlerpumpe nicht unterhalb einer Drehzahl-wandlung von  $sr=0,5$  betrieben werden.

## Ursprüngliche Konstruktion

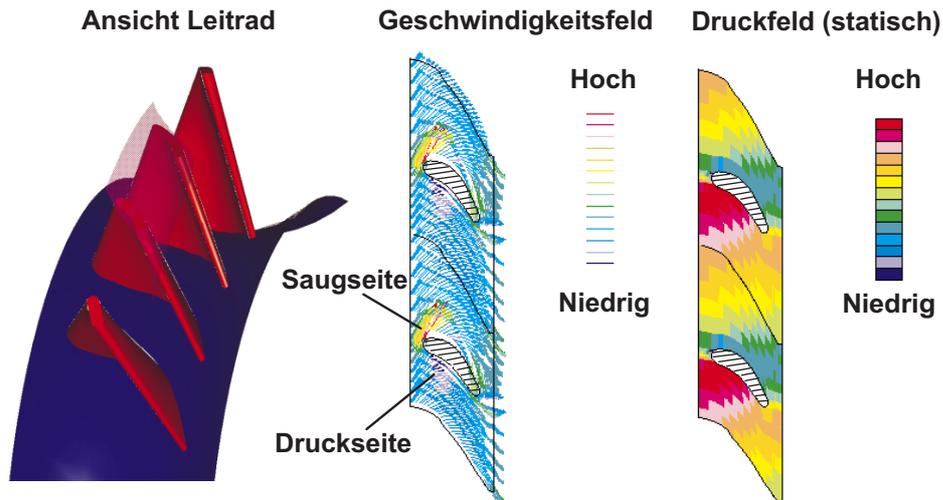


Bild 21: Strömungsfeld und statisches Druckfeld bei einer nicht optimierten Leitradbeschaukelung, Strömungsverhältnisse im „Stall“-Punkt

Bild 22 zeigt das Geschwindigkeitsfeld und das statische Druckfeld der optimierten Leitradkonstruktion. Das Ablösegebiet auf der Saugseite der Leitrad-schaukel ist erheblich kleiner als bei der ursprünglichen Konstruktion. Ebenso ist die Nachlaufströmung annähernd wirbelfrei. Beide Erscheinungen führen zu einer Verringerung der Druckabsenkung im Leitrad und damit zu einer relativen Anhebung des Druckes im Bereich des Pumpeneintritts.

Als Maß für die Güte der Energieübertragung ist in Bild 23 das Gesamtdruckfeld der ersten Entwicklungsstufe dem der optimierten Konstruktion gegenübergestellt. Ein Vergleich der Verlustbeiwerte beider Profile zeigt, daß beim optimierten Leitrad die Profilverluste um mehr als 60% reduziert werden konnten.

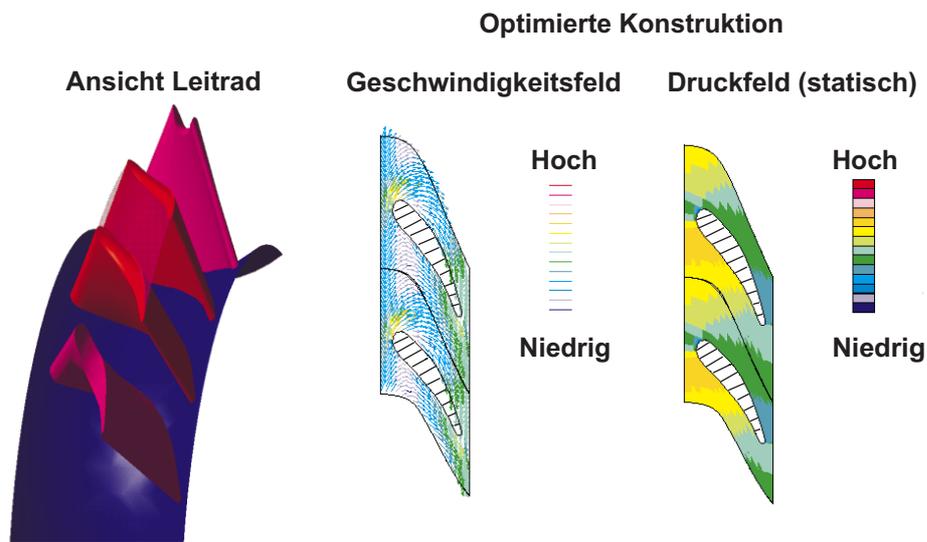


Bild 22: Strömungsfeld und statisches Druckfeld bei der optimierten Leitradbeschaufelung, Strömungsverhältnisse im „Stall“-Punkt

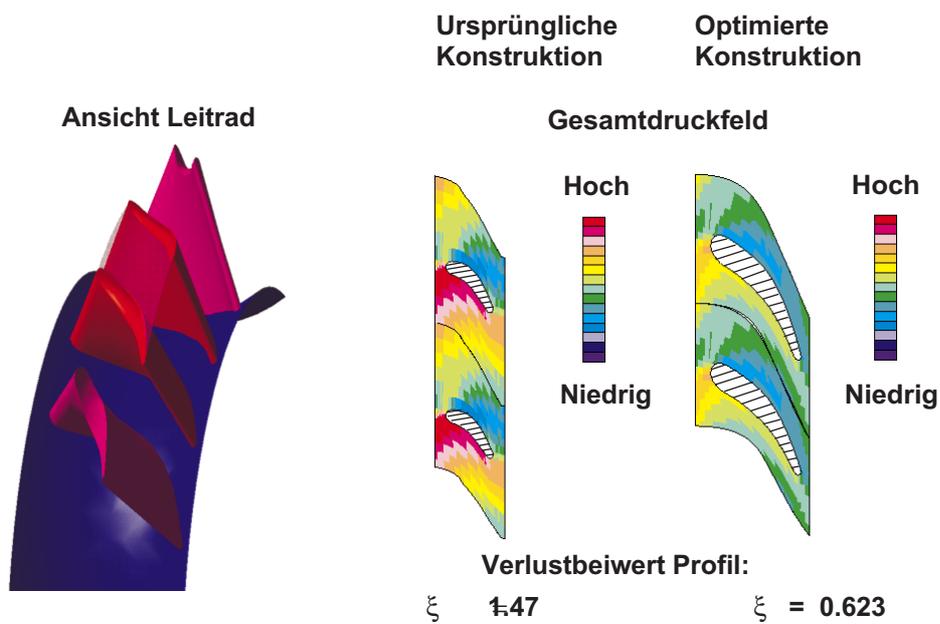


Bild 23: Vergleich der Profilverluste: Ursprüngliche und optimierte Leitradkonstruktion, Strömungsverhältnisse im „Stall“-Punkt

Die optimierte Konstruktion des extrem schmalen Wandlers ist kavitationsfrei. Die erzielte Güte der Energieübertragung kommt der eines konventionellen, kreisrunden Wandlers nahe (Bild 24). Funktionelle Nachteile treten bei Einsatz dieses extrem schmalen Wandlers in Verbindung mit der entsprechenden Überbrückungsstrategie in keiner Hinsicht auf.

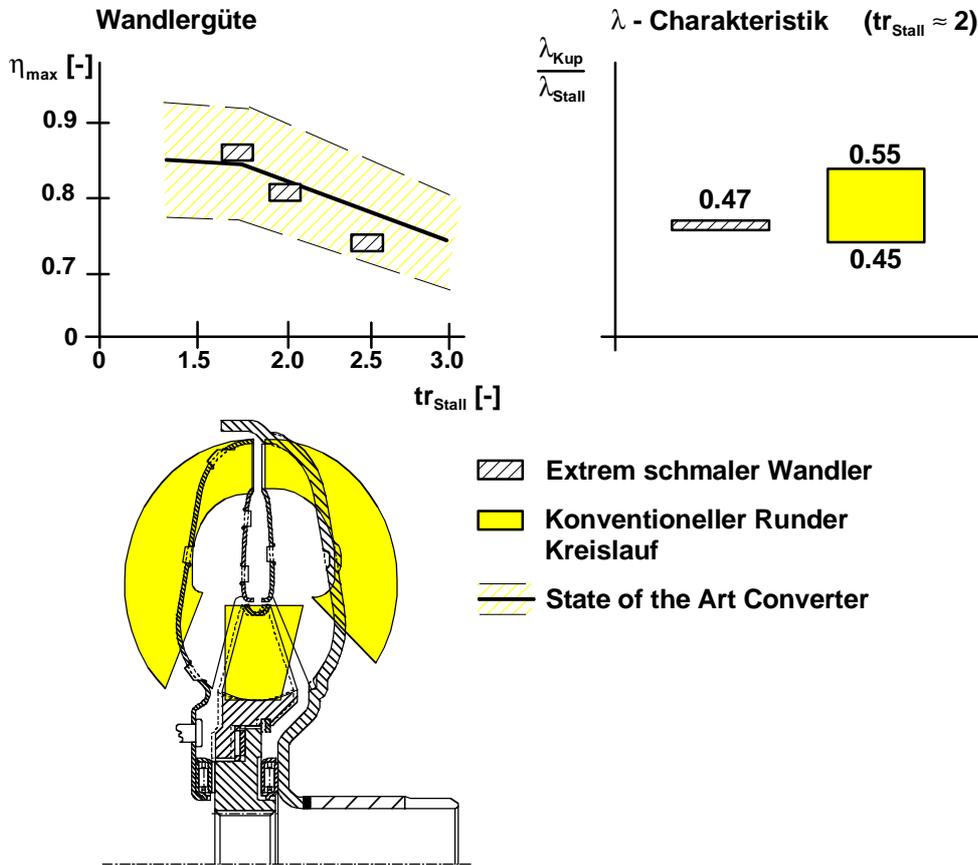


Bild 24: Vergleich der erzielten Güte der Energieübertragung: Konventioneller, kreisrunder Wandler und extrem schmaler LuK-Wandler

Vergleicht man Einbauraum und Gewicht, so ergibt sich für den extrem schmalen Wandler mit Überbrückungskupplung im Vergleich zum konventionellen, kreisrunden Wandler, je nach Anordnung und Auswahl des Konzeptes für die Überbrückungskupplung, ein Vorteil zwischen 20% und 26% (Bild 25 und 26). Der gewonnene Einbauraum kann entweder der Getriebekonstruktion bereitgestellt werden oder aber verkürzt den Antriebsstrang im Fahrzeug.

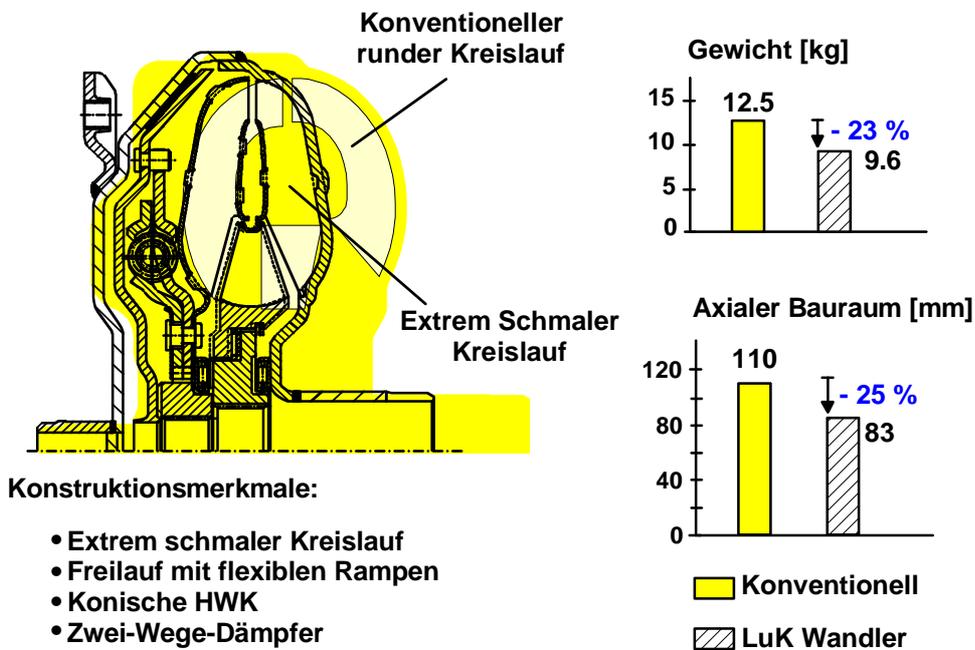
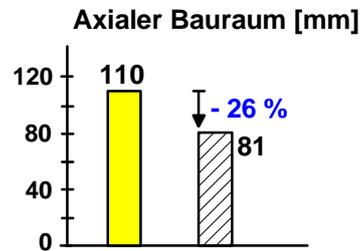
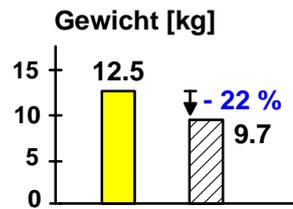
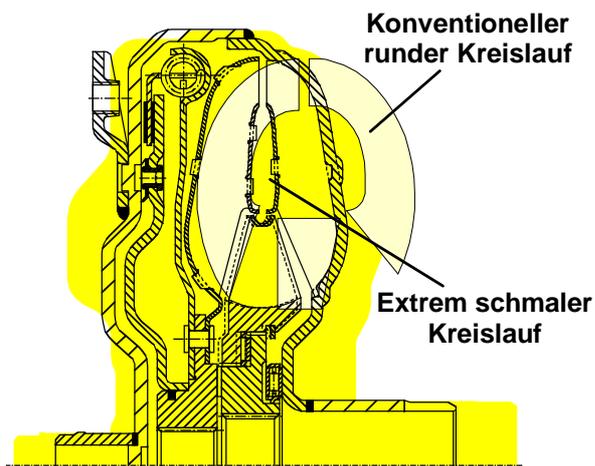


Bild 25: Bauraumvergleich für 260 mm Wandler: Konventioneller, kreisrunder Wandler und extrem schmaler LuK-Wandler mit Zwei-Wege-Dämpfer und konischer Überbrückungskupplung



■ Konventionell

▨ LuK Wandler

**Konstruktionsmerkmale:**

- Extrem schmaler Kreislauf
- Freilauf mit flexiblen Rampen
- Zweireibflächenkupplung HWK
- Weitwinkeldämpfer

Bild 26: Bauraumvergleich für 260 mm Wandler: Konventioneller, kreisrunder Wandler und extrem schmaler LuK-Wandler mit Weitwinkeldämpfer und Zweireibflächenkupplung für 260 mm Wandler

Zur Reduzierung der Herstellungskosten hat LuK die Konstruktion des Wandlers in einigen wichtigen Details weiterentwickelt:

- Geringerer Materialeinsatz durch extrem schmalen Torus
- Einsatz eines axialen Rampenfreilaufs
- Spritzgussleiträder mit integrierten Funktionselementen
- Tiefgezogene bzw. gestanzte Schlitze zur Schaufelbefestigung
- Reduzierte Schaufelzahl
- Einsatz innovativer Fertigungsprozesse
- Einsatz von gesinterten Naben
- Reduzierung spanabhebender Bearbeitungsgänge

## Zusammenfassung

Die Entwicklung der modernen Antriebstechnik, der Wunsch nach höheren Fahrleistungen, reduziertem Kraftstoffverbrauch und geringeren Emissionen sowie der stetig kleiner werdende Bauraum erfordern ein Umdenken in der Auslegung und Konzeption des modernen Wandler.

Der Wandler mit seinen drei Bauelementen Überbrückungskupplung, Dämpfer und hydrodynamischer Kreislauf ist als System zu betrachten. Als verknüpfendes Bindeglied dieser drei Elemente kommt der Strategie der Überbrückungssteuerung eine zentrale Bedeutung zu. Mit einer sorgfältig auf die Belange des jeweiligen Fahrzeugs abgestimmten Steuerungsstrategie und nur mit Hardwareelementen, die den spezifischen Anforderungen gerecht werden, läßt sich das vorhandene Potential des Systems Wandler voll nutzen.

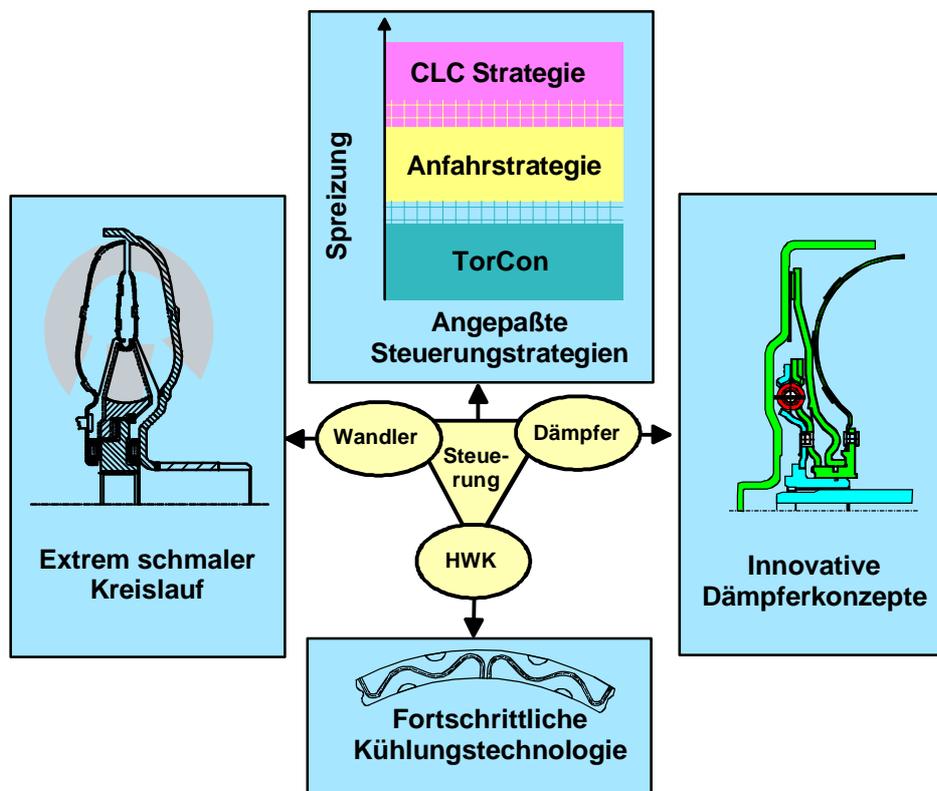


Bild 27: Der Wandler als System - Zusammenfassung

Dieses Potential läßt je nach Anwendungsfall eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und eine Steigerung der Fahrleistungen von jeweils bis zu 10% zu. Mit den von LuK entwickelten Wandlerkonzepten (s. Bild 27) kann dieses Potential voll genutzt werden. Bei sinkenden Bauteilkosten wird zudem eine erhebliche Einsparung in Gewicht und Bauraum ermöglicht.

## Literatur

- [1] Dr. techn. R. Fischer, Dipl.-Ing. D. Otto:  
Wandlerüberbrückungssysteme; 4. internationales LuK-Kolloquium 1994, "Leichter Schalten umweltfreundlicher und komfortabler Fahren", Seiten 133 ff.
- [2] Dr. techn. R. Fischer:  
Das TorCon-System – Ein neues Wandlerüberbrückungs-Konzept als Beitrag zur Ökonomie und Fahrfreude; VDI Berichte Nr. 1175, "Getriebe in Fahrzeugen 1995", Seiten 301 ff.
- [3] Dave Piper:  
Automatic Transmissions – An American Perspective; VDI Berichte Nr. 1175, "Getriebe in Fahrzeugen 1995", Seiten 25 ff.

# 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 Anfahrerelement 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
Anfahrerelement		Anfahrerelement
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.

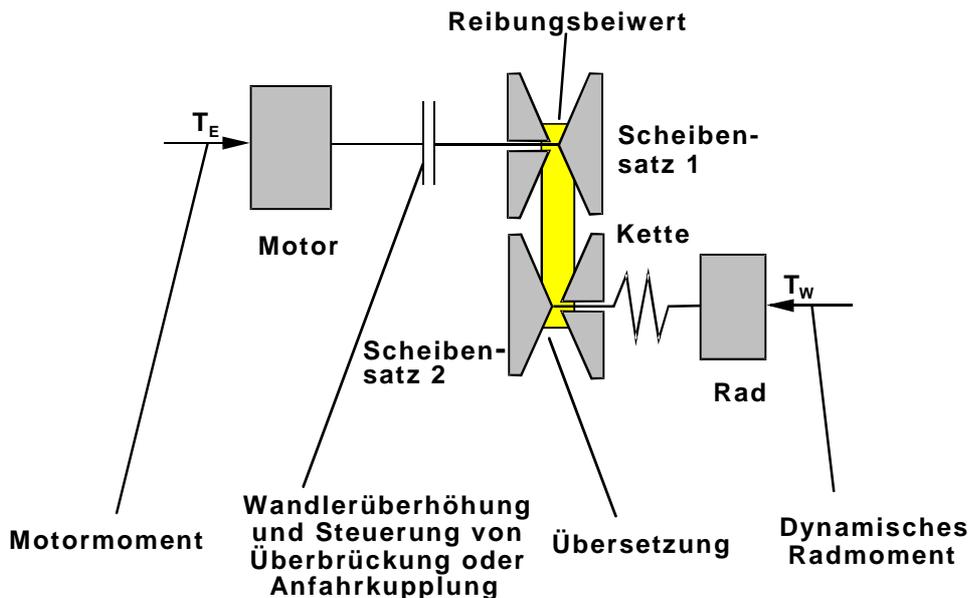


Bild 2: Einflüsse auf die erforderliche Anpreßkraft im Variator

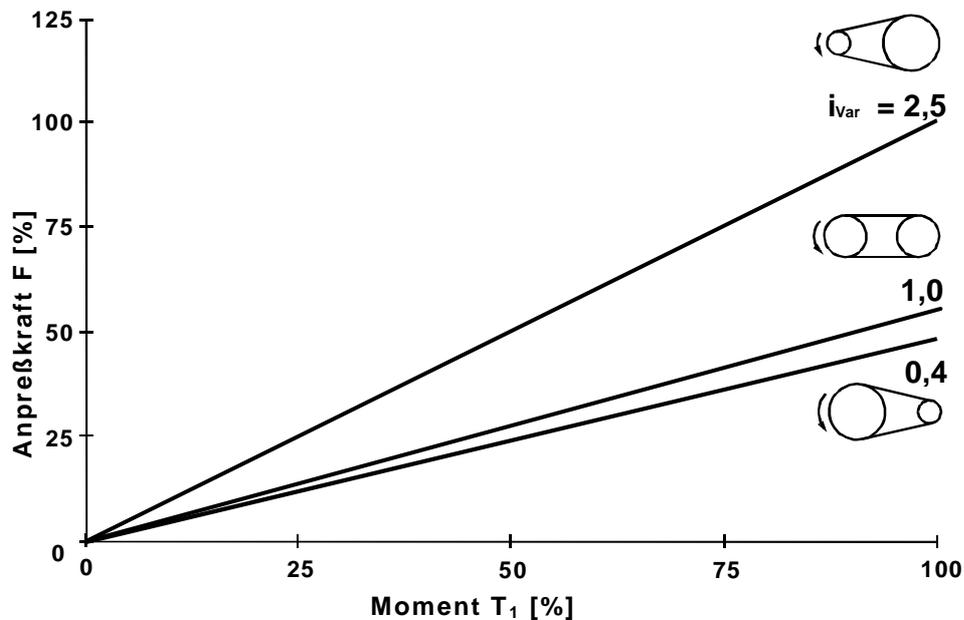


Bild 3a: Erforderliche Mindestanpreßkraft für verschiedene Übersetzungen über dem Drehmoment

Bei gegebenem Reibbeiwert nimmt die erforderliche Mindestanpreßkraft linear mit dem Drehmoment zu. Dieser Zusammenhang ist für verschiedene Übersetzungen in Bild 3 a dargestellt. Gegenüber dieser Schlupfgrenze wird für Vollast eine Sicherheit von ca. 25 % für Reibwertschwankungen vorgehalten, wie in Bild 3 b 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.

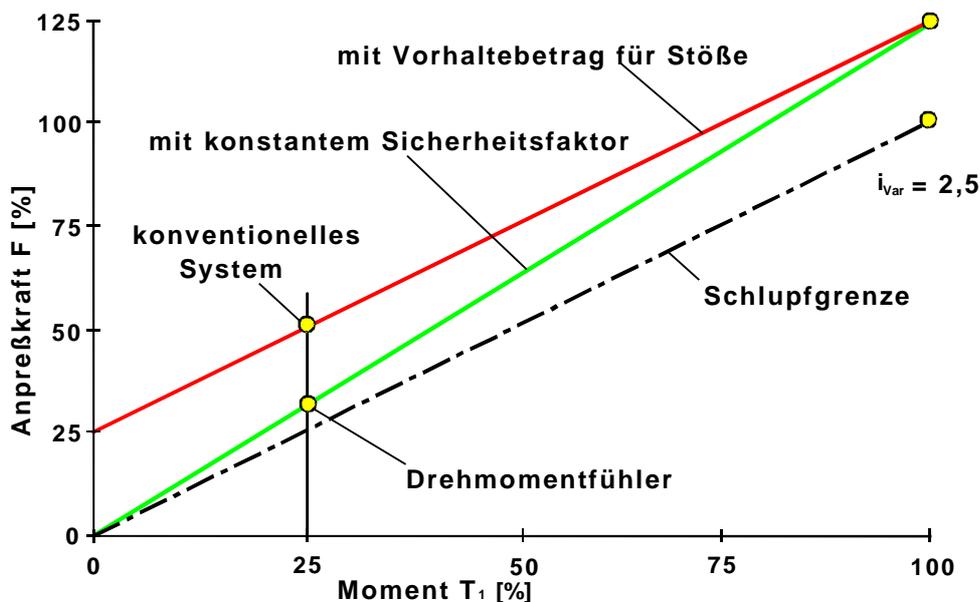


Bild 3b: Verlauf der Anpreßkraft über dem Drehmoment bei konventionellem System mit Anpreßkraftoffset und bei hydro-mechanischem Drehmomentfühler mit konstantem Sicherheitsfaktor

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 4 a. Es ergibt sich ein hyperbelähnlicher Verlauf der erforderlichen Anpressung über der Übersetzung.

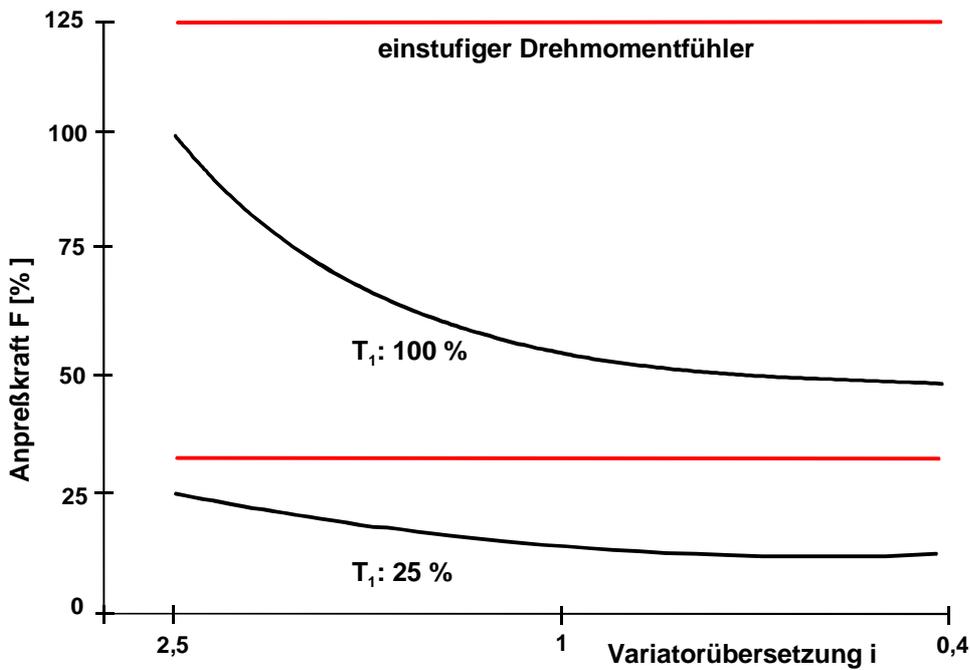


Bild 4a: Mögliche Anpressung für verschiedene Momente über der Variatorübersetzung bei einstufigem Drehmomentfühler

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

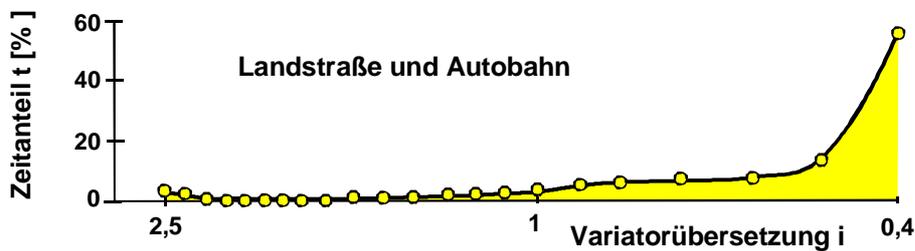


Bild 4b: Gemessene Fahrzeitanteile bei Landstraßen- und Autobahnfahrten mit dem CVT-Fahrzeug

Eine günstige Anpassung ergibt sich unter Berücksichtigung der Fahrzeitanteile mit einer zweistufigen Umschaltung der Kennlinie des Drehmomentfühlers wie in Bild 4 c 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.

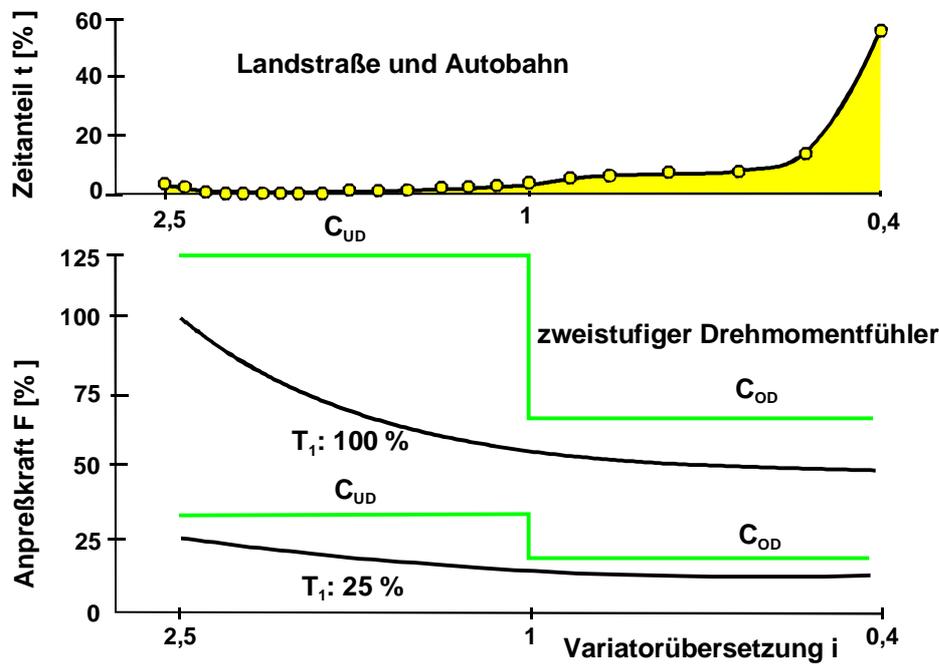


Bild 4 c: Gemessene Fahrzeitanteile (oben) und Anpressung mit zweistufigem Drehmomentfühler (unten)

## 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.

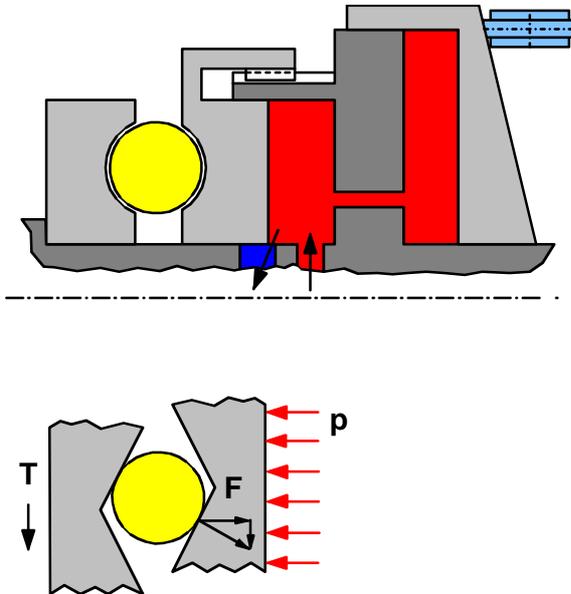


Bild 5: Prinzip des einstufigen hydro-mechanischen Drehmomentfühlers

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.

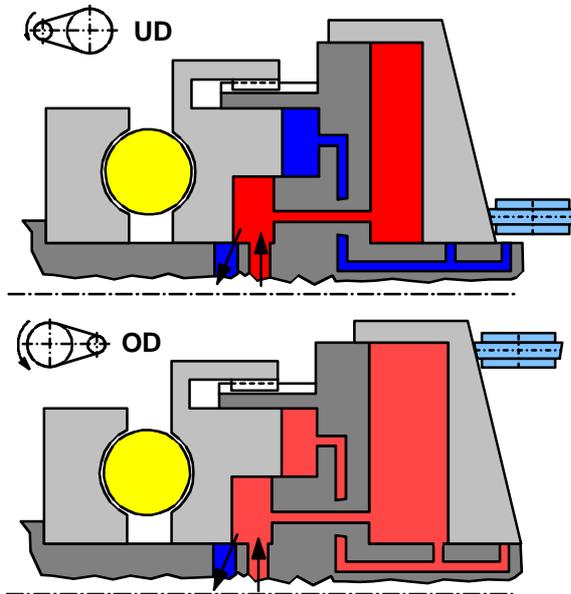


Bild 6: Prinzip des zweistufigen Drehmomentfühlers mit hohem Anpreßdruck im Underdrive- (oben) und niedrigem Anpreßdruck im Overdrivebereich (unten)

## 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.

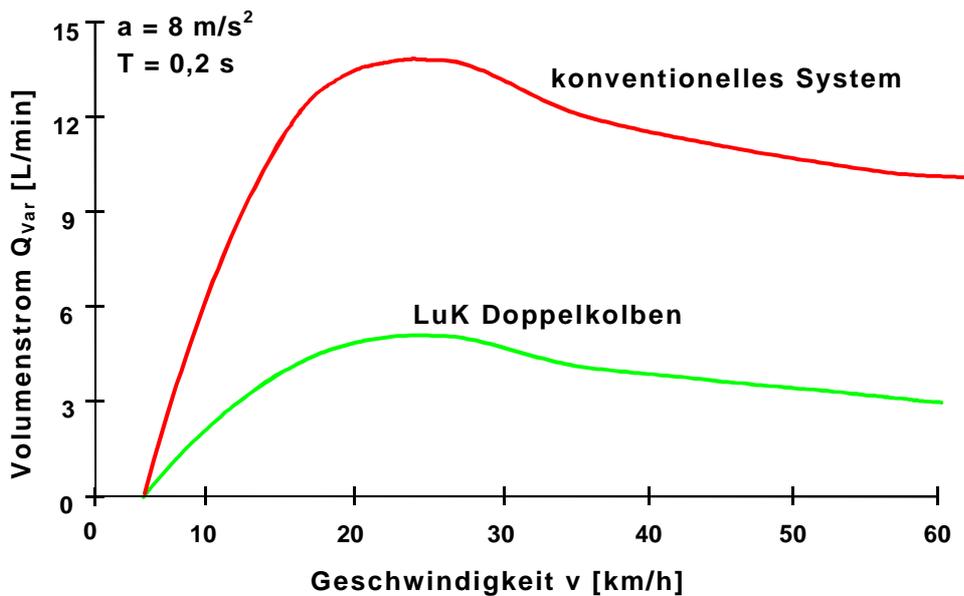


Bild 7: Erforderlicher Ölvolumenstrom in die Scheibensatzzylinder für eine Underdrive-Schnellverstellung bei konventionellen Systemen und beim LuK-Doppelkolben-System

## 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.

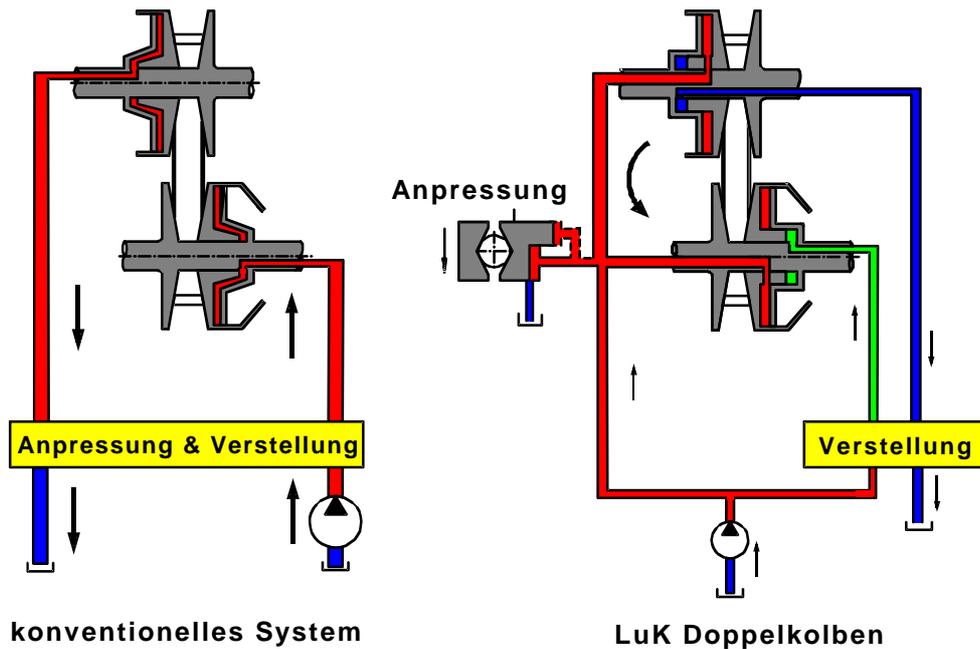


Bild 8: Prinzip der CVT-Hydraulik und Vergleich der Volumenströme bei der Underdrive-Schnellverstellung eines konventionellen (links) und des LuK-Doppelkolben-Konzeptes (rechts)

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 Verstellungen 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.

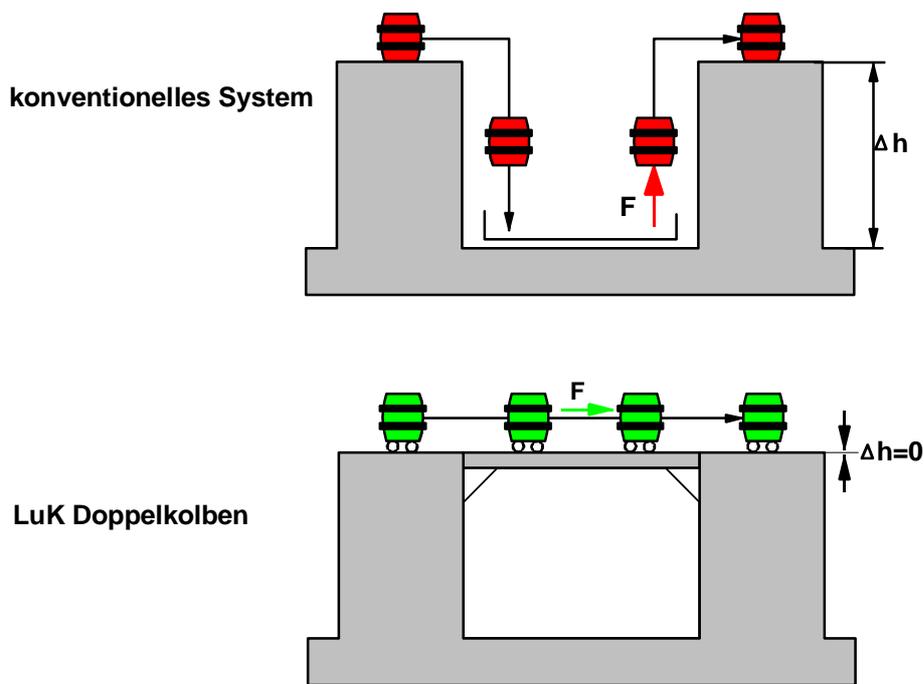


Bild 9: Vergleich des Energieaufwandes zum Verstellen des Variators beim konventionellen (oben) und beim energetisch günstigeren LuK-Doppelkolben-Konzept (unten)

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.

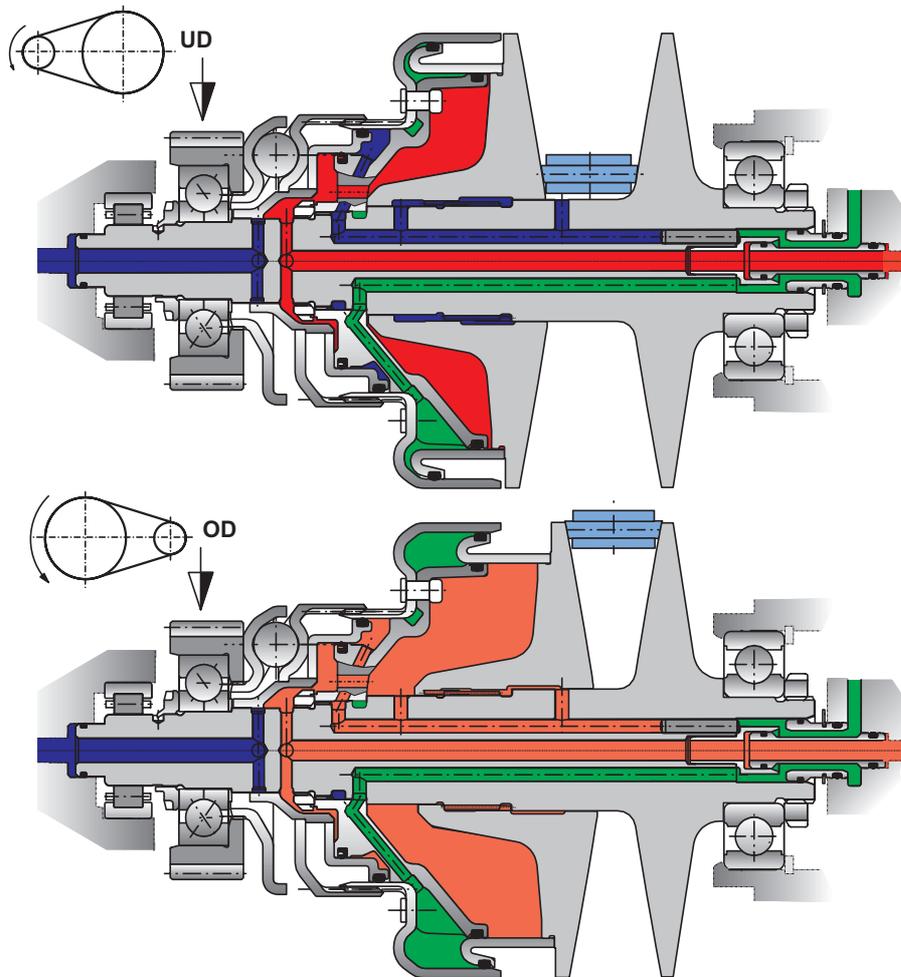


Bild 10: Realisierung des primären Scheibensatzes mit LuK-Doppelkolben und zweistufigem hydro-mechanischen Drehmomentfühler

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.

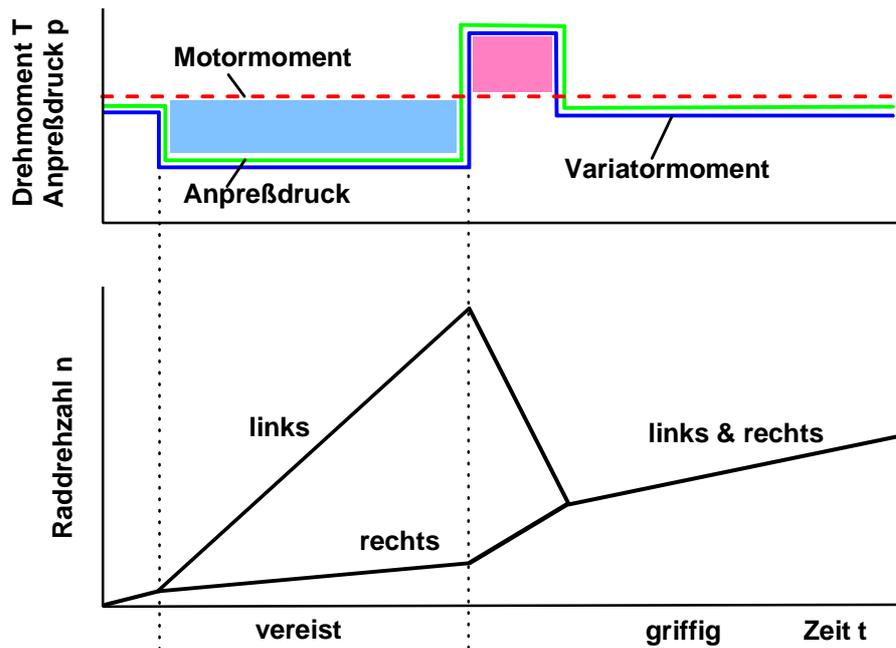


Bild 11: Drehmoment- und Anpreßdruckverlauf bei einer Anfahrt auf teilvereister Fahrbahn mit Übergang auf griffigen Untergrund

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 automobilen 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.

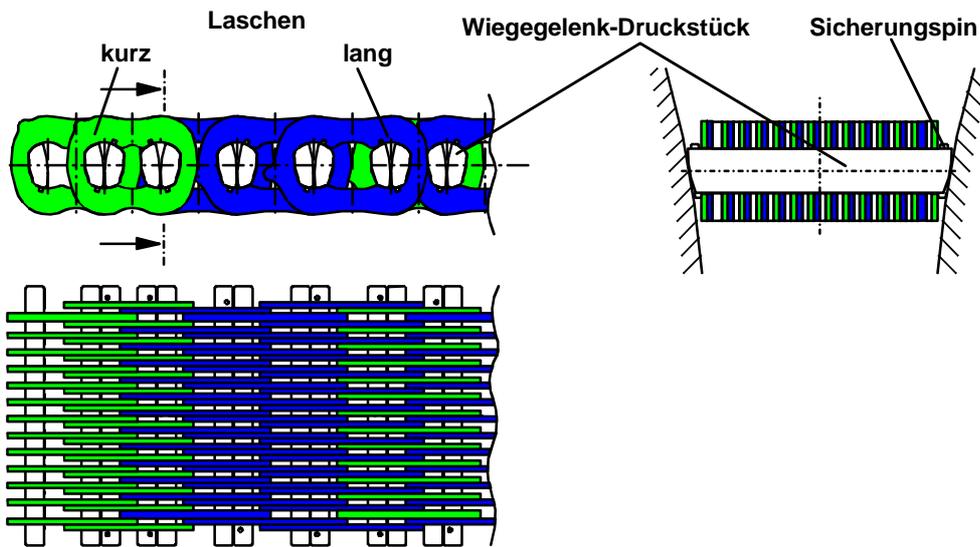


Bild 12: Aufbau und Komponenten der LuK-P.I.V.-CVT-Kette

Folgende Eigenschaften kennzeichnen die CVT-Kette:

- Mit ihr werden **niedrige Verbräuche** und eine **hervorragende Fahrdynamik** 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.

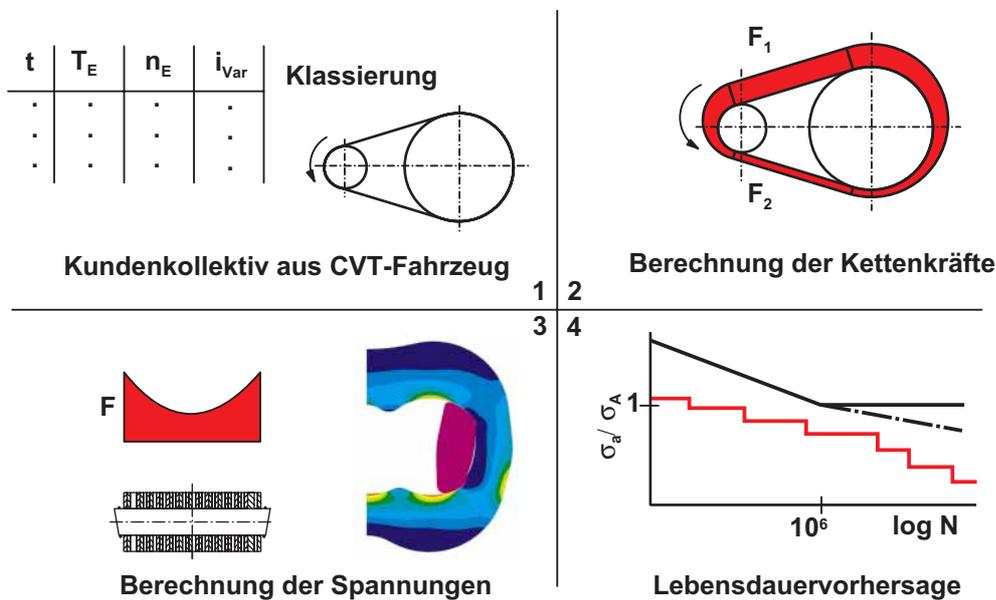


Bild 13: Beanspruchungsanalyse und Lebensdauerberechnung für die CVT-Kette auf der Basis eines Kundenkollektives

## 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.

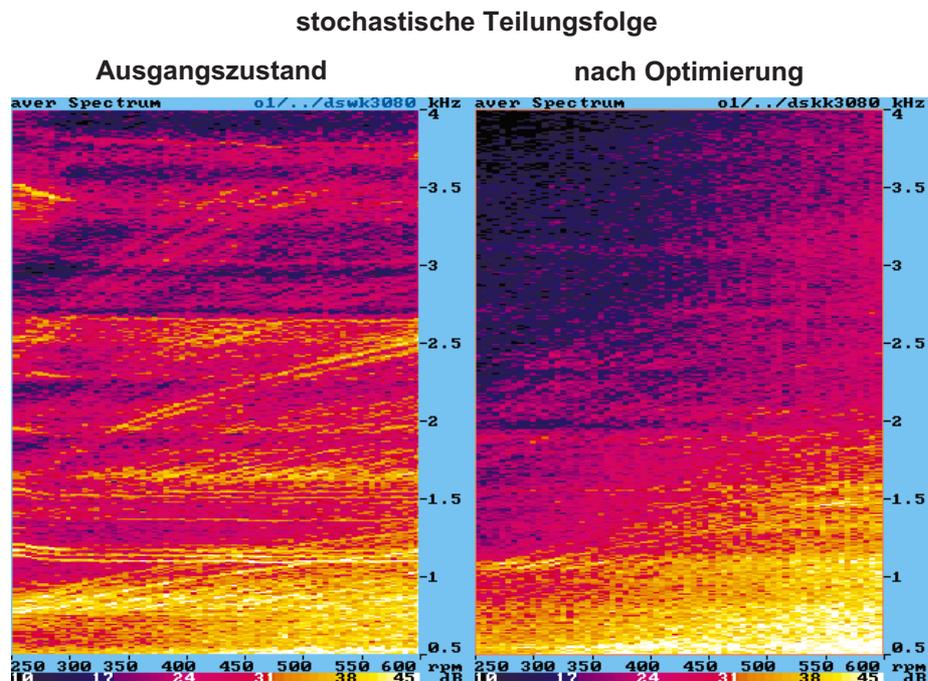


Bild 15: Akustik der CVT-Kette: Optimierung durch Simulationsrechnungen und Vorabauslegung der Teilungsfolge kurzer und langer Laschen

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

Der vorliegende Band  
**6. LuK Kolloquium 1998**  
ist nur für Ihren persönlichen Gebrauch bestimmt!