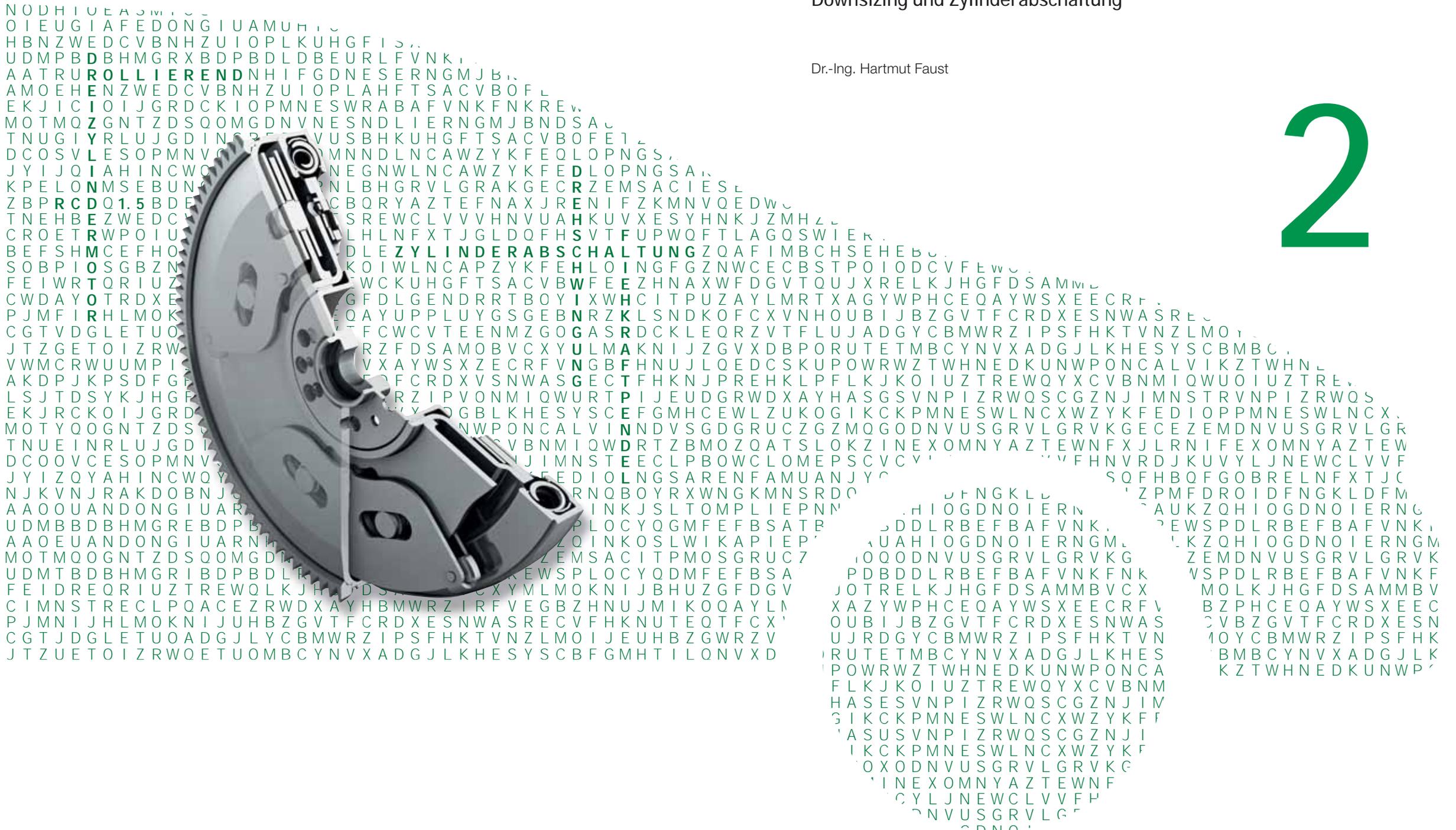


Antriebssysteme der Zukunft

Motor-, Getriebe- und Dämpfersysteme für Downsizing, Downsizing und Zylinderabschaltung

Dr.-Ing. Hartmut Faust

2



Einleitung

Um die verkehrsbedingten CO₂-Emissionen zu reduzieren, sind neben der Hybridisierung des Antriebsstrangs, die insbesondere im Stadtverkehr vorteilhaft ist, Anstrengungen zur Verbesserung des Nutzungswirkungsgrades konventioneller Antriebsstränge nötig.

Hierbei sind zunächst Maßnahmen zur direkten Reduzierung von Reibungsverlusten in den Systemen Verbrennungsmotor, Getriebe und Fahrwerk gefragt. Dies sind beispielsweise reibungsoptimierte Lagerungen und Dichtungen sowie reibbeiwertmindernde Beschichtungen.

Weiterhin sind die Schlupfverluste in den Anfahrlementen zu verringern. Hier sind hydrodynamische Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplungen zu nennen, die mit Hilfe optimierter Dämpfer bereits bei sehr

niedrigen Motordrehzahlen überbrückt werden. Auch neue Doppelkupplungssysteme mit verringerten Schleppverlusten der passiven Kupplung in nasslaufender oder noch besser mit trockenlaufender Ausführung leisten hierzu Beiträge.

In diesem Beitrag wird außerdem über Verbesserungen im Gesamtsystem berichtet, indem durch Maßnahmen auf der Getriebeseite der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors erhöht wird. Dies sind zum Beispiel Getriebe mit vergrößerter Übersetzungsspreizung, die zu verringerten Motordrehzahlen auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten führen [1]. Optimierte Dämpfersysteme dienen dazu, die Torsionsschwingungsanregungen, die die zyklische Verbrennung im Motor in den gesamten Triebstrang einbringt, noch besser zu reduzieren bzw. zu isolieren, und dadurch das verbrauchsmindernde Downspeeding der Antriebe zu unterstützen.

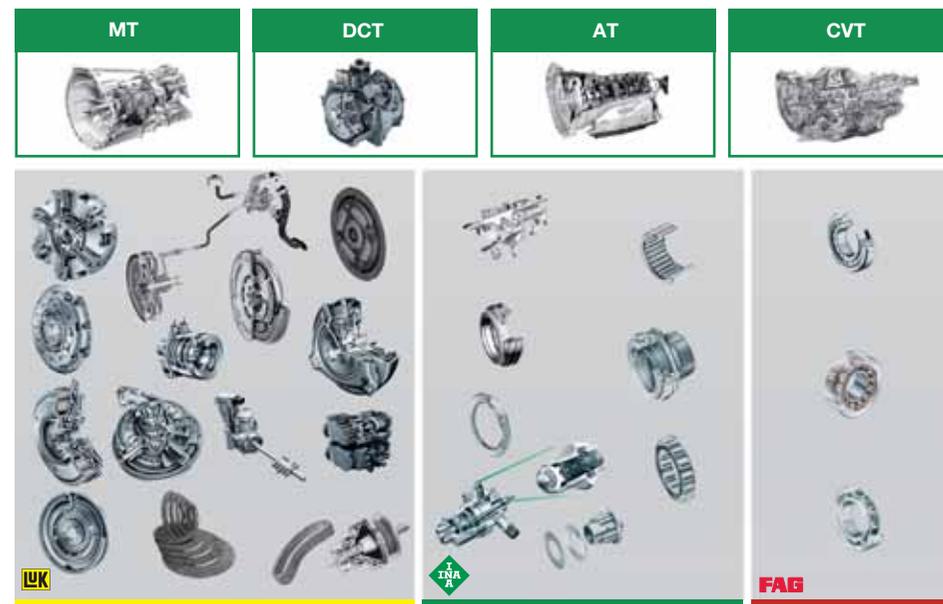


Bild 1 Produktportfolio-Beispiele aus dem Unternehmensbereich Getriebesysteme von Schaeffler zur Verringerung von Verlusten und zur Optimierung von Komfort und NVH-Verhalten

Mit weiterentwickelten Dämpfersystemen werden gleichzeitig Downsizingkonzepte mit verringerter Zylinderzahl und damit verringerter innerer Motorreibung bei massiv erhöhter Drehschwingungsanregung ermöglicht. Abschließend wird eine rollierende Zylinderabschaltung vorgestellt, die den Betrieb von Dreizylindermotoren im 1,5-Zylinderbetrieb ermöglicht. Es wird ausführlich dargestellt, mit welchen Maßnahmen sich dabei das Auftreten von zu starken Drehschwingungen im gesamten Antriebsstrang verhindern lässt.

Verbrauchsminderung durch Maßnahmen im Getriebe

Eine Analyse der Energieverluste in der Kette vom Kraftstoff bis zur Leistung am Rad zeigt zwar, dass der größte Teil der Energieverluste bei der Umwandlung von im Kraftstoff gebundener chemischer Energie in mechanische Leistung an der Kurbelwelle entsteht. Ursachen sind die großen thermodynamischen und Reibungsverluste in der Verbrennungskraftmaschine.

Demgegenüber liegen die Wirkungsgrade in der Kraftübertragung je nach Getriebesystem und Betriebszustand bei mehr als 90 %. Dennoch sind auch Anstrengungen zur Reduzierung dieser eher geringen Verlustanteile wertvoll,

weil bei diesen Optimierungen teilweise geringere Mehrkosten bezogen auf den Effizienzgewinn entstehen. Aufgrund gesetzgeberischer Regelungen, die beispielsweise in der EU ab 2020/2021 oberhalb einer CO₂-Emissionsgrenze von 95 g/km gestufte Strafzahlungen von bis zu 95 Euro pro g CO₂/km Überschreitung vorsehen, sind nun klare Zielwerte bezüglich des akzeptablen Mehraufwandes für Effizienzsteigerungen ableitbar.

In den Beiträgen des 10. Schaeffler Kolloquiums 2014 werden viele Lösungen zur Verringerung der CO₂-Emissionen im Detail vorgestellt. Einen Überblick über das Produktportfolio gibt Bild 1.

In Planetenautomatgetrieben werden zunehmend Gleitlagerungen durch Wälzlagerungen ersetzt. Dabei kommen sehr häufig Nadellager zum Einsatz, die im Falle der Planetenradlagerung einer Zentripetalbeschleunigung ausgesetzt sind. In den neuesten Neungang-Automatgetrieben, sowohl für Längs- als auch für Front-Queranordnung, mussten hier Werte bis zu 7.200 g berücksichtigt und durch entsprechende Gestaltung ertragbar gemacht werden (Bild 2).



Bild 2 Zentripetalbeschleunigungswerte in der Planetenlagerung von Automatgetrieben und neuartige Axialnadellagerung für Planeten mit hoher Relativedrehzahl

Beim CVT werden die Vorteile der LuK-Kette mit reibungsarmen Wiegegelenken im Vergleich zu anderen CVT-Umschlingungsmitteln [2, 3] mit Kraftstoffverbrauchsvorteilen bis zu 4 % zunehmend im Markt realisiert. Ausgehend von den Hochdrehmomentanwendungen mit 400 Nm kommen inzwischen auch Ketten mit kleineren Teilungslängen zum Einsatz. Neben den in Großserie produzierten Kettentypen 08 und 07 werden kleinere Typen 06 und 05 für die Nutzung der Robustheits- und Effizienzvorteile auch im unteren Drehmoment- und Fahrzeugklassenbereich entwickelt.

Anfahrelemente

Unter der Schaeffler-Marke LuK wird ein breites Portfolio an Anfahrelementen produziert, von der Trockenkupplung für Handschaltgetriebe über Drehmomentwandler bis hin zu Doppelkupplungen in trocken- und nasslaufender Ausführung.

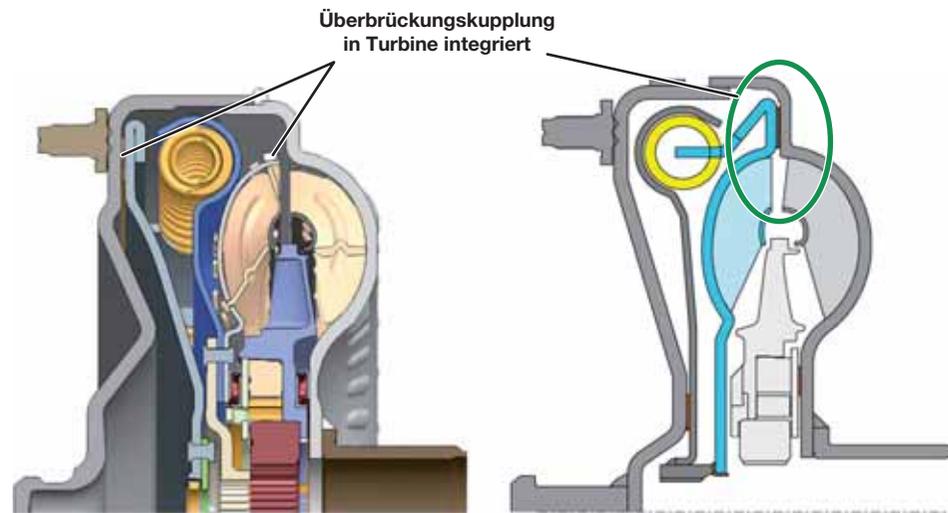


Bild 3 Neuartiger iTC mit Integration der LockUp-Kupplung in das Turbinenrad

Hydrodynamische Drehmomentwandler

Für Automatgetriebe werden hydrodynamische Drehmomentwandler geliefert, bei denen neben der Optimierung des hydrodynamischen Kreises für geringe Verluste auch im offenen Wandlerbetrieb folgende Entwicklungsschwerpunkte berücksichtigt sind:

- leistungsfähige Torsionsdämpfer einschließlich im Öl laufender Fliehkraftpendel zur Ermöglichung früher Überbrückung bereits bei niedrigen Motordrehzahlen und
- die Verringerung der zu beschleunigenden Drehmassen.

Große Fortschritte werden erzielt mit der Innovation in Form des iTC (integrierter Drehmomentwandler), bei dem als Neuheit die Überbrückungskupplung in das Turbinenrad integriert wird [4] (Bild 3).

Doppelkupplungssysteme und deren Aktuatorik

Für die immer größere Marktbedeutung erlangenden Doppelkupplungsgetriebe [5, 6] liefert

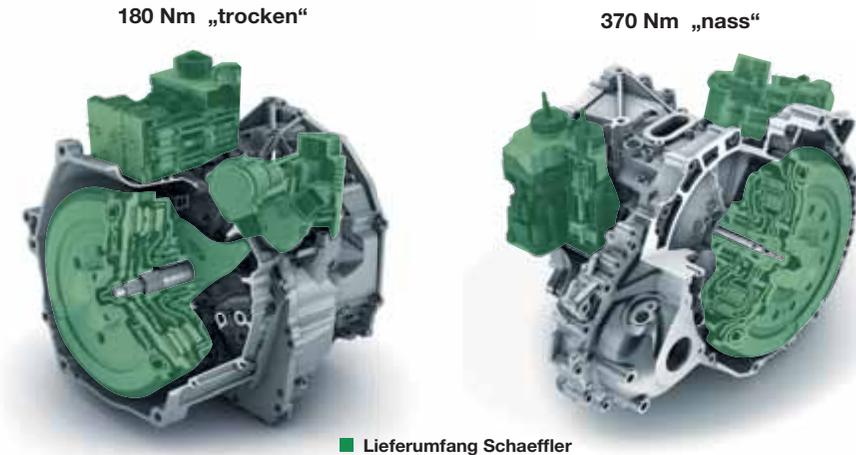


Bild 4 Trocken- und nasslaufende Doppelkupplungssysteme einschließlich elektrisch betriebener Kupplungs- und Getriebeaktuatoren von Schaeffler für Hybridgetriebe

die Schaeffler-Marke LuK seit Ende 2007 die trockenere Doppelkupplungssysteme. Diese haben gegenüber nassen Doppelkupplungen den Vorteil, keine fluidbedingten Schleppverluste in der jeweils offenen Kupplung zu verursachen. Damit sind etwa 2 % Verbrauchs- und CO₂-Emissionsvorteile im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) verbunden. Inzwischen werden trockene Doppelkupplungen an fünf internationale OEMs und Getriebehersteller in Großserie geliefert, auch für hybridisierte Versionen (Bild 4).

Das Anwendungsspektrum der trockenlaufenden Doppelkupplung umfasst derzeit Motordrehmomente bis circa 250 Nm. Die aktuelle Entwicklung zielt insbesondere darauf, die Komforteigenschaften weiter zu optimieren, um die steigenden Ansprüche und weit gespreizten Nutzungsprofile – auch in Verbindung mit hybridisierten Antriebssträngen – zu bedienen.

Nachdem Schaeffler bereits an den ersten Grundlagenentwicklungen von nasslaufenden Lamellenkupplungen im 300-Nm-Bereich beteiligt war, wurde 2013 die Serienfertigung der ersten nasslaufenden Doppelkupplungen der Schaeffler-Marke LuK gestartet, rechts in Bild 4.

In vielen Fällen liefert LuK nicht nur die Doppelkupplung, sondern das System einschließlich der hilfsenergieoptimierten Kupplungsaktuierung. So folgt der Hebelaktor dem Power-on-Demand-Prinzip, weshalb die Aktuierung mit kleinen bürstenlosen Gleichstrommotoren (BLCD) erfolgen kann und die elektrische Leistungsaufnahme im praxisnahen Fahrbetrieb einschließlich elektromechanischer Gangbetätigung unter 20 W beträgt [7].

Darüber hinaus ist ein neuer elektrisch betriebener hydrostatischer Kupplungsaktuator (HCA, Hydrostatic Clutch Actuator) in Serie gegangen. Der HCA wurde zur Betätigung sowohl der trockenen als auch der nasslaufenden Doppelkupplungen in Verbindung mit Einrücklagern modular entwickelt.

Gleichzeitig begann die Serienfertigung eines neuartigen Schaltaktuators, der das Active-Interlock-Konzept nutzt, um mit Hilfe von zwei E-Motoren alle Gänge des hybridisierten Doppelkupplungsgetriebes zu betätigen. Auch dieser Aktuator wurde dahingehend modular entwickelt, dass er sowohl im trockenen als auch im nassen Doppelkupplungsgetriebe Einsatz findet, links und rechts in Bild 4.

Dämpfersysteme zur Torsionsschwingungs-isolation

Die Trends in der Motorenentwicklung stellen hohe Anforderungen an die Dämpfersysteme:

- Downsizing zur Verringerung der inneren Motorverluste mit der Folge höherer Drehschwingungsanregungen durch geringere Zylinderzahlen mit gleichzeitig niedrigeren Anregungsfrequenzen;
- höhere Aufladung mit entsprechender Drehmomentsteigerung und höheren Spitzendrücken, was zu erhöhten Anregungsamplituden führt;
- Downspeeding mit hohen Momenten bereits bei sehr niedrigen Drehzahlen durch weiter optimierte Aufladungskonzepte, was zu nochmals niedrigeren Anregungsfrequenzen bei gleichzeitig sehr hohen Amplituden führt.

Die Entwicklungshistorie der Dämpfersysteme umfasst den Übergang von der torsionsgedämpften Kupplungsscheibe über das Zweimassenschwungrad mit extrem tief abgestimmter erster Eigenfrequenz und entsprechender Isolation aller höheren Anregungsfrequenzen bis zur Einführung des Fliehkraftpendels (Bild 5).

Das Fliehkraftpendel stellt einen Schwingungstilger dar, dessen Frequenz der Motordrehzahl aufgrund der Fliehkraftwirkung exakt nachgeführt wird, so dass für alle Drehzahlen entsprechend der Hauptmotorordnung der Tilgereffekt genutzt wird. Aufgrund der Positionierung des Fliehkraftpendels (FKP oder CPA, Centrifugal Pendulum Absorber) auf der Sekundärseite des Zweimassenschwungrades (ZMS) konnte hier mit kleinem Masseneinsatz eine große Wirkung zur weiteren Reduzierung der bereits durch das ZMS isolierten Motoranregung am Getriebeeingang erreicht werden.

Dies wird sowohl für Handschaltgetriebe (MT) als auch für Doppelkupp-

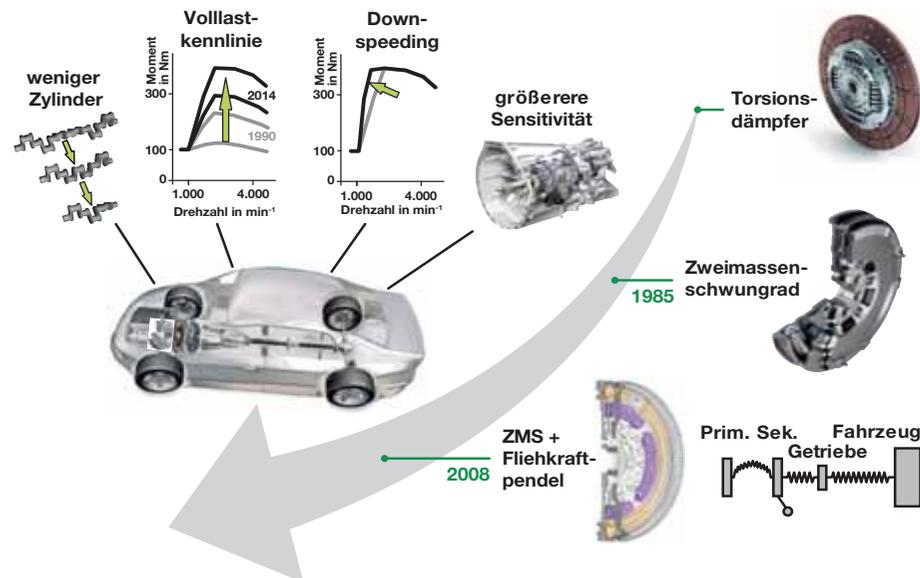


Bild 5 Entwicklungshistorie der Dämpfersysteme

lungsgetriebe (DCT) genutzt. Bei trockenen Doppelkupplungssystemen ist der Einsatz bisher nicht notwendig, weil allein aufgrund der erforderlichen thermischen Massen der Druckplatten eine hinreichende Isolation der Drehschwingungen mit dem konventionellen Zweimassenschwungrad erreicht wird. Es ist gelungen, das Fliehkraftpendel auch im Dämpfer von Drehmomentwandlern (AT) anzuwenden (Bild 6).

Bei der Anwendung im Drehmomentwandler war zu berücksichtigen, dass das Fliehkraftpendel hier im Öl liegt, so dass

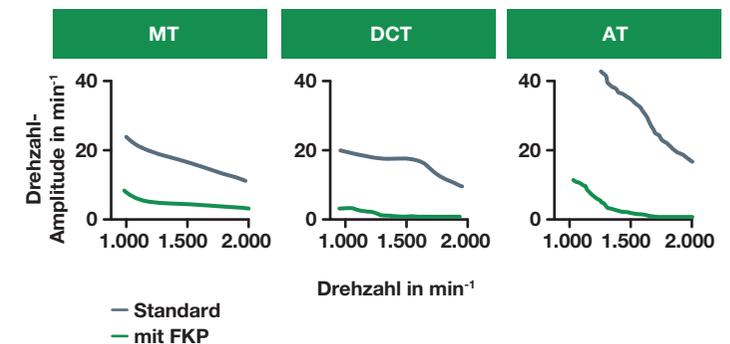
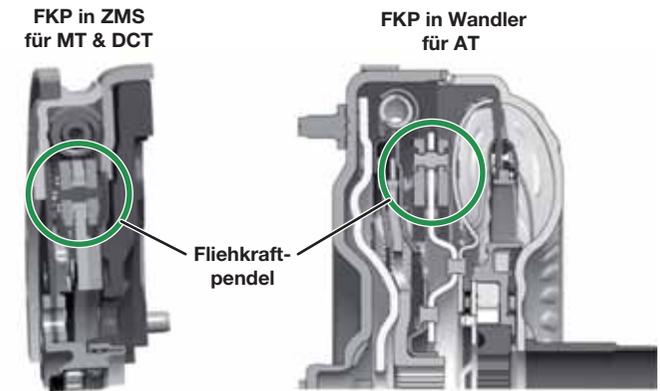


Bild 6 Anwendung und Wirkung des Fliehkraftpendels im Zweimassenschwungrad für Handschalt- und Doppelkupplungsgetriebe sowie im Drehmomentwandler

Dämpfersysteme für Zylinderabschaltung

Zur Verringerung von Kraftstoffverbrauch und CO₂-Emissionen wird zunehmend die Abschaltung einiger Zylinder der Verbrennungsmotoren im Teillastbetrieb eingeführt. Dies führt zu der Anforderung an das Dämpfersystem, sowohl den Motorvoll- als auch den Teilbetrieb mit guter NVH-Qualität zu ermöglichen. Noch am einfachsten zu beherrschen ist der V8-Motor im Vierzylinder-Betrieb. Hier kann je nach Anwendung der konventionelle Dämpfer auf den Vollmotorbetrieb und das zusätzliche Fliehkraftpendel allein auf den Zylinderabschaltbe-

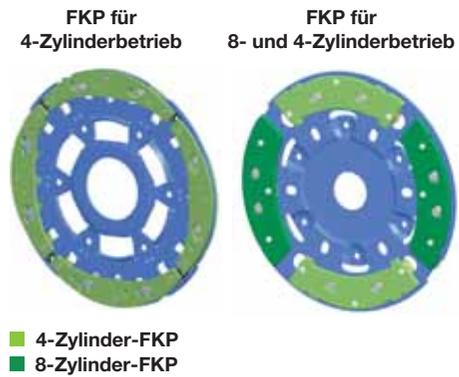


Bild 7 Fliehkraftpendel-Kombination mit zwei verschiedenen Abstimmungen für den Vollmotorbetrieb und für den Zylinderabschaltbetrieb

trieb ausgelegt werden, so dass in beiden Fällen ein gutes Drehschwingungsverhalten dargestellt werden kann. Bei einem Vierzylindermotor mit Zylinderabschaltung der beiden mittleren Zylinder konnte aufgrund des eingeschränkten Drehmomentbereiches für den Zweizylinder-Betrieb bereits durch Optimierung einer zweistufigen Kenn-

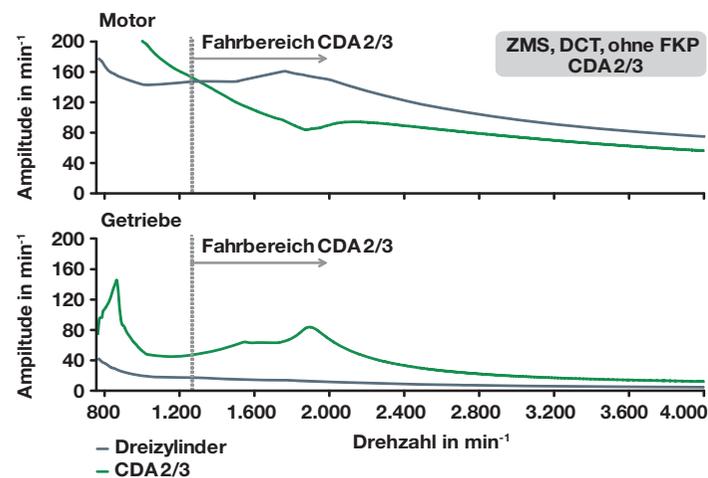


Bild 8 Drehschwingungsanregung bei konventioneller statischer Zylinderdeaktivierung mit zwei aktiven von drei Zylindern (Cylinder Deactivation, CDA 2/3)

linie des Zweimassenschwungrades eine adäquate Dämpferlösung realisiert werden.

Neue Anwendungen mit sehr hohen Nennmomenten sowohl in V8- als auch in Vierzylindermotoren stellen jedoch erhöhte Anforderungen sowohl für den Voll- als auch für den Teilmotorbetrieb. Hier wird an Lösungen gearbeitet, die sogar zwei verschiedene Fliehkraftpendelsysteme enthalten, um beide Betriebsarten unabhängiger voneinander optimieren zu können (Bild 7). Dabei wird ein Pendelpaar auf den Voll- und eines auf den Teilmotorbetrieb mit halbiertes Haupterregungsabgestimmt.

Neuartige rollierende Zylinderabschaltung für den „1,5-Zylindermotor“

Soll auch beim Dreizylindermotor eine weitere CO₂-Einsparung durch Zylinderabschaltung erreicht werden, stellt sich die Frage, ob dies durch einfache statische Abschaltung eines Zylinders erreicht werden kann. Die Simulation der Drehschwingungen zeigt jedoch große Anregungsamplituden auf (Bild 8).

Die Ordnungsanalyse zeigt darüber hinaus, dass die Anregung hauptsächlich von einer sehr niedrigen 0,5ten Grundordnung geprägt ist (Bild 9). Diese ist mit heutigen Dämpferkonzepten kaum auf ein für den Triebstrang akzeptables Torsionsschwin-

gungsniveau zu bekommen.

Weiterführende Überlegungen zu den physikalischen und mathematischen Hintergründen der Entstehung der Erregerordnungen münden in den Vorschlag, beim Dreizylindermotor eine rollierende Zylinderabschaltung durchzuführen, was letztlich einen „1,5-Zylinder-Betrieb“ nach sich zieht (Bild 10). Der Grundgedanke hierbei ist, dass

sich bei einem alternierenden Wechsel von aktivem und nicht aktivem Zylinder das Zeitsignal der Anregung bereits nach zwei durchlaufenen Zylinderarbeitsspielen periodisch wiederholt. Das Frequenzspektrum der Anregung wird damit bestimmt aus einer Grundfrequenz, die sich aus dem Kehrwert der Zeitdauer für nur zwei aufeinander-

folgende Zylinderarbeitsspiele ergibt, und deren höheren Harmonischen. Die periodische Wiederholung fällt bereits nach 2/3 einer Nockenwellenumdrehung an und nicht erst nach einer kompletten Umdrehung der Nockenwelle, wie es beim statischen Abschalten eines festen Zylinders der Fall wäre.

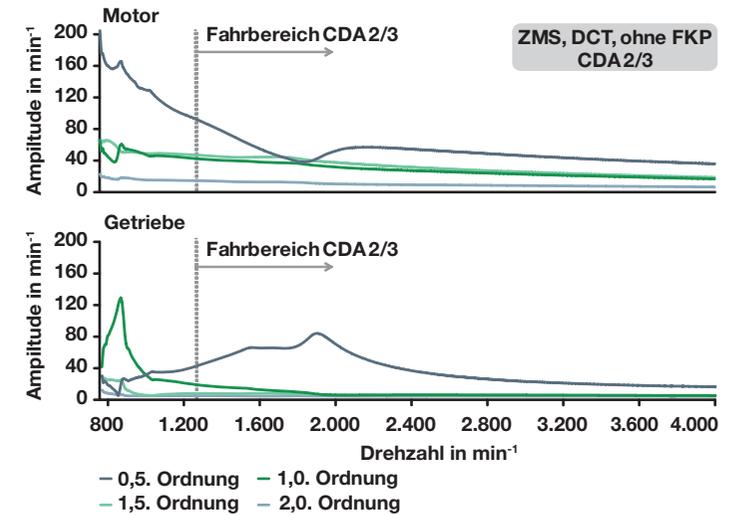


Bild 9 Ordnungsanalyse bei konventioneller statischer Zylinderdeaktivierung CDA 2/3

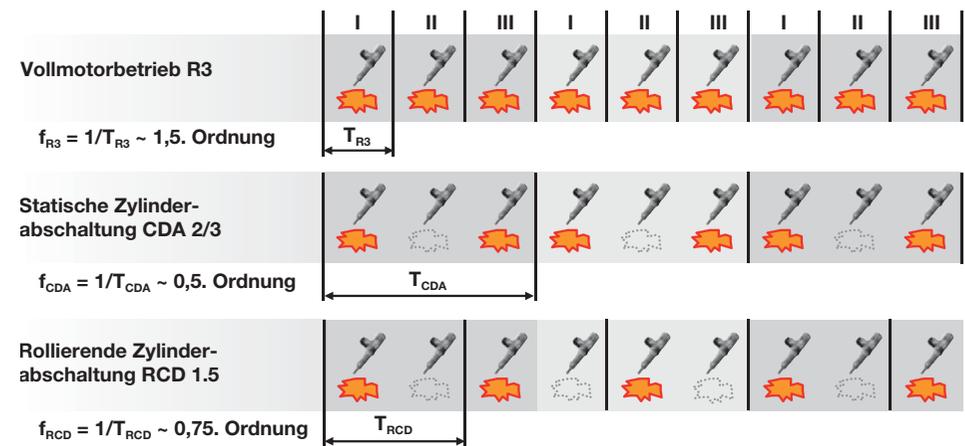


Bild 10 Prinzip der rollierenden Zylinderabschaltung „RCD 1.5“ mit 1,5 aktiven von drei Zylindern

Die Grundfrequenz der Anregungsfunktion ist 3/2 bzw. das 1,5-fache der Nockenwellendrehzahl und damit die 0,75te Ordnung der Kurbelwellendrehfrequenz (Bild 11). Es ist plausibel, dass der alternierende Betrieb von aktiven und nicht aktiven Zylindern beim Dreizylindermotor einen 1,5-Zylinderbetrieb ergibt, der beim Viertaktarbeitsprinzip eine 0,75te Grundordnung erzeugt.

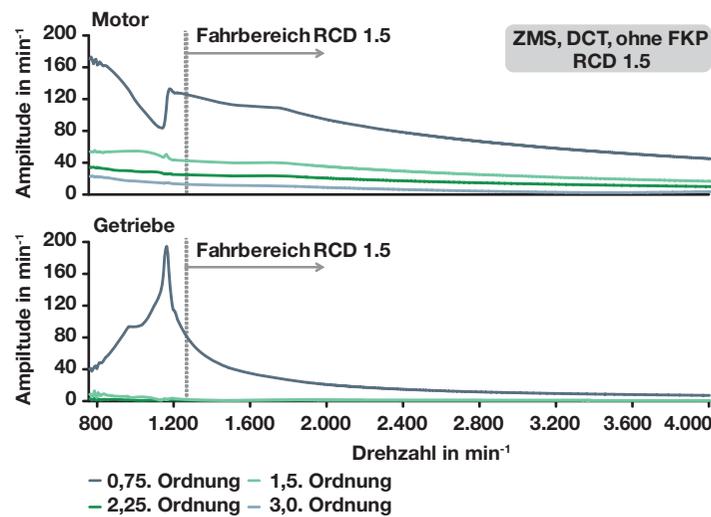


Bild 11 Ordnungsanalyse bei RCD 1.5-Betrieb mit 0,75. Grundordnung ohne Fliehkraftpendel

Die hier vorgeschlagene rollierende Zylinderabschaltung „RCD 1.5“ (Rolling Cylinder Deactivation) mit 1,5 rollierend aktiven von drei Zylindern bietet damit im Vergleich zur statischen Zylinderdeaktivierung mit zwei festen aktiven von drei Zylindern (CDA 2/3) folgende Basisvorteile:

- Grundanregungsfrequenz 0,75ter Ordnung anstelle praktisch nicht beherrschbarer niederfrequenter 0,5ter Ordnung, alle Anregungsfrequenzen liegen um 50 % höher – das Hauptziel dieser Entwicklung;
- nochmals höhere Verbrauchseinsparung durch 1,5 anstelle von zwei aktiven Zylindern.

Als Ergebnis weiterer Untersuchungen können darüber hinaus folgende zusätzliche Vorteile im Vergleich zu einer statischen Zylinderabschaltung angegeben werden:

- Kein Ölsaugen durch Unterdruck, weil jeder deaktivierte Zylinder bei der nächsten Nockenwellenumdrehung wieder aktiv befeuert ist und damit nicht über einen längeren Zeitraum hinweg Unterdruckphasen im Zylinder herrschen.

- Dadurch auch kein Auskühlen der deaktivierten Zylinder, womit eine Verringerung der thermisch bedingten Zylinderverzüge im Abschaltbetrieb erreicht wird.
- Da es bei dem RCD 1.5-Konzept keinen längerfristig deaktivierten Zylinder gibt, sind weniger Warmlaufmaßnahmen als beim Konzept der statischen Zylinderabschaltung nötig. Es kann daher bereits ab Kaltstart mit RCD 1.5-Funktionalität gefahren werden, was eine weitere Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs im Vergleich zur statischen Zylinderdeaktivierung nach sich zieht.

Optimierung der Zylinderfüllung im Abschaltbetrieb

Es stellt sich nun die Frage, wie und mit welchen Füllungen die deaktivierten Zylinder betrieben werden sollten. Bei heutigen Zylinderabschaltungen wird üblicherweise

Frischlufft im deaktivierten Zylinder eingeschlossen, verdichtet und ohne Verbrennung passiv expandiert. Grundsätzlich stehen aber auch die Varianten „Abgas im Zylinder“ oder „fast kein Gas im Zylinder“ zu belassen zur Diskussion. Ein deaktivierter Zylinder verdichtet und expandiert während einer Nockenwellenumdrehung zweimal ohne Zündung und Verbrennung, während ein aktiver Zylinder im Viertakt-Betrieb nur eine Verdichtung und Expansion hat und die zweite Hälfte einer Nockenwellenumdrehung für den Gaswechsel verwendet wird. Die aus einem deaktivierten Zylinder kommende Anregung erfolgt somit zweimal pro Nockenwellenumdrehung, die eines aktiven Zylinders nur einmal.

Werden die drei Varianten der möglichen Zylinderfüllung betrachtet, dann ergibt sich für RCD 1.5 folgendes Ergebnis:

- Variante 1, Abgas im Zylinder belassen: Hierbei treten entsprechend dem Restgasdruck vergleichsweise hohe Arbeitsdrücke auf, was nachteilig für die thermodynamischen Prozess- und

Reibungsverluste ist. Außerdem ist die Drehschwingungsanregung in der 0,75ten Ordnung aufgrund der großen anregenden Zylinderdrücke nicht akzeptabel.

- Variante 2, Frischluft im Zylinder: Nachteilig sind hierbei die Verluste aufgrund der Arbeitsdrücke. Außerdem wird hierbei die 0,75te Grundordnung immer noch anteilig durch die zusätzliche zweite „Dummy“-Verdichtung in nichtsynchrone Phasenlage zu der ausgefallenen Zündung angeregt.
- Variante 3, fast kein Gas im Zylinder: Nach dem Ausschleiben des letzten Verbrennungsgases des vorherigen Taktes bleiben die Ein- und Auslassventile geschlossen, so dass zweimal gegen Unterdruck angesaugt und anschließend unter Zurückgewinnung eines Großteils der Druckenergie verdichtet wird. Beim übernächsten Kolben-OT werden dann die Einlassventile wieder geöffnet, so dass wieder normal angesaugt, verdichtet, gezündet und gearbeitet wird.

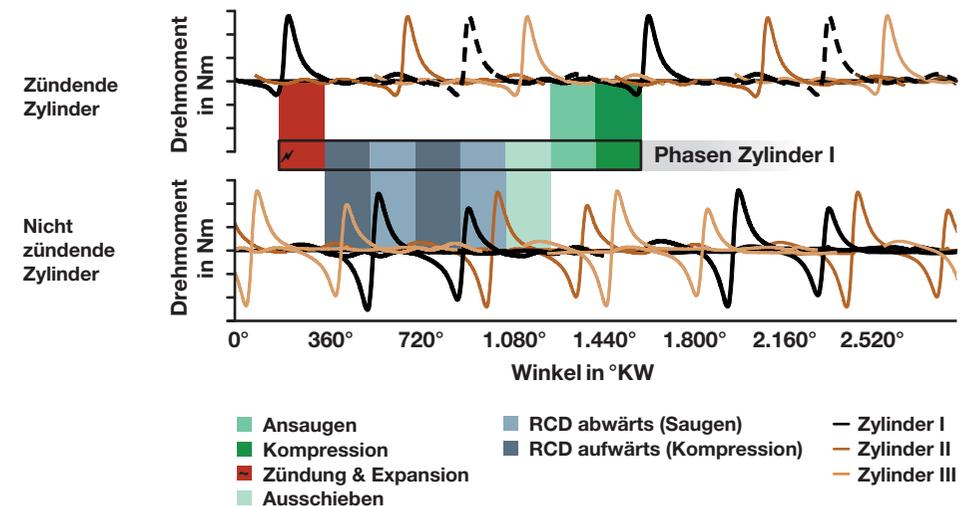


Bild 12 Entstehung hoher Wechsellmomente beim Zylinderabschaltbetrieb des Dreizylindermotors bei der Variante mit vergleichsweise hohem Abgasdruck im Zylinder

Die Simulation der Drehschwingungsanregung aufgrund der Zylinderdruckverläufe zeigt keine störende niederfrequente 0,5te Ordnung, sondern die niedrigste auftretende Ordnung ist wie erwartet die 0,75te. Die Anregungsamplitude ist kleiner als bei den ersten beiden Varianten der Zylinderfüllung und ergibt sich im Wesentlichen aus der fehlenden Zündung und zusätzlichen kleineren Anteilen aus den Dummytakten mit Ansaugen gegen Unterdruck und anschließender Rückverdichtung. Vorteilhaft ist, dass mit vergleichsweise geringen Drücken gearbeitet wird, so dass die Reibungsverluste in den deaktivierten Zylindern klein sind und somit eine große Kraftstoffverbrauchseinsparung erreicht wird. Da bei der nächsten Nockenwellenumdrehung der deaktivierte Zylinder wieder normal befeuert wird, tritt trotz der Unterdruckphasen kein Ölsaugen auf.

Umsetzung des RCD-Konzeptes für verschiedene Zylinderzahlen

Als Ergebnis bleibt festzuhalten, dass mit dem Konzept der RCD 1.5 in Verbindung mit nahezu keiner Zylinderfüllung die besten

Ergebnisse erzielt werden, sowohl bezüglich der Verbrauchseinsparung, als auch hinsichtlich der Drehschwingungsanregung. Praktisch wird hier mit einem Dreizylindermotor ein 1,5-Zylinder-Betrieb realisiert. Die Abläufe der einzelnen Takte und die darin enthaltenen RCD-Hübe sind in Bild 13 dargestellt.

Gemäß derselben Prinzipien kann ein Fünfzylindermotor als RCD 2.5 im Zylinderabschaltbetrieb effektiv als 2,5-Zylindermotor betrieben werden. Die Grundanregung erfolgt dann in einer 1,25ten Ordnung, die mittels entsprechender Dämpferkonzepte beherrschbar ist.

Auch bei Motoren mit gerader Zylinderanzahl kann die rollierende Zylinderabschaltung umgesetzt werden. Damit kann beispielsweise ein Vierzylindermotor je nach Leistungsanforderung wahlweise als RCD 1.33 oder als RCD 2.66 neben der normalen statischen Zylinderabschaltung CDA 2/4 betrieben werden. Wegen der Grundperiodendauer gemäß der Abfolge von drei der vier Zylinder bis zur periodischen Wiederholung der Folge tritt allerdings in den beiden ersten Fällen eine schwer beherrschbare 0,66te Grundordnung auf.

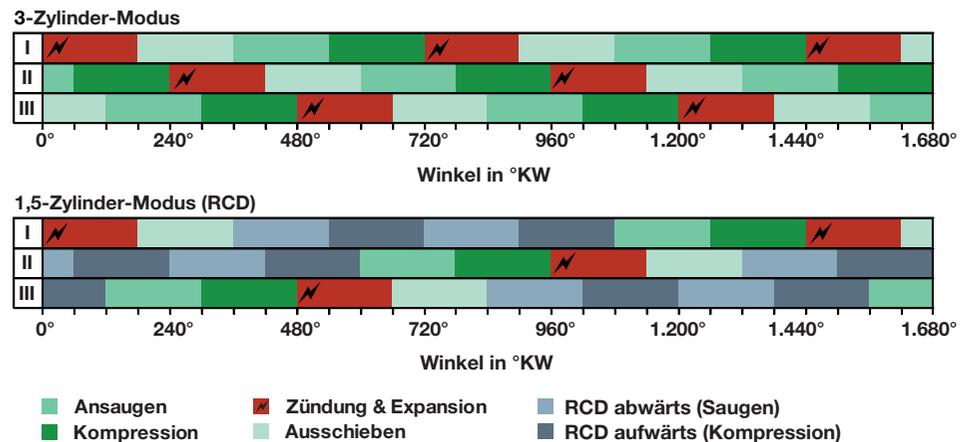


Bild 13 Vergleich der Taktabläufe im Dreizylinder-Vollmotorbetrieb und im RCD 1.5-Betrieb

Die für den RCD-Betrieb erforderliche Ventilansteuerung, das heißt die Deaktivierung von Ein- und Auslassventilen des jeweils abzuschaltenden Zylinders für eine Nockenwellenumdrehung, kann völlig variabel mit dem Schaeffler UniAir-System zur elektrohydraulischen Ventilbetätigung realisiert werden [8].

Grundsätzlich ist die Deaktivierung der Ein- und Auslassventile auch mit Umschaltmechanismen möglich [9]. Hierzu zählen schaltbare Tassenstößel, Schlepphebel und Abstützelemente, mit Einschränkungen auch das Prinzip der Nockenverschiebung. Derartige Elemente finden heute bereits Verwendung für Ventilumschaltungen und sind in der Lage, innerhalb von Teilen einer Nockenwellenumdrehung umzuschalten. Für den Einsatz mit RCD 1.5 sind diese im Hinblick auf eine wesentlich größere Schaltzyklenanzahl weiterzuentwickeln, weil hier nach jeweils einer Nockenwellenumdrehung eine Umschaltung erfolgen muss.

Torsionsschwingungsdämpferentwicklung für RCD 1.5

Die beim RCD 1.5-Betrieb in Erscheinung tretende 0,75te Grundordnung stellt hohe Ansprüche an das Torsionsdämpfersystem. Als Ergebnis der Optimierungen von ZMS und einem auf die 0,75te Ordnung ausgelegten Fliehkraftpendel zeigt Bild 14 eine konstruktive Lösung in Verbindung mit trockenlaufender Doppelkupplung. Aufgrund des Baulängenvorteils des Dreizylindermotors gegenüber den in den gleichen Fahrzeugen eingesetzten Vierzylindermotoren konnte hier eine Ausführung gewählt werden, bei der der Bogenfederdämpfer und die Fliehkraftpendelmassen axial hintereinander und damit beide auf großen wirksamen Radien angeordnet sind.

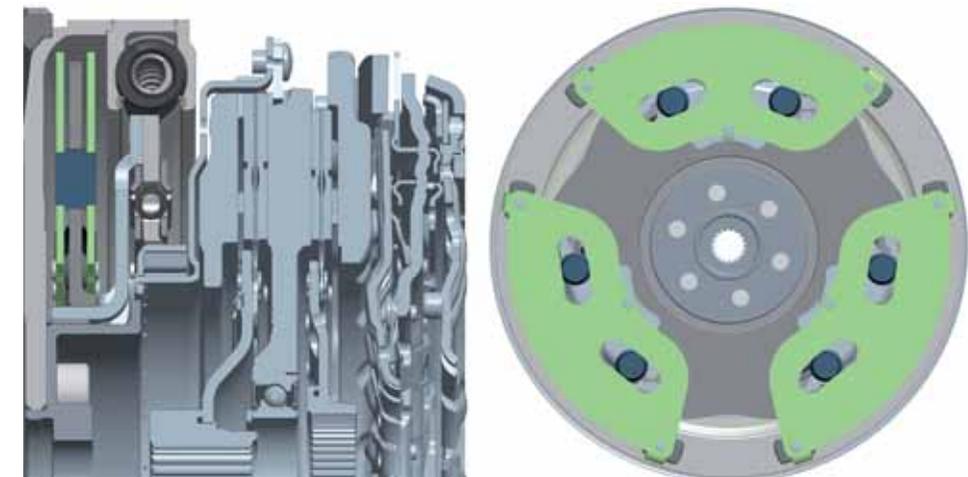


Bild 14 Konstruktion des ZMS mit Fliehkraftpendel für die 0,75te Ordnung für die rollierende Zylinderabschaltung RCD 1.5 des Dreizylindermotors

Die Ordnungsanalyse als Ergebnis der Simulation zeigt, wie die angeregte 0,75te Ordnung durch das entsprechend abgestimmte Fliehkraftpendel auf sehr niedrige Amplituden am Getriebeeingang reduziert wird (Bild 15).

Bild 16 zeigt den Vergleich des Verhaltens für den Dreizylinder-Vollmotorbetrieb unter Vollast und im Zylinderabschaltbetrieb nach dem

RCD 1.5-Prinzip bei dessen höchster Betriebslast, die mit 70 % des theoretisch maximal erzeugbaren Halbmotormomentes angesetzt ist. Es ist ersichtlich, dass im

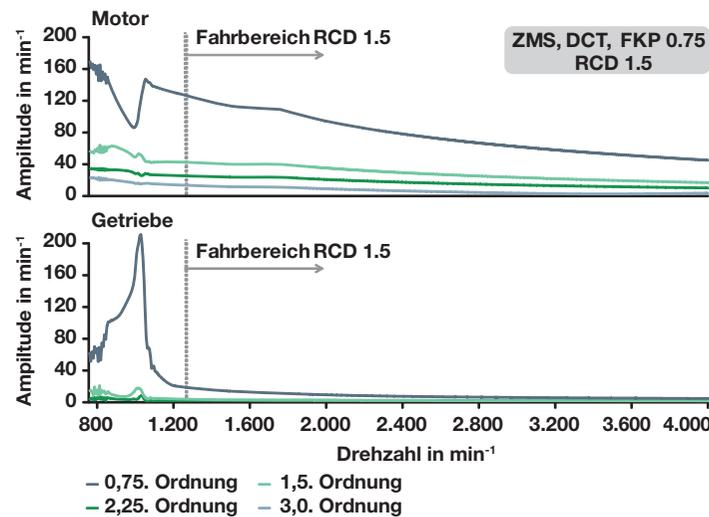


Bild 15 Ordnungsanalyse des RCD 1.5-Betriebes mit Fliehkraftpendel

RCD 1.5-Betrieb unter diesen Bedingungen am Getriebeeingang praktisch die gleiche Drehzahlamplitude wie im Vollmotorbetrieb auftritt. Mittel dazu ist das auf die hierbei auftretende 0,75te Ordnung optimierte Fliehkraftpendel mit einer Masse von insgesamt circa 1 kg.

Ergänzend wurde für ein Handschaltgetriebe, bei dem das sekundäre Massenträgheitsmoment kleiner ist als bei der trockenen Doppelkupplung mit ihrer hier praktisch doppelt genutzten thermischen Masse, ein um insgesamt circa 800 g vergrößertes Fliehkraftpendel ausgelegt (Bild 17).

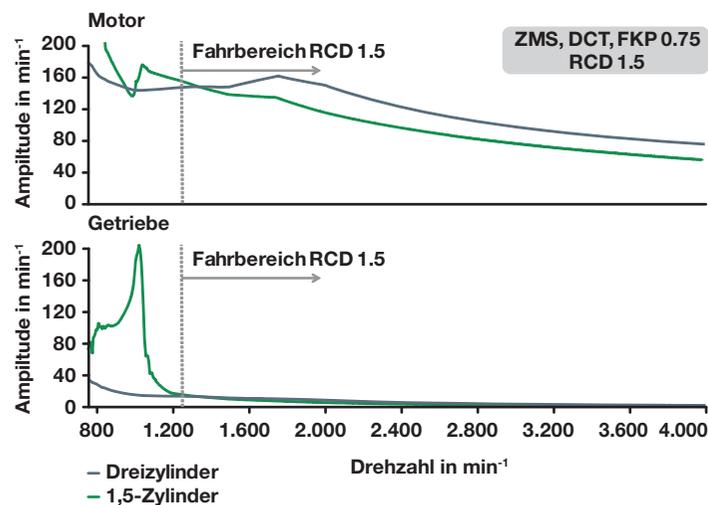


Bild 16 Vergleich der Torsionsschwingungen im Triebstrang bei Dreizylinder-Vollmotorbetrieb und bei rollierender Zylinderabschaltung im RCD 1.5-Betrieb mit trockenlaufender Doppelkupplung

Damit wurde das Ziel erreicht, einen Zylinderabschaltbetrieb beim Dreizylindermotor mit akzeptablem Drehschwingungsverhalten im Triebstrang sowohl mit trockenlaufender Doppelkupplung als auch mit Handschaltgetriebe zu ermöglichen. Beim RCD 1.5-Betrieb gelingt dies mit praktisch nur 1,5 aktiven Zylindern zur Reduzierung von Verbrauch und CO₂-Emissionen.

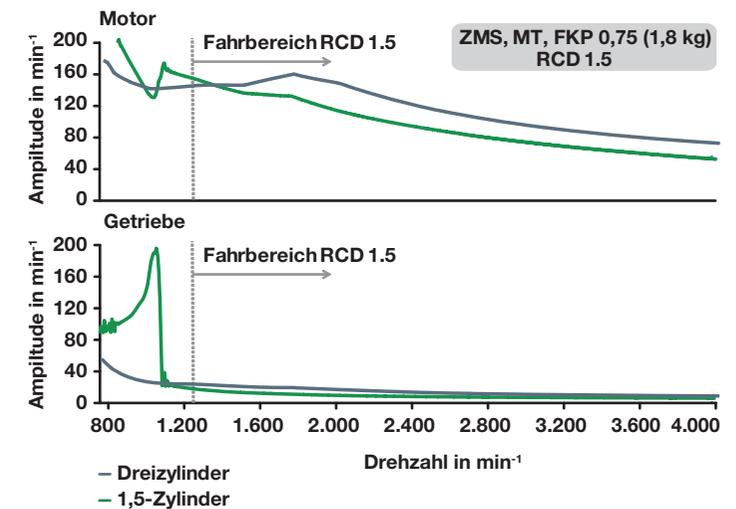


Bild 17 Vergleich der Torsionsschwingungen im Triebstrang bei Dreizylinder-Vollmotorbetrieb und bei rollierender Zylinderabschaltung im RCD 1.5-Betrieb mit Einfachkupplung für Handschaltgetriebe mit vergrößertem Fliehkraftpendel

Zusammenfassung

Dieser Beitrag zeigt Maßnahmen zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und der CO₂-Emission im Kraftfahrzeug auf, soweit sie vorrangig die Getriebeysteme betreffen:

- direkte Reibungsverminderung im Getriebe durch optimierte Lagerungen;
- schleppmomentreduzierte nass- und trockenlaufende Doppelkupplungen;
- Getriebekonzepte mit großer Spreizung der Übersetzung;
- optimierte Dämpfungstechnologie zur Realisierung von Downsizing und Hochaufladung sowie Downspeeding zur Reduzierung der Verlustleistungen im Verbrennungsmotor.

Diese Antriebrends sind mit einer Erhöhung der Drehschwingungsanregung vom Verbrennungsmotor in den Triebstrang verbunden. Abschließend wird ein neuer

Ansatz zur Realisierung einer rollierenden Zylinderabschaltung RCD 1.5 für Dreizylindermotoren zur Erreichung eines 1,5-Zylinder-Betriebes vorgestellt. Die wesentlichen Merkmale sind:

- rollierende Zylinderabschaltung, um die Grundfrequenz des Anregungsspektrums von der 0,5ten bei statischer auf die wesentlich besser beherrschbare 0,75te Ordnung bei rollierender Zylinderabschaltung anzuheben;
- optimierte Einstellung der Zylinderfüllung zur Verringerung der Anregungsamplitude.

Die daraus resultierende Drehschwingungsanregung wird mit den von Schaeffler entwickelten innovativen Dämpfungstechnologien beherrscht. Dies sind Zweimassenschwungrad mit optimierter Kennlinie, Einsatz von Fliehkraftpendeln auf der Sekundärmasse des ZMS, abgestimmt auf die hier auftretende 0,75te Haupterregungsanregung, und gegebenenfalls zusätzlich gedämpfte Kupplungsscheibe. Analog

kann ein für den Fünfzylindermotor vorteilhafter RCD 2.5-Betrieb dargestellt werden.

Dieser Ansatz ist umsetzbar für Anwendungen mit Handschaltgetriebe (MT), automatisiertem Schaltgetriebe (AMT), Doppelkupplungsgetriebe (DCT) mit trockener oder nasser Doppelkupplung und ebenfalls bei Automatgetrieben in Planetenbauweise oder CVT mit Wandler, deren Dämpfer zusätzlich mit Fliehkraftpendeln ausgestattet sind.

Literatur

- [1] Faust, H.: Requirements for Transmission Benchmarking. (FWD Automatic Transmissions). GETRAG Drivetrain Forum, 2012
- [2] Nowatschin, K.; Fleischmann, H.-P.; Gleich, T.; Franzen, P.; Hommes, G.; Faust, H.; Friedmann, O.; Wild, H.: multitronic®- Das neue Automatikgetriebe von Audi. Teil 1: ATZ 102, 2000, Nr. 7/8, S. 548-553. Teil 2: ATZ 102, 2000, Nr. 9, S. 746-753
- [3] Teubert, A.: CVT – Das Getriebekonzept mit Zukunft. 10. Schaeffler Kolloquium, 2014
- [4] Lindemann, P.: iTC – Innovative Wandlerlösungen ebnet den Weg in die Zukunft. 10. Schaeffler Kolloquium, 2014
- [5] Faust, H.; Steinberg, I.: Die neuen GETRAG PowerShift-Getriebe 6DCT450 & 6DCT470. VDI-Berichte Nr. 2029. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2008, S. 69-90. VDI-Tagung Getriebe in Fahrzeugen, 2008
- [6] Faust, H.; Rühle, G.; Herdle, L.: Optimization of Driving Fun and Reduction of CO₂ Emissions with the New GETRAG PowerShift Transmissions. 3rd International CTI Symposium Automotive Transmissions. 2009, Session A2, S. 1-20
- [7] Faust, H.; Bündler, C.; DeVincent, E.: Doppelkupplungsgetriebe mit trockener Kupplung und elektromechanischer Aktuatorik. ATZ 112, 2010, Nr. 4, S. 270-275.
- [8] Scheidt, M.: Effizienz pur - Die Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors aus Sicht eines Zulieferers. 10. Schaeffler Kolloquium, 2014
- [9] Ihlemann, A.: Zylinderabschaltung: Eine Technik mit Zukunft oder ein Fall für die Nische? 10. Schaeffler Kolloquium, 2014