

Die Kupplung - das Herz des Doppelkupplungsgetriebes

The Clutch - the heart of the double clutch gearbox

Dr.-Ing. **W. Reik**, Bühl, **O. Friedmann**, Bühl, **I. Agner**, Bühl

Dr.-Ing. **O. Werner**, Bühl

Kurzfassung

Ein Vergleich von Doppelkupplungssystemen mit trockenen und nassen Kupplungen zeigt die jeweiligen Schwächen der Systeme auf. Bei Trockenkupplungen ist es die begrenzte thermische Belastbarkeit und bei Nasskupplungen der hauptsächlich durch die Ölpumpe reduzierte Wirkungsgrad und die höheren Kosten. Eine mit elektromotorischer Aktorik betätigte Nasskupplung, die zur Kühlung mit einer sauggeregelten Niederdruckumförderpumpe auskommt, vermeidet die hydraulischen Verluste weitgehend und garantiert die Kühlungsfunktion der Kupplung.

Leistungsfähigere Motoren und wirkungsgradoptimierte Antriebsstränge lassen die Fahrzeuge rassel- und brummempfindlicher werden. Der Schwingungsisolierung kommt deshalb eine immer größere Bedeutung zu. Beschrieben werden die grundsätzlichen Anordnungen mit Zweimassenschwungrad (ZMS) oder mit Torsionsdämpfern in den Kupplungsscheiben, wobei in beiden Fällen durch Mikroschlupf in der Kupplung die Isolation weiter verbessert werden kann.

Trockene und nasse Kupplungen neigen gelegentlich zum Rupfen. Es wird gezeigt, wie wirkungsvoll das Rupfen durch eine Antirupfregelung unterdrückt und damit der Komfort von Anfahrkupplungen erhöht werden kann. Bei Nasskupplungen werden dadurch auch verlängerte Ölwechselintervalle möglich.

Abstract

A comparison of double clutch systems with wet and dry clutches demonstrates the respective weaknesses of each system. On dry clutches, it is the limited thermal load capacity. On wet clutches, it is the reduced efficiency, caused mainly by the oil pump, together with the higher costs. A wet clutch controlled by an electro-mechanical actuator, which uses a suction controlled low-pressure circulation pump for cooling, largely avoids hydraulic losses and guarantees the clutch cooling function.

Powerful engines and transmission systems optimised for greater efficiency make vehicles more susceptible to rattle and boom. Vibration isolation therefore assumes even greater importance. General layouts with a dual mass flywheel (DMFW) or discs with torsion dampers will be described later. In both cases, isolation can be further improved by micro slip in the clutch.

Wet and dry clutches occasionally have a tendency to judder. It will therefore be demonstrated how effectively judder can be suppressed by an anti-judder control, thereby increasing the comfort of launch clutches. On wet clutches, this can even result in prolonged oil change intervals.

1. Einleitung

Während es über Jahrzehnte im Wesentlichen nur die zwei Getriebetypen Stirnradhandschaltgetriebe und Automatikgetriebe mit Planetenradsätzen gab, die sich lediglich noch durch die Anzahl der Gangstufen unterschieden, ist in den letzten Jahren Bewegung in die Getriebewelt gekommen. Vor allem die verstärkten Forderungen nach Verbrauchs- und Emissionsreduzierung sowie die Steigerung des Komforts ließ die Getriebeentwickler nach neuen Wegen suchen. Die Wunschvorstellung lässt sich vereinfacht so zusammenfassen: Komfort eines Automatikgetriebes mit dem Wirkungsgrad eines Stirnradhandschaltgetriebes.

Die Jagd nach den besten Wirkungsgraden hat dabei nicht nur das Ziel, Kraftstoff zu sparen und die Emissionen, allen voran den CO₂-Ausstoß zu reduzieren, um die Selbstverpflichtung der Automobilindustrie zu erfüllen. Auch die Fahrleistungen, insbesondere die Beschleunigung und die Agilität des Fahrzeugs können verbessert werden. Dieser doppelte Vorteil ist die Triebfeder vieler Aktivitäten auf diesem Gebiet.

2. Vergleich von Doppelkupplungsgetrieben mit nasser und trockener Kupplung

In der Literatur wurden in der jüngsten Vergangenheit von verschiedenen Autoren Vergleiche von trockenen und nassen Kupplungen durchgeführt [1-10]. Im Wesentlichen lassen sich die Ansichten, wie in Tabelle 1 gezeigt, zusammenfassen.

Tabelle 1: Vergleich von trockenen und nassen Doppelkupplungssystemen mit Wunschvorstellungen für das ideale System

Table 1: Comparison of dry and wet double clutch systems with suggestions for the ideal system

	Nasskupplung mit hydraulischer Steuerung	Trockenkupplung	Wunschvorstellung für ideales System
Verbrauch	-	+	Aktorik mit E-Motor
Kosten	-	+	keine Hydraulik und Ölpumpe
Regelbarkeit, Schaltqualität	+	+	
Dauerhaft hohe Energieeinträge	+	-	ölgekühlte Kupplung
Lebensdauer	+	0	ölgekühlte Kupplung
Bauraum, Gewicht, Massenträgheitsmoment	+	0	Nasskupplung
Erweiterbarkeit zu Start/Stop und Hybrid	0	+	Aktorik mit E-Motor

Die trockenen Doppelkupplungssysteme sind bezüglich Wirkungsgrad und Verbrauch den nassen überlegen. Alle Veröffentlichungen bestätigen der trockenen Doppelkupplung auch Kostenvorteile, die deshalb schon so wichtig sind, weil die herkömmlichen Automaten hier deutliche Ziele vorgeben. Dagegen ist eine ölgekühlte Nasskupplung robuster in Fahrsituationen mit länger andauernden und höheren thermischen Energieeinträgen. Bei Trockenkupplungen muss dies durch entsprechende Maßnahmen wie einer kurzen 1. Gangübersetzung und elektrischen Parkbremse beim Hillhold mit voller Beladung kompensiert werden. Auch das Verschleißverhalten der Beläge und damit die Kupplungslebensdauer spricht für nasse Kupplungen. Allerdings ist hier auch zu beachten, dass bei Nasskupplungen die Beläge zwar nicht verschleifen, dafür aber das Öl stark beansprucht wird und Ölwechsel notwendig werden, um das Rupfen bzw. Getriebeverschleiß zu vermeiden. Dazu gibt es in diesem Vortrag Lösungsvorschläge.

Bei Bauraum, Gewicht und Massenträgheitsmoment hat die nasse Kupplung Vorteile. Die Installation einer Start/Stop-Funktionalität oder ein Hybridgetriebe erfordern eine Aktorik, die auch bei Stillstand des Verbrennungsmotors die Kupplungen und die Gänge betätigen

kann. Auch eine weitere Absenkung der Leerlaufdrehzahl sollte möglich sein, ohne eine geänderte Aktorik zu fordern. Eine hydraulische Steuerung mit einer vom Verbrennungsmotor angetriebenen Pumpe kann diese Anforderungen nicht ohne Zusatzmaßnahmen erfüllen. Da solche Systeme aufgrund der verschärften Abgas- und Verbrauchsforderungen und wegen der Selbstverpflichtung zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes eine wichtige Rolle spielen werden, ist dieser Aspekt den Autoren besonders wichtig.

Alles in allem kann deshalb keine der bis heute diskutierten Doppelkupplungssysteme alle Anforderungen und Anwendungsfälle voll abdecken. Deshalb wäre es wünschenswert, die positiven Eigenschaften beider Konzepte miteinander zu verbinden.

Ein solches System könnte folgendermaßen aussehen (Tabelle 1):

Verbrauch, Kosten und Hybridfähigkeit verlangen nach einer bedarfsabhängigen, vom Verbrennungsmotor unabhängigen Energiequelle für die Betätigung von Getriebe und Kupplung. Eine elektromotorische Aktorik ist dafür sehr gut geeignet. Dauerhaltbarkeit und hohe Energieeinträge in die Kupplung erfordern eine ölgekühlte Nasskupplung.

3. Kombinationsmöglichkeiten von Kupplungssystemen, Aktoren und Schaltbetätigungen

Eine nähere Betrachtung zeigt, dass es nicht nur die bis jetzt diskutierten beiden Basisvarianten trockene und nasse Doppelkupplungen gibt.

Auf der Suche nach neuen, vorteilhaften Lösungen wurden für jede Teilfunktion die dafür bekannten Realisierungsmöglichkeiten aufgelistet. Tabelle 2a zeigt diese grobe Auswahl, zunächst ohne Wertung oder Sortierreihenfolge.

In Tabelle 2b sind die Komponenten dargestellt, die LuK für ein zur Serienreife entwickeltes trockenes Doppelkupplungssystem ausgewählt hat. Unschwer lassen sich weitere Kombinationsmöglichkeiten erkennen.

Tabelle 2c zeigt eine heute in Serie produzierte Nasskupplungslösung.

Bei der Suche nach einer bezüglich Kosten, Verbrauch, Lebensdauer und Energieeintrag günstigen Lösung erweist sich die in Tabelle 2d gezeigte Kombination als vielversprechend. Die wesentlichen Merkmale sind eine elektromotorische Aktorik in Verbindung mit einer ölgekühlten Nassdoppelkupplung, deren Ölkühlung über eine energiesparende Niederdruckölpumpe erfolgt.

Tabelle 2:
Variationsmöglichkeiten von Kupplung, Dämpfer und Aktorik für
Doppelkupplungsgetriebe

Table 2:
Possible variations of clutch, damper and actuation for double clutch gearbox

Tabelle 2a		Tabelle 2b		Tabelle 2c		Tabelle 2d	
Variationsmöglichkeiten von Kupplung, Dämpfer und Aktorik für Doppelkupplungsgetriebe		Doppelkupplungsgetriebe mit trockener Doppelkupplung	Doppelkupplungsgetriebe mit konv. Nasskupplung hydr. betätigt	Doppelkupplungsgetriebe mit nasser Kupplung elektromotorisch betätigt			
Kupplung & Dämpfer	Kupplung	trocken	nass	trocken	nass	nass	
	Dämpfer	ZMS	ZMS schaltbar	Scheibendämpfer	ZMS	ZMS	
	Kühlung	Konvektion	Zusatzkühler	Konvektion	Zusatzkühler	Zusatzkühler	
	Antrieb Kühlkreislauf	Niederdruckpumpe			Hochdruckpumpe	Niederdruckpumpe	
Kupplungsaktor	Antrieb	E-Motor direkt	elektrohydr. Powerpack	E-Motor direkt	direkt getriebene Hochdruckpumpe	E-Motor direkt	
	Übertragungsstrecke	mechanisch	hydrostatisch	hydrostatisch	hydrodynamisch	mechanisch	
	Einrücken	Einrücklager	rotierende Kolben	Einrücklager	rotierende Kolben	Einrücklager	
Getriebeaktor	Antrieb	E-Motor direkt	elektrohydr. Powerpack	E-Motor direkt	direkt getriebene Hochdruckpumpe	E-Motor direkt	
	Übertragungsstrecke	mechanisch	hydraulisch	mechanisch	hydraulisch	mechanisch	
	Abtrieb	Active Interlock	Schaltwalzen	Active Interlock	direkt auf Schaltschienen	Active Interlock	

4. Nasskupplung mit Niederdruckölpumpe

Eine mit elektromotorischen Aktoren betätigbare Nasskupplung wird sich, zumindest von der Betätigung her gesehen, möglichst an bestehenden Trockenkupplungssystemen orientieren. Bild 1 zeigt eine trockene Doppelkupplung. Aus Sicherheitsgründen sollen die Kupplungen aktiv geschlossen werden und im Fehlerfall selbsttätig öffnen.

Für die weitere Diskussion verwenden wir jetzt einen Einrücker, der die beiden Kupplungen jeweils durch 3 kleine, am Umfang verteilte Hydraulikkolben und über ein zugehöriges Einrücklager betätigt. In dem nachfolgenden Beitrag [11] wird eine elegantere und kostengünstigere Lösung vorgestellt.

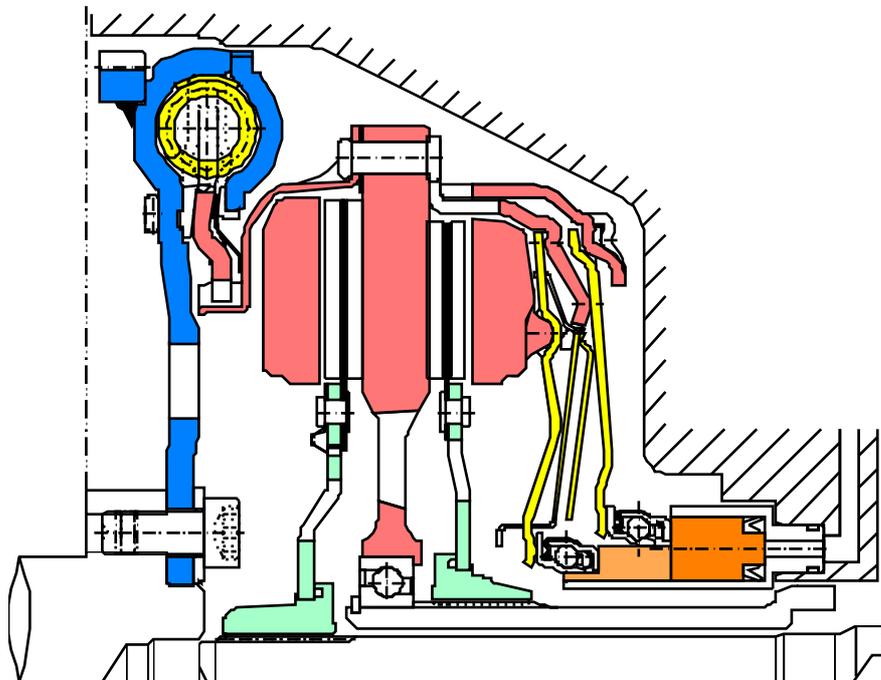


Bild 1: Trockene Doppelkupplung

Fig. 1: Dry double clutch

Bild 2 zeigt eine Nasskupplung mit gleicher Betätigung. Sowohl die äußere als auch die innere Kupplung wird über eine Hebeltellerfeder und ein Einrücklager von den Hydraulikkolben betätigt.

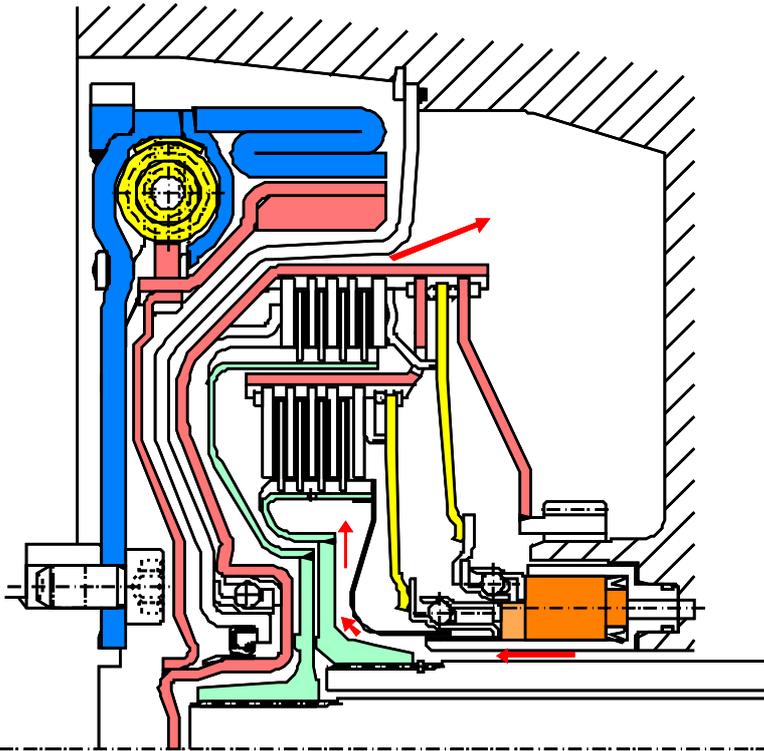


Bild 2: Nasse Doppelkupplung mit Betätigung über Einrücklager

Fig. 2: Wet double clutch actuated by bearings

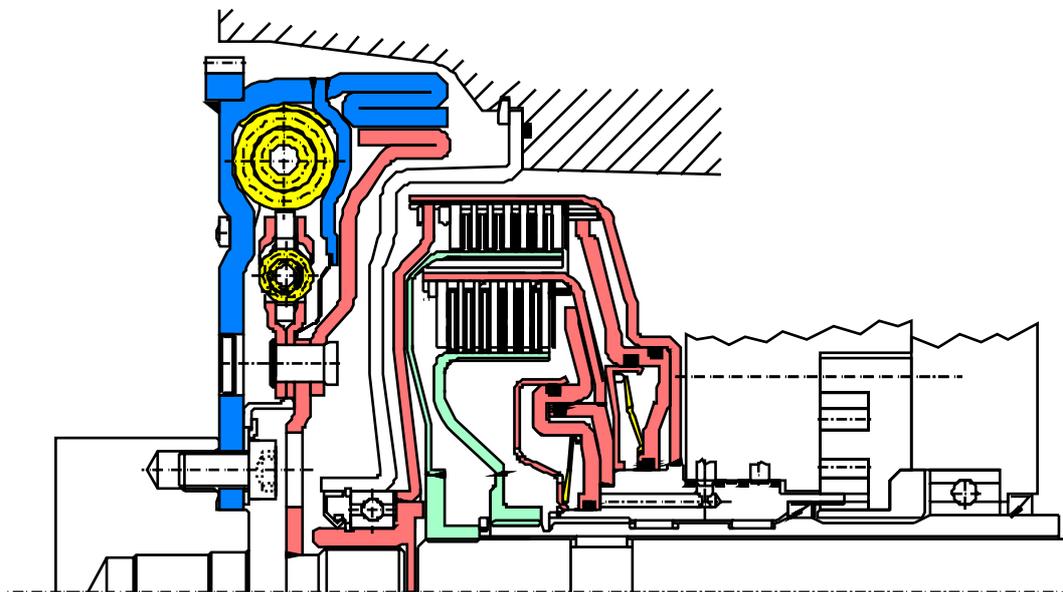


Bild 3: Konventioneller Aufbau einer Nasskupplung mit rotierenden Kolben und den dafür erforderlichen Drehdurchführungen für das Hydrauliköl

Fig. 3: Conventional design of a wet clutch with rotating pistons and the required dynamic seals for the hydraulic oil

Im Vergleich zu einem konventionellen Nasskupplungssystem (Bild 3) fällt zunächst folgendes auf: Es sind keine mit der Kupplung rotierenden Kolben mehr vorhanden, damit entfallen die leckagebehafteten hydraulischen Drehdurchführungen, die jetzt durch die mechanischen Dreheinführungen, die Einrücklager ersetzt werden. Das Kühlöl wird zwischen der Hohlwelle und dem Einrücker zugeführt und durchläuft die Belaglamellen in bekannter Weise. Vorteilhafterweise wird die Kühllölpumpe direkt von der Kupplung über eine Zahnradstufe angetrieben (Bild 4). Die dadurch mögliche Anordnung der Pumpe zwischen den Lagerungen der Getriebewellen erfordert keinen zusätzlichen axialen Bauraum.

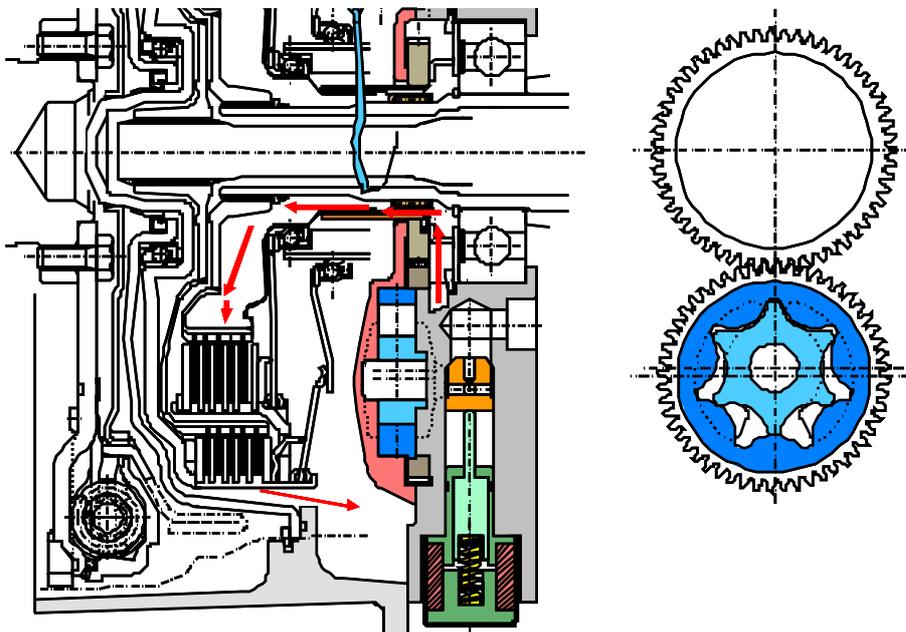


Bild 4: Kühlsystem für Nasskupplungen

Fig. 4: Cooling system for wet clutches

Diese Kühllölpumpe saugt das Öl über ein Saugregelventil aus dem Sumpf an und fördert die für die Kühlung erforderliche Ölmenge von bis zu 30 l/min bei ca. 3 bar Gegendruck über den Ölkühler zur Kupplung (Bild 5 und 6). In den Phasen, in denen eine Kühlung nicht notwendig ist, wird die Pumpe saugeregelt. Das Drosselventil gibt dabei nur einen kleinen Querschnitt frei. In diesem Zustand sind die Gegendrücke deutlich kleiner als 1 bar und eine Saugregelung geräuschlich kein Problem. Damit ist dies eine äußerst energiesparende Betriebsweise, weil nur die geringen Reibungsverluste der Pumpe zu überwinden sind und die Druckverluste bei der Umförderung größerer Ölmengen entfallen.

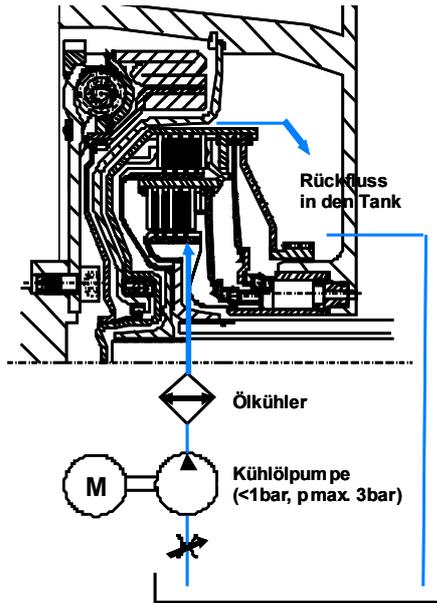


Bild 5: Hydraulikschaltbild für Kühlsystem

Fig. 5: Hydraulic schematic for cooling system

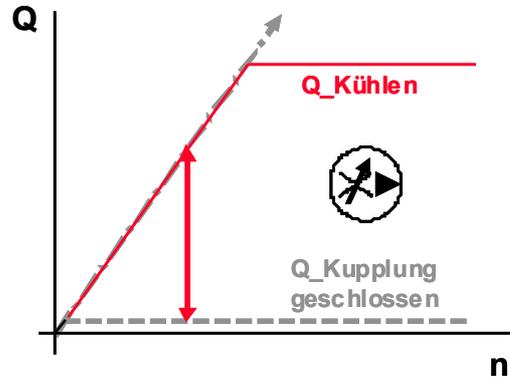


Bild 6: Kennlinie der Kühlölpumpe

Fig. 6: Characteristic of the cooling oil pump

Theoretische Abschätzungen und Messungen zeigen, dass die Pumpenverlustleistungen in den Kraftstoffverbrauchszyklen bei Anwendung dieses Kühlungskonzeptes nur etwa 30 % der Aufnahmeleistung der Hochdruckpumpen konventioneller Nasskupplungssysteme betragen. Im Punkt der max. Motorleistung entstehen in diesem Vergleich nur Pumpenverlustleistungen von ca. 25 % im Vergleich zu einer konventionellen hydraulischen Steuerung. Dies ist insbesondere für die erreichbare max. Geschwindigkeit, der max. Beschleunigung und auch für die Auslegung des Ölkühlers interessant.

5. Weitere Optimierungen

Zunächst wird in einem weiteren Schritt das Zweimassenschwungrad in die Nasskupplung integriert (Bild 7). Dabei ergeben sich kleinere Vorteile, weil die Federn des ZMS relativ gut außerhalb der Lamellen anzuordnen sind und damit dessen Lagerschalen über das Kühlöl geschmiert werden können. Falls der Verbrennungsmotor und die Abstimmung des ZMS Zusatzmassen erfordern, sind diese selbstverständlich nach wie vor an der primären und sekundären Schwungradmasse anzubringen.

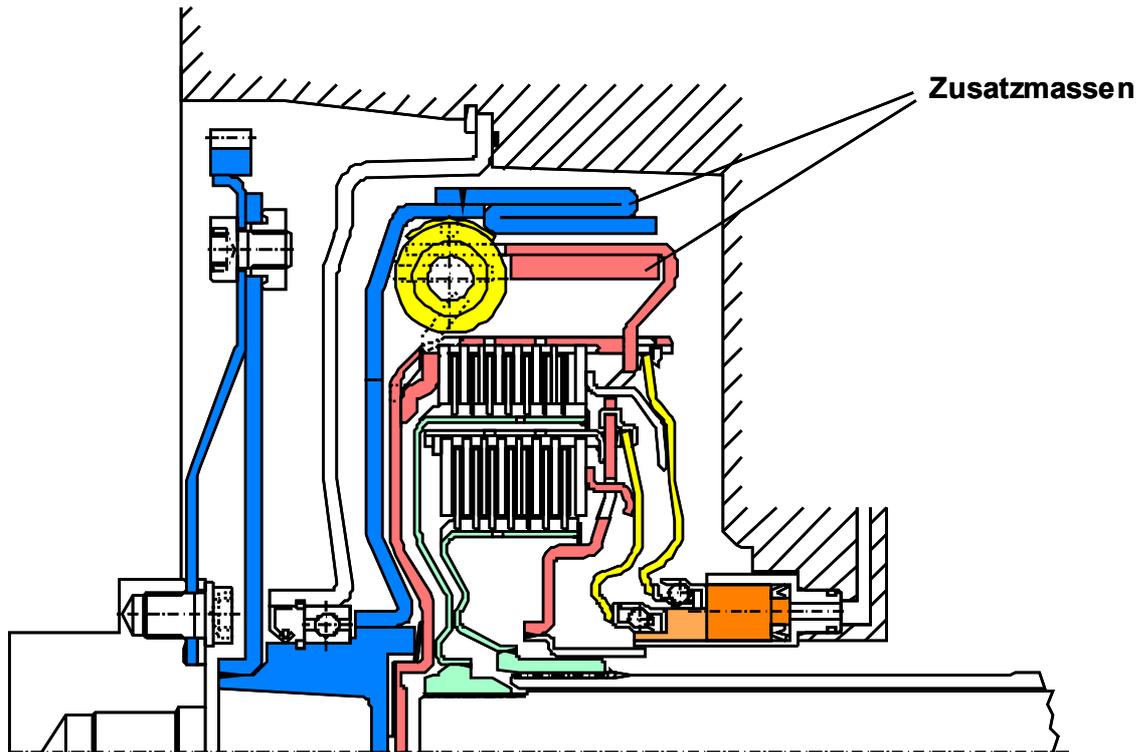


Bild 7: Zw eimassenschw ungrad im Nassraum der Doppelkupplung

Fig. 7: Wet installation of dual mass flywheel

Auch die Trennung von Nass- und Trockenraum bleibt erhalten, da der Anlasserzahnkranz nicht in den Ölraum integriert werden kann.

Eine sehr viel weitergehende Änderung mit völlig neuen Chancen ergibt sich, wenn man den gesamten Nassraum rotieren lässt (Bild 8). Jetzt entsteht ein mit einem Drehmomentwandler vergleichbarer Aufbau. Der Anlasserzahnkranz wird direkt am rotierenden Gehäuse oder an der Flexplate befestigt, so wie es bei den Wandlerautomaten Stand der Technik ist. Eine interessante Lösung, die jetzt eine neue Herausforderung mit sich bringt. Denn im Gegensatz zum Wandler darf die Nasskupplung nicht mit Öl voll laufen. Nach außen in den Trockenraum abzuspritzen ist nicht möglich. Deshalb muss das Öl herausgefördert werden. Dafür wird ein feststehendes Schöpfrohr vorgesehen, welches das durch die Kupplung gelaufene Öl quasi wie ein Hobel abschöpft und in den Sumpf zurückfördert.

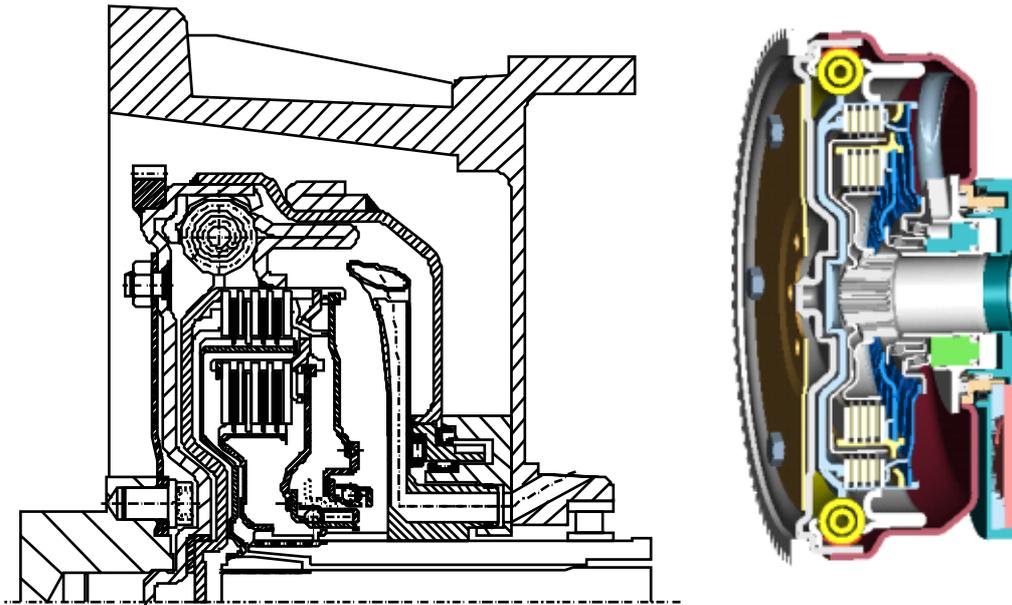


Bild 8: Doppelkupplung im rotierenden Nassraum

Fig. 8: Double clutch in rotating housing

Versuche zeigen, dass damit Ölmengen zurückgepumpt werden können, die in allen Temperaturbereichen größer sind als die für die Kupplungskühlung erforderlichen Volumenströme (Bild 9).

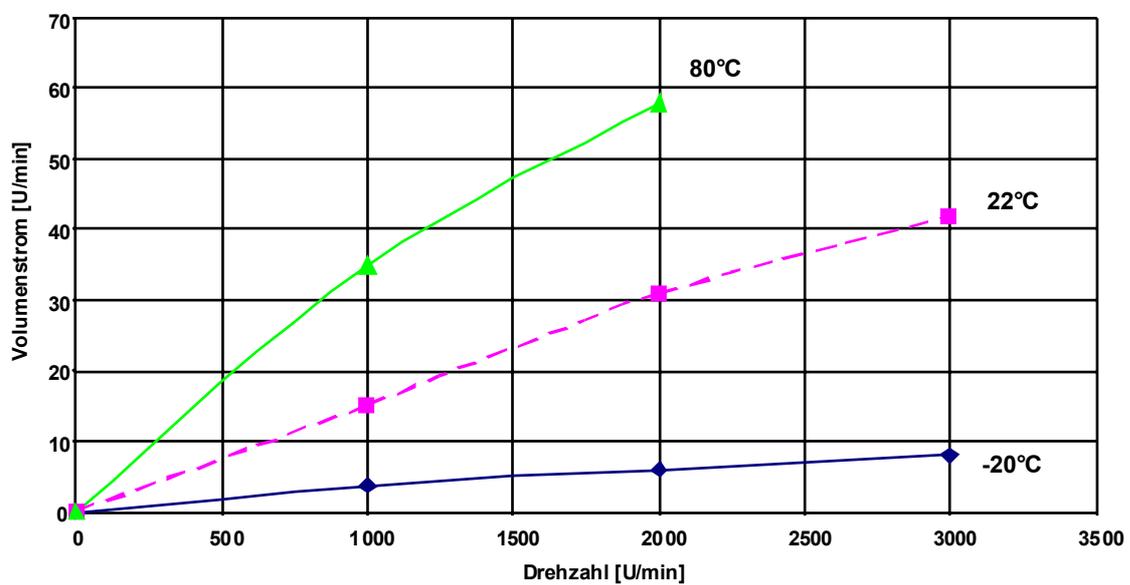


Bild 9: Vom Schöpfrohr abgepumpte Ölvolmenströme als Funktion der Drehzahl bei verschiedenen Öltemperaturen

Fig. 9: Oil flow rate delivered by suction pipe as a function of speed and different oil temperatures

Die ausgezeichnete Pumpleistung des Schöpfrohrs legt es nahe, damit auch das Öl durch den Ölkühler zu pumpen. Bei Umsetzung einer entsprechenden Schaltlogik kann dann die eigentliche Ölpumpe entfallen, da diese Funktion auch durch das Schöpfrohr mit abgedeckt wird.

6. Modulares Konzept

Eine elektromotorische Aktorik, die für zukünftige Start/Stopp-Systeme geeignet ist, ermöglicht weitere Optionen. Da die Betätigung einer Nass- und einer Trockenkupplung mit ähnlicher Aktorik erfolgt, kann in Zukunft ein Basisgetriebe sowohl mit trockener als auch mit nasser Kupplung ausgestattet werden. Das Basisgetriebe benötigt keine Drehdurchführungen für die rotierenden Betätigungskolben und wird lediglich den für die beiden Kupplungsarten gleichen Einrückmechanismus beinhalten.

Für die Nasskupplung ist zusätzlich eine in die Kupplungsglocke integrierte Niederdruckkühlölpumpe erforderlich, die bei der trockenen Kupplung entfallen kann. Die Ölzuführung erfolgt, wie in Bild 4 und 5 bereits gezeigt, über den Ölkühler und das Einrücksystem. Die erforderlichen Getriebeänderungen zwischen trockenen und nassen Doppelkupplungen betreffen also lediglich die Kupplungsglocke, wobei bei der Trockenkupplung folgende Komponenten entfallen: Ölkühler mit Öl- bzw. Kühlwasserleitungen, Ölpumpe, Saugregelventil, interne Kanalführung und Trennwand zwischen Trocken- und Nassraum.

Dieses modulare Konzept (Bild 10) ermöglicht damit neue Chancen, um die Kosten für Doppelkupplungsgetriebe zu reduzieren. Zum Beispiel könnte für die unkritischen Fahrzeugvarianten eine kostengünstige Trockenkupplung verwendet werden, während für kritische Anwendungen wie zum Beispiel Dieselmotoren mit hohen Momenten und hohen Ungleichförmigkeiten die aufwendigere Nasskupplung verwendet werden kann. Der Wirkungsgradunterschied wäre dabei nicht einmal so sehr groß, weil eine Niederdruckpumpe für die Ölkühlung nur ca. ein Drittel des Energiebedarfes einer konventionellen Hochdruckpumpe hat.

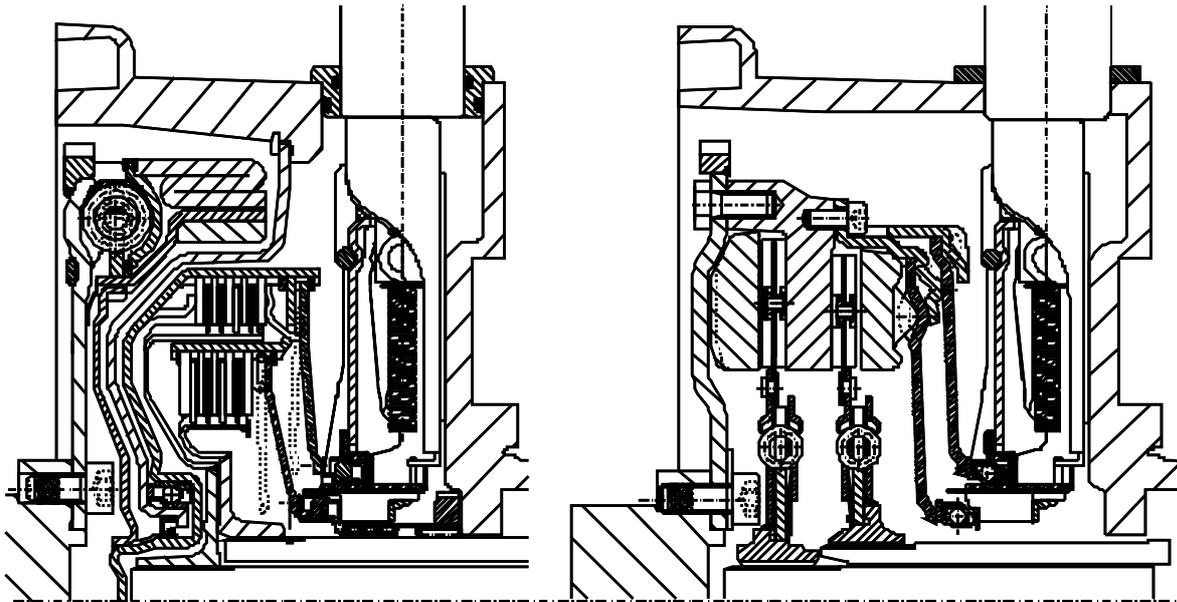


Bild 10: Modulares Konzept, wahlweise mit Nasskupplung (links) und Trockenkupplung (rechts)

Fig. 10: Modular concept, alternatively with wet clutch (left) or dry clutch (right)

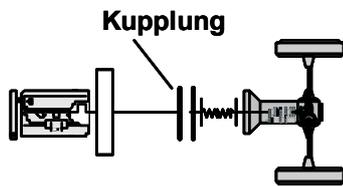
7. Prinzipielle Dämpferanordnungen zur Schwingungsisolierung

An die Torsionsschwingungsisolierung werden stetig höhere Anforderungen gestellt. Leistungsfähigere Motoren erhöhen die Ungleichförmigkeit teilweise beträchtlich. Forderungen nach verbessertem Wirkungsgrad führen zu immer dämpfungsärmeren Antriebssträngen, die dadurch besonders rasselempfindlich werden. Gleichzeitig steigen aber auch die NVH-Anforderungen bezüglich Rasseln und Brummen im Fahrzeuginnenen. Bei der Auswahl von Doppelkupplungskonzepten ist deshalb der Isolation besonderes Augenmerk zu schenken.

Grundsätzlich bieten sich mehrere Möglichkeiten an, wie Torsionsdämpfer angeordnet und mit Mikroschlupf in der Kupplung kombiniert werden können.

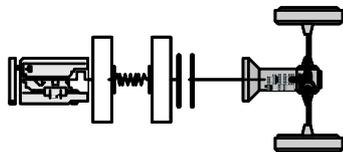
Bei Einmassenschwungradlösungen (Bild 11 oben) werden Torsionsdämpfer in den Kupplungsscheiben eingesetzt. Da sich damit alleine für viele Fälle keine ausreichende Isolation erreichen lässt, wird last- und drehzahlabhängig durch geringen Schlupf in der Kupplung die Abkopplung verbessert. Würden bei dieser Anordnung die Torsionsdämpfer entfallen, wäre ein zu großer Schlupfbetrag über einen viel zu breiten Drehzahlbereich notwendig.

Einmassenschwungrad (EMS) mit Schlupf



- Torsionsdämpfer nach Kupplung erforderlich, damit geeignet für trockene Doppelkupplung.
- Durchmesser von üblichen Nasskupplungen zu klein. Torsionsdämpfer lässt sich dann nicht mehr integrieren.
- Nasskupplung mit großem Lamellendurchmesser, die Platz lassen für Torsionsdämpfer, evtl. kritisch wegen Synchronisierung.
- Gute Schwingungsisolierung durch geschickte Kombination von Torsionsdämpfer und Schlupf.

Zweimassenschwungrad (ZMS)



- Geeignet sowohl für trockene als auch für nasse Doppelkupplung. Bei trockenen Kupplungen kann Gesamtmassenträgheitsmoment relativ groß werden.
- Zusätzlich kombinierbar mit Schlupf für beste Schwingungsisolierung.

Bild 11: Prinzipielle Anordnung von Torsionsdämpfern

Fig. 11: Principle layouts of torsional dampers

Bei trockenen Kupplungen lassen sich Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe kostengünstig unterbringen. Damit lässt sich mit deutlich geringeren Kosten die Isolation erzielen, die auch durch heutige ZMS erreicht wird.

Bei heutigen Nasskupplungen ist eine torsionsgedämpfte Kupplungsscheibe konstruktiv kaum möglich. Der Lamelleninnendurchmesser ist zu klein und lässt keinen Torsionsdämpfer im Abtrieb zu. Werden die Lamellen im Durchmesser so vergrößert, dass ein Torsionsdämpfer Platz findet, könnte das damit erhöhte Massenträgheitsmoment von Lamellen und Lamellenträger eine verstärkte Synchronisation erforderlich machen.

Aus diesem Sachverhalt scheint diese Anordnung zur Schwingungsisolierung hauptsächlich den Trockenkupplungen vorbehalten. Es entsteht damit ein besonders kostengünstiger Aufbau ohne ZMS.

Bild 11 (unten) zeigt das ZMS-Konzept. Der Torsionsdämpfer ist in Form einer Bogenfeder vor der Kupplung untergebracht. Das Konzept kann auf einen Scheibendämpfer verzichten, benötigt allerdings eine zusätzliche primäre Masse. Die Isolationswirkung kann bei allen ZMS-Lösungen durch geringen Schlupf nochmals weiter verbessert werden.

Für Nasskupplungen stellt das ZMS die ideale (wenn auch teurere) Lösung dar. Selbstverständlich lässt sich auch eine trockene Kupplung mit einem ZMS kombinieren. Das

Gesamtmassenträgheitsmoment kann dadurch ansteigen, weil eine trockene Doppelkupplung wegen des Wärmeaufnahmevermögens relativ schwer sein muss und deshalb das für die ZMS-Funktion erforderliche Massenträgheitsmoment für die sekundäre Schwungmasse übertrifft.

Bild 12 zeigt die Wirkung von Schlupf auf die Isolation eines Dieselmotors. Ohne Schlupf folgt die Ungleichförmigkeit der Getriebeeingangswelle fast vollständig der des Motors. Der Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe hat bei dem gezeigten unterkritischen Betrieb fast keine Auswirkung. Erst mit zunehmender Schlupfdrehzahl beruhigt sich die Getriebeeingangswelle. Solange während einer Schwingung noch Haftphasen auftreten, spricht man vom Teilschlupf. Erst bei Vollschlupf, in diesem Fall ca. 100 U/min, wird die bestmögliche Isolation erreicht. In den meisten Fällen reicht aber bereits Teilschlupf, um zuverlässig Getriebegeräusche zu beseitigen.

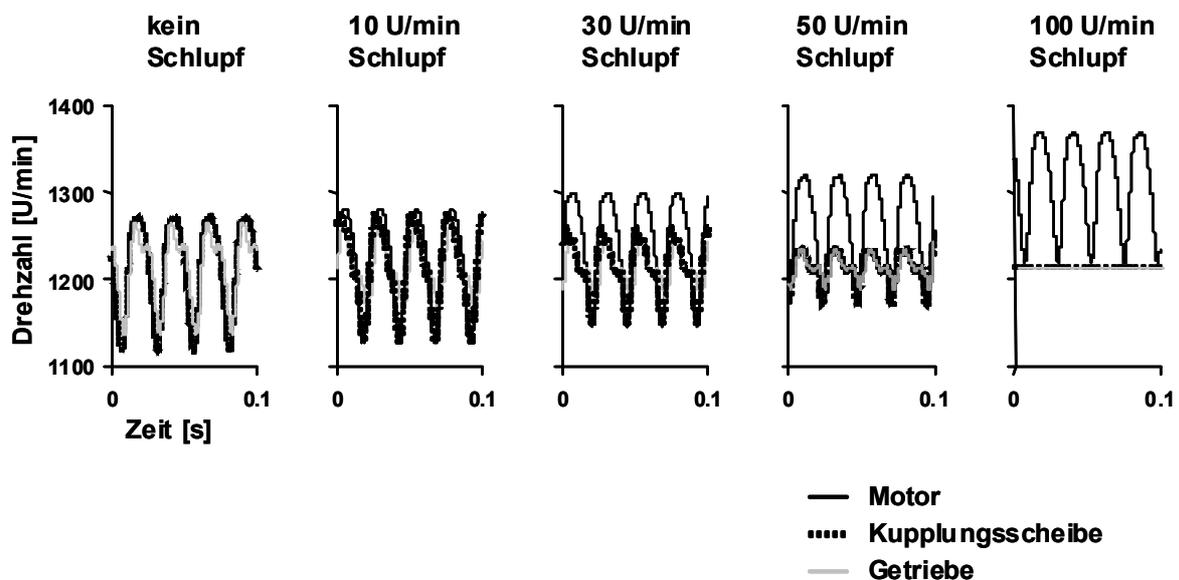


Bild 12: Isolationswirkung von Teil- und Vollschlupf

Fig. 12: Isolation effect of partial and complete slip

In Bild 13 ist für eine geforderte Isolationsgüte, die am Eingang des Getriebes nur noch eine Ungleichförmigkeitsamplitude von 20 U/min zulässt, die jeweils erforderliche Schlupfdrehzahl aufgetragen. Diese Isolationsgüte ist heute in vielen Fahrzeugen Standard.

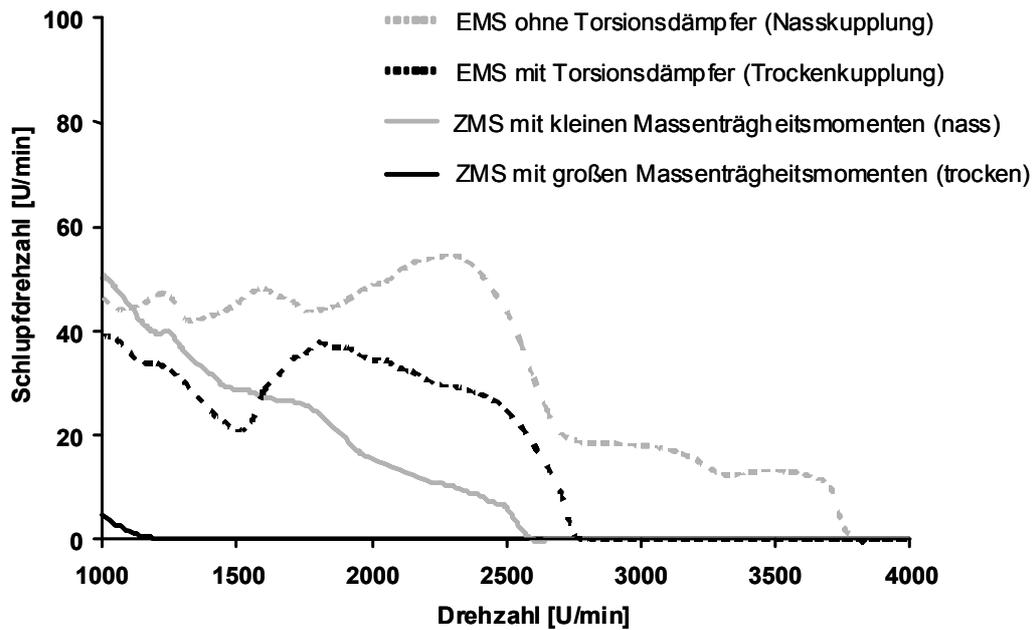


Bild 13: Erforderlicher Schlupf, um eine Ungleichförmigkeitsamplitude am Getriebeeingang von max. 20 U/min bei Anregung durch einen Vierzylinder Diesel mit 350 Nm Moment zu erreichen

Fig. 13: Required slip for a max. 20 rpm irregularity amplitude at transmission input as excited by a four cylinder diesel at 350 Nm torque

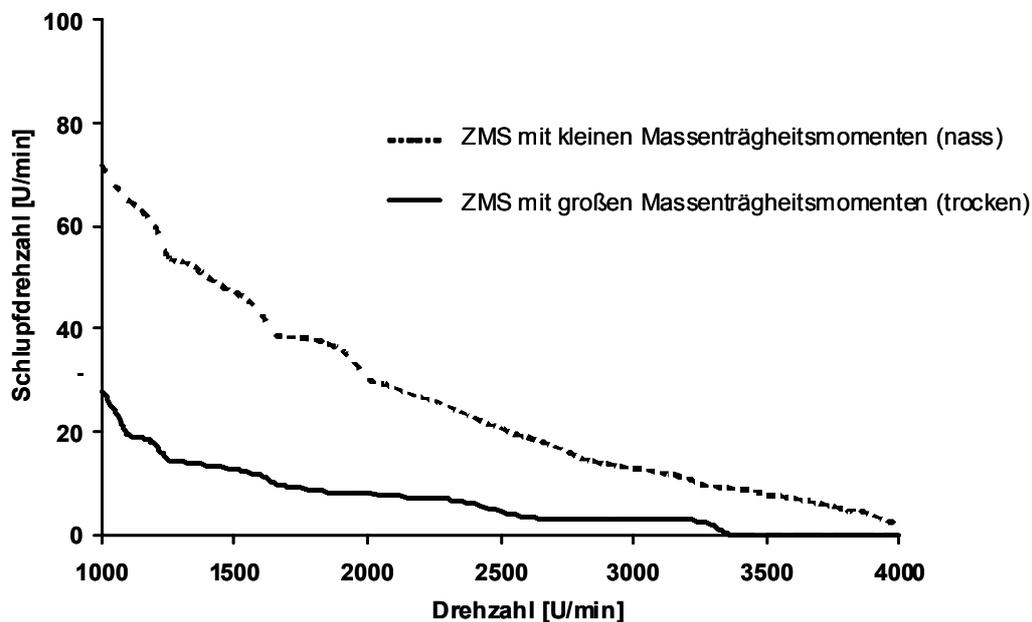


Bild 14: Erforderlicher Schlupf, um eine Ungleichförmigkeitsamplitude am Getriebeeingang von max. 5 U/min bei Anregung durch einen Vierzylinder Dieselmotor mit 350 Nm Moment zu erreichen

Fig. 14: Required slip for a max. 5 rpm irregularity amplitude at transmission input as excited by a four cylinder diesel at 350 Nm torque

Die höchsten Schlupfwerte sind erforderlich beim Einmassenschwungrad ohne Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe. Ein geeignet abgestimmter Torsionsdämpfer erzielt die geforderte Schwingungsisolierung bereits mit kleineren Schlupfdrehzahlen über kleinere Drehzahlbereiche. Solche Verläufe sind sowohl von der thermischen Belastung als auch vom Wirkungsgrad her gesehen akzeptabel.

Werden Zwemassenschwungräder eingesetzt, sind nur noch sehr viel kleinere Schlupfdrehzahlen notwendig. Die tatsächlich erforderlichen Werte hängen stark von den Massenträgheitsmomenten ab. Sind diese klein, wie es sich bei Nasskupplungen anbietet, sind bei kleinen Motordrehzahlen doch noch relativ hohe Schlupfwerte notwendig.

Bei den Massenträgheitsmomenten, wie sie sich fast von alleine bei trockenen Doppelkupplungen ergeben, kann auf Schlupf, mit Ausnahme kleinster Motordrehzahlen, fast vollständig verzichtet werden.

Werden an die Schwingungsisolierungswirkung noch höhere Anforderungen gestellt, zum Beispiel wie in Bild 14 mit nur noch 5 U/min zulässiger Ungleichförmigkeit, so ist dies nur noch mit ZMS in Verbindung mit Schlupf möglich. Je besser die Isolierungswirkung des ZMS ist, umso weniger muss zusätzlich mit Schlupf gearbeitet werden. Aus dieser Sicht sind ZMS mit relativ großen sekundären Massen, wie sie sich bei trockenen Kupplungen ergeben, im Vorteil. Bei den nassen Kupplungen werden normalerweise höhere Schlupfwerte erforderlich sein, außer die Massenträgheitsmomente werden durch Zusatzmassen stark erhöht.

Die Simulationen der Bilder 13 und 14 lassen sich durch Messungen im Fahrzeug bestätigen.

Bild 15 zeigt die Isolierungswirkung der Einmassenschwungradlösung. Aufgrund des hohen Massenträgheitsmoments ist die Motorungleichförmigkeit selbst bei einem Vierzylinder Diesel nicht sehr groß. Mit Schlupf wird leicht eine Isolierung erreicht, die der heutiger ZMS entspricht.

Bild 16 zeigt den Einsatz eines Zwemassenschwungrads mit trockener Doppelkupplung. Zunächst fällt auf, dass die Motorungleichförmigkeit wegen der geringen primären Schwungradmasse sehr viel größer ist. Die bereits gute Isolierungswirkung des ZMS wird durch geringen Schlupf weiter verbessert. Damit lassen sich kleinste Ungleichförmigkeiten am Getriebeeingang erzielen.

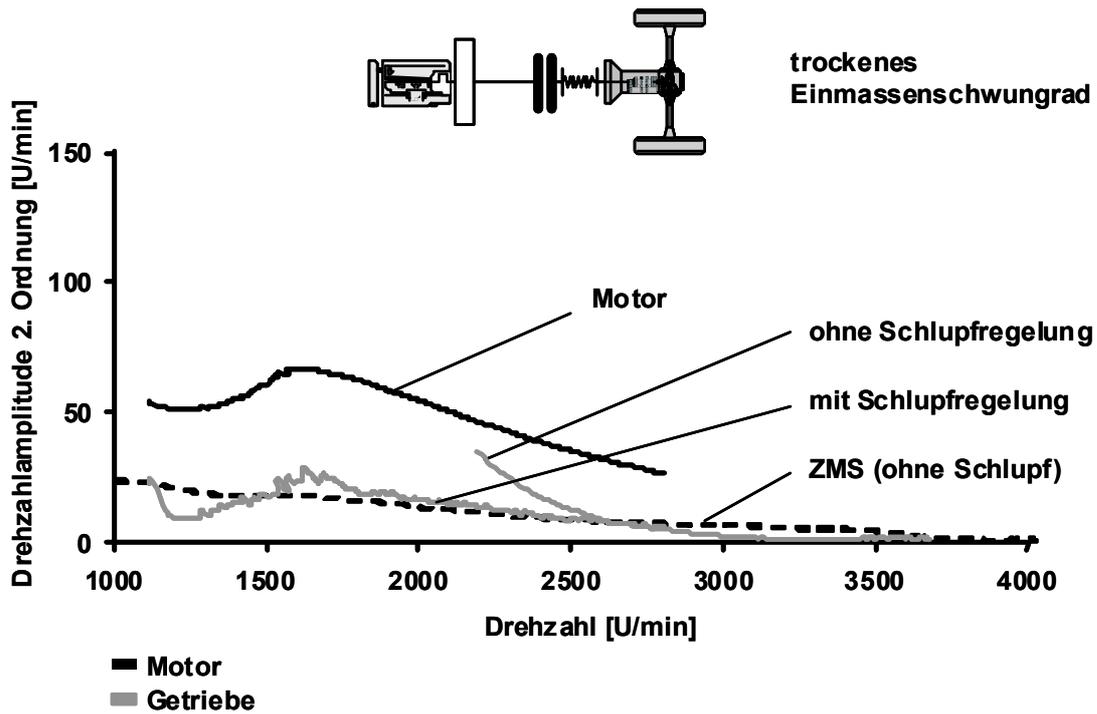


Bild 15: Schwingungsisolierung eines Torsionsdämpfers in der Kupplungsscheibe mit und ohne Schlupf. Vergleichsreferenz: Isolation mit ZMS ohne Schlupf

Fig. 15: Vibration isolation of discs with torsion dampers with and without slip, compared to isolation of DMFW without slip

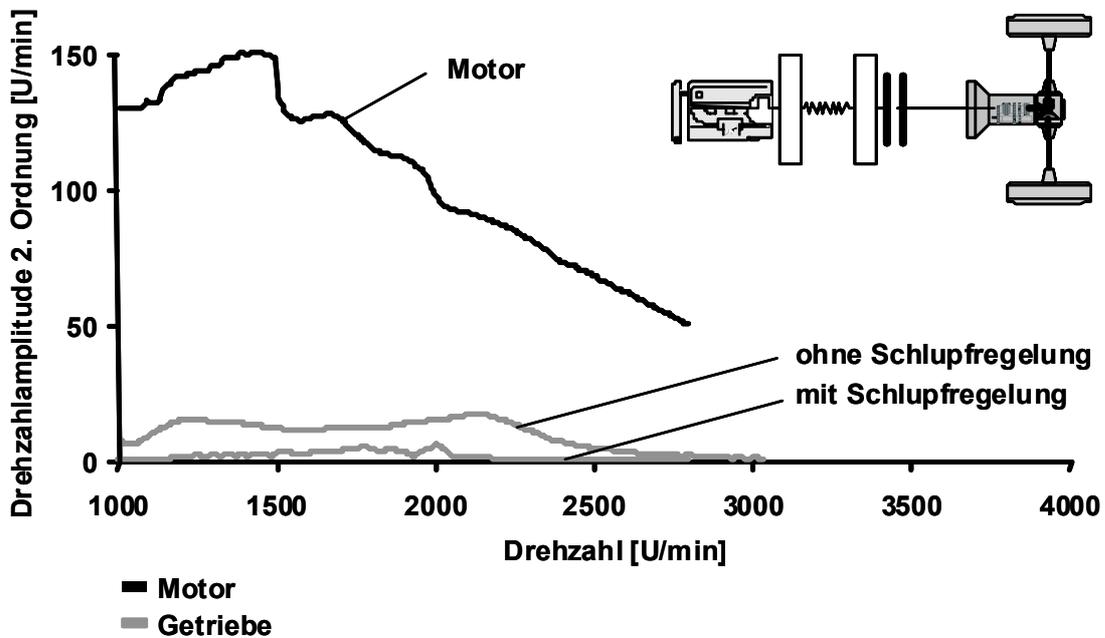


Bild 16: Schwingungsisolierung eines ZMS mit und ohne Schlupf

Fig. 16: Vibration isolation of a DMFW with and without slip

8. Kombination von Ein- und Zweimassenschwungrad

Insbesondere bei der Diskussion über Schwingungsisolation bei Nasskupplungen fällt auf, dass sowohl die Einmassenschwungrad- als auch die Zweimassenschwungrad-Anordnung in bestimmten Drehzahlbereichen vorteilhaft wäre. Dies liegt daran, dass die an sich leichte Nasskupplung in der Zweimassenschwungrad-Anordnung durch erhebliche Zusatzmassen ergänzt werden muss. Die primäre Seite muss genügend Massenträgheitsmoment besitzen, damit der Motor bei niedrigen Drehzahlen einigermaßen rund läuft und der Nebenabtrieb nicht in Resonanz gerät.

Und damit noch nicht genug: Die sekundäre Seite muss mit erheblichen Zusatzmassen versehen werden, damit die ZMS-Resonanz unter die Leerlaufdrehzahl verschoben wird und somit auch bei niedertouriger Fahrweise eine hinreichende Schwingungsisolation vorliegt. Dadurch wird aus der an sich leichten Nasskupplung ein Gesamtaggregate mit erheblichem Massenträgheitsmoment und Zusatzgewicht. Darunter leiden die Beschleunigungsdynamik und auch der Verbrauch. Deshalb wurde nach einem Ausweg aus dieser Situation gesucht.

Die Lösung ist ein ZMS, bei dem die oben beschriebenen Zusatzmassen einfach fehlen. Die Nachteile, dass bei niedertouriger Fahrweise der Motor für die Nebenaggregate nicht rund genug läuft, weil primäres Massenträgheitsmoment fehlt, und dass die ZMS-Resonanz in den oberen Gängen zum Beispiel bei ca. 800 U/min liegt, weil sekundäre Masse fehlt, wird durch eine Koppelung der beiden Massen unterhalb von ca. 1300 U/min umgangen.

In anderen Worten: Bis ca. 1300 U/min liegt ein Einmassenschwungrad vor, darüber ein leichtes Zweimassenschwungrad mit dann guter Isolationswirkung.

Damit lassen sich insgesamt bis zu 0,08 kgm² Massenträgheitsmoment einsparen. Dies führt zu einem Verbrauchsvorteil von ca. 0,5 %. Der Gewichtsvorteil beträgt ca. 4 kg. Bei niedrigen Drehzahlen, wenn die beiden Schwungmassen zu einem nahezu starren Einmassenschwungrad zusammengekoppelt sind, reicht das gesamte Massenträgheitsmoment leicht aus, um den Motor genügend rund laufen zu lassen. Die Schwingungsisolation muss dann über einen relativ hohen Schlupf erreicht werden (Bild 17 unten), der bei Volllast weit über 100 U/min erreichen kann. Gleichzeitig bewirkt der Schlupf eine Verschiebung der theoretisch noch vorhandenen ZMS-Resonanz auf ca. 600 U/min, also unter Leerlaufdrehzahl.

Thermisch kann eine Nasskupplung dies ertragen. Aber bei dem Energieverlust und damit Verbrauchsnachteil wäre ein Dauerbetrieb nicht möglich. Glücklicherweise tritt dieser Fall nicht auf, weil bei Leistungsanforderungen sofort zurückgeschaltet wird und dieser Drehzahlbereich zumindest für Volllast vermieden wird. Damit ergeben sich praktisch keine Verbrauchsnachteile. Aus dieser Betrachtung wird aber auch klar, bei welcher Drehzahl die

Umschaltung vom Ein- auf das Zweimassenschwungrad erfolgen sollte. Nämlich so, dass ein längerer Vollastbetrieb im Einmassenschwungradbereich vermieden wird.

Bild 17 zeigt im oberen Teilbild die kleinen Schwingbreiten an der primären Schwungmasse im Einmassenschwungradbetrieb bei Drehzahlen kleiner 1300 U/min und im Zweimassenschwungradbetrieb bei größeren Drehzahlen. Das mittlere Teilbild stellt die sekundäre Seite dar, die einen Isolationssprung beim Umschalten vom Ein- auf das Zweimassenschwungrad zeigt. In den Drehzahlbereichen, in denen das Ziel (gepunktete horizontale Linie im mittleren Teilbild) nicht erreicht ist, muss durch Mikroschlupf nachgebessert werden.

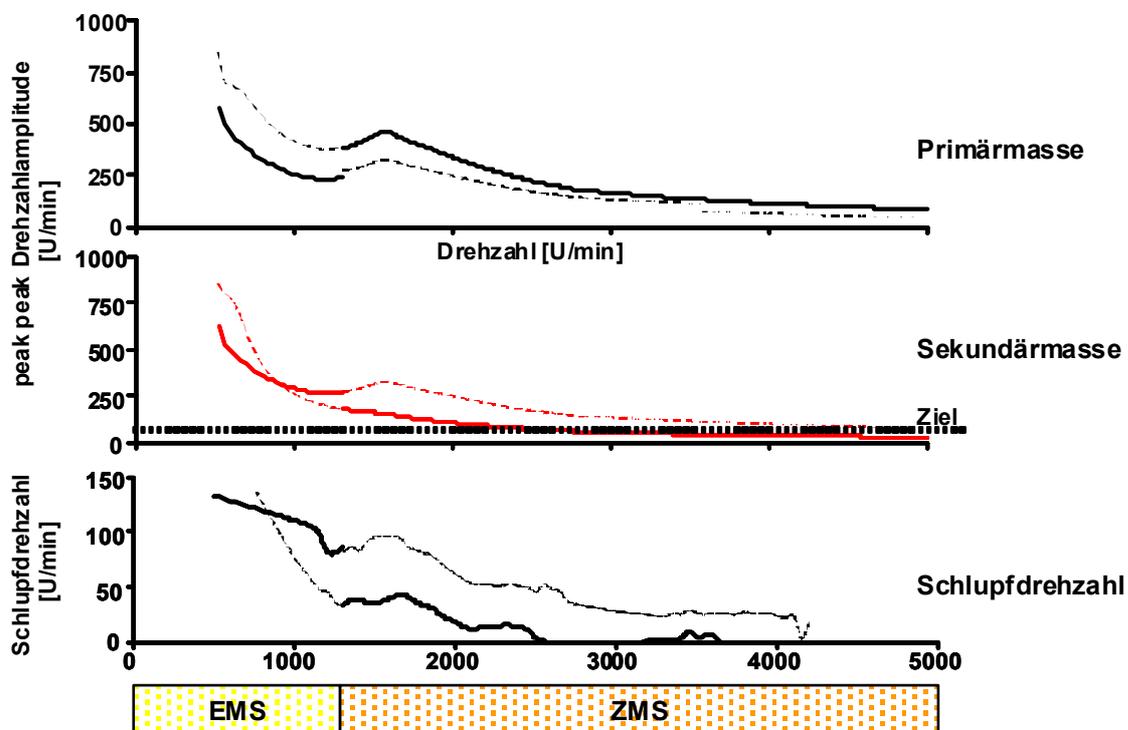


Bild 17: Umschaltung von Einmassenschwungrad (EMS) auf Zweimassenschwungrad (ZMS) bei 1300 U/min

Fig. 17: Changeover from a single mass flywheel to a dual mass flywheel at 1300 rpm

Die einfachste Möglichkeit zur Koppelung der beiden Schwungmassen stellt eine fliehkraftabhängige Reibung zwischen primärer und sekundärer Masse dar. Bild 18 rechts zeigt eine solche Anordnung. Die Reibeinrichtung wird über Druckfedern geschlossen und erzeugt ein Reibmoment von min. 50 Nm bei 1000 U/min. Dies reicht für eine Koppelung der beiden Schwungmassen aus. Bei höheren Drehzahlen wird die Reibeinrichtung durch Fliehkraft entlastet und aus dem Einmassen- wird ein Zweimassenschwungrad.

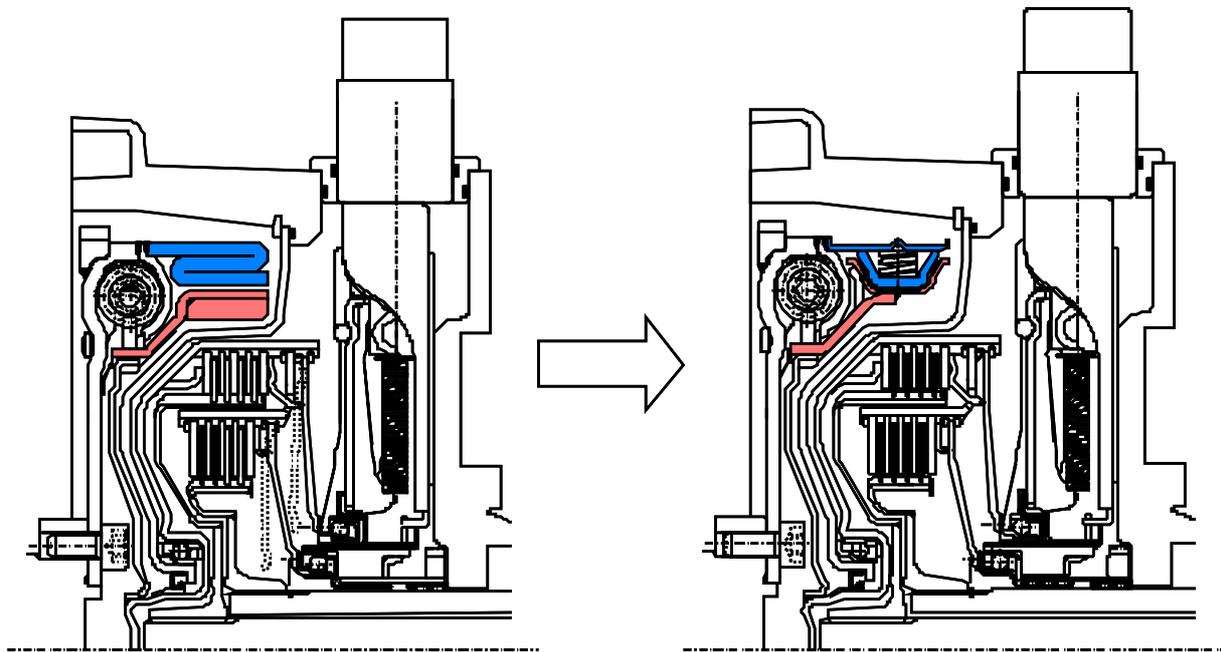


Bild 18: ZMS mit Nasskupplung für Dieselmotoren mit Zusatzmassen (links) und schaltbarem ZMS (rechts)

Fig. 18: DMFW with wet clutch for diesel engines with additional masses (left) and switchable DMFW (right)

9. Antirupfregelung

Doppelkupplungsgetriebe werden in Bezug auf Anfahr- und Schaltkomfort an Wandlerautomaten gemessen. Dies wird erschwert durch die Neigung von Kupplungen, in bestimmten Betriebszuständen zu rupfen.

Dies tritt dann auf, wenn die Gleitreibwerte mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit abfallen. Obwohl Kupplungsbeläge und Öle gezielt auf Rupfarmut entwickelt wurden, lassen sich solche reibwertinduzierten Schw ingungen nicht in allen Betriebszuständen sicher vermeiden. Bei trockenen Kupplungen können zum Beispiel starke Temperaturbelastungen zum Rupfen führen, was in der Regel schnell wieder verschwindet. Bei Nasskupplungen führen verbrauchte Öle, deren friction modifier sich zersetzt haben, ebenfalls zu nicht akzeptablen Rupfsw ingungen, die sich nur durch Ölwechsel beheben lassen.

Daneben kann bei allen Kupplungen geometrisches Rupfen auftreten, wenn die gegeneinander reibenden Partner geometrische Ungenauigkeiten aufweisen. Als Beispiel seien Schiefstellungen der Wellen oder Unebenheiten in den Reibflächen genannt.

Da es offensichtlich weltweit noch nicht gelungen ist, diese Ruppfanregungen durch optimale Beläge, Öle und geometrische Toleranzen zu beseitigen, wird im Folgenden ein Verfahren zum Herausregeln solcher Schw ingungen beschrieben.

Grundidee ist es, die Kupplung in der Ruppffrequenz phasenrichtig derart zu modulieren, dass periodische Reibwertschwankungen durch leichte Veränderungen der Anpresskraft kompensiert werden. Dabei ist die Ruppffrequenz durch die Massenträgheiten und Steifigkeiten des Triebstranges bestimmt.

Bild 19 zeigt die grundsätzliche Machbarkeit bei einer Trockenkupplung mit elektromotorischer Aktorik am Beispiel einer Fahrzeugmessung. Hierbei wurde ein Cerambelag eingesetzt, der als stark ruffend bekannt ist. Im linken Teilbild von Bild 19 ist ein Anfahrvorgang mit nicht akzeptablen Reibschw ingungen gezeigt. Das rechte Teilbild zeigt eine vergleichbare Situation unter Einsatz der Anti-Rupfregelung. Das Ergebnis wurde im Fahrzeug als akzeptabel empfunden.

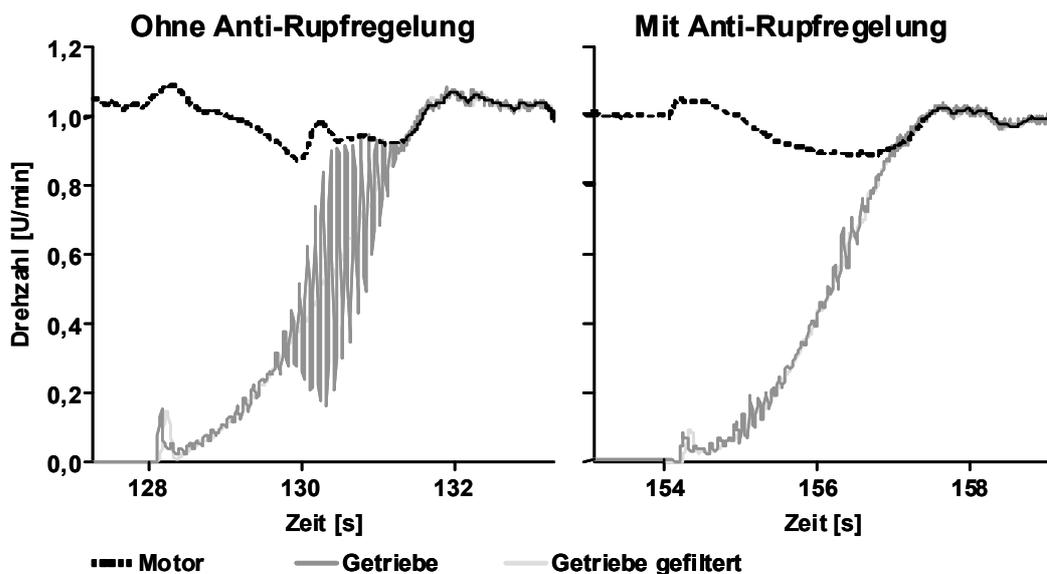


Bild 19: Ruppsschw ingungen an einer Trockenkupplung mit gezielt ruffreudigem Belag (links) und mit Ruppregelung (rechts)

Fig. 19: Comparison of a dry clutch w ith ceramic facings w ith (left) and w ithout (right) judder control

Durch Einsatz einer Antirupfregelung lassen sich die Ruppsschw ingungen fast vollständig beseitigen. Dazu muss ein Algorithmus zunächst das Auftreten erster Schw ingungen erkennen, und anschließend nach den oben genannten unterschiedlichen

Rupfanregungsmechanismen unterscheiden. Anhand dieser Analyse wird die Amplitude und Phase der optimalen Gegenanregung bestimmt.

Zur Umsetzung der Gegenanregung muss das Betätigungssystem und die Kupplung selbst in der Lage sein, die Anpresskraft auch in der Größenordnung von $\pm 0,5$ Nm zu modulieren. Dazu ist es zwingend erforderlich, diese Komponenten sehr hysteresearm auszuführen.

Bild 20 zeigt ein Beispiel für eine Nasskupplung. Das Rupfen (Teilbild links) wurde dabei durch ein bereits verbrauchtes Öl provoziert. Mit Rupfregelung kann ein dem Neuzustand vergleichbares Verhalten erreicht werden.

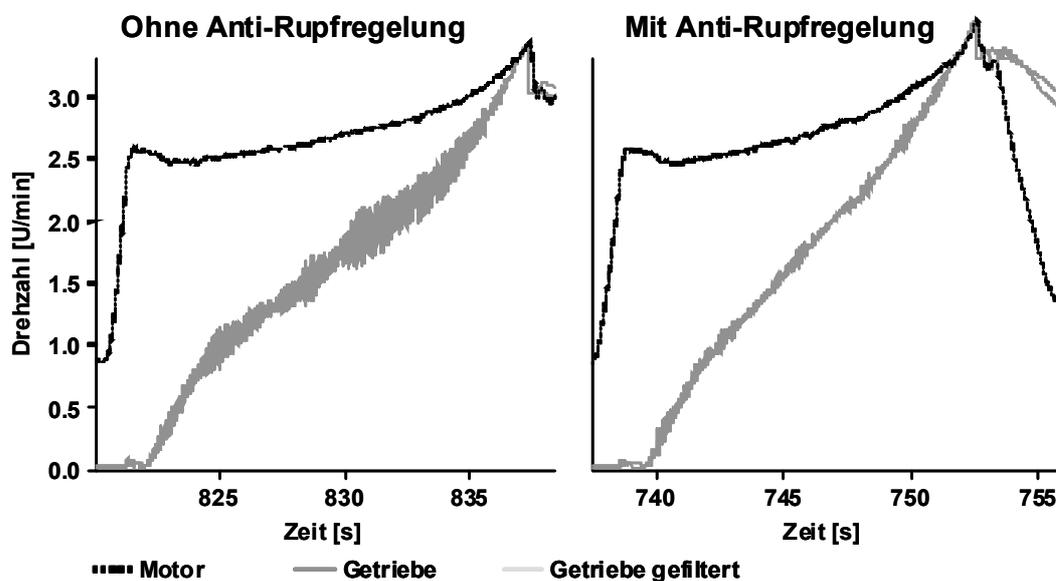


Bild 20: Rupf-schwingungen an einer Nasskupplung mit gealtertem Öl (links) und Antirupfregelung (rechts)

Fig. 20: Comparison of a wet clutch with aged oil, with (left) and without (right) judder control

Die Antirupfregelung ist eine Schlüsseltechnologie, um mit Kupplungen den Anfahr- und Schaltkomfort zu erreichen, den man von herkömmlichen Automatikgetrieben gewohnt ist.

10. Literatur

- [1] Reik, W.: PSG - Das Automatikgetriebe der Zukunft, Wiener Motorensymposium 15./16.05.2003
- [2] Berger, R.: Parallel Shift Gearbox (PSG) - Twin Dry Clutch Gearbox, Innovative Fahrzeugantriebe VDI Dresden 24./25.10.2002
- [3] Berger, R.: Automatikgetriebe mit Doppelkupplung, IIR-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe Mainz 02./03.12.2003

- [4] Herbst, R. G.: Marktchancen von Doppelkupplungstechnologien, ATZ 02/2004
- [5] Berger, R.: LuK-Komponenten für Doppelkupplungsgetriebe, Getrag-Hausmesse 10.10.2003
- [6] Günter, Frank Dr., Borg Warner: Interview "Das Doppelkupplungsgetriebe ist ein ideales Konzept", All4engineers, 26.03.2004
- [7] Günter, F.: Doppelkupplungsgetriebe: Entwicklungsschwerpunkte der Systeme Doppelkupplung und hydraulische Steuerung, IIR-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe Mainz 02./03.12.2003
- [8] Pelders, I.R.: Dual Clutch Transmissions - Lessons Learned, IIR-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe Mainz 02./03.12.2003
- [9] DeVincent, E.: The Challenge of Today - Determination of Tomorrow´s Transmission Technology Direction, IIR-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe Mainz 02./03.12.2003
- [10] Ottenbruch, P.: Beurteilung der unterschiedlichen Getriebetypen im Antriebsstrang von PKW´s und LCV´s, IIR-Symposium Innovative Fahrzeug-Getriebe Mainz 02./03.12.2003
- [11] Wagner, U., Berger, R., Esly, N., Friedmann, O.: Elektromotorische Automatisierung für Doppelkupplungsgetriebe, VDI-Tagung Getriebe in Fahrzeugen Friedrichshafen, 22./23.06.2004

Abdruck mit freundlicher Genehmigung der VDI-Verlags GmbH, Düsseldorf,
aus VDI-Berichte 1827, Getriebe in Fahrzeugen,
Tagung in Friedrichshafen am 22./23. Juni 2004.

Vortrag: S. 65-88