



Kupplung und Ausrücksystem – So macht das Kuppeln Spaß!

Matthias Zink
Markus Hausner
Roland Welter
René Shead



Einleitung

Bereits im Kolloquium des Jahres 1998 wurde auf die Drehmomentanstiege vor allem der Dieselmotoren durch neue Technologien (Hochdruckeinspritzung, Aufladung) im Zusammenhang mit der Modularität von Kupplungssystemen eingegangen [1]. Die damit einhergehende Problematik ansteigender Pedalkräfte bzw. Pedalwege schien zum damaligen Zeitpunkt durch die selbstnachstellende Kupplung (Self Adjusting Clutch – SAC) auf lange Sicht gelöst zu sein. Ein Blick auf den Verlauf der maximalen Drehmomente eines 2,0-Liter-Dieselmotors zeigt allerdings, dass die Motormomente gegenüber dem Jahr 1998 durch die Weiterentwicklung der Auflade- und Einspritztechnologie noch einmal um ca. 40 % angestiegen sind (siehe Bild 1).

Diese – im wahrsten Sinne des Wortes – starke Leistung der Kollegen aus der Motorenentwicklung hat dazu geführt, dass innerhalb relativ kurzer Zeit selbst neue und intelligente Technologien wie die der ausrückkraftreduzierten, selbstnachstellenden Kupplungen an ihre Grenzen gelangt sind.

Hinsichtlich eines günstigen Niveaus der Betätigungskräfte setzt die SAC in Kombination mit einer Übertotpunktfeder (ÜTF) in der Pedalanla-

ge den Standard für heute in der Serie eingesetzte Kupplungssysteme. In Bild 2 ist dargestellt, welche Pedalkräfte abhängig vom Motormoment derzeit notwendig sind. Für diese Auswertung wurde eine Vielzahl von Fahrzeugen untersucht. Das Streuband ergibt sich unter anderem aus unterschiedlichen Betätigungswegen zusammen mit entsprechend variierenden Übersetzungsverhältnissen des Ausrücksystems. Die maximale Betätigungskraft sollte zwischen 90 N und 110 N liegen. Das entspricht bei einer SAC mit ÜTF Anwendungen bis ca. 300 Nm, die ohne Kompromisse abgedeckt werden können.

Um dem Fahrer auch bei hohen Drehmomenten eine komfortable Betätigungskraft zu bieten, genügt es mittlerweile bei Weitem nicht mehr, sich auf Innovationen innerhalb der Kupplung alleine zu beschränken. Es ist vielmehr eine neue Gesamtbetrachtung des Systems Kupplung/Betätigung erforderlich.

Modulations- und Betätigungsarbeit – Stand der Technik

Das Betätigen der Kupplung ist für den Fahrer weder ergonomisch besonders günstig noch bequem. Im Gegensatz zu automatisierten Ge-

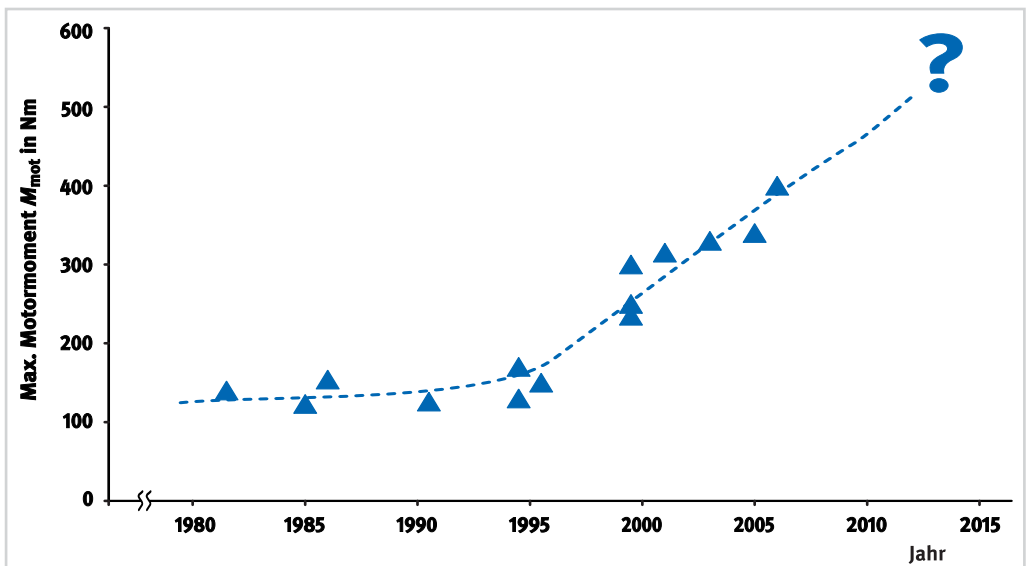


Bild 1 Entwicklung des maximalen Drehmoments beim 2,0-Liter-Dieselmotor seit 1980

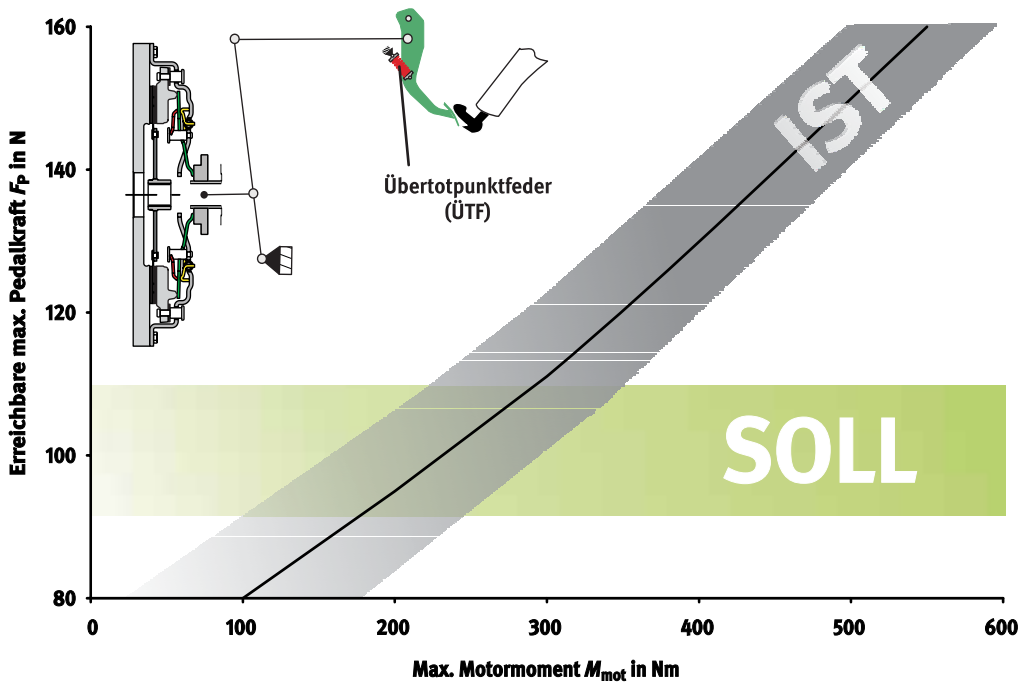


Bild 2 Erreichbare maximale Pedalkraft heutiger Systeme in Abhängigkeit vom Motormoment

trieben lässt sich dieser Kraftaufwand jedoch beim Handschalter nicht vermeiden bzw. beliebig reduzieren, da der Momentenfluss zwischen Motor und Getriebe für den Fahrer modulierbar sein muss und die Betätigungsarbeit bis zu einem gewissen Grad diese Modulation unterstützt.

Die Betätigungsarbeit am Kupplungspedal zum Ausrücken der Kupplung liegt für den Fahrer bei heutigen Systemen je nach Anwendung zwischen sechs und zwölf Joule (Mittelwert ohne Reibung), für eine Anwendung mit 300 Nm beträgt sie beispielsweise acht Joule (Bild 3).

In erster Näherung ergibt sich empirisch ein proportionaler Bezug zwischen der Betätigungsarbeit und der maximalen Pedalkraft. Um Optimierungspotenzial der Betätigungsarbeit aufzuzeigen, muss zunächst deren Zusammensetzung analysiert werden. Bei der nachfolgenden Betrachtung wird von einem unendlich steifen Kuppelungsdeckel und einem reibungsfreien System ausgegangen.

Die Arbeit, die in der Trennstelle Motor zu Getriebe gespeichert ist, entspricht der Fläche unterhalb der Belagfederkennlinie und wird hier als Bezugsgröße auf 100 % gesetzt (Bild 4). Bei einem

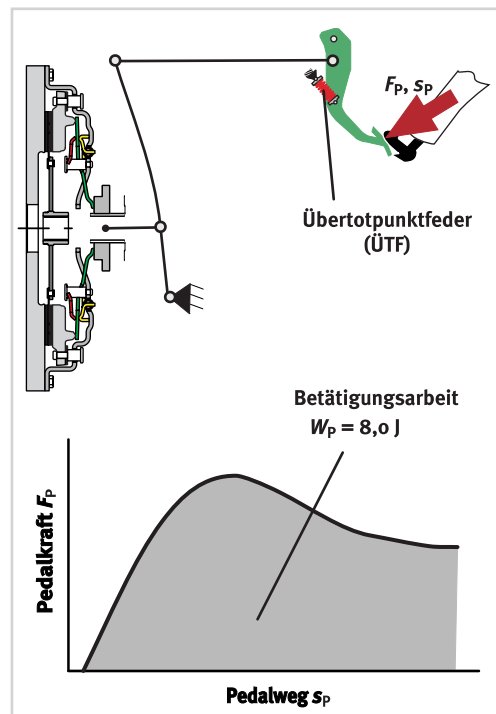


Bild 3 Betätigungsarbeit am Kupplungspedal am Beispiel einer 300-Nm-Anwendung

Motormoment von 300 Nm entspricht diese Arbeit etwa 1,0 Joule. Diese Arbeit ist notwendig, damit das von der Kupplung übertragene Moment vom Fahrer moduliert werden kann. Die Kupplungsscheibe darf also nicht unendlich steif sein, da sonst nur eine digitale Momentenübertragung möglich wäre.

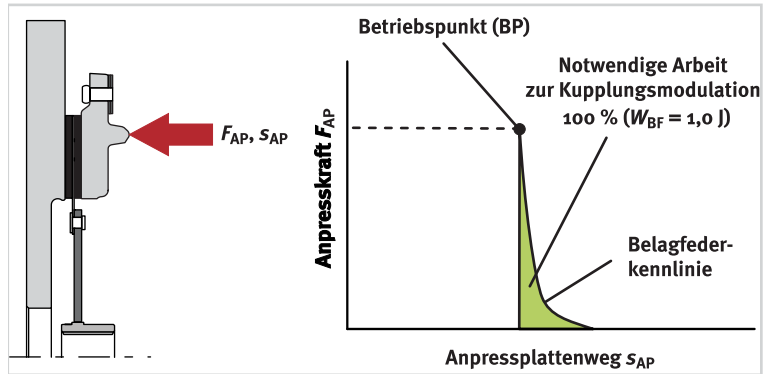


Bild 4 Momentenübertragung und Modulationsarbeit einer zugeführten Kupplung

Damit die Kupplung vom Fahrer nicht zu sondern aufgedrückt werden kann, wird bekanntermaßen die Belagfederarbeit durch einen Energiespeicher in Form einer bauraumgünstigen Tellerfeder aufgebracht. Bild 5 zeigt die entsprechende Kennlinie. Die Fläche zwischen Tellerfeder- und Belagfederkennlinie entspricht der Differenzarbeit, die zum Trennen der Kupplung erforderlich ist. Zusätzlich muss Arbeit für das Lüften der Kupplung aufgewendet werden.

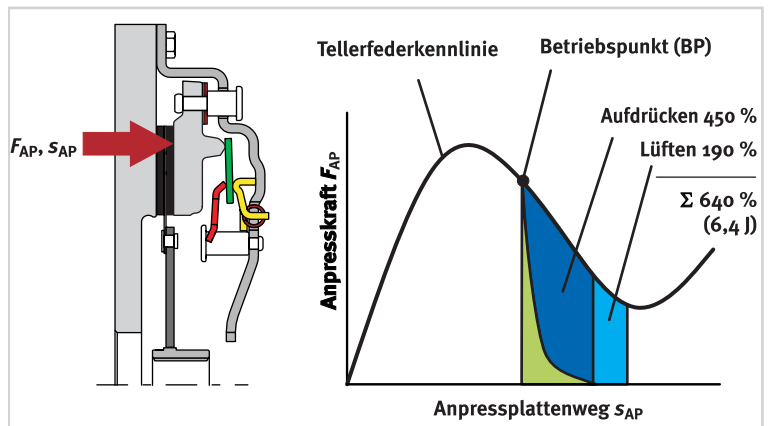


Bild 5 Betätigungsarbeit einer aufgedrückten Kupplung (SAC)

Bei einer konventionellen Kupplung ist die Tellerfedercharakteristik flach ausgelegt, um einen zu großen Arbeitszuwachs über der Lebensdauer zu vermeiden. Für den Neuzustand ergibt sich dadurch prinzipbedingt eine Betätigungsarbeit an der Anpressplatte in der Größenordnung von 800 %, die mit zunehmendem Verschleiß auf etwa 1000 % anwächst. Ohne eine Betriebspunktverschiebung durch den Belagverschleiß kann die Tellerfederkennlinie

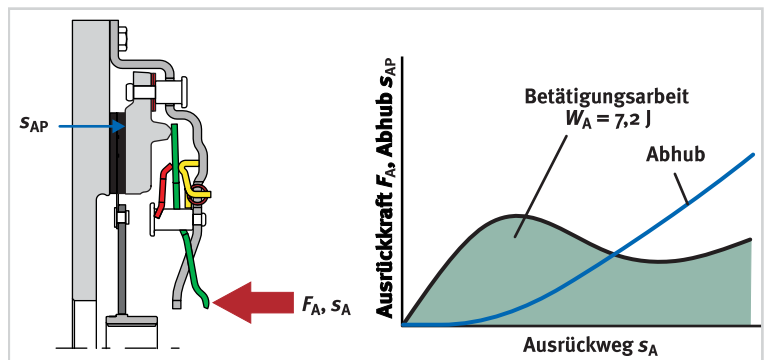


Bild 6 Kräfte und Wege an den Tellerfederzungen

nie dem Verlauf der Belagfederkennlinie angenähert werden, wodurch die Ausrückarbeit an der Anpressplatte reduziert wird.

Bei der von LuK im Jahr 1994 eingeführten SAC wurde dieses Prinzip realisiert. Durch den kraftgesteuerten Verstellmechanismus bleibt der

Betriebspunkt nahezu konstant. Dadurch kann die Arbeit im Vergleich zur konventionellen Kupplung im Neuzustand deutlich auf etwa 640 % reduziert werden (Bild 5) – ohne signifikanten Anstieg über der Lebensdauer. Damit vergrößert sich der Vorteil einer SAC gegenüber einer konventionellen Kupplung deutlich, wenn diese Systeme über dem Belagverschleiß verglichen werden.

Unabhängig davon, ob eine konventionelle Kupplung oder eine SAC eingesetzt wird, sind zum Betätigen der Tellerfeder Hebel notwendig, die bei heutigen Tellerfederkupplungen durch die Tellerfederzungen realisiert sind (Bild 6). Diese Konstruktion ist günstig hinsichtlich Kosten und Bauraum, ungünstig hinsichtlich Steifigkeit und damit verbundener Wegverluste beim Ausrücken. Dadurch erhöht sich bei einer SAC die Arbeit auf ca. 720 %, bezogen auf die in der Belagfederung gespeicherte Energie. Für eine Anwendung mit 300 Nm sind daher zum Ausrücken der Kupplung ca. 7,2 Joule aufzubringen. Weitere Steifigkeitsverluste sind im Ausrückssystem zu lokalisieren (siehe Bild 7).

Insgesamt muss der Fahrer für ein Kupplungssystem mit SAC 800 % der Arbeit aufbringen, die eigentlich notwendig ist, um die Momentenübertragung der Kupplung sicher zu stellen (Bild 7).

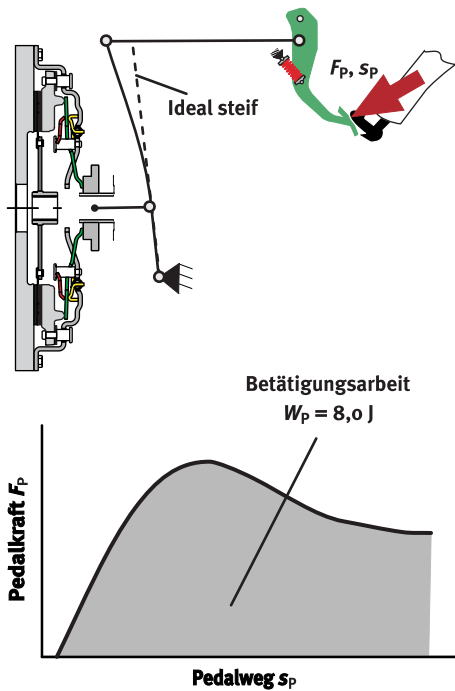


Bild 7 Kräfte und Wege am Kupplungspedal

Wie bereits in Bild 3 gezeigt, entspricht dies für eine Anwendung mit 300 Nm einer Betätigungsarbeit von 8,0 Joule.

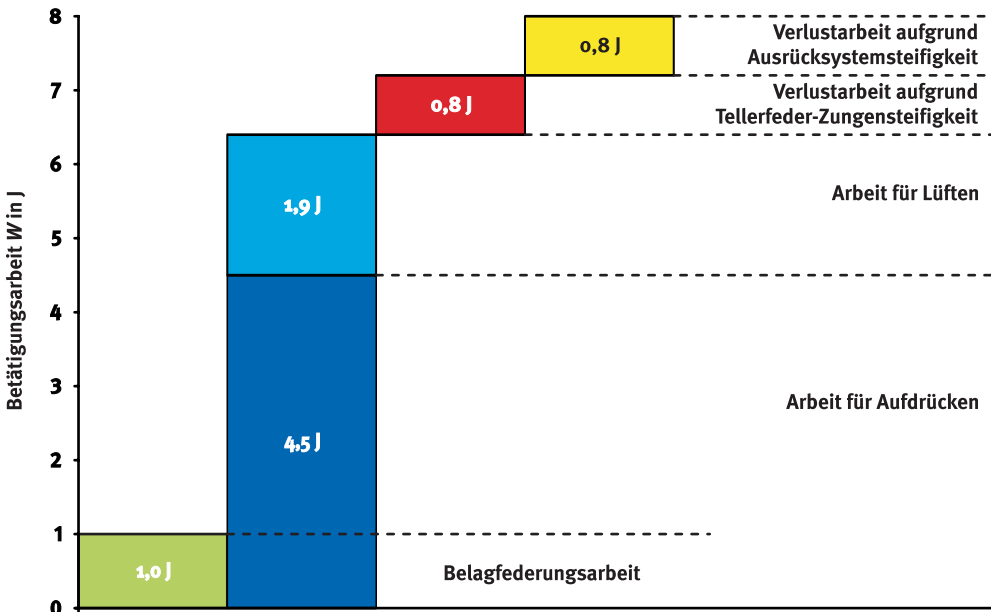


Bild 8 Zusammensetzung der Betätigungsarbeit bei einem Kupplungssystem mit SAC

Die eben beschriebene Zusammensetzung der Betätigungsarbeit zeigt zugleich den Stand der Technik auf. Sicherlich haben diese Systeme durch die Entwicklungen in den vergangenen Jahren einen hohen Standard erreicht. Dennoch ist davon auszugehen, dass ein signifikantes Potenzial noch nicht ausgeschöpft wird, immerhin beträgt der Anteil der Steifigkeitsverluste etwa 20 % der gesamten Betätigungsarbeit (rote und gelbe Anteile in Bild 8).

Diese Verluste können zum einen durch eine konsequente Optimierung der Einzelbauteile, zum anderen durch eine Optimierung des gesamten Systems reduziert werden.

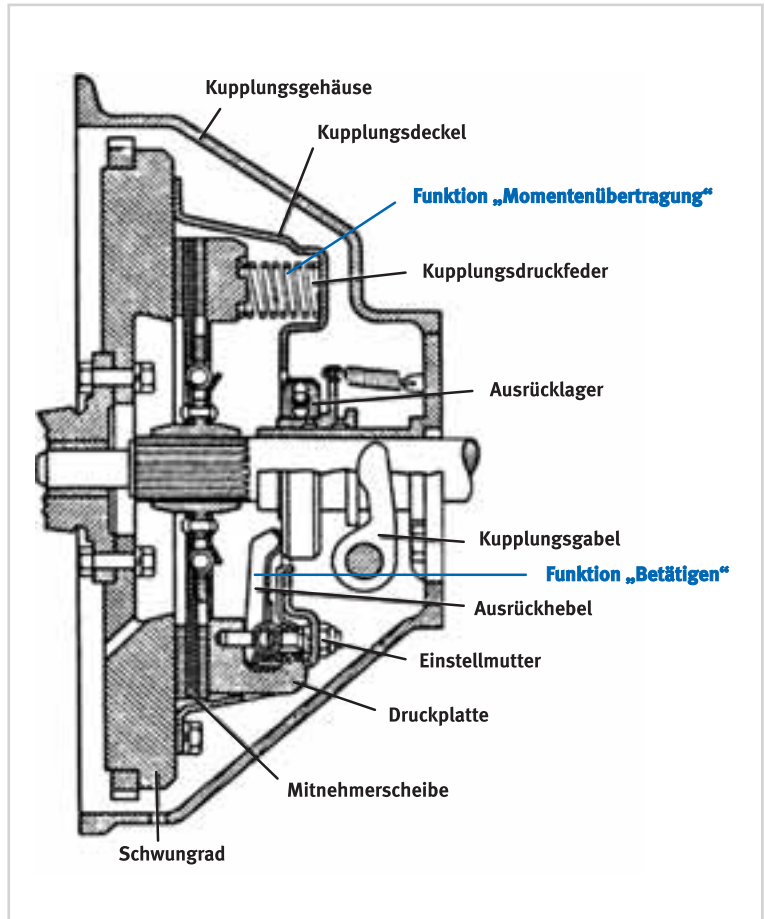


Bild 9 Schraubenfederkupplung

Verlustreduzierung durch Bauteiloptimierung

Wie aus Bild 8 ersichtlich, ist etwa die Hälfte der Verluste auf die Steifigkeit der Tellerfederzungen zurückzuführen. Das bedeutet, dass 10 % der Arbeit am Kupplungspedal durch diese Nachgiebigkeit verursacht werden. Es ist daher nahe liegend, dieses Bauteil in besonderer Weise hinsichtlich möglichen Optimierungspotenzials zu untersuchen.

Die Einführung der Tellerfederkupplung im Jahre 1962 brachte augenscheinlich ausschließlich Vorteile. Bei geringem Bauraumanspruch konnten Federn mit nahezu konstanter Kraft und mit hohen Anpresskräften dargestellt werden.

Bei der Tellerfederkupplung wird die Tellerfeder sowohl für die Erzeugung der Anpresskraft als auch zur Betätigung genutzt. Mit der Dicke der Tellerfeder ist somit im Wesentlichen auch die Steifigkeit der Zungen und damit die Steifigkeit der Betätigung definiert.

Bei den Schraubenfederkupplungen war diese Funktionalität klar getrennt (siehe Bild 9).

Dieser Zielkonflikt zwischen Anpresskraft und Betätigungssteifigkeit lässt sich aber auch bei Tellerfederkupplungen auflösen. Hierzu werden bei LuK verschiedene Möglichkeiten untersucht.

Bearbeiteter Kraffrand

Durch „Schwächung“ des Kraffrandes lassen sich Tellerfedern mit hoher Zungensteifigkeit darstellen. Dies erlaubt zum Beispiel eine Anhe-

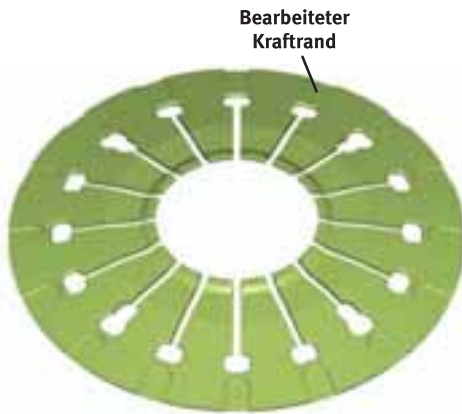


Bild 10 Tellerfeder mit bearbeitetem Krafftrand

bung der Dicke der Tellerfeder um 50 % bei gleich bleibender Anpresskraftkennlinie (Bild 10).

Versteifte Tellerfeder

Durch Zusatzelemente wird die Biegesteifigkeit der Tellerfeder erhöht. Diese Maßnahme bringt bei konsequenter Umsetzung einen Steifigkeitsgewinn von 80 % (Bild 11).

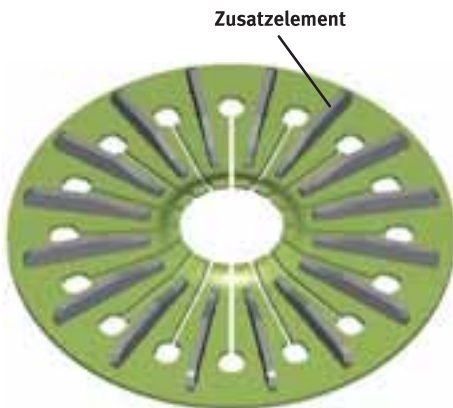


Bild 11 Tellerfeder mit Zusatzelementen

Tellerfederdesign

Die Dicke der Tellerfeder wird hier bezüglich der Betätigungssteifigkeit optimiert (Bild 12). Die Geometrie des Kraffrandes wird mit FE-Optimierungstools so definiert, dass die gewünschte Anpresskraftkennlinie dargestellt wird. Mit dieser Maßnahme lässt sich die Dicke einer Tellerfeder bei gleich bleibender Anpresskraftkennlinie problemlos verdoppeln.



Bild 12 Geometrieoptimierte Tellerfeder

Verlustreduzierung durch Gesamtsystemoptimierung

Durch eine intensive Betrachtung des Gesamtsystems Kupplung und Betätigung können Schwachstellen aufgezeigt und bei zukünftigen Entwicklungen durch eine verbesserte Auslegung ersetzt werden.

Neben der klassischen Vorgehensweise in Form von iterativen Abstimmprozessen werden bei LuK verstärkt simulationsgestützte Optimierungsverfahren angewendet. Eine Methode in diesem Zusammenhang ist die statistische Versuchsplanrechnung. Die hierbei zugrunde gelegte Vorgehensweise wird ausführlich im Beitrag „Simulationstechnik am Beispiel des ZMS“ [2] beschrieben.

Durch diese Methode können sowohl durch viele kleine Änderungen optimierte Ergebnisse erreicht, als auch allgemeingültige Tendenzen abgeleitet werden. Ein Beispiel hierfür ist die

„Verlustreduzierung durch Steifigkeitsreduzierung“

eines hydraulischen Ausrücksystems. Dies ist zunächst ein Widerspruch, der erst bei näherer Betrachtung verständlich wird.

Eine gängige Darstellung der Steifigkeit von Ausrücksystemkomponenten ist der Zusammenhang zwischen der Volumenaufnahme und dem Druck. Bild 13 zeigt am Beispiel eines Zentralausrückers (Concentric Slave Cylinder –

CSC) schematisch den Messaufbau zur Ermittlung dieser Charakteristik, sowie die dafür typische Darstellungsform für das Ergebnis. Diese Vorgehensweise ist zur Beschreibung der Einzelkomponente sicherlich richtig. In Bezug auf das Gesamtsystem ist diese Betrachtung jedoch nicht uneingeschränkt geeignet, da hier nur der Zusammenhang zwischen Verlustweg am Pedal und Ausrückkraft der Kupplung von Bedeutung ist.

Die Volumenaufnahme von Geber- und Nehmerzylinder wird unter anderem von der dynamischen Dichtung beeinflusst.

Im drucklosen Zustand verbleibt ein Freiraum zwischen Dichtung und Zylinderwand. Dieser ergibt sich aus der in Bild 14 gekennzeichneten roten Fläche multipliziert mit der Dichtungslänge. Wird der Zylinder mit Druck beaufschlagt, so wird dieses Verlustvolumen V_V zunächst von der Dichtung aufgefüllt. Die Dichtung selber kann als nahezu inkompressibel betrachtet werden. Zwischen der Volumenaufnahme und der Dichtungslänge kann ein proportionaler Zusammenhang angenommen werden.

Daraus folgt unmittelbar, dass eine Vergrößerung der Kolbenflächen eine Vergrößerung der

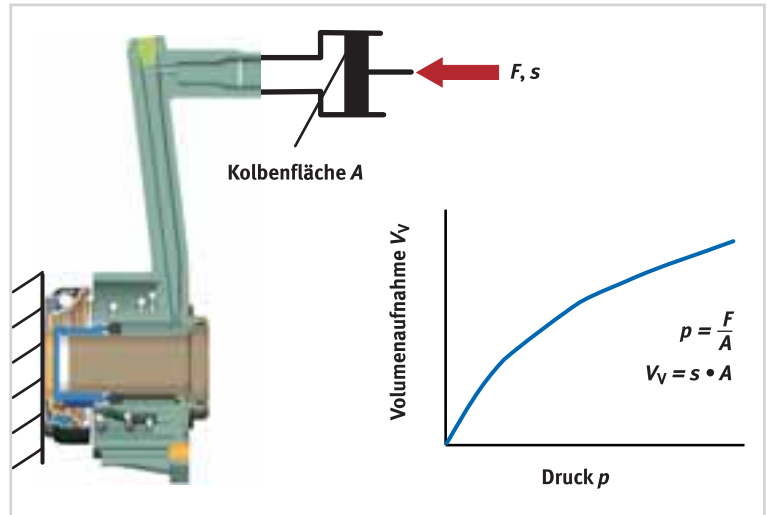


Bild 13 Messung der Volumenaufnahme von Ausrücksystemkomponenten

Volumenaufnahme zur Folge hat. Damit wird die Steifigkeit von Geber- und Nehmerzylinder bei der üblichen Darstellung zunächst herabgesetzt und die Volumenaufnahme erhöht (Bild 15). Dass damit auch ein erhöhter Verlust für das Gesamtsystem folgt, ist in Bezug auf das Gesamtsystem ein Irrtum, wie sich im Folgenden zeigen wird.

Die Eingangsgröße für das Gesamtsystem ist nicht der Druck, sondern die Ausrückkraft der Kupplung. Bei Vergrößerung der Flächen sinkt demnach der Systemdruck.

Ein signifikanter Vorteil wird erst klar erkennbar, wenn nicht die Volumenaufnahme, sondern der Verlustweg am Kupplungspedal über der Ausrückkraft betrachtet wird (Bild 16).

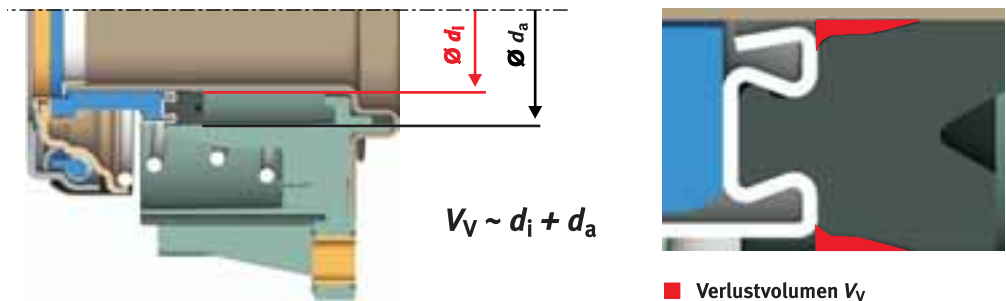


Bild 14 Verlustvolumen am Beispiel eines Zentralausrückers (CSC)

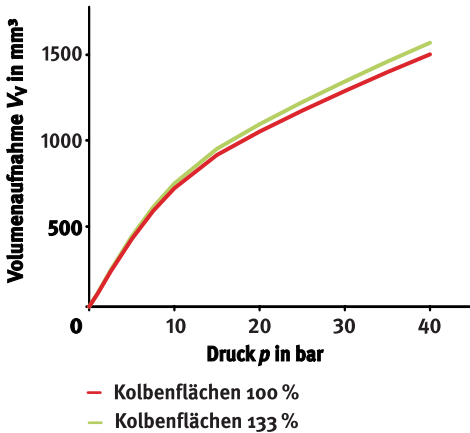


Bild 15 Vergrößerung der Volumenaufnahme bei Vergrößerung der Kolbenflächen

Diese Erkenntnis wurde bereits anhand von Prototypen verifiziert. Hierbei wurden ausgehend von einem heute üblichen System (Geberzylinderfläche 285 mm², Nehmerzylinderfläche 775 mm²) die Zylinderflächen exemplarisch um 30 % vergrößert (Geberzylinderfläche 380 mm², Nehmerzylinderfläche 1025 mm²). Durch diese Maßnahme wurde der Verlustweg am Kupplungspedal bei einer Ausrückkraft von 2000 N von 25 mm um 30 % auf 17 mm verringert (Bild 16) – eine bemerkenswerte Verbesserung aufgrund einer gesamthafter Betrachtung von Kupplung und Betätigung.

Hiermit kann mit einem jahrzehntelangen Irrtum – auch der Experten – aufgeräumt werden.

Die heute gängigen Flächen der Geber- und Nehmerzylinder stammen im Wesentlichen aus den standardisierten Größen der Bremszylinder. Diese sind aber nach dieser neuen Erkenntnis in Frage zu stellen bzw. neu zu definieren.

Maßnahmen zur Reduzierung der Betätigungskraft

Der erste und auch nahe liegende Ansatz wurde bereits im vorangegangenen Kapitel beschrieben – die Optimierung des vorhandenen Systems. Nach derzeitigem Kenntnisstand kann dieses Potenzial zur Reduzierung der Betätigungskräfte um etwa 10 % bis 15 % genutzt werden, womit nun bei vertretbaren Pedalwegen und -kräften Motormomente bis 350 Nm abgedeckt werden können. Darüber hinaus werden weiterführende Maßnahmen erforderlich, um Betätigungskräfte kleiner 110 N zu realisieren. Hierzu gibt es eine Reihe von Möglichkeiten, die in den nachfolgenden Kapiteln näher beschrieben werden:

- Arbeitsumverteilung
- Energiespeicher
- Mehrscheibenkupplung
- Fremdenergie (aktive Unterstützung)
- Clutch by Wire

Arbeitsumverteilung

Bei der Arbeitsumverteilung bleibt die Gesamtarbeit konstant und wird lediglich günstiger über dem Betätigungsweg verteilt. Das Prinzip ist einfach: Bei niedrigem Kraftniveau soll die Arbeit erhöht werden, um sie im Bereich hohen Kraftniveaus reduzieren zu können (Bild 17).

Insbesondere kraftreduzierte Kupplungen haben prinzipbedingt durch die Annäherung von Teller- und Belagfederkennlinie einen starken „drop-

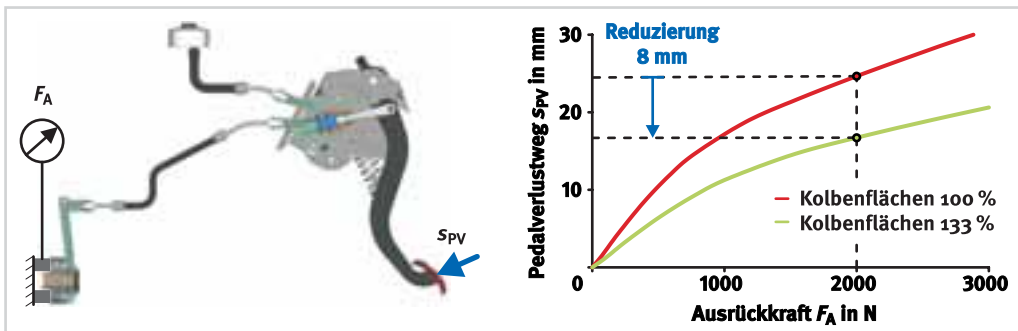


Bild 16 Zusammenhang zwischen Pedalverlustweg und Ausrückkraft

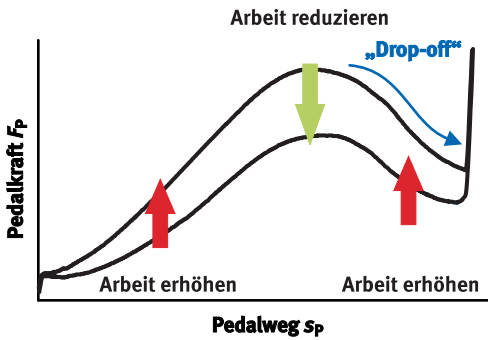


Bild 17 Arbeitsumverteilung bei der Kupplungsbetätigung

off“ in der Ausrückkraftcharakteristik. Daher kann mit der Umverteilung ein doppelter Effekt erzielt werden, nämlich die Realisierung einer harmonischen Kraftcharakteristik sowie die Absenkung der maximalen Betätigungskraft.

Die technische Lösung besteht in einer variablen Übersetzung der Kupplungsbetätigung. Bei niedrigen Betätigungskräften wird die Übersetzung reduziert und bei hohen Betätigungskräften erhöht. Ein Kupplungssystem bietet mit Kupplung, Hydraulik und Pedal drei Möglichkeiten die Variabilität umzusetzen. Gegen eine konstruktive Umsetzung innerhalb der Kupplung sprechen Bauraum und Toleranzempfindlichkeit. Bei LuK werden daher die Varianten „Variable hydraulische Übersetzung“ und „Variable Pedalübersetzung“ verfolgt.

Variable hydraulische Übersetzung

Die hydraulische Übersetzung ergibt sich aus dem Flächenverhältnis von Nehmer- zu Geberzylinder. Dies bedeutet, dass die Variabilität durch eine Veränderung einer der beiden Flächen als

Funktion des Kolbenhubes erreicht werden kann. Die Umsetzung im Nehmerzylinder ist allerdings aufgrund der Toleranz- und Verschleißsituation des Kupplungssystems nicht beherrschbar. Der Grund dafür ist, dass die Kolbenposition des Nehmerzylinders über der Geamtbauteilelebensdauer betrachtet, nicht eindeutig einer bestimmten Kupplungsposition entspricht. Daher wird bei LuK der Geberzylinder mit variabler Kolbenfläche entwickelt (Bild 18). Eine Konstruktion mit bewegter Primärdichtung und variablem Zylinderdurchmesser ist zu bevorzugen, da hierbei die größten Drücke bei geringstem Dichtungsspalt auftreten und dadurch die Gefahr der Spaltextrusion minimiert wird.

Vorteile des variablen Geberzylinders sind ein relativ geringer konstruktiver Aufwand ohne zusätzliche Bauteile bei neutralem Bauraumbedarf. Da die Variabilität durch den veränderlichen Dichtspalt realisiert wird, sind dieser Konstruktion Grenzen gesetzt. Die derzeit erprobte Spreizung (Unterschied zwischen größter und kleinster Übersetzung) beträgt 14 %. Da die Gesamtarbeit konstant bleiben muss, ergibt sich ein Potenzial zur Kraftabsenkung von ca. 7 %. Kombiniert mit den oben beschriebenen Optimierungsmaßnahmen sowie einer modifizierten ÜTF können mit dieser Lösung Motormomente bis 400 Nm bei Pedalkräften kleiner 110 N abgedeckt werden.

Variable Pedalübersetzung

Für Motormomente größer 400 Nm ist eine variable Pedalübersetzung (Variable Pedal Ratio – VPR) ein viel versprechender Ansatz. Das Prinzip ist gleich dem im vorangegangenen Abschnitt, wobei mit einer mechanischen Konstruktion auf-

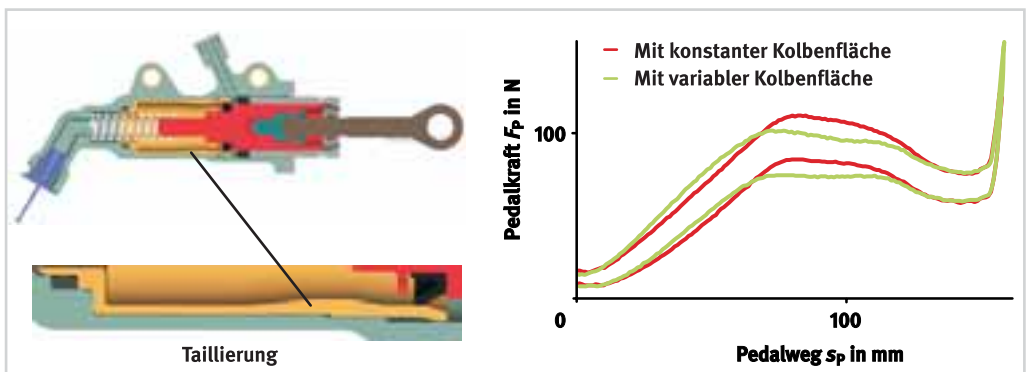


Bild 18 Geberzylinder mit variablem Querschnitt

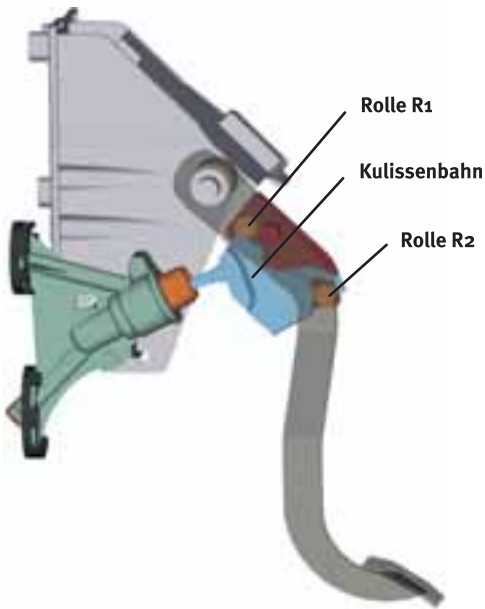


Bild 19 Kupplungspedal mit variabler Übersetzung

grund einer Spreizung von bis zu 60 % mehr Arbeit umverteilt werden kann. Das Potenzial zur Kraftreduzierung liegt hiermit bei etwa 30 %, womit nun Anwendungen bis 500 Nm bedient werden können.

Bild 19 zeigt einen Serienentwurf für diese Lösung. Das System besteht aus zwei am Pedal gelagerten Rollen und einer fest mit der Kolbenstange verbundenen Kulissenbahn. Beim Betäti-

gen des Kupplungspedals folgen die Rollen der Kulissenbahn, wobei jede der beiden Rollen eine Kraft senkrecht zur Bahn abstützen kann (Bild 20). Die Wirklinien f_{R1} und f_{R2} dieser beiden Kräfte und die Wirklinie f_K der Kolbenkraft schneiden sich im Kraftzentrum des Systems. Der parallele Abstand $l_H(s_p)$ der Wirklinie f_K zur Pedaldrehachse bestimmt den Hebelarm und damit die Übersetzung des Kupplungspedals in Abhängigkeit des Pedalweges s_p .

Durch die Gestaltung der Kulisse sind auf diese Weise beliebige Übersetzungsverläufe des Kupplungspedals über dem Pedalweg möglich. Es gibt jedoch konstruktive Grenzen in Form von Kolbenquerkraft, Flächenpressung und Systemsteifigkeit.

Bild 21 zeigt ein Beispiel für die Messung der Pedalkraft mit einem Funktionsmuster. Ausgehend von einer maximalen Pedalkraft von 200 N und einem Drop-Off von 100 N konnte mit diesem System die maximale Pedalkraft auf 160 N bei einem Drop-Off von 40 N reduziert werden.

Ein günstiger Nebeneffekt zu der flacheren Pedalkraftkennlinie ist eine ebenfalls flachere Kennlinie des Kupplungsmomentes im Bereich zwischen dem Greifpunkt und etwa 100 Nm, da dort eine größere Übersetzung wirkt als bei einem vergleichbaren System ohne variable Übersetzung. Dadurch ergibt sich eine bessere Modulierbarkeit der Kupplung im unteren Momentenbereich (Staufahrt oder Rangierbetrieb).

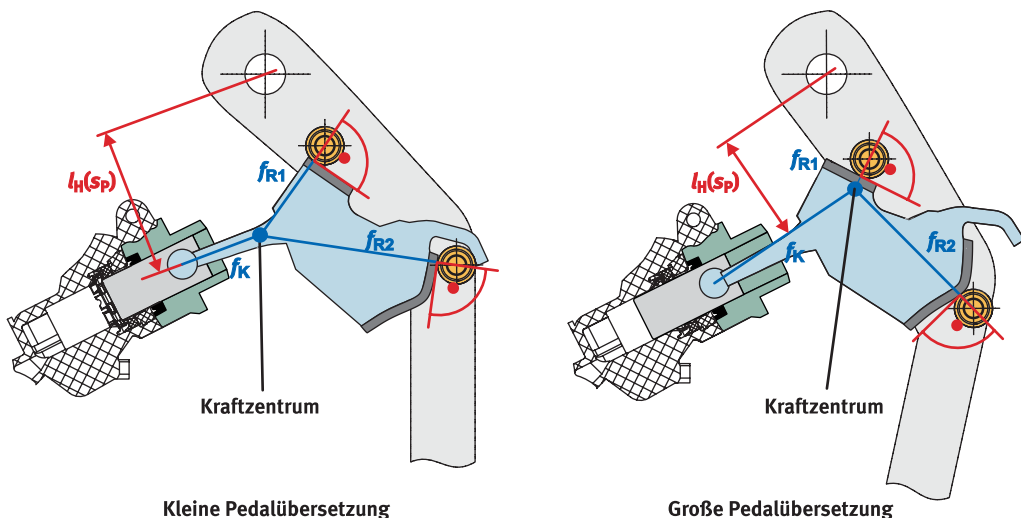


Bild 20 Zusammenhang Kulissenbahn und Pedalübersetzung

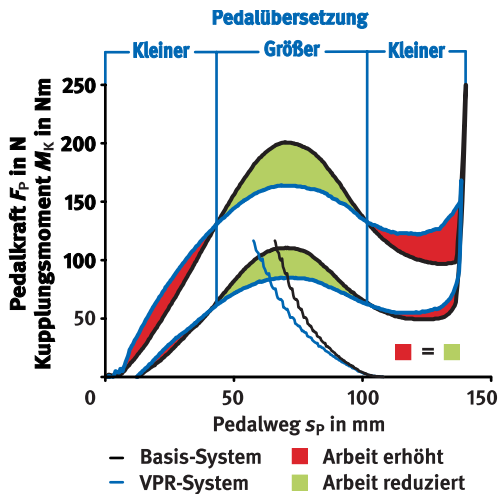


Bild 21 Pedalkraftmessung mit und ohne variable Pedalübersetzung

Verglichen mit der variablen hydraulischen Übersetzung steigt mit der hier vorgestellten Variante der konstruktive Aufwand. Es sind zusätzliche Bauteile notwendig und die Anforderungen an den Bauraum und die Schnittstelle Geberzylinder zu Pedal steigen. Um diese Anforderungen möglichst gering zu halten, wird die von LuK entwickelte Variante weitgehend in den Geberzylinder integriert. Bei der in Bild 19 dargestellten Konstruktion muss pedalseitig lediglich ein zweiter Befestigungspol vorgesehen werden.

Energiespeicher

Energiespeicher werden im Bereich niedriger Betätigungskräfte aufgeladen und geben ihre Energie im Bereich höherer Betätigungskräfte wieder ab. In heutigen Systemen wird dieses Prinzip in Form der Übertotpunktfeder (ÜTF) am Pedal bereits häufig angewendet. Übertotpunktfedern haben den Vorteil, dass sie im unbetätigten System bereits vorgespannt sind. Dadurch wird die Betätigungsarbeit nicht nur umverteilt, sondern insgesamt reduziert. Übertotpunktfedern haben bezogen auf den Totpunkt immer eine punktsymmetrische Charakteristik, dadurch sind der Kraftkorrektur bereits prinzipbedingte Grenzen gesetzt. Eine Weiterentwicklung insbesondere in Kombination mit den Anforderungen der SAC-Kennlinien sind zweistufige ÜTF-Kennlinien (Bild 22). Dadurch konnten bisher auch kritische Anwendungen komfortabel ausgelegt werden. Im Hinblick auf die steigenden

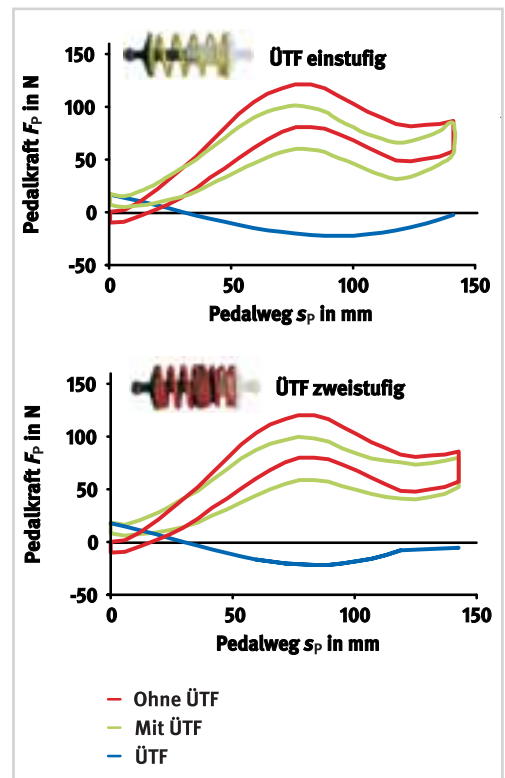


Bild 22 Pedalkraftverläufe mit ein- und zweistufiger ÜTF

Motormomente stoßen diese Systeme an ihre Grenzen. Wie eingangs erwähnt, sind bereits ab einem Motormoment von 350 Nm kaum noch Pedalkräfte kleiner 110 N zu realisieren.

Bei LuK werden daher Alternativen untersucht. Das Kupplungssystem bietet hier ebenfalls drei mögliche Einbauorte: Kupplung, Hydraulik oder Pedalanlage. Eine Integration in die hydraulische Einheit wäre nur durch eine umfangreiche Umgestaltung möglich. Bei LuK werden daher die Varianten „Kupplung mit Servofeder“ und „Pedalanlage mit Blattfeder, Rolle und Kulissee“ verfolgt.

Kupplung mit Servofeder

Die Integration der Servofeder in die Kupplung bietet ein Kraftreduktionspotenzial von bis zu 20 N am Kupplungspedal und ist eine in sich autarke Lösung (Bild 23). Allerdings gehen hier alle Toleranzen der Tellerfederungenhöhe inklusive Kupplungsverschleiß ein und führen zu einer großen Varianz im Kraftniveau und in der Kraftcharakteristik.

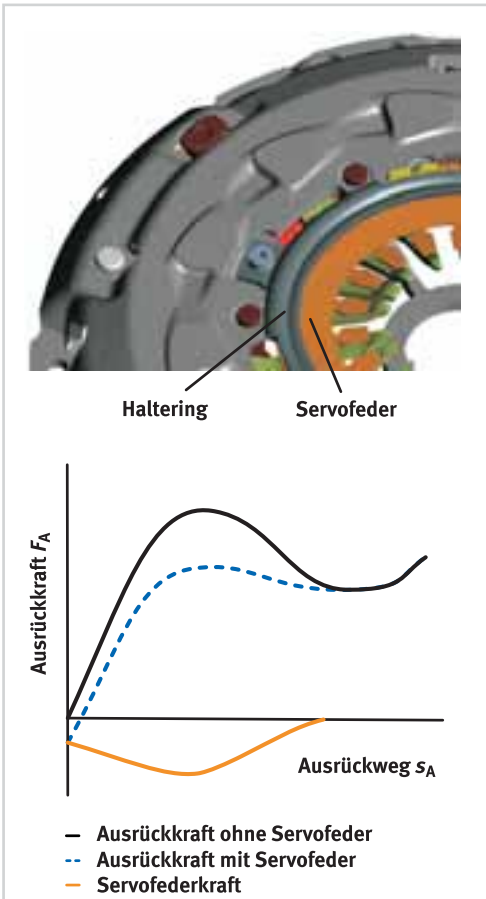


Bild 23 Konstruktion und Wirkungsweise der Servofeder

Pedalanlage mit Blattfeder, Rolle und Kulisse

Bei diesem System dient eine Blattfeder, die mit dem einen Ende fest mit der Pedalbox verbunden ist, als Energiespeicher (Bild 24). An dem freien Ende befindet sich eine gelagerte Rolle, die auf die pedalseitige Kulisse drückt, womit das notwendige Drehmoment um den Pedaldrehpunkt erzeugt wird.

Im Vergleich zur konventionellen ÜTF bietet dieses System eine Reihe von Vorteilen:

- Beliebige Unterstützungscharakteristik
- Antrittskraft unabhängig von Unterstützungskraft
- Push-Pull-Push möglich

Bei der heute eingesetzten ÜTF ist nur eine Kraft-Richtungsumkehr möglich. Vor dem Totpunkt erzeugt die ÜTF zur Pedalrückstellung eine positive Kraft und nach dem Totpunkt zur Pedalkraftreduzierung eine negative Kraft. Bei dem hier vorgestellten Federsystem kann die Kraft-Richtung prinzipiell beliebig oft umgekehrt werden (Push-Pull-Push-Funktion, Bild 24). Dadurch kann bei zu geringer Rückstellkraft in ausgekuppelter Pedalposition auch das Pedalkraftminimum angehoben werden.

Messungen mit Funktionsmustern führten zu guten Ergebnissen mit einem deutlichen Leistungsgewinn gegenüber der heute eingesetzten Übertotpunktfeder. In dem Beispiel in Bild 24 wird bei

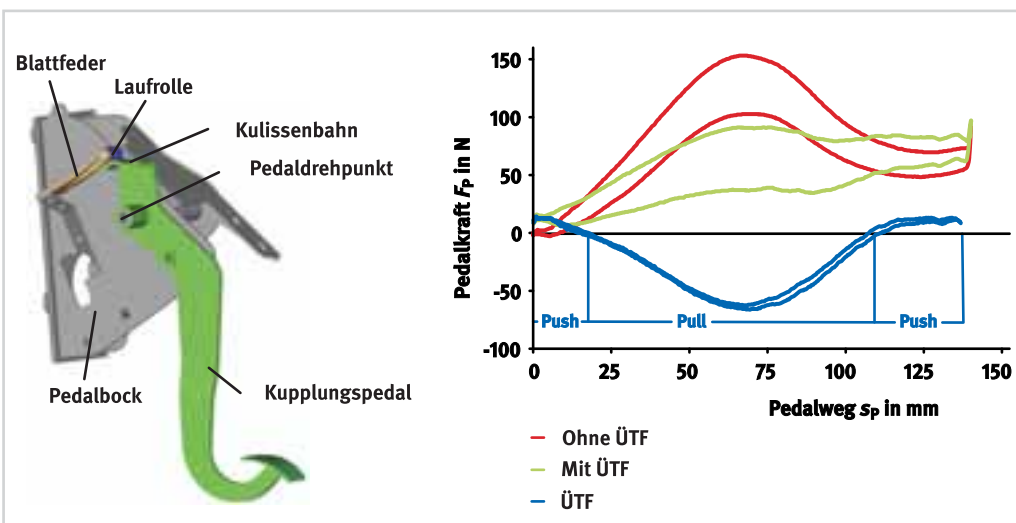


Bild 24 Energiespeicher mit Blattfeder, Rolle und Kulisse

einer gewünschten Antrittskraft von 15 N das Pedalkraftmaximum um 65 N reduziert. Bemerkenswert ist hierbei, dass das System nahezu reibungsfrei arbeitet (relativ geringe Zunahme der Hysterese).

Mit diesem System können ebenfalls Anwendungen bis 500 Nm bei einer gewünschten maximalen Pedalkraft von 110 N abgedeckt werden. Konstruktive Grenzen werden durch die zulässige Spannung in der Blattfeder und die Flächenpressung zwischen Rolle und Kulissenbahn gesetzt.

Mehrscheibenkupplung

Durch die Vergrößerung der Anzahl der Reibflächen lässt sich in der Mehrscheibenkupplung die Betätigungskraft absenken. Bei einer Zweischeibenkupplung ist zum Beispiel die Absenkung der Betätigungskraft bei gleichem Übertragungsmoment um 40 % möglich. Ein Teil des eigentlichen Vorteils wird für die Sicherstellung des Trennens der beiden Kupplungsscheiben allerdings wieder aufgezehrt (Bild 25).

Neben den Kraftvorteilen bietet die Mehrscheibenkupplung auch eine verbesserte Wärmekapazität bzw. das Potenzial, die Kupplung im Durchmesser zu verkleinern. Axial sind ca. 20 mm mehr Bauraum notwendig.

Bei LuK sind inzwischen verschiedene Zweischeibenkupplungen für Motormomente über 500 Nm in Serienanwendung. Diese Kupplungen sind ausschließlich in der bewährten SAC-Technologie ausgeführt.

Fremdenergie zur Reduzierung der Pedalkraft

LuK geht derzeit davon aus, dass bei den heute üblichen Pedalwegen (120 ... 160 mm) und Kupplungsabmessungen im Pkw-Bereich für ein Motormoment von 500 Nm gerade noch eine Pedalkraft von 110 N realisiert werden kann. Für Anwendungen oberhalb 500 Nm, bei denen eine Zweischeibenkupplung nicht umsetzbar ist, gibt es die Möglichkeit, das Kupplungspedal analog der Servolenkung aktiv zu unterstützen. Eine solche aktive Unterstützung erfordert hohen konstruktiven Aufwand. Mögliche Einsatzgebiete solcher vergleichsweise aufwändigen Konstruktionen sind:

- Geforderte Pedalkräfte unter 110 N bei Anwendungen zwischen 400 Nm und 500 Nm
- Anwendungen über 500 Nm
- Verkürzung Pedalweg / Neudefinition Ergonomie
- Anwendungen außerhalb des Kfz-Bereichs (z.B. Nfz, Traktoren)
- Nachrüstung
- Sonderausstattung

Bei LuK wurde eine Vielzahl möglicher Varianten und Anordnungen für eine aktive Unterstützung

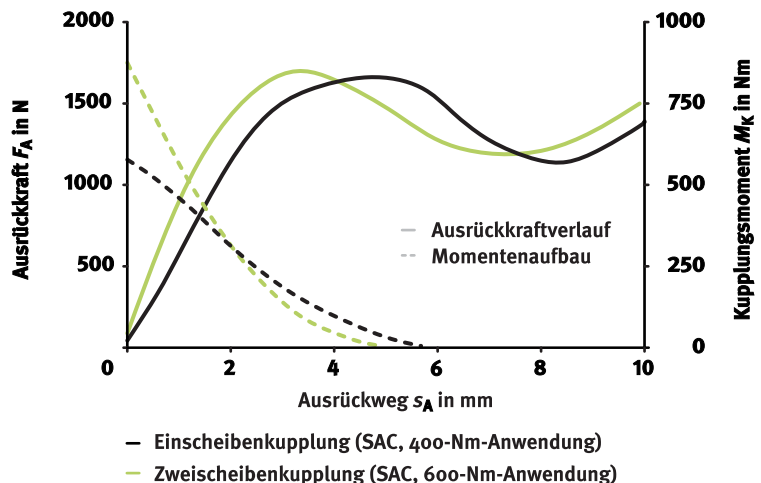


Bild 25 Konstruktion und Kennlinien einer Zweischeibenkupplung

untersucht. Wichtige Entwicklungsziele waren hierbei:

- Eigenständige, leicht zu adaptierende Einheit
- Geringste Schnittstellenanforderungen (Add-On)
- Funktionalität unabhängig von anderen Aggregaten (z.B. Verbrennungsmotor)
- Abgrenzung von Clutch by Wire
- Erhaltung der direkten Verbindung zwischen Kupplung und Kupplungspedal

Diesen Anforderungen wird das bei LuK entwickelte elektrohydraulische System CSA (Clutch Servo Assistance) gerecht. Hierbei handelt es sich um eine elektromotorisch angetriebene Pumpeneinheit, die direkt zwischen Nehmer- und Geberzylinder positioniert ist (Bild 26).

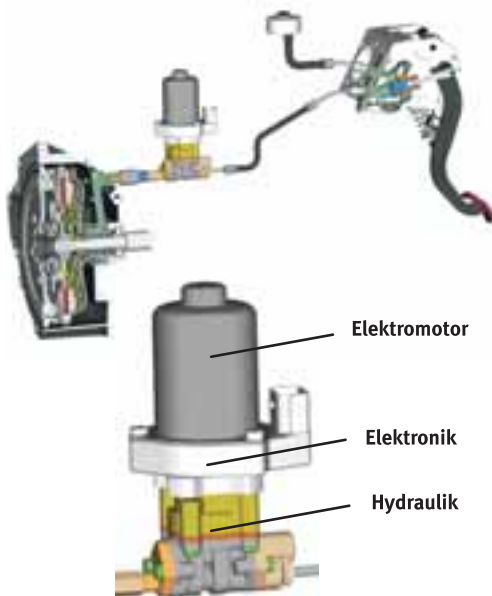


Bild 26 Clutch Servo Assistance (CSA) – Anordnung im Gesamtsystem

Die Einheit besteht aus Elektromotor, Elektronik und Hydraulik, wobei die Elektronik lediglich zur Überwachung dient, um das System hinsichtlich Überlast (Temperatur, Strom) zu schützen. Für die eigentliche Funktionalität wird sie nicht benötigt.

Die Hydraulik (Bild 27) besteht aus einer Innenzahnradpumpe, einem Regelventil und einem

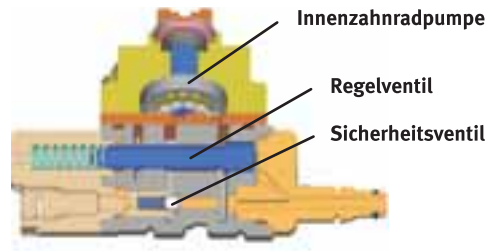


Bild 27 Hydraulik des CSA

Sicherheitsventil, welches eine Kupplungsbetätigung unter allen Bedingungen gewährleistet.

Das System hat fünf mögliche Betriebszustände:

Ruhezustand	Elektronik und Elektromotor unbestromt
Stand-By-Betrieb	Elektronik bestromt, Elektromotor unbestromt
Pumpe dreht	Regelventil offen
Pumpe dreht	Regelventil im Betriebspunkt
Notbetrieb	Betätigung über Sicherheitsventil

Das System befindet sich im Ruhezustand, wenn beispielsweise der Zündschlüssel abgezogen ist. In diesem Zustand ist das gesamte System inaktiv und stromlos. Damit hat das System keinen Energiebedarf und es ist keine Funktionalität gegeben.

Ist eine mögliche Betätigungsabsicht gegeben, befindet sich das System im Stand-By-Betrieb. Dieser Zustand ist beispielsweise dadurch definiert, dass sich der Zündschlüssel im Zündschloss befindet. Die Elektronik ist nun aktiv, der Elektromotor jedoch weiterhin unbestromt.

Wird ausgehend vom Stand-By-Betrieb das Kupplungspedal betätigt, wird die Pumpe vom Elektromotor angetrieben. Zunächst erfolgt bis zu einer frei wählbaren Druckschwelle p_S im Ausrücksystem noch keine Unterstützung, da das Regelventil durch eine Feder vorbelastet ist. Die Steuercante ist noch vollständig geöffnet und die Pumpe kann keinen Druck aufbauen.

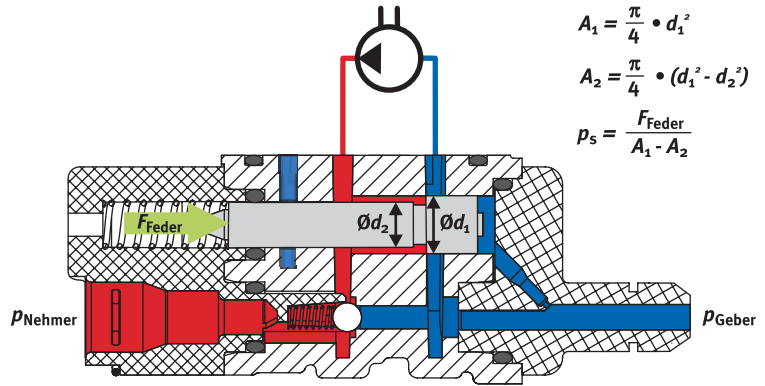
Wird die Druckschwelle p_S überschritten, erfolgt eine druckproportionale Unterstützung und das Ausrücksystem wird in die Druckbereiche Hoch-

druck (p_{Nehmer}) und Niederdruck (p_{Geber}) aufgeteilt (Bild 28 und Bild 29). Die Proportionalität wird durch den Reduktionsfaktor k ausgedrückt und durch das Flächenverhältnis A_2/A_1 des Regelventils bestimmt. Ist beispielsweise eine Halbierung des Druckniveaus oberhalb der Einschalt-schwelle p_s im Geberzylinder erwünscht, ergibt sich für das Regelventil ein Flächenverhältnis von $A_2/A_1 = 1/2$.

Zusammenfassend ergibt sich für die Auslegung des Regelventils die folgende charakteristische Gleichung:

$$\frac{p_{\text{Geber}} - p_s}{p_{\text{Nehmer}} - p_s} = \frac{A_2}{A_1} = k$$

Durch die beiden Parameter Druckschwelle p_s und Reduktionsfaktor k kann damit die Pedalkraftkurve exakt auf zwei Zielwerte korrigiert



$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2)$$

$$p_s = \frac{F_{\text{Feder}}}{A_1 - A_2}$$

Bild 28 Pumpe dreht, Regelventil im Betriebspunkt (Unterstützung)

werden. Bild 29 zeigt hierfür ein Beispiel. Ausgehend von einer maximalen Pedalkraft von 250 N ohne CSA soll dieser Wert auf einen Zielwert von 120 N mit CSA reduziert werden. Für den anschließenden Pedalkraftabfall (Drop-Off) gilt ein Zielwert von 20 N. Diese Vorgaben konnten durch eine Einschalt-schwelle von 30 N (entspricht einer Druckschwelle p_s von 5 bar) und einem Reduktionsfaktor von 0,4 erreicht werden.

Eine preisgünstigere Variante für den CSA ist beispielsweise ein Direktantrieb der Pumpe über

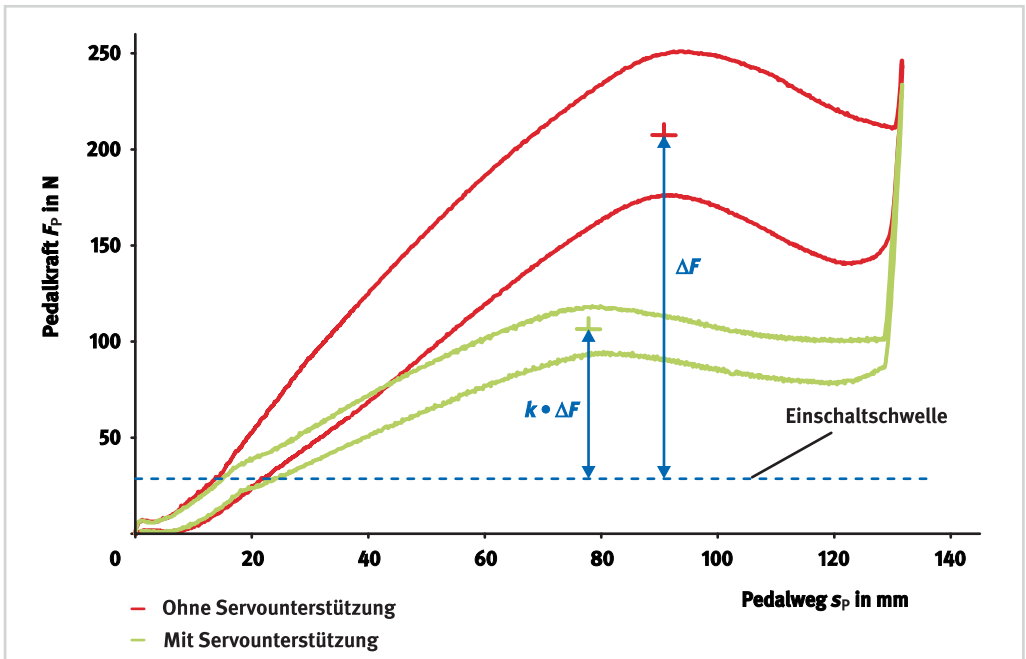


Bild 29 Messung der Pedalkraft mit und ohne CSA

die Nebenaggregate. Der Vorteil hierbei ist der Entfall von Elektromotor und Elektronik, wodurch unter anderem die Systemkosten signifikant gesenkt werden können. Nachteile sind eine höhere Anforderung an die Schnittstellen zu anderen Systemen, sowie die fehlende Funktionalität bei nicht laufendem Verbrennungsmotor.

Clutch by Wire

Bei modernen Motoren ist das Gaspedal nicht mehr mechanisch mit der Drosselklappe oder der Einspritzanlage verbunden. Stattdessen befindet sich am Gaspedal lediglich ein Sensor, der über ein Steuergerät den Fahrerwunsch an einen Aktor weitergibt (elektrisches Gaspedal). Dadurch ist die Möglichkeit geschaffen, die Motorcharakteristik beliebig an die Fahrsituation anzupassen. Dies ist mittlerweile eine Grundvoraussetzung, um das Potenzial heutiger Motoren optimal zu nutzen und einen komfortablen Antrieb zu gewährleisten.

Ein vergleichbares Potenzial für die Kupplung bietet ein Clutch by Wire-System (CbW, Bild 30). Dies ist die Einstiegsvariante der Familie der automatisierten Schaltgetriebe und stellt aus Sicht des Handschaltgetriebes die komplexeste Variante zur Kupplungsbetätigung dar. Bei einem CbW entfällt das Ausrücksystem als feste Verbindung zwischen Kupplung und Kupplungspedal und wird durch einen Pedalwegsensor, ein Steuergerät und einen Aktor zur Kupplungsbetätigung ersetzt (Bild 30). Die Gestaltung der Betätigungskraft ist durch eine Pedalfeder oder einen vergleichbaren Mechanismus frei wählbar.

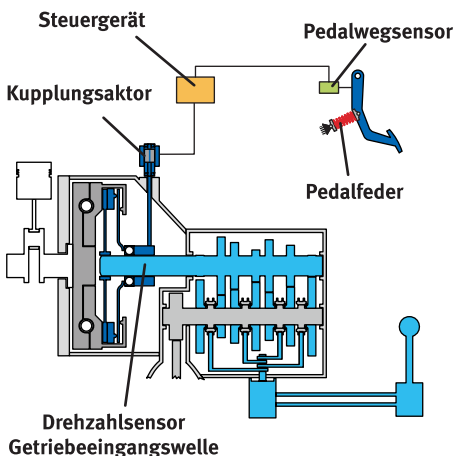


Bild 30 Clutch by Wire (CbW)

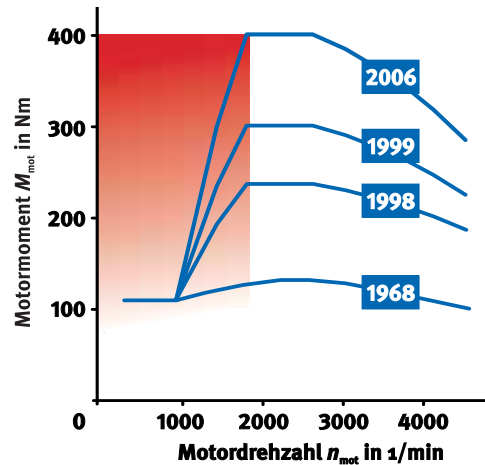


Bild 31 Entwicklung der Volllastkennlinien eines 2,0-Liter-Dieselmotors

Damit ist eine optimale Auslegung unabhängig vom Motormoment möglich.

Um dem hohen Aufwand an Hard- und Software gerecht zu werden, bietet ein CbW-System vielfältige Möglichkeiten, um den Fahrkomfort zu verbessern. Hierzu zählt insbesondere die Schlupfregelung zur Schwingungsisolierung zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe, auf die in dem Beitrag „Software für automatisierte Getriebe“ [3] eingegangen wird.

Analog dem oben erwähnten elektrischen Gaspedal, kann mit CbW ebenfalls die Momentencharakteristik der Kupplung an die jeweilige Fahrsituation angepasst werden. Ein wichtiges Beispiel in diesem Zusammenhang ist der Anfahrvorgang, der durch das Zusammenspiel von Motormoment und Kupplungsmoment geprägt ist. Bild 31 zeigt, wie sich in den vergangenen Jahren die Volllastkennlinie eines 2,0-Liter-Dieselmotors verändert hat. Im Bereich der Leerlaufdrehzahl arbeiteten die Motoren damals wie heute im Saugbetrieb, womit die maximalen Motormomente bei geringen Drehzahlen nahezu unverändert sind. Die maximalen Motormomente und damit auch die Kupplungsmomente haben sich jedoch in den vergangenen Jahren verdreifacht (siehe auch Bild 1). Dies hat zur Folge, dass bei niedrigen Drehzahlen (roter Bereich in Bild 31) ein geringes Motormoment mit einem hohen Kupplungsmoment kombiniert ist.

Mit einem CbW kann dieser Umstand aufgelöst werden. Abhängig von den Informationen über

Motor- und Getriebedrehzahl wird der Zusammenhang zwischen Pedalweg und Kupplungsmoment derart angepasst, dass Motor und Kupplung in jeder Fahrsituation zueinander passen.

Bei LuK wurden bereits verschiedene Fahrzeuge mit CbW-Prototypen ausgerüstet und getestet. Dabei wurde durch die eben beschriebene Funktion das Anfahrverhalten im Vergleich zum konventionellen Kupplungssystem deutlich verbessert.

Zusammenfassung

Die hier vorgestellten unterschiedlichen technischen Lösungen lassen sich klar den verschiedenen Anwendungen und Einsatzbereichen zuordnen.

Die Einsatzbereiche ergeben sich, wie in Bild 32 dargestellt, abhängig von den Werten des maximalen Motormoments und der gewünschten maximalen Pedalkraft. Die gezeigte Darstellung ist durchaus als eine Empfehlung zur Industrialisierung zu sehen, die je nach Philosophie des Fahrzeugherstellers auch abweichen kann.

Kleinere Schritte lassen sich erreichen mit unabhängiger Optimierung einzelner Komponenten. Die technisch nachhaltigen Lösungen für die Drehmomentanstiege der kommenden Jahre lassen sich nur über die zielgerichtete Dimensionierung des Gesamtsystems lösen.

Unabhängig davon, welche Variante man bevorzugt, scheint der Aufwand zur Realisierung niedriger Pedalkräfte bei hohen Drehmomenten zunächst recht hoch. Wenn die Fahrzeughersteller aber künftig Fahrzeuge dieser Leistungsklasse mit manuell betätigten Getrieben anbieten möchten, muss kurzfristig mit der Entwicklung der entsprechenden Systeme begonnen werden.

Eine solche Entwicklung erfordert die enge Zusammenarbeit zwischen den Entwicklern des Kupplungssystems und des Fahrwerkes. LuK hat sich durch den Wechsel vom Komponenten- zum Systemlieferant genau auf diese Anforderungen bereits eingestellt. In Zusammenarbeit mit den Automobilherstellern wird LuK deshalb auch künftig innovative Lösungen anbieten, die dem Endkunden trotz deutlich gestiegener Motormomente den optimalen Betätigungscomfort bieten.

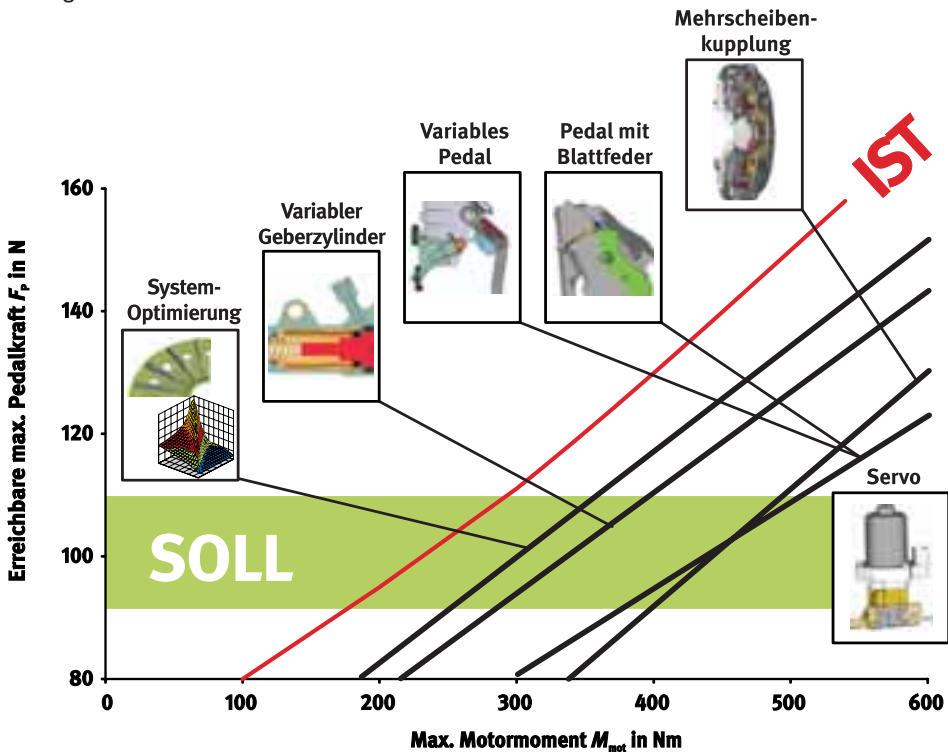


Bild 32 Optionen und Potenziale zur Reduzierung der Betätigungskraft

Literatur

- [1] Zink, M.; Shead, R.: Kupplung und Betätigung als System, 6. LuK Kolloquium, 1998
- [2] Fidlin, A.; Seebacher, R.: Simulationstechnik am Beispiel des ZMS, 8. LuK Kolloquium, 2006
- [3] Küpper, K.; Serebrennikov, B.; Göppert, G.: Software für automatisierte Getriebe, 8. LuK Kolloquium, 2006