

### Einführung

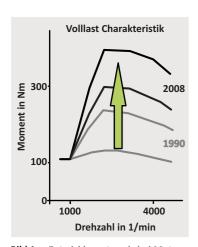
Angesichts der öffentlichen Diskussionen der letzten Monate könnte man als Konsument den Eindruck gewinnen, dass das Zeitalter der Verbrennungsmotoren bereits abgeschlossen ist und das elektrische Fahren in kurzer Zeit die herkömmlichen Aggregate verdrängen wird. Den Experten ist dagegen klar, dass dies ein Trugschluss ist. Zwar werden in den kommenden Jahren eine zunehmende Zahl von Hybridanwendungen und für den Stadtverkehr schon rein elektrische Fahrzeuge auf den Markt kommen, die Hauptlast der Mobilität wird aber weiterhin auf absehbare Zeit durch Verbrennungsmotoren getragen werden.

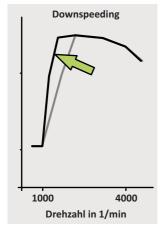
Diese Tatsache macht die Entwicklung sparsamer Motoren nicht nur zu einer Kernaufgabe aller Automobilhersteller, sondern ist für diese geradezu überlebenswichtig. Getrieben durch die verschärfte Gesetzgebung hinsichtlich CO<sub>2</sub>.Reduzierung wird dabei die Betriebspunktverschiebung beim Verbrennungsmotor im Vordergrund stehen. Diese Verschiebung kann prinzipiell sowohl durch Downsizing, d. h. durch Reduzierung des Hubvolumens respektive die Verminderung der Zylinderzahl, als auch durch Downspeeding, d. h. durch Anpassung der Übersetzungsverhältnisse in Richtung verringerter Motordrehzahlen, erreicht werden (Bild 1).

Dabei ist zu berücksichtigen, dass für einen großen Kundenkreis bei aller Sparsamkeit die Leistungsfähigkeit der Aggregate erhalten bleiben muss. Ein scheinbarer Zielkonflikt, dessen Lösung ein Automobilunternehmen mit dem Begriff "Efficient Dynamics" treffend beschrieben hat. Es wird daher in Zukunft leistungsstarke, hochaufgeladene Aggregate mit kleineren Zylinderzahlen geben, die, verglichen mit heutigen Motoren, nochmals erhöhte Torsionsschwingungen in den Antriebsstrang einleiten werden.

Bei den Motoren werden 4-Zylinder die klassischen 6-Zylinder in den Mittelklasseanwendungen verdrängen, ebenso werden heutige 4-Zylinder durch 3-Zylinder abgelöst. Solche Motoren werden, anders als der Begriff "Downsizing" impliziert, technisch höchst anspruchsvoll sein, um die Potenziale hinsichtlich Verbrauch und Fahrleistung voll auszuschöpfen. Dies gilt insbesondere bei höherwertigen Fahrzeugen, bei denen die Kunden keine Abstriche bezüglich Fahrbarkeit und Laufruhe akzeptieren werden. Folglich wird die Reduzierung der Torsionsschwingungen, in der Vergangenheit nicht immer im primären Fokus der Motorenentwickler, zu einer entscheidenden Entwicklungsaufgabe. Die meisten der heute verfügbaren Dämpfungssysteme werden dabei an ihre Grenzen stoßen, besonders wenn man die, bedingt durch die reibungsreduzierten Getriebe, nochmals verschärften Anforderungen hinsichtlich Torsionsschwingungsisolation berücksichtigt (Bild 2).

Ein weiterer Trend, der bereits jetzt erkennbar ist und sich bedingt durch das wirtschaftliche Umfeld wohl noch verstärken wird, ist der Verbraucherwunsch nach kostengünstigen, kleineren Fahrzeugen. Bei dieser Kundengruppe entscheiden primär Funktionalität und Preis beim Kauf eines Fahrzeuges. Die Komfortansprüche sind dabei oft weniger





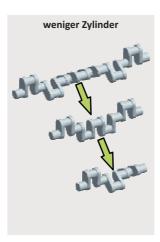


Bild 1 Entwicklungstrends bei Motoren

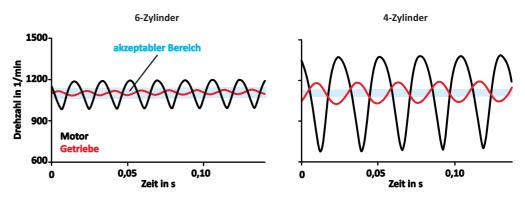


Bild 2 Steigende Anforderung an die Schwingungsisolation beim Downsizing

stark ausgeprägt. Ob auch hier letztlich 3- oder sogar 2-Zylinder die Mehrzahl der Aggregate ausmachen werden oder ob aus Kostengründen zumindest für eine Übergangszeit relativ einfach aufgebaute, kostengünstige 4-Zylinder dominieren werden, bleibt abzuwarten. Generell gilt es bei solchen Fahrzeugen bezüglich der Reduzierung von Torsionsschwingungen den richtigen Kompromiss zwischen technischer Leistungsfähigkeit und Kosten zu finden.

Im Folgenden wird auf die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Auswahl des optimalen Dämpfers eingegangen und dargestellt, welche Systeme für die unterschiedlichen Anforderungen am besten geeignet sind.

## Auslegung von Dämpfersystemen

Um Entwicklungszeiten und -risiken bei der Auslegung von Dämpfersystemen zu minimieren, erfolgt eine Optimierung idealerweise bereits in einem frühen Entwicklungsstadium durch Simulation des Systems mithilfe von eindimensionalen Schwingungsmodellen im Zeitbereich. Wie bereits im Kolloquium 2006 vorgestellt, wurden ausgezeichnete mathematische Verfahren zur Optimierung entwikkelt, die alle relevanten Betriebspunkte enthalten und durch Kopplung mit Sensitivitätsdiagrammen eine gesamthafte Bewertung erlauben [1].

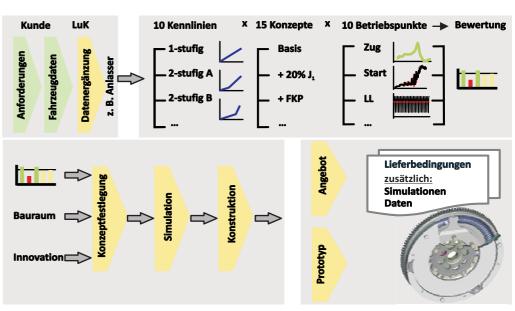


Bild 3 Simulationsvariationen zur ZMS-Auslegung

Inzwischen wurde das Verfahren weiterentwickelt und gestrafft und kann dadurch bei jeder Neuentwicklung eingesetzt werden. In der konzeptionellen Phase werden unterschiedliche Dämpfersysteme wie Bogenfedern und Innendämpfer aber auch Antriebsstrangparameter wie z. B. die Anlasserkennlinie durchsimuliert und bewertet (Bild 3). Es ergibt sich die Chance, ein schwingungsoptimiertes Gesamtantriebsstrangkonzept durch Simulation zu bewerten.

Während die Handhabung der Programme durch weitgehende Automatisierung kein wesentliches Problem darstellt, liegen oft die zur Bedatung nötigen Antriebsstrangparameter, Motorregelungsdaten und Fahrzeugsensitivitäten während der konzeptionellen Phase nicht in ausreichender Güte vor. In Einzelfällen müssen so bis zu 90 % der simulationsrelevanten Parameter geschätzt werden. Zwar hilft der über viele Jahre bei LuK aufgebaute große Erfahrungsschatz bei solchen Abschätzungen. Allerdings lassen sich insbesondere bei neuen Konzepten so nicht alle störenden Effekte vorhersehen und nötigenfalls beheben.

Ein Beispiel dafür zeigt das Bild 4. Dargestellt sind hier verschiedene, aus der Vergangenheit bekannte Anlasserkennlinien. Falls vom OEM keine Daten für diese Kennlinie vorliegen, so wird die hervorgehobene, gestrichelte Kennlinie für die Simulation verwendet. Um mit dieser konservativ ausgewähl-

ten Kennlinie einen ausreichend guten Motorstart zu gewährleisten, müsste hier eine zweistufige Dämpferkennlinie mit flacher erster Stufe gewählt werden. Für die Zugisolation günstiger wäre jedoch eine einstufige Dämpferkennlinie. Diese wäre auch umsetzbar, wenn der Anlasser eine höhere Startdrehzahl garantiert, also beispielsweise die rot gekennzeichnete Kennlinie besitzt. Folglich wird in diesem Fall eventuell Isolationspotenzial verschenkt, nur weil die tatsächliche Anlasserkennlinie bei der Simulationsrechnung nicht vorliegt und abgeschätzt werden muss.

Nur durch eine intensive Zusammenarbeit mit dem Automobilhersteller können Datenlücken geschlossen werden. Präzise Vorhersagen reduzieren Entwicklungsrisiken und teure Sekundärmaßnahmen erheblich, im Grenzfall müssen sonst sogar Fahrzeugkonzepte durch nötige Bauraumvergrößerungen verändert werden.

# **Optimiertes ZMS** mit Fliehkraftpendel

Heute werden aus den in der Einleitung dargelegten Gründen 6-Zylinder zunehmend durch hoch aufgeladene 4-Zylinder ersetzt. Das führt allein

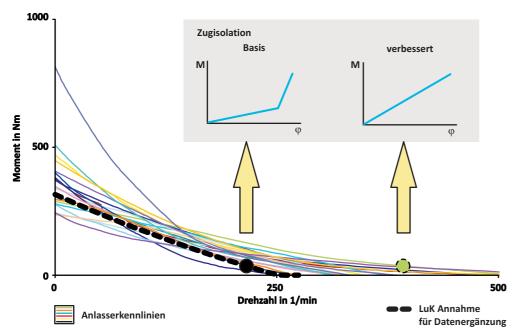


Bild 4 Einfluss der Datenqualität auf die Leistungsfähigkeit des Dämpfers

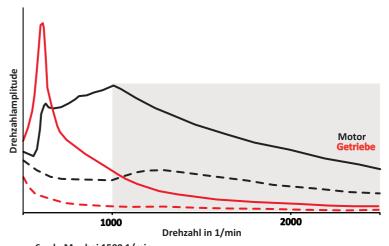
schon wegen der dadurch bedingten Verschiebung der Resonanzdrehzahl zu einem deutlichen Anstieg der Torsionsschwingungen im niederen Drehzahlbereich, dem Bereich also, in dem sich besonders sparsam fahren lässt. Zusätzlich erhöhen die weiter zunehmenden Zvlinderdrücke die Ungleichförmigkeit erheblich (Bild 5).

Da der Fahrer aber durch die hierdurch erzeugten Brumm- und Rasselgeräusche davon abgehalten wird, im

niederen Drehzahlbereich zu fahren, wird der Verbrauchsvorteil der niedertourigen Fahrweise, trotz des völlig ausreichenden Beschleunigungsvermögens, nicht ausreichend genutzt. Das Geräuschund Schwingungsverhalten wird zur Achillesferse der Motorenentwicklung. Dämpferkonzepte, die gute Isolation bereits bei niederen Drehzahlen ermöglichen, sind gefordert.

Das Zweimassenschwungrad (ZMS) ist heute das wirksamste System zur Reduzierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang, muss aber in seiner Leistungsfähigkeit verbessert werden, um diese neuen Anforderungen zu erfüllen. ZMS mit Innendämpfer ermöglichen aufgrund ihrer Reibungsfreiheit zwar im Drehzahlbereich oberhalb 1500 1/min eine gute Isolation, können aber wegen der verhältnismäßig hohen Federrate dies nicht auch im niedrigen Drehzahlbereich leisten.

Eine hervorragende Möglichkeit zur Verbesserung der ZMS-Leistungsfähigkeit stellt das Fliehkraftpendel (FKP) dar. Dabei handelt es sich um einen Tilger, also um nicht im Kraftfluss liegende Zusatzmassen, die sich, mit ihrer Resonanzfrequenz angeregt, entgegen der anregenden Schwingungen bewegen und so idealerweise zu deren Auslöschung führen. Bei einem klassischen Tilger, der über eine Feder (Stahlfeder oder Elastomer) angebunden ist, tritt dieser Effekt leider nur bei einer, nämlich der beschriebenen Resonanzfrequenz des Tilgers auf. Es entstehen zwei Resonanzstellen



- 6-zyl.; M<sub>max</sub> bei 1500 1/min - 4-zyl.; M<sub>max</sub> bei 1000 1/min

Bild 5 Vergleich der Motor- und Getriebeschwingungen beim 4- und 6-Zylinder Dieselmotor (gleiche maximale Leistung, gleicher Dämpfer)

ober- und unterhalb der Tilgerresonanzfrequenz, so dass ein klassischer Tilger für die hier beschriebenen Anwendungen untauglich ist.

Das ist beim FKP anders. Die Rückstellkraft der Tilgermasse wird hier primär durch die auf sie wirkende, dominante Fliehkraft und nicht von der vernachlässigbaren Erdanziehung bestimmt. Da aber diese Fliehkraft im Gegensatz zur konstanten Erdanziehung drehzahlabhängig ist, entsteht somit ein drehzahladaptiver Tilger, d. h. ein Tilger dessen Eigenfrequenz sich mit der Änderung der Drehzahl verschiebt. Somit ist es möglich, eine feste Ordnung der Anregung und nicht eine feste Frequenz zu tilgen. Dies macht das FKP zu einem idealen Bauteil für einen Kolbenmotor, da das Pendel auf die Haupterregerordnung abgestimmt wird und diese, zumindest theoretisch, völlig auslöschen kann. In der Praxis lässt sich das bei einer Anordnung des Tilgers an der Kurbelwelle oder am starren Schwungrad nicht erreichen. Die Motorungleichförmigkeiten sind zu groß und die Schwingwinkel und die Größe der Tilgermassen bedingt durch Bauraumrestriktionen zu klein, um diesen Effekt zu erzielen.

Wie lässt sich nun das FKP wirksam für den Antriebsstrang nutzen? Indem es mit einem ZMS kombiniert wird! Dabei wird das FKP mit der sekundären Seite des ZMS gekoppelt, also mit dem Element, bei dem die Höhe der Torsionsschwingungen bereits auf 10 % bis 20 % des Ausgangswer-

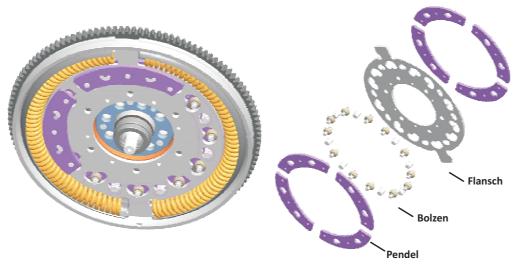


Bild 6 Aufbau FKP im ZMS

tes am Motor reduziert worden ist. Da jetzt nur noch diese Restungleichförmigkeiten kompensiert werden müssen, sind wesentlich geringere Pendelmassen und Schwingwinkel notwendig [2]. Ein FKP lässt sich so in die zur Verfügung stehende Bauräume integrieren. Dabei ist nun leicht zu erkennen, dass auch hier natürlich größerer Bauraum bessere Leistungsfähigkeit bedeutet.

Das Prinzip eines ZMS mit FKP wurde schon im LuK Kolloquium 2002 vorgestellt [3]. Die genaue Ausführungsform des ersten in Serie gebrachten FKP ist dem Bild 6 zu entnehmen. Es handelt sich um ein bifilares Pendel, also ein Pendel mit zwei Aufhängungspunkten. Die Tilgermassen pendeln über Bolzen, die sich in nierenförmigen Laufbahnen in den Pendelmassen und im ZMS Flansch bewegen. Die Tilgerordnung wird über die Gestaltung der Laufbahnen festgelegt. Die Massen verdrehen sich dabei nicht relativ zum Flansch, alle Punkte des Pendels beschreiben die gleiche Bahnkurve. Bei Konstruktion und Fertigung ist zu beachten, dass

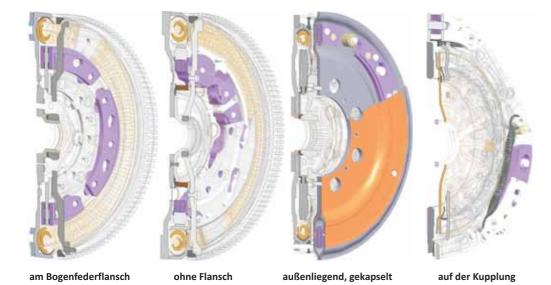


Bild 7 Varianten des FKP

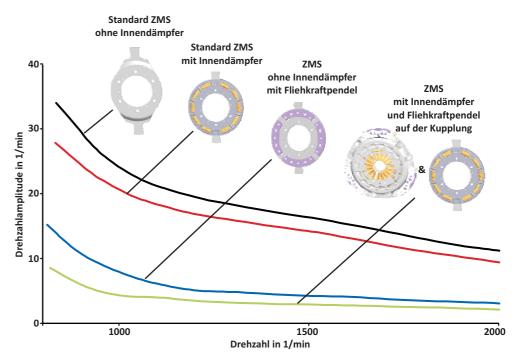


Bild 8 Leistungsfähigkeit des ZMS mit FKP

immer ein freies Schwingen des Pendels gewährleistet ist. Reibung zwischen Pendel und Träger reduziert die Isolation der Torsionsschwingungen.

Je weiter der Massenschwerpunkt des Pendels radial außen liegt, umso wirksamer ist das Pendel bei gleicher Masse. Je nach Bauraum ergeben sich dadurch unterschiedliche konstruktive Ausführungen (Bild 7).

Bei engen Bauräumen bietet sich die geschützte Unterbringung radial unter der Bogenfeder an. Steht mehr Platz zur Verfügung, ist wegen des größeren Wirkradius eine Anordnung neben dem primären Schwungrad oder auf dem Kupplungsdeckel vorzuziehen.

Bild 8 zeigt die Leistungsfähigkeit des ZMS mit FKP. In einigen Fällen konnte eine Isolation von über 99 % bezogen auf die Motorungleichförmigkeit messtechnisch im Fahrzeug nachgewiesen werden. Das entspricht einer Verbesserung von 2,5 Noten gegenüber einem ZMS ohne FKP!

Bei solch hervorragenden Ergebnissen verwundert es nicht, dass das ZMS mit FKP seit seiner Einführung von der Fachpresse sehr positiv aufgenommen wurde. Egal ob Auto, Motor & Sport, Autobild oder Autozeitung, alle loben den exzellenten Fahrkomfort der Fahrzeuge bei niedrigen Drehzahlen: "Selbst bei 1000 Touren muckt der 320de nicht – gut so".

Wie kann dieses System nun für die Zukunft weiter verbessert werden? Ein Schwerpunkt der Arbeit liegt darin, die Kosten für ein solches FKP weiter zu reduzieren, um so vermehrt Anwendungen zu erschließen. Aber auch die Leistungsfähigkeit kann weiter gesteigert werden. Neue Pendelkonzepte sind zurzeit in der Bewertung, hier zeichnet sich erneut ein großer Schritt in Richtung verbesserte Isolation ab.

Zum anderen kann und muss die Grundfunktion des ZMS, die Schwingungsisolation, optimiert werden. Der Zusammenhang wird in Bild 9 über eine Energiebetrachtung schematisch verdeutlicht. Die über der Drehzahl in etwa konstante Schwingungsenergie des Motors wird durch den Bogenfederdämpfer sekundärseitig bereits stark reduziert. Aufgabe des FKP ist es, diese verbleibende Energie zwischenzuspeichern und wieder abzugeben. Die Energie, die das FKP bei maximalem Schwingwinkel aufnehmen kann, ist aber stark drehzahlabhängig. Daher kann im unteren Drehzahlbereich die sekundärseitige Energie nur zum Teil zwischengespeichert werden. Es verbleibt eine Restenergie, die

-14%

-21%

6.3

5.4

2

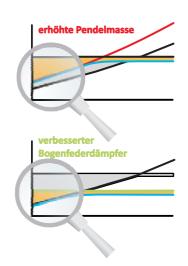
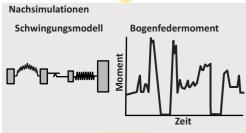


Bild 9 Verbesserung der Isolation des ZMS mit FKP durch Optimierung des Bogenfederdämpfers

insbesondere Brummgeräusche anregen kann. Sowohl eine Erhöhung der Pendelmasse als auch eine Verbesserung des Bogenfederdämpfers verringern





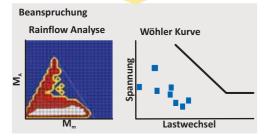


Bild 10 Beanspruchungsanalyse zur ZMS Optimierung

diese Restenergie und bewirken eine optimierte Isolation. Jede Verbesserung des Bogenfederdämpfers erleichtert also die Arbeit des FKP.

Eine Verringerung der Bogenfederreibung durch ein verbessertes Fett stellt eine solche Maßnahme

Eine weitere Möglichkeit ist die Verringerung der Federrate und die damit verbundene Reduzierung des Federgewichts durch Erhöhung der Auslegungsspannung. Hierzu ist eine genaue Kenntnis der Beanspruchung im Fahrzeug für die relevanten Fahrzyklen nötig. Durch die Kombination von Drehzahlmessungen im Fahrzeug und anschließenden Nachsimulationen der gesamten Fahrstrecke ist es möglich, mithilfe gängiger Verfahren wie Rainflow-Analyse und Miner-Regel die Gesamtbeanspruchung im Wöhlerdiagramm darzustellen. Fahrer, Fahrzeug und Fahrstreckeneinfluss können bewertet und Auslegungsrichtlinien optimiert werden (Bild 10).

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das ZMS insbesondere durch das FKP erste Wahl bleibt. Durch seine Funktion erst werden die Potenziale, die zukünftige Motoren bieten, für einen weiten Kundenkreis erschlossen. Wie groß diese Potenziale im NEFZ sind, zeigt die Verbrauchssimulation im Bild 11.

Gleiche Anregung im Getriebe vorausgesetzt, verschiebt ein ZMS, verglichen mit einem System mit starrem Schwungrad, den Fahrbereich um fünfhundert Umdrehungen auf 1300 1/min und ermöglicht so eine Kraftstoffeinsparung von 14 %. Mit einem

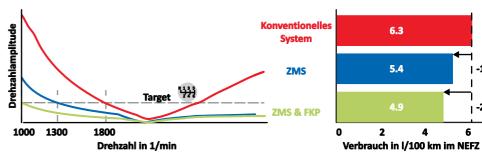


Bild 11 Kraftstoffeinsparung durch ZMS und ZMS mit FKP

ZMS mit FKP können über eine weitere Absenkung der Motordrehzahl nach der Schaltung um 300 1/min weitere 7 % Kraftstoff eingespart werden.

#### Kostengünstige **Alternativen**

Wie bereits erwähnt werden neben den hoch aufgeladenen 4-Zylinder Diesel- auch weiterhin günstig herzustellende 4-Zylinder Diesel- und Benzinmotoren mit eher konventionellen Drehmomenten zumindest übergangsweise noch eine Rolle spielen. Diese werden in Fahrzeugen eingesetzt, bei denen die Kunden verstärkt Wert auf einen günstigen Preis legen. Der Komfort spielt hier oft eine verminderte oder untergeordnete Rolle.

Die Aufgabe besteht darin, für solche Kombinationen aus Motor und Fahrzeug kostengünstige Alternativen zum ZMS anzubieten. Je nach Komfortan-

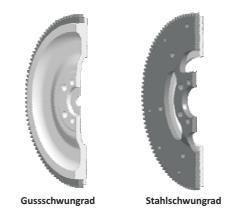


Bild 12 Gussschwungrad und Stahlschwungrad (Verbundkonstruktion)

spruch können hier verschiedene Systeme von LuK eingesetzt werden. Ein konventionelles System mit starrem Schwungrad und torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe einzusetzen, ist für zahlreiche Anwendungsfälle durchaus ausreichend. Wird statt dem üblichen Gussschwungrad dann noch ein Schwungrad aus gezogenem Stahl eingesetzt, ist ein weiterer Kostenvorteil gegeben (Bild 12).



Bild 13 Zmart Damp (ZMD)

Sollte dieses Konzept prinzipbedingt keine ausreichende Isolation bieten, kann man auf das Zmart Damp (ZMD) zurückgreifen (Bild 13). Hier werden im Vergleich zum traditionellen ZMS durch strikte Optimierung oder Wegfall einzelner Komponenten die Kosten gesenkt. Hervorzuheben ist dabei die radial weiter innen angeordnete, einstufige Bogenfeder und das sekundäre Schwungrad als Stanz-/ Umformteil. Ein solches ZMD, einsetzbar im Drehmomentbereich bis ca. 240 Nm, bietet im Vergleich zur gedämpften Kupplungsscheibe eine deutlich bessere Schwingungsisolation, erreicht aber nicht

36 Schaeffler KOLLOQUIUM 2010 Schaeffler KOLLOQUIUM 2010 37

te Kompromiss zwischen Kosten und Leistung kann eingestellt werden.

die Isolation eines ZMS. Auch die Kosten des ZMD liegen zwischen diesen beiden Bauarten.

Bedingt durch die kürzere Kennlinie des ZMD muss im Start ein ausreichendes Motormoment und eine ausreichend hohe Anlasserdrehzahl sichergestellt werden. Frühzeitige Simulationen mit gemeinsam abgesicherter Bedatung spielen demnach auch für die Auslegung dieses Konzepts eine entscheidende Rolle.

### 3- und 2-Zylindermotoren

Während in der höheren Leistungsklasse der 4-Zylindermotor mehr und mehr den 6-Zylindermotor verdrängt, ist davon auszugehen, dass in der Leistungsklasse von 70 KW bis 100 kW der 3-Zylindermotor zunehmend Einzug hält.

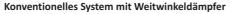
Auch diese Motoren zeigen hohe Drehmomente bei niedriger Motordrehzahl. Allerdings kommt beim 3-Zylindermotor erschwerend hinzu, dass sich durch die kleiner werdende Erregerordnung beim Einsatz eines ZMS die ZMS-Resonanz dem fahrbaren "Wunsch"-Drehzahlbereich nähert.

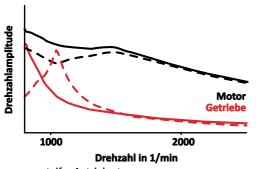
Bei der Diskussion idealer Dämpferkonzepte macht sich gerade hier der Vorteil einer gesamthaften Betrachtung der Drehschwingungsanalyse bemerkbar. So hat neben den ZMS-Parametern die Steifigkeit des Antriebsstrangs und hier insbesondere die der Seitenwellen einen erheblichen Einfluss auf die Lage der ZMS-Resonanz.

Steife Antriebswellen, wie sie tendenziell bei frontgetriebenen Fahrzeugen vorzufinden sind, schieben die ZMS-Resonanz hin zu höheren Drehzahlen. Im Umkehrschluss begünstigt eine eher weiche Auslegung des Antriebsstranges eine ZMS-Auslegung, die ZMS-Resonanz liegt dann unterhalb des Fahrbereiches (Bild 14 links).

Gleichzeitig hat die Antriebsstrangsteifigkeit auch einen großen Einfluss auf die Anregung der Eigenfrequenzen. So verschieben steifere Seitenwellen die Eigenfrequenzen zwar zu höheren Drehzahlen, gleichzeitig nimmt aber die Anregung dieser Eigenfrequenzen ab. Dies macht sich bei konventionellen Kupplungsscheiben im unteren Drehzahlbereich und in höheren Gängen vorteilhaft bemerkbar. Während sich also "weiche" Antriebsstränge vorteilhaft auf ZMS Auslegungen auswirken, sind "steife" Antriebsstränge insbesondere für konventionelle Systeme geeignet.

Lassen es die Randbedingungen (Bauraum, Steifigkeit Antriebsstrang) zu, so ist hinsichtlich der Schwingungsabkopplung im Antriebsstrang das ZMS technisch gesehen nach wie vor der geeignete Drehschwingungsdämpfer. Was die Reduzierung der Motorschwingungen und somit die Anregung der Nebenaggregate angeht, hat allerdings ein konventionelles System, wegen der größeren Drehmasse direkt am Motor, einen gewissen Vorteil. Mit einem Weitwinkeldämpfer in Kombination mit einem Antriebsstrang mit steifen Seitenwellen kann durchaus eine beachtliche Drehschwingungsreduzierung im Antriebsstrang erreicht werden, zumindest in den höheren Gängen (Bild 14 rechts).





-- steifer Antriebsstrang

Zweimassenschwungrad

weicher Antriebsstrang

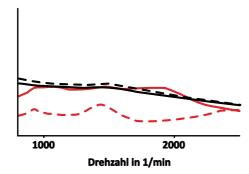


Bild 14 Auswirkung der Antriebstrangsteifigkeit auf das Dämpferkonzept beim 3-Zylindermotor

Eine weitere Option wäre ein umschaltbares ZMS mit torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe. Im unteren Drehzahlbereich würde man über ein "starr" gekoppeltes ZMS die Vorteile eines konventionellen Systems nutzen, im höheren Drehzahlbereich die Vorteile der überkritischen Abkopplung eines ZMS. Allerdings wäre eine solche Lösung sehr anspruchsvoll und teuer und wird sich in dem hier beschriebenen Fahrzeugsegment schwerlich durchsetzen.

Bei 2-Zylindermotoren kann ein ZMS, bedingt durch die im Vergleich zu den 3-Zylindermotoren nochmals kleinere Erregerordnung, ausgeschlossen werden. Die ZMS Resonanz würde hier immer im Fahrbereich liegen. Auch aus Kostengründen werden bei diesen Motoren ausschließlich Lösungen mit starrem Schwungrad und gedämpfter Kupplungsscheibe zum Einsatz kommen.

## Zusammenfassung

Wie lässt sich nun die anfangs gestellte Frage beantworten? Sind Lösungen für zukünftige Motoren in Sicht?

Im Bereich höchster Komfortansprüche wird das ZMS mit FKP bald eine Standardlösung sein. Weitere Innovationen im Bereich Tilger werden mittelfristig eine noch bessere Isolation ermöglichen.

Sind kostenreduzierte Lösungen verlangt, so stehen verschiedene Möglichkeiten zur Auswahl. Ob konventioneller Kupplungsscheibendämpfer, Weitwinkeldämpfer oder ZMD – der jeweils gewünscheingestellt werden.

Für 3-Zylindermotoren ist das optimale Dämpfungssystem abhängig von der Antriebsstrangsteifigkeit auszuwählen. Sowohl ZMS als auch Weitwinkeldämpfer in der Kupplungsscheibe können

zum Einsatz kommen. Bei 2-Zylindermotoren wer-

den ausschließlich konventionelle Lösungen ver-

Bei allen Anwendungen ist es von höchster Wichtigkeit frühzeitig in der Entwicklungsphase mit Antriebsstrangsimulationen die verschiedenen Optionen zu bewerten und schließlich die beste auszuwählen. Auch gilt es, den Bauraumbedarf des Systems zu ermitteln und bei zukünftigen Fahrzeugen vorzuhalten. Um hier sicher die beste Lösung zu finden, bedarf es einer engen Zusammenarbeit zwischen Automobilhersteller und Lieferant in die-

#### Literatur

ser frühen Entwicklungsphase.

wendet werden.

- [1] Fidlin, A.; Seebacher, R.: Simulationstechnik am Beispiel des ZMS. 8. LuK Kolloquium, 2006
- [2] Reik, W.; Fidlin, A.; Seebacher, R.: Gute Schwingungen – Böse Schwingungen, VDI Fachtagung Schwingungen in Antrieben, 2009
- [3] Kooy, A.; Gillmann, A.; Jäckel, J.; Bosse, M.: ZMS – nichts Neues? 7. LuK Kolloquium, 2002

Schaeffler KOLLOQUIUM 2010 Schaeffler KOLLOQUIUM 2010 39