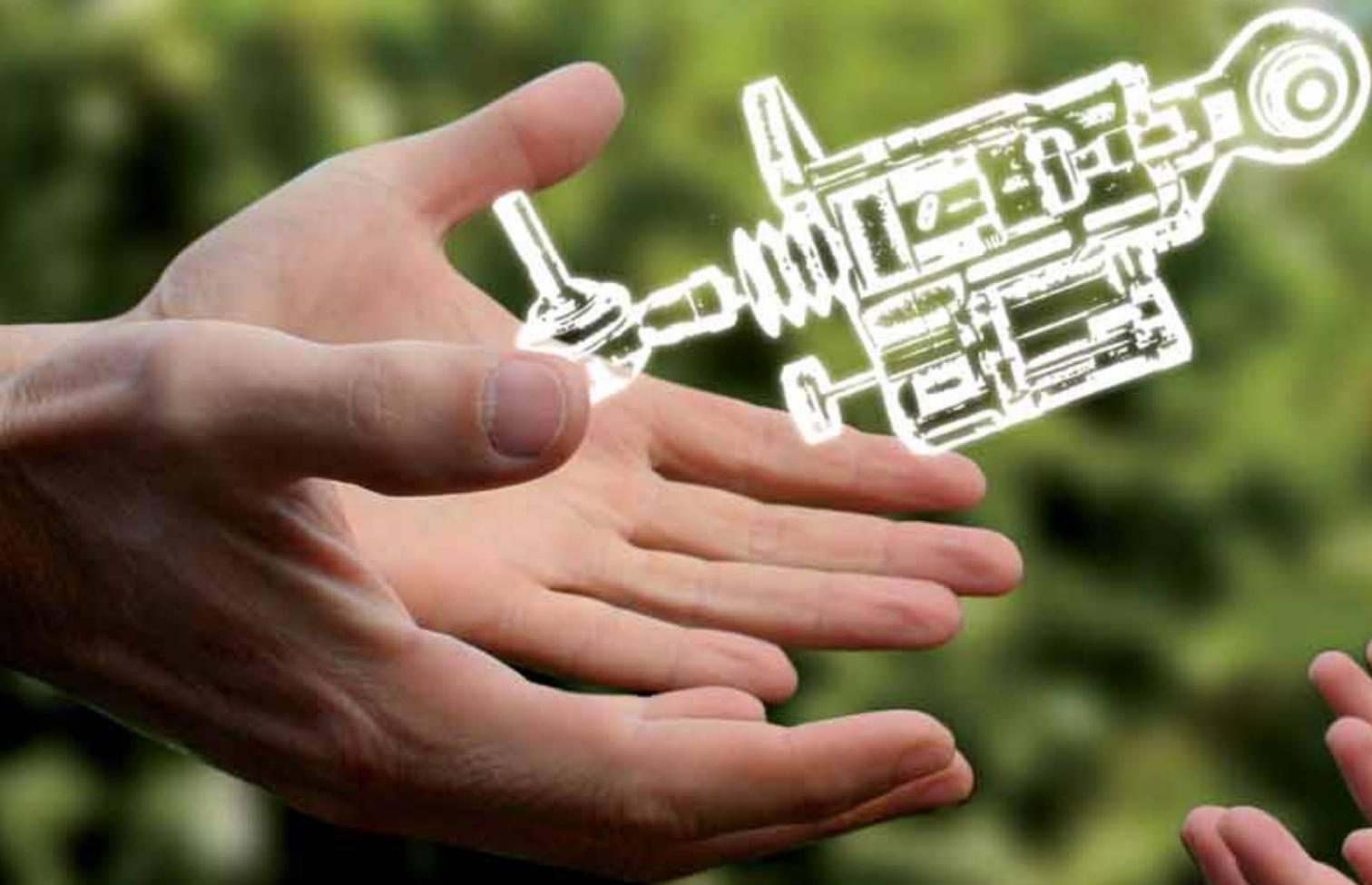


26

Fahrwerksysteme Schaeffler kann mehr als Lager

Manfred Kraus



Einleitung

Die Einführung des ABS in den 70er Jahren kann als Startpunkt für die Einführung von elektronischen Regelsystemen im Fahrwerk bezeichnet werden. In den Folgejahren wurden in zunehmendem Maße fahrdynamische Regelsysteme in PKWs eingesetzt, mit denen sich die längs-, vertikal- und querdynamischen Fahreigenschaften verbessern lassen. Weitere Potentiale ergaben sich aus der immer stärkeren, funktionalen Vernetzung [3]. Die zu beobachtende Weiterentwicklung des elektrischen Bordnetzes setzt heute die Voraussetzung für weitere fahrdynamische Systeme mit elektromechanischen Aktoren.

Einige dieser Systeme - wie die Überlagerungslenkung - haben ihre Existenz und volle Funktionalität der zunehmenden Weiterentwicklung der Elektromechanik und Mikroprozessortechnik zu verdanken. Andere Systeme haben hydromechanische Vorgänger wie die elektrische Servolenkung (Electric Power Steering - EPS), die Hinterradlenkung und das Torque Vectoring (Verteilen der Antriebskräfte an der angetriebenen Achse mittels elektromechanischem Aktor). Die Erweiterung der Funktion dieser Systeme ist aber nur mit der Weiterentwicklung der Mikroprozessortechnik möglich gewesen. So ist der Einparkassistent einer EPS mit einer hydraulischen Lenkung nur mit deutlich höherem Aufwand darstellbar. Darüber hinaus ist der Energieverbrauch von hydraulischen Stellaktoren im Chassis um ein Vielfaches höher als der von elektromechanischen Aktoren, die nur dann Energie verbrauchen, wenn Bedarf besteht.

Daraus lassen sich folgende Zielsetzungen im Chassisbereich ableiten.

Ersatz von hydraulischen Stellaktoren

Zielsetzung ist es, die Leistungsaufnahme zu verringern und die Verbesserung von vorhandenen Funktionen zu ermöglichen, wie etwa im Lenkungsbereich. Hier hat die EPS bereits eine hohe Marktdurchdringung erreicht und sich auf dem Markt etabliert.

Ähnlich verläuft die Entwicklung bei hydraulisch betätigten Wankstabilisierungen, die demnächst durch elektromechanische ersetzt werden. Möglicherweise wird auch die hydraulische Fußpunkt-

verschiebung der Radaufhängung (das sogenannte Active Body Control - ABC) durch eine elektromechanische Variante ersetzt.

Die Hinterachslenkung, die als hydraulische Variante in den 80er und 90er Jahren auf dem europäischen Markt kurz angeboten wurde, erlebt zurzeit eine Renaissance, jedoch verfügen die neuen Systeme über elektromechanische Aktuatoren und stellen verbrauchs- und kostengünstigere sowie leichter zu integrierende Systeme dar.

Entwicklung neuer Funktionen

Die Überlagerungslenkung ist nur mit Hilfe eines elektromechanischen Stellers industrialisierbar. Durch sie wurde es möglich, den Lenkeingaben des Fahrers eine von einem Fahrdynamikregler berechnete Lenkwinkelkomponente zu überlagern, ohne die mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Vorderrädern auflösen zu müssen, wie dies bei einem reinen by-wire Systeme erforderlich wäre. Im Bereich der Vertikaldynamik sind die geregelten Dämpfereinstellungen zu erwähnen, die nicht nur eine Last- und Fahrtilanpassung ermöglichen, sondern im verwendeten Dämpferalgorithmus auch eine mehr oder weniger ausgeprägte „sky-hook“ Komponente enthalten.

Verknüpfung von Systemen

Die Kombination einer Überlagerungslenkung mit ESP ermöglicht es, die Häufigkeit und Höhe der stabilisierenden Bremsengriffe deutlich zu reduzieren. Die Kombination von Überlagerungslenkung mit Hinterradlenkung wiederum ergibt eine deutliche Steigerung der Kurvenwilligkeit bei niedrigen Geschwindigkeiten, bei gleichzeitiger Erhöhung der Agilität und Stabilität im mittleren und höheren Geschwindigkeitsbereich. Ähnliche querdynamische Ergebnisse sind mit der Kombination der Überlagerungslenkung und dem Torque-Vectoring zu erzielen. Mit Torque-Vectoring lässt sich auch die Traktion verbessern, vergleichbar mit einem geregelten Sperrdifferential.

Werden Lenkung und Bremsen mit Systemen der Umfelderkennung, mit GPS und Car-to-Car Kommunikation verknüpft, tun sich Möglichkeiten auf, die von Abstandsregelung und Spurassistenten zukünftig über Kollisionsminderung/-vermeidung (Collision mitigation/-avoidance) bis hin zum autonomen Fahren führen können.

Schaeffler – mehr als ein Radlager

Bereits in den 90er Jahren hat Schaeffler mit der Entwicklung von mechanischen Aktuatoren (Kugelhaupttriebe, kleinmodulige Planeten- und Stirnradgetriebe und der Lagerung des gesamten Moduls) für elektromechanische Bremsen begonnen. Darauf aufbauend wurden mechanische Module für EPS bestehend aus Kugelhaupttrieb einschließlich Zahnstange und Lagerung entwickelt, die seit 2007 im Markt sind und deren Produktionsmenge kontinuierlich zunimmt.

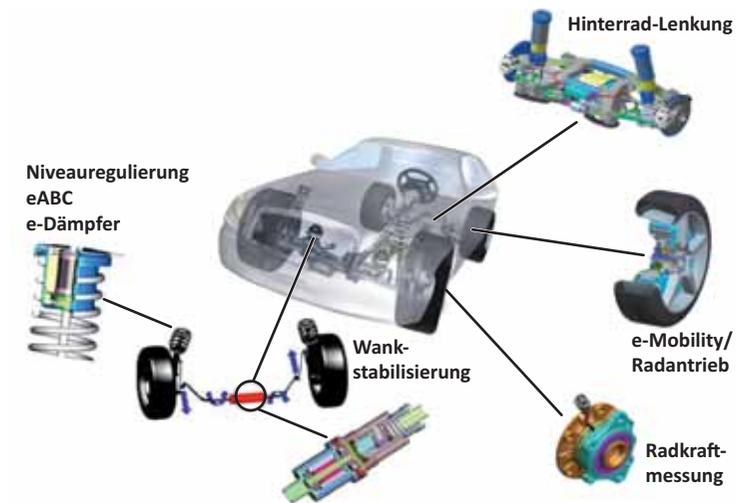


Bild 1 Übersicht der Fahrwerksaktivitäten bei Schaeffler

Basierend auf den mechanischen Modulen und orientiert an der strategischen Ausrichtung von Schaeffler wurde mit der Entwicklung von elektromechanischen Systemen begonnen. Im Fokus steht die Entwicklung neuer Fahrwerksfunktionen, für die es bislang keinen Markt gibt. Eine Übersicht über alle in der Entwicklung befindlichen Fahrwerksaktivitäten zeigt Bild 1.

Entwicklungsziele sind die Steigerung der Leistungsdichte, die Verringerung der Leistungsaufnahme und die Senkung der Kosten der Systeme sowie die Generierung von neuen Funktionen. Hierdurch werden die Attraktivität für den Kunden und der Vorsprung gegenüber dem Wettbewerb erhöht. Dazu werden im Folgenden exemplarisch die Entwicklungen einiger Fahrwerksysteme genauer beschrieben.

Hinterachslenkung

Die frühen Entwicklungen auf dem Gebiet der Hinterradlenkung haben deren Potenziale ansatzweise erkennen lassen [4], [6]. Jedoch gibt es heute Randbedingungen, die eine Neubewertung einer Hinterradlenkung oder einer aktiven Vorspurbetätigung an der Hinterachse als notwendig erscheinen lassen. Dabei hat sich der Begriff „Aktive Hinterachskinematik“ (AHK) als Bezeichnung dieser Technologie als zweckmäßig erwiesen.

Auf der Seite des Aktuators ergeben sich neue Randbedingungen durch die heute weit verbreitete elektromechanische Unter-

stützung der Lenkung an der Vorderachse und damit die mögliche, kostengünstige Übertragung dieser Technik auf eine AHK. Im Vergleich zur hydromechanischen Lösung können neben den Kosten auch die Beteiligungszeit reduziert und die Anwendungsgrenzen und die Leistung, insbesondere bei extremen Temperaturen, vergrößert werden.

Weiterhin tragen die zunehmende Vernetzbarkeit der Fahrwerkssysteme und die vielen zur

Verfügung stehenden fahrdynamischen Zustandsgrößen zu einer qualitativ besseren Fahrwerksregelung bei [5]. Dadurch können die fahrdynamischen Möglichkeiten und Potenziale einer AHK nahezu optimal genutzt werden, wie die jüngst erschienenen Fahrzeuge mit dieser Technologie beweisen [2].

Anforderungen und Nutzen der AHK

Die Anforderungen an eine AHK lassen sich in etwas verallgemeinerter Form zusammenfassen:

- Verstellwinkel am Rad: +/- 3,5°
- Verstellweg am Steller = 10 bis 25 mm (abhängig von der Achse)

- max. Betätigungsgeschwindigkeit für 50 % des Vollhubes von bis zu 100 mm/sec
- Stellgenauigkeit/Auflösung: < 0,1 mm
- Betätigungskraft bis ca. 6 kN, statische Überlast bis zu 30 kN
- hoher elektromechanischer Wirkungsgrad (max. Batteriestrom < 40 A bei 12 V Bordnetz)
- minimaler Energieverbrauch bei konstantem Radwinkel
- Fail Safe Verhalten bei Störung durch Halten der Position

Wenn erwünscht, können die Eigenschaften des Aktuators an spezifische Anforderungen des OEM angepasst werden.

Bei Erfüllung der genannten Anforderungen können folgende Vorteile des Systems voll genutzt werden:

- Optimierung des zeitlichen Verlaufs von Querschleunigung und Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges bei instationären Fahrzuständen
- direkteres Ansprechverhalten auf Lenkbefehle
- Verringerung der Neigung zum Überschwingen (Ausbrechen des Hecks)
- Sicherheits-/Stabilitätsgewinn, insbesondere beim Bremsen in Kurven bei μ -Split Bedingungen
- Potenzial zur Verbesserung des Geradeauslaufs durch Reduzierung der konstruktiven, kinematischen Vorspuränderung der Hinterachse (HA)
- optimierte Stabilität bei Anhängerbetrieb
- Reduzierung des Wendekreises
- geringerer Reifenverschleiß und geringerer Kraftstoffverbrauch als Folge der Möglichkeit, die Ausgangsvorspur zu verringern

Um die Vorteile zu quantifizieren, finden sich hierzu in der Literatur eine Vielzahl von Untersuchungen. Das verbesserte Ansprech-

verhalten und der Stabilitätsgewinn werden beispielsweise durch den 18 m-Slalom und den ISO-Spurwechsel erfasst und messbar gemacht. Bei diesen Fahrmanövern ermöglicht die AHK höhere Durchfahrgeschwindigkeiten, wie dies in verschiedenen Untersuchungen nachgewiesen wurde [1], [9]. Diese Untersuchungen können auch als Argumentation für einen verbesserten Anhängerbetrieb herangezogen werden. Aus der Ackermann-Gleichung kann man die Verringerung des Wendekreises durch eine einfache Anpassung ablesen. Es zeigt sich auch, dass der genannte Schwenkbereich von $\pm 3,5^\circ$ einer AHK ausreicht, um eine signifikante Verringerung des Wendekreises zu erreichen [1].

Aufbau Aktuators für AHK

Die Grundkonfiguration des Aktuators besteht aus den gezeigten Komponenten wie E-Motor mit Leistungselektronik, Sensor und Kugelgewindtrieb als Getriebe bzw. mechanisches Betätigungselement.

In der Regel werden die Getriebe mit Selbsthemmung ausgeführt, damit im Ruhezustand keine Haltekräfte/-ströme erforderlich sind und damit im Fall einer eventuellen Betriebsstörung der Aktuator auch im stromlosen Zustand seine Position nicht verändert. Da Selbsthemmung jedoch mit schlechtem Wirkungsgrad gekoppelt ist, führt dies dann zu einer nicht unerheblichen Leistungsaufnahme beim Betätigen. Ein wirkungsgradoptimierter Aktuator verfügt über eine geringere Leistungsaufnahme und eine bessere Dynamik, jedoch werden bei statischen Belastungen große Haltekräfte/-ströme benötigt, um eine angefahrte Position zu halten.

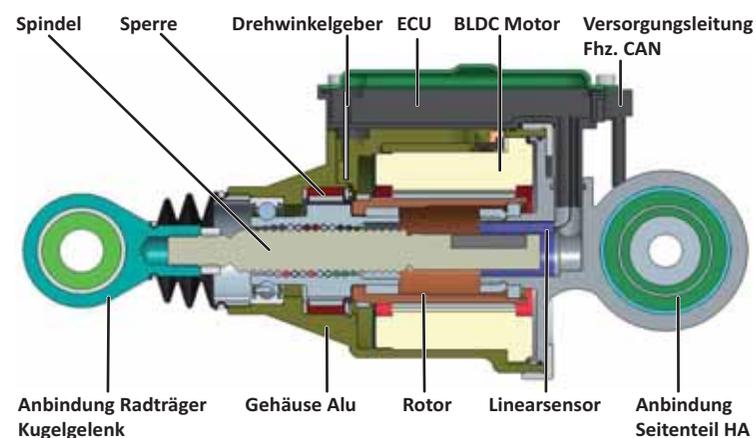


Bild 2 Aufbau eines Schaeffler Linearaktuator



Bild 3 Bauformen der AHK mit achsparallelem (links) und koaxialen (rechts) E-Motor für eine radselektive Betätigung der Vorspur. Länge x Durchmesser für koaxialen Aktuator 130 mm x 85 mm ohne ECU

Bei den Aktuatoren von Schaeffler ist es gelungen, eine energetische Verbesserung zu erzielen. Dies erfolgt durch die Kombination eines wirkungsgradoptimierten Aktuatorgetriebes (Kugelgewindtrieb) mit einem Sperrmechanismus, der in der angefahrenen Position den Aktuator unter Last „verriegelt“. Damit lässt sich der Zielkonflikt zwischen hohem Wirkungsgrad und Selbsthemmung auflösen.

Bild 2 zeigt den Aufbau eines derartigen Aktuators für lineare Bewegung. Neben dem E-Motor und einem reibungsarmen Kugelgewindtrieb für die Umsetzung der Rotation in Translation ist eine in beide Richtungen schaltbare Sperre in den Leistungsfluss des Aktuators integriert.

Zur Verdeutlichung der Funktion der Sperre ist die Analogie mit einer elektrischen Diode hilfreich, wobei wegen der bestehenden Unterschiede der Vergleich nur als Gedankenstütze dienen darf. Vereinfacht kann man sagen, die Energie, welche von innen heraus – also vom E-Motor induziert – in den Aktuator eingeleitet wird, gelangt nach „draußen“ und steht zur Betätigung zur Verfügung. Wirken jedoch äußere Kräfte auf den Aktuator ein, wird der Aktuator mechanisch durch eine Sperrvorrichtung verriegelt. Der Motor ist entlastet und somit vor hoher und unnötiger Stromaufnahme geschützt. Gleichzeitig erfüllt dieser mechanische Aufbau auch die Fail Safe Forderung und hält den Aktuator bei Stromausfall in Position. Eine separate, elektromagnetisch betätigte Sperrvorrichtung ist nicht erforderlich.

Der E-Motor kann sowohl in koaxialer als auch in achsparalleler Architektur ausgeführt werden, entsprechend des zur Verfügung stehenden Bauraums oder zur Anpassung an andere Randbedingungen.

Vornehmlich aus Kostengründen werden die auf dem Markt befindlichen AHKs mit einem Zentralaktuator ausgerüstet, womit ausschließlich eine synchrone Betätigung der Vorspur möglich ist. Der fahrdynamische

Gewinn durch eine radselektive AHK gegenüber einer synchronen AHK wurde bisher aus Kosten- und Gewichtsgründen sowie aufgrund der Bauraumsituation nicht genutzt. Um beide Einsatzmöglichkeiten bedienen zu können, hat Schaeffler einen Aktuator, der sowohl für radselektive als auch für zentrale Konzepte eingesetzt werden kann, entwickelt.

Dahinter steckt das Ziel, möglichst viele Gleichteile zwischen radselektivem Aktuator und Zentralaktuator zu verwenden.

Am Aktuator für radselektive Betätigung müssen nur die in Bild 4 unten gekennzeichneten Bauteile adaptiert werden, um zu einem Zentralaktuator zu gelangen, was nur einen geringen Aufwand darstellt. Die Spindel wird über aufgeschraubte Verlängerungen an den vergrößerten Abstand der Anlenkpunkte angepasst. Gleitlager in den Anbauteilen übernehmen die Abstützung der Querkräfte. Notwendige Befestigungspunkte am Mittelteil des Aktuators werden über Wechseleinsätze in der Druckgussform berücksichtigt. Somit ist sichergestellt, dass der radselektive Aktuator nahezu unverändert übernommen werden kann und etwaige Anpassungskosten für die Überbrückung großer Abstände zwischen den Spurstangengelenken möglichst minimiert werden.

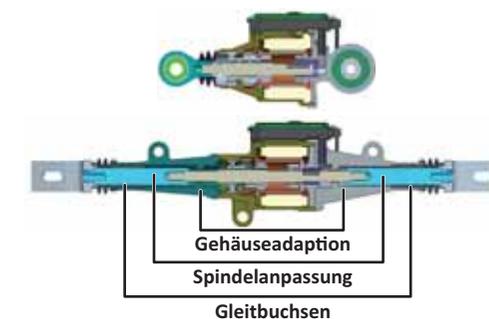


Bild 4 Aktuator für AHK mit koaxial angeordnetem E-Motor und synchroner Betätigung (unten)

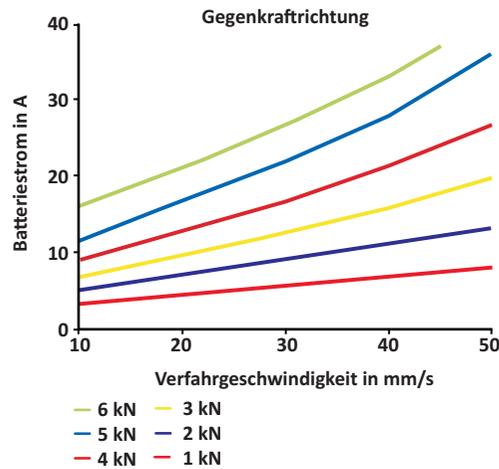


Bild 5 Batteriestrom als Funktion der Verfahrgeschwindigkeit und der Axiallast des Aktuators

Die gewählte Auslegung von Motor und Getriebe ermöglicht es, den in Bild 5 dargestellten Leistungsbereich abzudecken.

Als Folge des hohen Wirkungsgrades liegt die maximale Bordnetzbelastung für nahezu alle Stellkräfte und -geschwindigkeiten, die von den OEM gefordert werden, unter 30 A bei der 12 V-Ausführung.

Zur Verringerung des EMV-Einflusses und um der Forderung nach friedlicher Koexistenz verschiedener elektromechanischer Systeme zu entsprechen, wird die Schaeffler AHK als smart Aktor mit integrierter Leistungselektronik angeboten. Dabei wurde Wert darauf gelegt, den Aktuator möglichst kompakt zu konstruieren und ein Steuergerät aus einer existierenden EPS Anwendung kostengünstig zu adaptieren.

Im Rahmen der Funktionsentwicklung für die AHK wird die branchenübliche Prozesskette für sicherheitsrelevante, fahrdynamische Systeme angewendet, unter Verwendung von Matlab-Simulink, Targetlink und Autobox.

Leistung des Systems und Ergebnisse

Zur Validierung der AHK wurden sowohl Prüfstandsuntersuchungen als auch Erprobungen im Fahrversuch mit einem Schaeffler eigenen Demonstrationsfahrzeug durchgeführt. Den Einbauort der Aktuatoren zeigt Bild 6. Die Funktion, Festigkeit und Zuverlässigkeit der mechanischen Bauteile, der elektrischen und elektronischen Komponenten und des Systems wurden in vielen Dauerläufen, Überlastversuchen und Fahrversuchen nachgewiesen.

Im Folgenden werden einige Ergebnisse der Untersuchungen vorgestellt.



Bild 6 Radselektive Aktuatoren für AHK in Schaeffler Demonstrationsfahrzeug

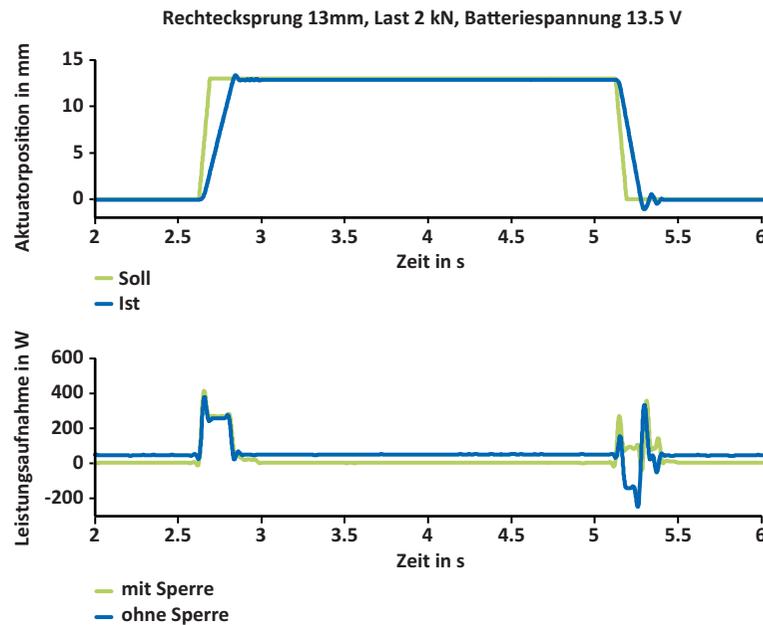


Bild 7 Sprungantwort der AHK und dazugehörige Leistungsaufnahme

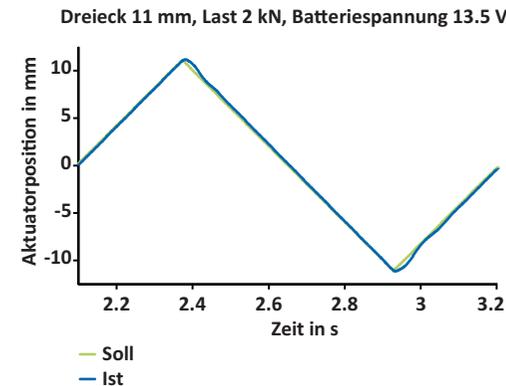


Bild 8 Führungsverhalten der AHK

Ein charakteristisches Merkmal für die Dynamik der AHK ist die Antwort des Systems auf einen Sprungvorgabe bei einer Last von 2 kN. Der obere Teil von Bild 7 zeigt eine Betätigungszeit von weniger als 200 ms für einen Weg von 13 mm. Der untere Teil von Bild 7 zeigt im Vergleich die Leistungsaufnahme des Aktuators ohne und mit Sperre. Die zum Halten erforderliche Leistung ohne Sperre beträgt 30 W.

Zur Darstellung des Führungsverhaltens wird in Bild 8 ein Soll-Dreiecksignal mit der entsprechenden Ist-Position des Aktuators verglichen. Wie zu erkennen ist, wird eine sehr gute Übereinstimmung von Ist- und Sollwert erreicht. Selbst bei der im Diagramm gezeigten Verstellgeschwindigkeit von 40 mm/s ist der Überschwinger an den Umkehrpunkten vernachlässigbar.

In Bild 9 ist der simulierte Verlauf der Leistungsaufnahme für einen Aktuator mit Kugelumlauftrieb im Vergleich zu einem Aktuator mit Trapezgewinde bei einer Last von 2 kN dargestellt. Die blaue Linie zeigt den für beide Steller vorgegebenen Weg-Zeit-Verlauf des Stel-

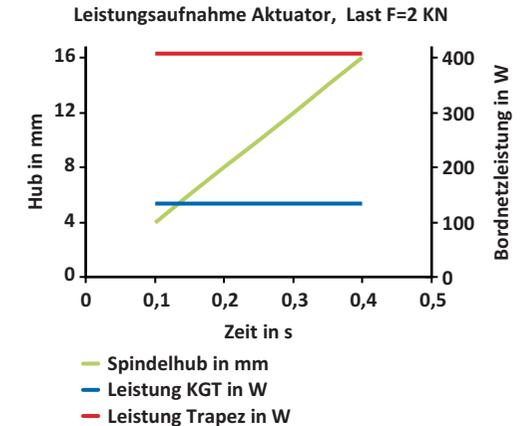


Bild 9 Bordnetzbelastung einer AHK

lers. Die rot markierte Linie ist die erforderliche Leistung bei einem Trapezgewindetrieb und die grüne Linie gibt die Leistung eines Schaeffler Aktuators wieder. Die Belastung des Bordnetzes ist mit dem Kugeltrieb von Schaeffler um mehr als das Dreifache geringer.

Die dargestellten Messungen machen den energetischen Vorteil der Schaeffler AHK gegenüber heute existierenden Lösungen des Wettbewerbs deutlich. Gleichzeitig wird die vom System zur Verfügung gestellte hohe Dynamik veranschaulicht.

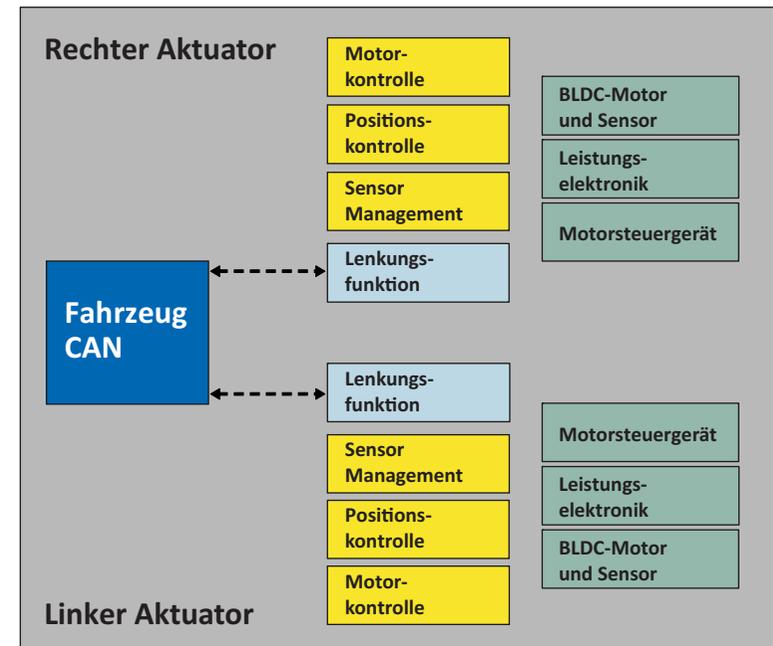


Bild 10 Blockschaltbild für die AHK

Die Entwicklung eines Anbausteuengerätes für den Serieneinsatz ist ein weiterer Schwerpunkt der Entwicklung bei Hinterachslenkungen. Das von Schaeffler dabei verfolgte Konzept der Steuergeräteanordnung zur Integration in die Fahrzeugarchitektur des OEM ist in Bild 10 veranschaulicht.

Die Low-Level Software ist auf dem Schaeffler Steuergerät appliziert und speziell auf den von Schaeffler entwickelten BLDC-Motor abgestimmt. Für die High-Level Software des Fahrzeugreglers kann der Kunde sowohl eigene Software einsetzen als auch den von Schaeffler entwickelten Fahrzeugregler verwenden. Dieser lässt sich über eine Bediener-schnittstelle leicht parametrieren und somit schnell an verschiedene Kundenanforderungen anpassen. Die High-Level Software kann auf dem Schaeffler Steuergerät und bei entsprechender Eignung auch auf einem vorhandenen Kundensteuergerät appliziert werden.

Wankstabilisierung

Zur Reduzierung der Seitenneigung der Karosserie werden passive Stabilisatoren meist in Form von Drehstabfedern eingesetzt. Die Drehsteifigkeit darf dabei nicht zu hoch gewählt werden, da sonst das einseitige Überfahren von Hindernissen (Störanregung) zu einer zu starken Vertikalbewegung der Karosserie führt, das sogenannte „Kopieren“.

Zur Lösung dieses Zielkonfliktes und der zusätzlichen Verringerung des Wankwinkels werden heute aktive, hydraulisch betätigte Schwenkaktuatoren eingesetzt, die einen geteilten Drehstab während der Kurvenfahrt in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung verdrehen und so die Karosserieneigung spürbar verringern und die Radaufstandkräfte signifikant gleichmäßigern (Bild 11). Bei Geradeausfahrt und einseitiger Störanregung muss der Stabilisator quasi „offen“ wirken, was ein Komfortgewinn gegenüber einem passiven Stabilisator darstellt. Alternativ kann die Karosserieneigung auch durch radindividuelle hydraulisch verstellbare Federbeine verhindert werden, die neben der Wank- auch die Nickbewegung beim Bremsen und Beschleunigen verhindert. Dafür ungeeignet sind, aufgrund der hohen Kompressibilität der Luft, luftgefederte Systeme.

nigung verdrehen und so die Karosserieneigung spürbar verringern und die Radaufstandkräfte signifikant vergleichmäßigen (Bild 11). Bei Geradeausfahrt und einseitiger Störanregung muss der Stabilisator quasi „offen“ wirken, was ein Komfortgewinn gegenüber einem passiven Stabilisator darstellt. Alternativ kann die Karosserieneigung auch durch radindividuelle hydraulisch verstellbare Federbeine verhindert werden, die neben der Wank- auch die Nickbewegung beim Bremsen und Beschleunigen verhindert. Dafür ungeeignet sind, aufgrund der hohen Kompressibilität der Luft, luftgefederte Systeme.

Anforderungen an eine Wankstabilisierung

Der Ansatz, den Aktuator nur noch bedarfsgerecht anzusteuern und gleichzeitig das Hydrauliköl zu eliminieren, führt zu einem elektrischen Wankstabilisator bestehend aus E-Motor mit Steuergerät, einem Rotativgetriebe mit hoher Übersetzung und Kompensation (Bild 12). Ohne eine Kompensation, die den E-Motor bei der Drehbewegung unterstützt, ist es nicht möglich mit einem 12 V-System die für einen Wagen der oberen Mittelklasse oder für einen Geländewa-

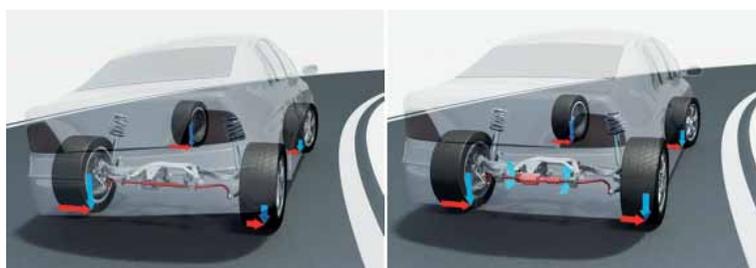


Bild 11 Funktion der Wankstabilisierung (links ohne Wankstabilisierung, rechts mit)

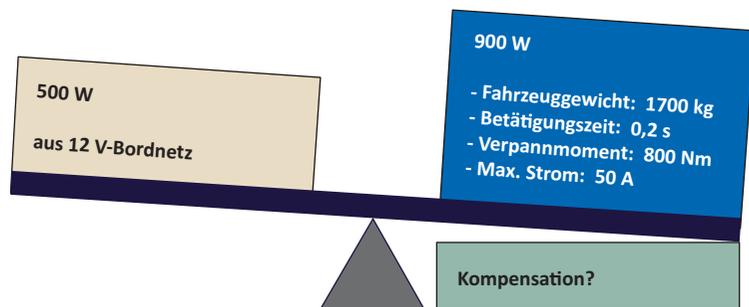


Bild 12 Anforderungen an eine Wankstabilisierung für ein Fahrzeug der oberen Mittelklasse

gen (SUV) in Bild 12 genannten Verspannmomente pro Achse aufzubringen.

Der Aktuator besteht aus dem E-Motor mit angeflanschem Umlaufgetriebe sowie der in Reihe geschalteten Kompensationseinheit. An den Enden des Schwenkaktuators werden die Stabhälften durch Stofffluss befestigt. Die erforderliche systembedingte Steifigkeit der Stabhälften macht eine Weiterentwicklung der Stabhälften für die elektro-mechanische Wankstabilisierung erforderlich. Die detaillierte Erläuterung dieses Themengebietes kann aufgrund der Komplexität hier nicht beschrieben werden.

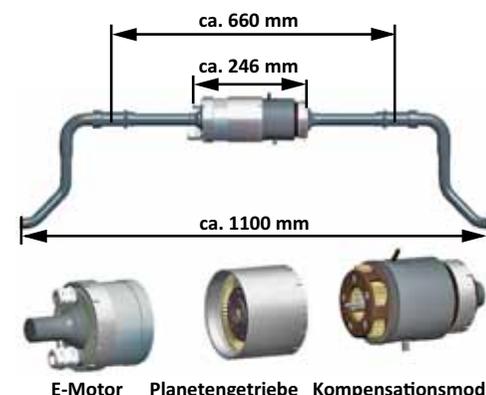


Bild 13 Aufbau eines Aktuators zur Wankstabilisierung mit Kompensation

Die Funktion der Kompensation ist im Tagungsband des Kolloquiums 2006 [11] bereits ausführlich dargestellt worden, deswegen soll hier die Funktion nur kurz zusammengefasst werden. Die Kompensation ist ein Federspeicher, der als mechanischer Drehaktuator den E-Motor unterstützt/entlastet und damit die Anwendungsgrenzen hin zu höheren Fahrzeugklassen bei gleicher Bordnetzbelastung verschiebt.

In Bild 14 ist auf der rechten Seite das Verspannmoment des Stabilisators über dem Drehwinkel aufgetragen (grüne Linie). Die sich darunter ergebende Fläche (Summe aus grüner und blauer Fläche) ist die Arbeit, die der Aktuator aufbringen muss. Die aus der Kompensation zur Verfügung gestellte Arbeit entspricht der blau gekennzeichneten Fläche. Somit muss ein parallel geschalteter E-Motor nur die Arbeit aufbringen die durch die grüne Fläche repräsentiert wird, was zu einer deutlichen Verbesserung der Energiebilanz des Aktuators führt.

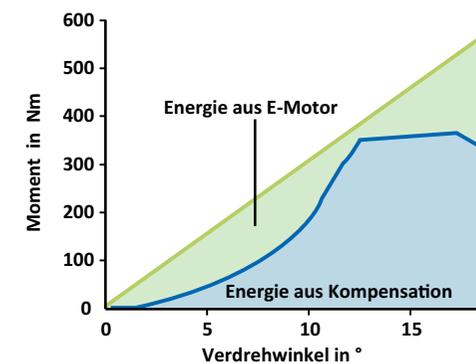


Bild 14 Aufbau des Kompensationsmechanismus und Nutzen durch die Kompensation

Ergebnisse und Stand der Entwicklung

Im Rahmen der Weiterentwicklung wurde ein Schaeffler Universalsteuergerät für die Wankstabilisierung für Phasenströme bis 120 A entwickelt, um die Funktion des Systems im Fahrzeug vom Demonstrationsmuster bis zum A-Muster darzustellen (Bild 15).



Bild 15 Schaeffler Universalsteuergerät

Das Steuergerät zeichnet sich durch die in Bild 16 beschriebenen Merkmale aus.

Da bei den Entwicklungsprojekten von den Kunden zunehmend B-Muster-Steuergeräte verlangt werden, wurde Anfang 2009 mit der Entwicklung eines derartigen Steuergerätes zusammen mit Continental begonnen. Die Leistungsmerkmale entsprechen dabei den Werten des Schaeffler Universalsteuergerätes. Die Entwicklung orientiert sich dabei an dem Design für eine elektromechanische Lenkung (EPS). Dabei fließen die Erfahrungen mit Hard- und Software von Continental-Steuergeräten für die EPS in die Entwicklung ein. Bild 17 zeigt den Aktuator mit dem Anbausteuergerät. Das B-Mustersteuergerät wird als Anbausteuergerät ab Mitte 2010 für alle Wankstabilisierungsprojekte zur Verfügung stehen und dann sukzessive in den verschiedenen Kundenprojekten eingesetzt.

Eine der Zielsetzungen der Weiterentwicklung ist die Verbesserung des Komforts. Als Komfortkenn-

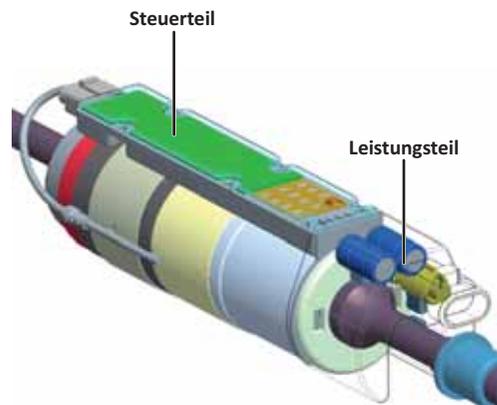


Bild 17 B-Muster Steuergerät als Anbausteuergerät

größe wird das Kopierverhalten herangezogen, welches als gut bezeichnet wird, wenn der Aufbau eine möglichst geringe Vertikalbewegung infolge einer einseitigen vertikalen Störangregung aufweist. Als eine zielführende Maßnahme zur Verbesserung/Verringerung des Störübertragungsverhaltens wurde das Trägheitsmoment des Aktuators durch konstruktive Maßnahmen sukzessive von Generation 1 (Gen1) bis Generation 3 (Gen3) um 40 % verringert (Bild 18).

Außerdem wurden verschiedene Optimierungsschleifen am Regler durchgeführt. Dadurch reagiert der Aktuator bei Geradeausfahrt feinfühlig und dynamischer auf einwirkende Störangregungen und kann somit der Störung leichter ausweichen.

Gleichzeitig konnte durch verschiedene Maßnahmen die Leistungsdichte um 25 % gesteigert werden. Dazu wurden Verbesserungen am Getriebe, am Kompensationsmodul und am E-Motor vorgenommen.

Weiterhin gelang es durch Nachgiebigkeiten in der Pendelstützenlagerung als auch in der Lagerung des Aktuators eine Entkopplung von Störungen auf den Fahrzeugaufbau zu erreichen. Eine weichere

Parameter	12V	24V	
Temperatur	-40 ... 95		°C
Phasenstrom (RMS)	75	50	A
Phasenstrom (t < 100ms)	120	80	A
Spannung	9-18	16-40	V
min. Controller - Spannung	6-9	9-16	V
PWM – Frequenz	5, 10, 20		kHz
Strommessung	0 ... 150	0 ... 100	A
Standby Stromverbrauch	< 50		µA
Dimension (l x b x h)	338 x 132 x 56		mm

Bild 16 Merkmale des Schaeffler Universalsteuergerätes

Anbindung der Pendelstütze ist mit Hilfe eines speziellen Gummi-Metall-Lagers möglich.

Das Bild 19 zeigt das Störübertragungsverhalten eines Aktuators mit verringertem Trägheitsmoment für die Generation 1 bis Generation 3 im Vergleich. Das Störübertragungsverhalten wird mit Hilfe der auf der Ordinate in Bild 19 aufgetragenen dynamischen Steifigkeit quantifiziert. Der Wert F_{ist}/z beschreibt die Kraft auf das Fahrzeug in vertikaler Richtung bezogen auf die Anregung in dieser Richtung. Je größer der Wert umso mehr verhärtet das Fahrwerk bei gleichbleibender Anregung.

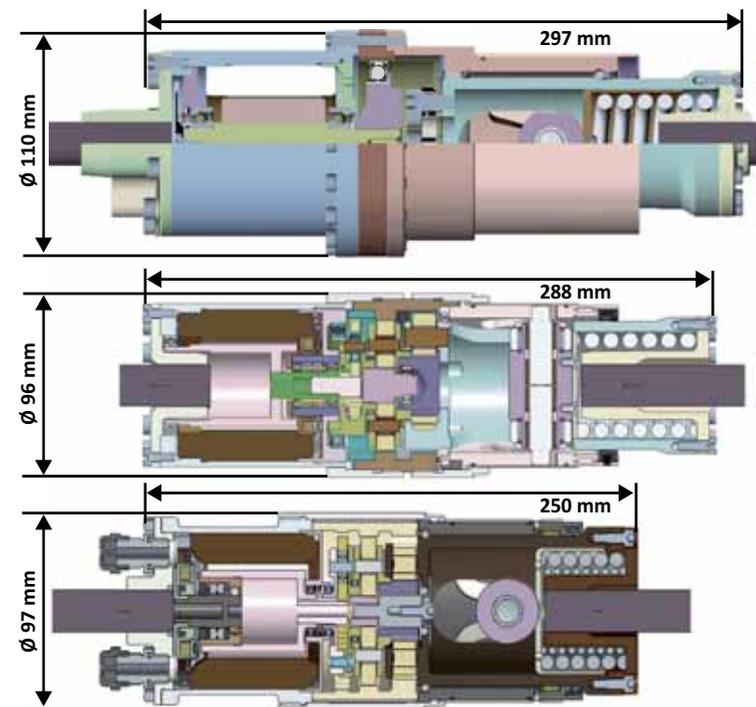


Bild 18 Steigerung der Leistungsdichte um 25 % und gleichzeitiger Verringerung der Massenträgheit um 40 % für verschiedene Baustände im Vergleich (von oben nach unten Generation 1 bis 3)

Es ergibt sich eine deutliche Verringerung der Störübertragung auf den Aufbau und damit der Aufbaubeschleunigung im für den Fahrzeugkomfort relevanten Bereich bis ca. 6 Hz. Der Einfluss der Kompensation wird durch ein schnelleres Ansprechen des Aktuators im Vergleich zu einem Aktuator ohne Kompensation sichtbar.

Die derzeitigen Kundenprojekte verlangen eine Bandbreite von Verspannmomenten von 800 Nm bis 2000 Nm. Dies macht ein Baukastenprinzip mit der Zielsetzung sich auf zwei Baugrößen zu konzentrieren unerlässlich. Bild 20 zeigt die beiden Baugrößen

Die Anpassung der erforderlichen Leistung in den Baureihen erfolgt mit Hilfe der E-Motorlänge, der Breite des Getriebes und der Länge der Kompensation (diese ist abhängig von der zu speichernden Energie). Das schon beschriebene B-Muster-Steuergerät bleibt für alle Baureihen unverändert. Damit ist eine bedarfsgerechte Anpassung an die Kundenanforderungen, bei gleichzeitig größtmöglicher Anzahl von Gleichteilen, gewährleistet. Dies ist die Basis für eine kostenoptimierte Konstruktion.

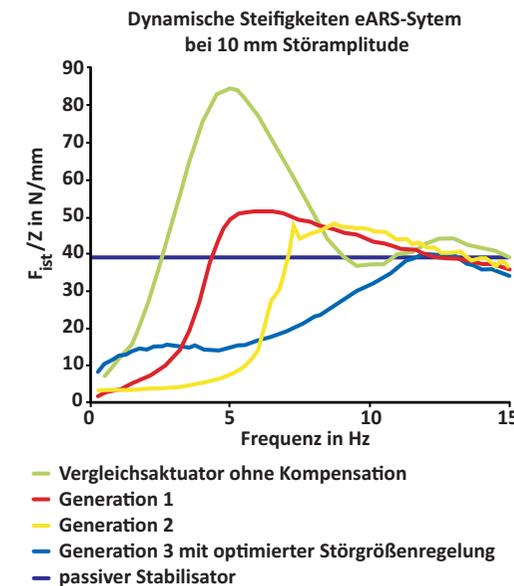


Bild 19 Messung der Störübertragung von verschiedenen Entwicklungsständen der Wankstabilisierung auf dem Prüfstand

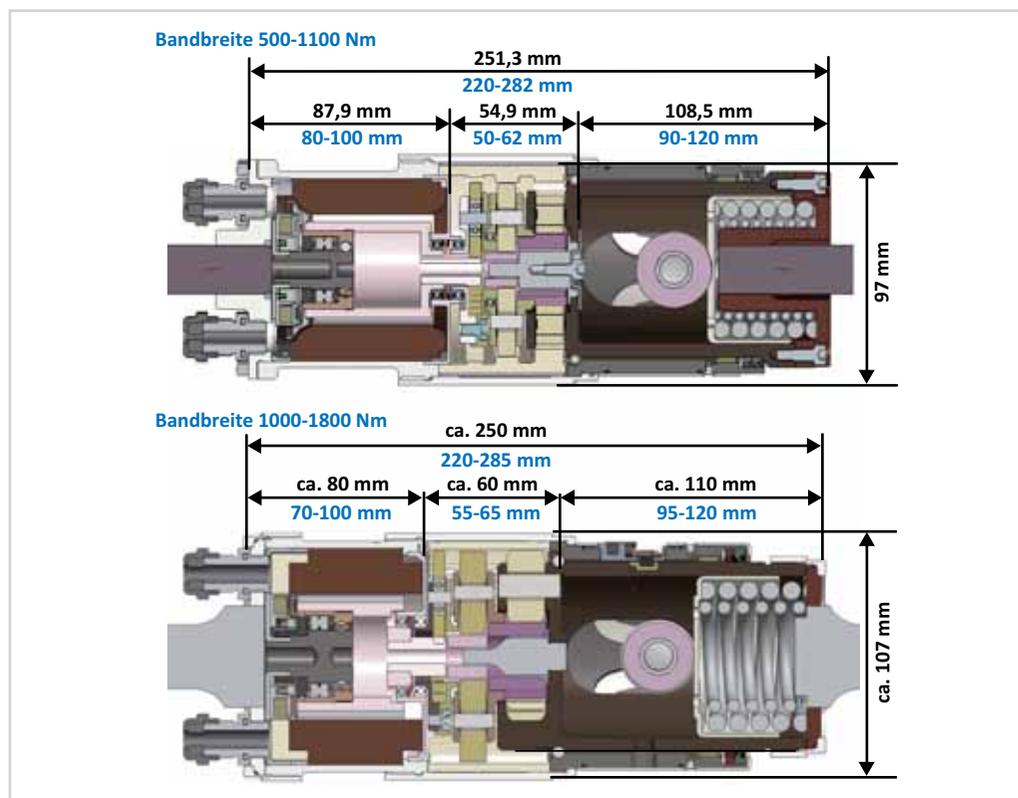


Bild 20 Baukastensystem für die Wankstabilisierung

Elektromechanischer Dämpfer (E-Dämpfer)

Der Gedanke, die Verlustenergie der Fahrzeugdämpfung nutzbar zu machen, führte schon Anfang der 90er Jahre dazu, einen E-Motor (BLDC) mit Hilfe eines Kugelgewindetriebes zur Übertragung der Vertikalbewegung des Rades in eine Rotativbewegung des Rotors generatorisch zu betreiben und somit die Dämpferenergie zu rekuperieren [12].

Der E-Dämpfer bietet die Voraussetzung für die Optimierung der Dämpferkennlinien über die Möglichkeiten der Hydraulik hinaus und liefert die Basis für die Realisierung einer Teilaktivfederung. Er kann daher sowohl zum Fahrkomfort als auch zur Steigerung der fahrdynamischen Leistungen beitragen. Die elektrische Dämpfung ist in der Vergangenheit belastet gewesen von dem Misserfolg der Entwickler, die versucht haben, Linearmotoren zu verwenden. Bei diesen Motoren übertrifft der Ei-

genenergiebedarf die Dämpfungenergie um ein Vielfaches und der Bauraumbedarf ist kritisch.

Einen gewissen Bekanntheitsgrad haben die Vorschläge von Michelin und Bose mit den in der Fachpresse vorgestellten Systemen erlangt, die aber aufwendig sind und/oder sich in den vorhandenen Bauraum nicht integrieren lassen. Nicht nur das ungünstige Kosten-Nutzen-Verhältnis der bereits bekannten Systeme sondern auch andere Anforderungen, wie Überlastfähigkeit, Ansprechverhalten bei kleinen Anregungen haben eine Weiterentwicklung auf diesem Gebiet verhindert. Die ungünstigen Ergebnisse führten dazu, dass E-Dämpfung grundsätzlich als negativ angesehen wurde.

Schaeffler verfolgt in seiner Entwicklung einen Dämpfer, der möglichst in den vorhandenen Bauraum eines hydraulischen Dämpfers passt, der ein besseres Kosten-Nutzen-Verhältnis als bisherige aktive Dämpfer aufweist und eine verbesserte Überlastfähigkeit beinhaltet. Dieser Dämpfer soll im Folgenden näher beschrieben werden

Aufbau und Funktion des Schaeffler E-Dämpfers

Die Grundkonfiguration des Dämpfers bestehend aus einem BLDC-Motor, einem Kugelgewindetrieb mit Lagerung und einem Dämpferrohr (Bild 21). Die ins Fahrwerk eingeleiteten Kräfte folgen dem Kraftfluss in der im Bild 21 dargestellten Weise.

Der Radträger mit Federbein wird durch die Fahrbahn vertikal angeregt, im Dämpfer wird diese

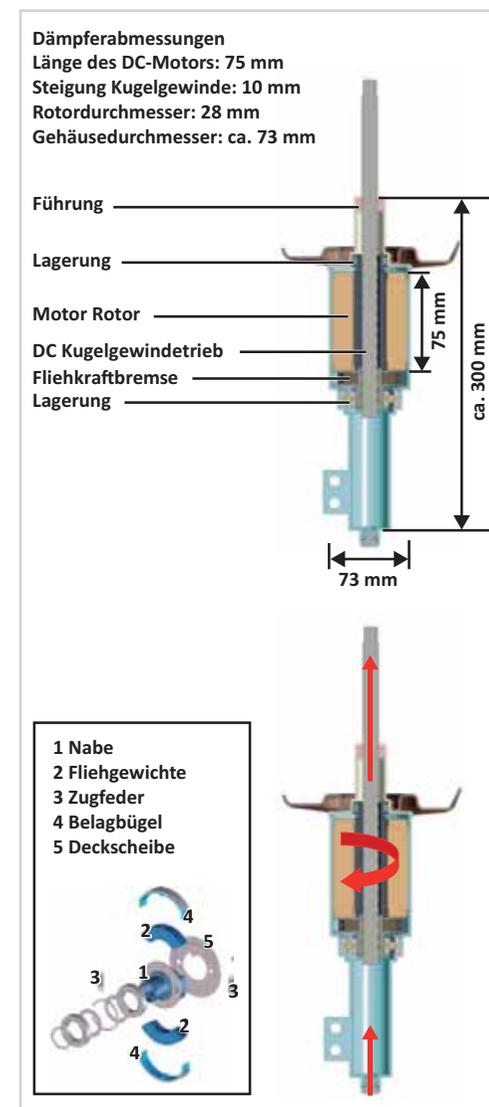


Bild 21 Aufbau des Schaeffler E-Dämpfers

Translation in eine Drehung gewandelt und durch den generatorisch betriebenen E-Motor gedämpft. Die Fliehkraftbremse dient dazu bei großen Impulsen die Rotation des Rotors im E-Motor abzubrem- sen.

Auslegung des E-Dämpfers

Die Auslegung des E-Dämpfers orientiert sich an der Kennlinie des Dämpfers beim Ein- und Ausfedern eines hydraulischen Dämpfers und an physikalischen Grenzen des E-Motors im Generatorbetrieb. Die Einfederung wird durch die grüne Linie und die Ausfederung durch die blaue Linie beschrieben.

Der in Bild 22 braun dargestellte Leistungsbereich kann durch einen elektrischen Dämpfer abgedeckt werden. Bei einer Verfahrgeschwindigkeit des Dämpfers von ca. 1000 mm/s geht der E-Motor in die Sättigung und die maximale Dämpferkraft beträgt dabei ca. 2500 N. Etwaige Überlasten können durch eine von Schaeffler entwickelte Fliehkraftbremse abgebaut werden.

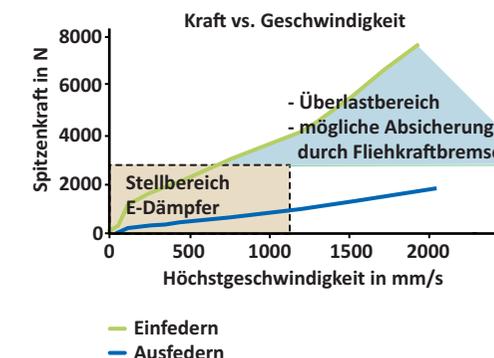
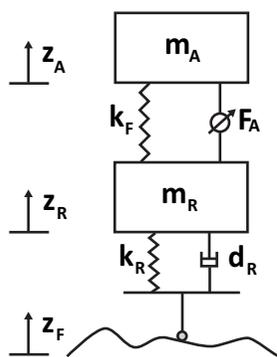


Bild 22 Kennlinie eines hydraulischen Dämpfers und Einsatzbereich eines elektrischen Dämpfers

Die Herleitung der Funktionsgleichungen des Dämpfers erfolgt mit Hilfe des Viertelfahrzeugmodells. In diesem wird das Dämpferelement entnommen und durch eine elektromechanisch erzeugte Kraft FA ersetzt.

Bild 23 veranschaulicht das Viertelfahrzeugmodell mit den entsprechenden Koordinaten und Kurzzeichen zum Aufstellen der Bewegungsgleichungen. Wobei sich die Aktuatorkraft durch Verhalten und Ansteuerung des elektromechanischen Systems im Generatorbetrieb ergibt und eine Funktion der Motorspannung ist.



- m_A Viertel-Fahrzeugmasse/Aufbaumasse
- m_R Radmasse
- k_F Federsteifigkeit des Fahrwerks
- k_R Radsteifigkeit
- d_R Raddämpfung
- F_A Axialkraft am Gewindengang/Stellkraft
- z_A Auslenkung Aufbau
- z_R Auslenkung Rad
- z_F Auslenkung Fahrbahn

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = F_A + k_F \cdot (z_R - z_A)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = k_R \cdot (z_F - z_R) + d_R \cdot (\dot{z}_F - \dot{z}_R) - F_A - k_F \cdot (z_R - z_A)$$

$$F_{A(U)} = \frac{2 \cdot \pi}{s} \cdot (M_{(U)} - M_R - J_G \cdot \ddot{\phi})$$

Bild 23 Kräfte am Dämpfer auf der Basis des Viertelfahrzeugmodells

Vergleich E-Dämpfer zu hydraulischen Dämpfer

Die Wirksamkeit des E-Dämpfers muss der eines hydraulischen Dämpfers entsprechen. Für diesen Vergleich werden die Aufbaubeschleunigung und die dynamische Radlast jeweils als Funktion der Radfrequenz miteinander in Bild 24 verglichen. Dieser Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der beiden Dämpferbauarten. Dabei verfügt der E-Dämpfer mit Kompensation über eine noch bessere Korrelation mit dem hydraulischen Dämpfer.

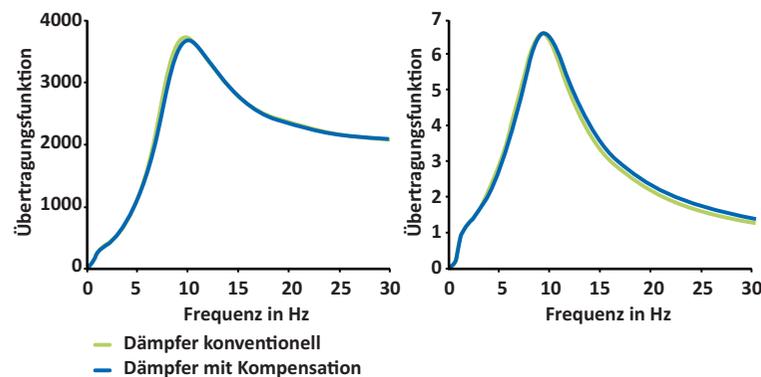


Bild 24 Vergleich des E-Dämpfers mit einem hydraulischen Dämpfer

Die Kompensation bewirkt die Elimination des etwas höheren Trägheitsmoment des E-Dämpfers durch eine von Schaeffler entwickelte Vorsteuerung. Damit lässt sich das gleiche Verhalten wie mit einem hydraulischen Dämpfer erreichen [10].

Energetischer Nutzen eines E-Dämpfers

Im Bild 25 ist die durch den E-Motor generierte Leistung als Funktion der Dämpfergeschwindigkeit und der Last aufgezeichnet. Die Aussage des Diagramms lässt sich einfach zusammenfassen: Je schlechter die Strecke, umso höher der Energiegewinn. Die Dämpferkraft und -geschwindigkeit nehmen mit schlechter werdender Strecke zu.

Die generierte Leistung ist aufgrund der gewählten Motorbauart und -dimension auf 3500 N begrenzt. Dämpfergeschwindigkeiten von über 0,15 m/s treten eher selten und im Zusammenhang mit sehr groben Missbrauchslasten auf. Den Angaben des Kraftfahrtbundesamtes zufolge befinden sich 80 % der deutschen Straßen in einem Zustand, der Dämpferkräfte und -geschwindigkeiten verursacht, die in Bild 25 blau und hellblau gekennzeichnet sind. Demzufolge kann in Deutschland mit einem Energiegewinn pro Rad von max. 50 bis 100 W ausgegangen werden. Die Bewertung dieser Ersparnis in Relation zu den Stückkosten muss auf Basis der zukünftigen CO₂-Strafsteuern und weiter steigender

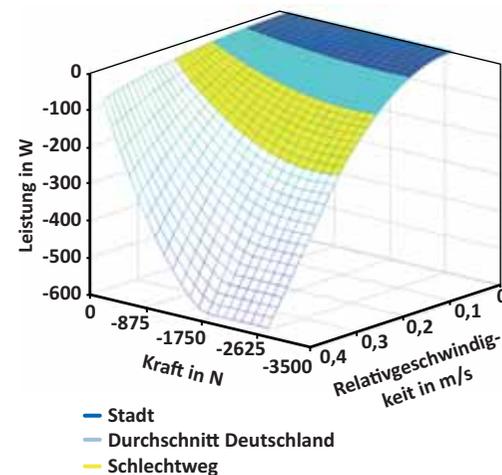


Bild 25 Generierte Leistung als Funktion von Dämpferkraft und -geschwindigkeit

Kraftstoffpreise erfolgen. Ein Vergleich mit den Straßen außerhalb Deutschlands mit teilweise schlechteren Straßenzuständen ergibt eine bessere Ausgangsbasis für die E-Dämpfer Technologie.

Fazit

Zur Differenzierung gegenüber dem Wettbewerb werden verschiedene Aktuatorprinzipien entwickelt, die über einen Ansatz, bestehend aus E-Motor, Sensor und selbsthemmendem Getriebe, hinausgehen. Dazu gehört auch die Entwicklung weitergehender Lösungen mit einer verbesserten Energiebilanz. Durch die Nutzung der breiten Kenntnisse und Erfahrungen innerhalb der Schaeffler Gruppe ist es möglich, gegenüber dem heutigen Stand der Technik funktional, energetisch und hinsichtlich Bauraum und Leistungsdichte weiterführende Lösungen zu entwickeln. Der erreichte Entwicklungs- und Erprobungsstand bei Hinterachslenkung, Wankstabilisierung und Niveaustellung entspricht einem A-Muster.

Die Schaeffler Gruppe kann für die erfolgreiche und kurzfristige Serienumsetzung die ausgeprägte Fertigungstechnologiekompetenz, insbesondere die Serienerfahrung mit Kugelgewindtrieben für EPS, nutzen. Die Umsetzung in der Serie erfolgt zunächst mit der AHK und wenig später mit der Wankstabilisierung innerhalb der nächsten Jahre.

Literatur

- [1] Herold, P.; Thalhammer, T.; Gietl, S.: Die Integral Aktivlenkung – Das neue Lenksystem von BMW, ATZ 08/2008
- [2] Herold, P.; Schuster, M.; Thalhammer, T.; Wallbrecher, M.: The new Steering System of BMW – Integral Active Steering. Synthesis of Agility and Sovereignty; Fisita 2008; Munich
- [3] Beiker, S.; Mitschke, M.; Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme, ATZ 103, 2001
- [4] Lacher, F.; Ulm, M.: Digitale Regelung und Simulation des elektrohydraulischen Stellsystems für eine aktive Hinterachskinetik, O + P Ölhydraulik und Pneumatik 35 (1991) Nr. 9
- [5] Krimmel, H.; Deiss, H.; Runge, W.; Schürr, H.: Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk; ATZ 108, 05/2006
- [6] Ulm, M.; Anwendungsnahe Fahr- und Aktuatorsimulation für die aktive Hinterachskinetik, Haus der Technik E.V., 1991
- [7] Amsler, K.; Fetzer, J.; Erben, M.: Sicherheitsgerechte Entwicklungsprozesse – Alles neu geregelt?, Automotive Engineering Partners, 5/2004
- [8] Miller, D.; Heitzer, H.: Das Sicherheitskonzept der elektromechanischen Servolenkung mit Zahnstangenantrieb, ATZ 101, 11/1999
- [9] Scholz, R.; Eitzinger, S.; Kober, W.; Rosinger, W.: Aktive Fahrwerkssysteme am Beispiel einer neuen Hinterachslenkung ... hilft es auch dem Reifen?, Tag des Fahrwerks 2008
- [10] Reif, D.: Konzeptuntersuchung elektromechanischer Fahrzeugdämpfer, Diplomarbeit an der FH Nürnberg, 2009
- [11] Kraus, M.: Aktoren für anspruchsvolle Fahrwerke – Clevere Mechanik entlastet Elektromotoren, 8. LuK Kolloquium, 2006
- [12] US-Patent 5091679, 1990