19

Riementriebssysteme

CO_2-Reduzierungspotenziale – und wie sie erreicht werden

Hermann Stief
Rainer Pflug
Timo Schmidt
Christian Fechler

Einführung

Schaeffler fertigt seit 1977 Komponenten für Riementriebssysteme in Serie. Seit 1995 befasst sich Schaeffler mit der Entwicklung von kompletten Riementriebssystemen im Steuertrieb (Bild 1) wie auch im Aggregatetrieb (Bild 2).

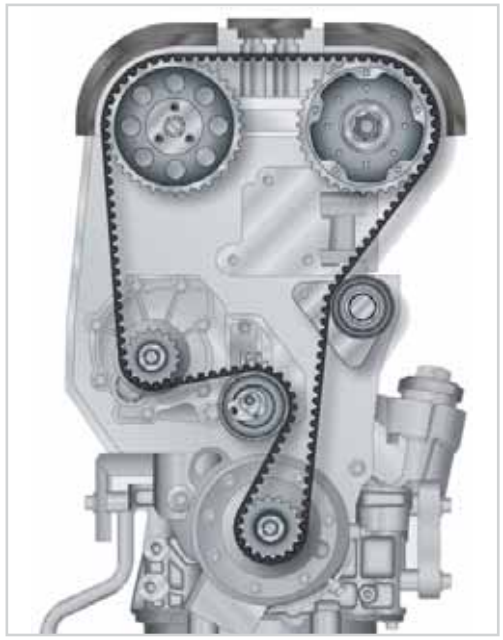


Bild 1 Steuertrieb

Bei jährlich über 100 Millionen produzierten Riementriebskomponenten befinden sich in jedem Fahrzeug statistisch gesehen annähernd zwei Riementriebskomponenten von Schaeffler.

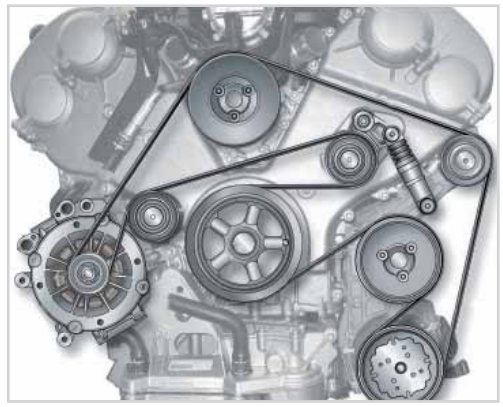


Bild 2 Aggregatetrieb

Spann- und Umlenkrollen

INA Umlenkrollen werden z. B. eingesetzt zur Beruhigung kritischer Riemenabschnitte, zur Vermeidung von Kollisionsproblemen mit der Umgebungskonstruktion, zur Führung des Riemens oder zur Erhöhung der Umschlingungswinkel an benachbarten Scheiben. Sie müssen bezüglich Lebensdauer und Geräuschentwicklung die gleichen Anforderungen wie Riemenspannsysteme erfüllen. Bewährt haben sich für diesen Einsatzfall hochpräzise, einrillige Kugellager mit vergrößertem Fettvorratsvolumen. Bei Bedarf kommen auch zweirillige Schrägkugellager (Bild 3),

Bild 3 Stahllaufscheibe

Bild 4 Kunststoffpulley

ebenfalls mit optimiertem Fettvorratsvolumen, zum Einsatz. Diese Lager sind mit Hochtemperatur-Wälzlagerfetten und entsprechenden Dichtringen ausgerüstet. Standard-Kataloglager sind für diesen Einsatzfall weniger gut geeignet.

Die verbauten Spannrollen bestehen aus bei INA speziell für Riementriebsanwendungen entwickelten/optimierten und selbst gefertigten ein- oder zweirilligen Kugellagern, auf die je nach Anwendungsfall Laufscheiben aus glasfaserverstärktem Polyamid oder korrosionsgeschütztem Stahl aufgebracht werden.

Die Laufscheiben aus hochtemperaturbeständigem, glasfaserverstärktem Polyamid (Bild 4) stehen dabei – dank der hochentwickelten Werkzeug- und Fertigungstechnologie – bezüglich Rundheit und Laufeigenschaften den alternativ verwendeten Stahllaufscheiben in nichts nach und bieten zum Teil deutliche Kosten- und Gewichtsvorteile. Weiterhin kommen angepasste Schutzkappen aus Stahl oder Kunststoff zum Einsatz.

Bild 5 Produkte im Steuertrieb

Steuertrieb

Zahnriementriebe (Bild 5) zum Antrieb von Nocken- oder Ausgleichswellen werden seit 40 Jahren erfolgreich bei Verbrennungsmotoren in Serie eingesetzt. Bei älteren Konstruktionen erfolgte die Vorspannung des Zahnriemens entweder über ein exzentrisch gelagertes Aggregat im Zahnriementrieb (z. B. die Wasserpumpe) oder über manuell einstellbare, starre Spannrollen (Exzenterspannrollen o. ä.).

Eine optimale Einstellung der Riemenkraft ist mit solchen Systemen nicht möglich, da weder temperatur- oder verschleißbedingte Schwankungen der

Riemenkraft ausgeglichen noch dynamische Effekte (Riemenschwingungen, Einflüsse aus dem Ventiltrieb, usw.) kompensiert werden können. Der Ausgleich solcher Schwankungen und Effekte durch automatische Riemenspannsysteme ist bei modernen Zahnriementrieben zwingend erforderlich, da nur so die von der Automobilindustrie inzwischen geforderten Systemlebensdauern von bis zu 240 000 km und mehr (entsprechend Motorlebensdauer) erreicht werden können.

Nicht optimal vorgespannte Riementriebssysteme sind sowohl geräuschanfällig als auch verschleißkritisch. Bei Verwendung eines automatischen Riemenspannsystems kann zum einen die Streuung der Vorspannkraft bei der Erstmontage deutlich reduziert werden, zum anderen wird die Vorspannkraft über der Betriebstemperatur des Motors nahezu konstant gehalten. Automatische Riemenspannsysteme werden seit Beginn der 90er Jahre bei Zahnriementrieben in Verbrennungsmotoren eingesetzt und haben die starren Systeme aus den oben geschilderten Gründen weitestgehend vom Markt verdrängt.

Aus den obigen Bedingungen ergeben sich somit folgende Hauptanforderungen an automatische Spannsysteme:

- Einfache Einstellung der spezifizierten Riemenkraft bei Erstmontage und im Servicefall (Ausgleich der Riemen-, Durchmesser- und Positionstoleranzen)
- Einhalten einer definierten, möglichst konstanten Riemenkraft unter allen Betriebsbedingungen über die geforderte Systemlebensdauer (Ausgleich von Wärmedehnung, Riemenlängung und -verschleiß, Berücksichtigung der Kurbel- und Nockenwellendynamik)
- Optimales Geräuschniveau gewährleisten bei gleichzeitiger Reduzierung von Riemenschwingungen
- Zahnüberspringer verhindern

CO_2-Reduzierungspotenziale im Steuertrieb

Sowohl trockene als auch ölgeschmierte Zahnriemen, die zum Antrieb von Ölpumpen, Ausgleichswellen und Nockenwellen eingesetzt werden können, verringern gegenüber Kettentrieben die Reibung zum Teil deutlich (Einzelmessungen ergaben bis zu 30 %) und helfen somit, den Kraftstoffverbrauch zu senken. Der Reibungsvorteil des

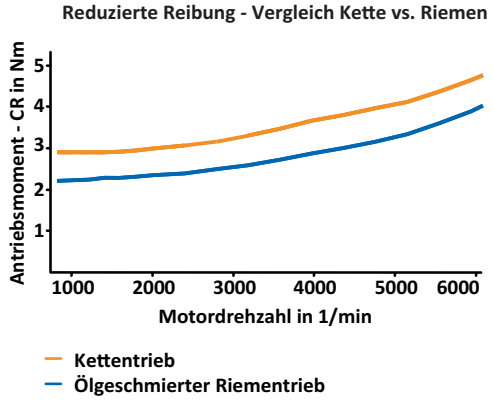


Bild 6 Reibungskurve Kette vs. Riemen

Zahnriemens gegenüber Kettentrieben kann den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs mit dieser Einzelmaßnahme um 1 bis 2 % senken und dadurch u. a. die Emission von Kohlendioxid (CO_2). In Bild 6 ist die Reibungsvergleichskurve Zahnriemen vs. Kette dargestellt.

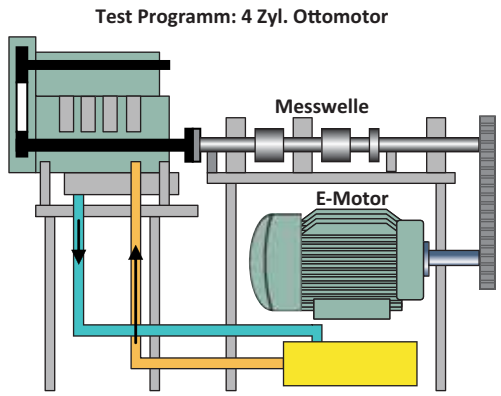


Bild 7 Versuchsaufbau

Der bei IFT, Clausthal-Zellerfeld durchgeführte Versuch zur Messung eines Zahnriementriebes im Vergleich zum Kettentrieb zeigt deutliche Vorteile zugunsten des Zahnriementriebes. Der Versuch wurde durchgeführt mit einem 1,6 l 4-Zylinder Ottomotor. Als Basis wurde der Test zunächst in der Originalversion mit Steuerkette und anschließend in der Zahnriemenversion durchgeführt. Der Versuchsaufbau ist aus Bild 7 ersichtlich.

In der Continental-eigenen Fahrzeugflotte hat der im Öl betriebene Zahnriemen schon über 240 000 Fahrzeugkilometer zurückgelegt und damit seine Praxistauglichkeit bewiesen. Damit hält auch der ölresistente Zahnriemen ein Motorleben lang.

Zunächst ist der Einsatz für den Ölpumpentrieb und Steuertrieb geplant. Später soll diese Innovation für weitere Einsatzbereiche, wie z. B. anspruchsvollere Ausgleichswellenantriebe, weiterentwickelt werden, auch um den CO_2-Ausstoß weiter zu verringern.

Aggregatetrieb

Der Nebenaggregatantrieb erfolgt bei modernen Verbrennungsmotoren nahezu ausschließlich über Keilrippenriemen.

Die Hauptanforderungen an Aggregatetriebsysteme (Bild 8) und deren automatische Spannsystemen ergeben sich wie im Folgenden aufgelistet:

- Automatische Einstellung der Riemenkraft bei Erstmontage und Service (Toleranzausgleich aller Triebkomponenten)
- Nahezu konstante Riemenkraft über die gesamte Lebensdauer des Riementriebes (Ausgleich von Riemenlängung und -verschleiß)
- Nahezu konstante Riemenkraft über den gesamten Motortemperaturbereich (Ausgleich der Wärmeausdehnung aller den Trieb beeinflussenden Bauteile)

Bild 8 Produkte im Aggregatetrieb

- Abbau von dynamischen Riemenkraftspitzen
- Minimierung von Schlupf, Geräusch und Riemenverschleiß
- Erhöhung der Lebensdauer des gesamten Riementriebssystems
- Optimale Zuverlässigkeit des gesamten Riementriebssystems
- Minimierung der Reibleistungsverluste im Gesamtsystem

Moderne, optimal abgestimmte Aggregatetriebssysteme (Bild 8) sind wartungsfrei und erreichen, eine optimale Systementwicklung vorausgesetzt, Laufleistungen von bis zu 240 000 km.

Mechanische Riemenspanneinheiten

Mechanische Riemenspanneinheiten (Bild 9) stellen eine kostenoptimierte Lösung für automatisch gespannte Keilrippenriementriebe dar. Die erforderliche Riemenvorspannkraft wird hier in der Regel durch das Drehmoment einer Torsionsfeder sowie den Hebelarm und die Spannrolle erzeugt. Das Dämpfungspaket besteht aus einem Reibelement (Scheibe, Ring, Konus), das durch die Torsionsfeder vorgespannt wird. Bewegt sich der Hebelarm so ruft er eine Relativbewegung im Dämpfungspaket hervor und erzeugt damit Reibung und folglich Dämpfung. Riemenvorspannkraft (über das Drehmoment der Feder) und Dämpfung werden dem Anwendungsfall angepasst. Aufgrund der verwendeten Materialien können konstante Dämpfungswerte über Temperatur und Frequenz bei minimalen Einlaufeffekten erreicht werden. Unterschiedliche Bauformen ermöglichen eine optimale Ausnutzung des vorhandenen Bauraumes.

Komponenten Überblick

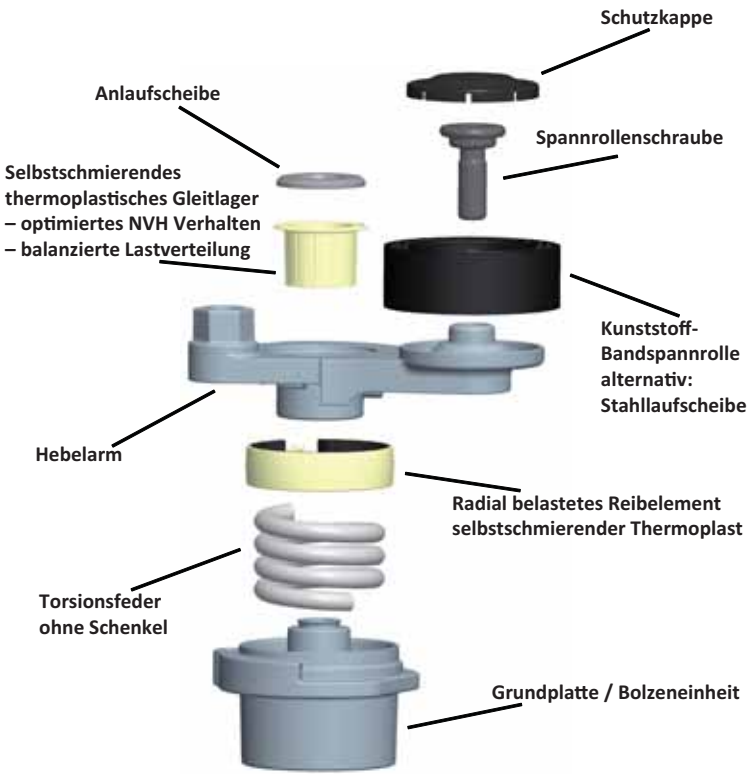
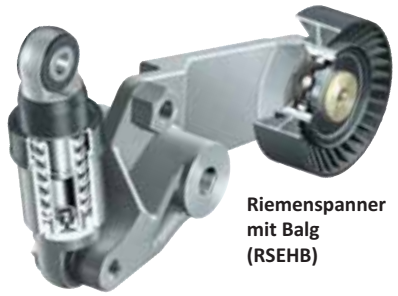


Bild 9 Mechanischer Riemenspanner

Hydraulische Riemenspanneinheiten

Hydraulische Riemenspanneinheiten stellen eine Lösung für Keilrippenriementriebe mit hohen Anforderungen dar. Sie bestehen aus einem Hydraulikelement mit integrierter Druckfeder und hydraulischer Leckspaltdämpfung sowie dem Hebelarm mit einer daran befestigten Spannrolle. Die hydraulische Leckspaltdämpfung wirkt gerichtet und geschwindigkeitsproportional. Folglich wird Dämpfung nur erzeugt, wenn sie wirklich benötigt wird. Die optimale Anpassung der erforderlichen Riemenvorspannkraft an den jeweiligen Anwendungsfall erfolgt über die integrierte Druckfeder und das umgesetzte Hebelverhältnis. Die erforderliche Dämpfung wird über die Wahl des Leckspaltes eingestellt. Das verwendete Hydrauliköl gewährleistet dabei


Riemenspanner mit Balg (RSEHB)

Riemenspanner mit Kolbenstangendichtung (RSEHK)

Bild 10 Hydraulischer Riemenspanner

durch seine Eigenschaften die geringst mögliche Temperaturabhängigkeit der Dämpfung in Verbindung mit hervorragender Alterungsbeständigkeit – nahezu ohne jeden Verschleiß. Ein Ausführungsbeispiel findet sich auf Bild 10.

Freilaufriemenscheibe

Generatoren besitzen im Aggregatetrieb das größte Massenträgheitsmoment und beeinflussen demzufolge das Riementriebverhalten deutlich. Die Freilaufriemenscheibe am Generator entkoppelt die Generatormassenträgheit von den Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors.

Vorteile

Die positiven Einflüsse auf den Aggregatetrieb resultieren in:

- Beruhigung von Riemenschwingungen
- Reduzierung der Kraftspitzen im Riementrieb
- Reduzierung der Spannerwege
- Erhöhung der Riemenlebensdauer
- verbessertes Geräuschverhalten des Riementriebs
- Reduzierung von Riemenschlupf am Generator-Antriebsrad während des Hochschaltens (insbesondere bei schnell schaltenden Doppelkupplungs- und Automatikgetrieben)
- Entlastung des Gesamtsystems bei Motorstart und bei Stopp-Start Funktion
- Vorspannkraftabsenkung im Gesamtsystem und somit CO_2- und Reibleistungsreduktion

Entkopplungsfunktion

Die große Masse des Generators kann bei Motorstart und Triebresonanzen den hohen Ungleichförmigkeiten der Kurbelwelle nicht folgen. Dadurch

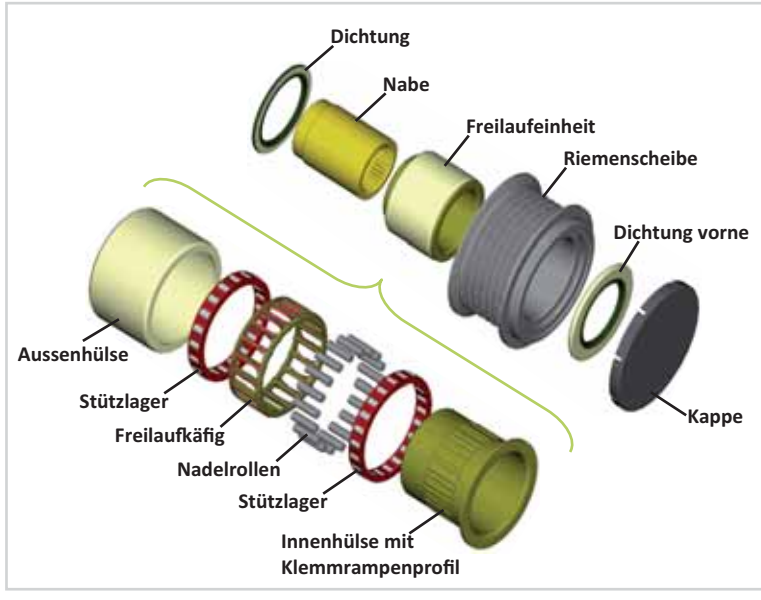


Bild 11 Freilaufriemenscheibe

kommt es zu Differenzen der Drehwinkelgeschwindigkeiten von Kurbelwelle zu Generator. Im Gegensatz zu einer starren Riemenscheibe öffnet die Freilaufriemenscheibe in Überholrichtung. Dabei werden die Generatormasse und deren Einflüsse vom Aggregatetrieb entkoppelt. Des Weiteren koppelt der Freilauf die Generatormassenträgheit während deutlicher Motordrehzahlverzögerungen ab (Gangwechsel Hochschalten).

Konstruktiver Aufbau

Die Freilaufriemenscheibe (Bild 11) besteht aus einer Laufscheibe, die auf Ihrem Außendurchmesser das für den Einsatz eines Keilrippenriemens notwendige Profil aufweist, einer gelagerten Freilaufeinheit, einem Innenring und zwei Dichtungen. Zum Schutz gegen Umgebungsmedien (z. B. Schmutz-/Salzwasserbeaufschlagung) wird nach der Montage auf die Generatorwelle eine Abdeckkappe frontseitig aufgeschnappt.

Es wurde für die Freilaufriemenscheiben ein Baukastensystem erstellt, um wirtschaftlich und flexibel auf die entsprechenden Kundenanfragen reagieren zu können. Die Freilaufeinheit sowie die Dichtungskomponenten sind Standardteile.

Infolge ihres Aufbaues hat die Freilaufriemenscheibe keine eigene Resonanzfrequenz und muss somit im Gegensatz zur Federentkopplungen nicht auf verschiedene Generatorgrößen abgestimmt werden.

CO_2-Reduzierungspotenziale im Aggregatetrieb

Die oben genannten Details zu Aggregatetriebkomponenten zeigen auf, dass eine Vielzahl von Parametern zur Erreichung von Funktion und Lebensdauer des Gesamtsystems zu beachten sind. Bei gezielten Untersuchungen durch dynamische Simulation mit Simdrive 3D™ und Versuch wurde die Riemenvorspannung als Haupteinflussparameter bezüglich Reibleistungsverluste im Nebenaggregatetrieb herausgearbeitet. Die Riemenvorspannung beeinflusst maßgeblich:

- Lagerreibung der Spann- und Umlenkrollen
- Riemendehnung
- Riemenbiegung
- Verluste im Riemen/Scheiben-Kontakt, insbesondere radiale Kompression des Riemens

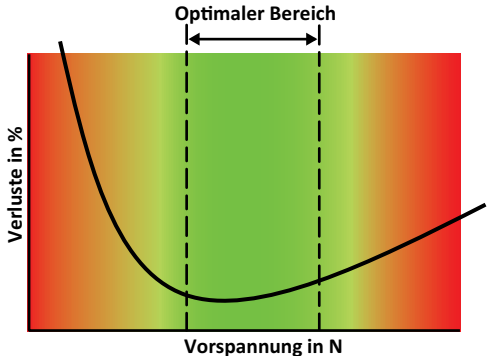


Bild 12 Reibungskurve

- Lagerreibung aller Nebenaggregate (wird in nachfolgender Analyse nicht berücksichtigt)
- Belastung des ersten Kurbelwellenlagers (wird in nachfolgender Analyse nicht berücksichtigt)

Unter Berücksichtigung von Funktionsgrenzen und Systemtoleranzen wird motorspezifisch ein optimaler Vorspannungsbereich ermittelt (Bild 12).

Anhand eines Beispiel-Trieblayouts (Bild 13) werden spezifische Einsparpotenziale gegenübergestellt. Ausgehend von einem Basissystem mit einem mechanischen Riemenspanner und der systemspezifisch erforderlichen Vorspannung von 350 N werden die Einsparpotenziale durch den Einsatz einer Generatorentkopplung ermittelt. Ohne Änderung der Riemenvorspannung werden gegenüber dem Basissystem bereits leichte Einsparungen erreicht. Infolge der Einführung einer Generatorentkopplung mittels einer Freilaufriemenscheibe (im Bild 14 als OAP bezeichnet) oder eines federelastischen Generatorenkopplers ergibt sich ein Potenzial zur Reduzierung der Vorspannung auf 280 N und dies bewirkt eine Reib-/Verlustleistungseinsparung von 14 bis 20 % im Triebsystem (Bild 14).

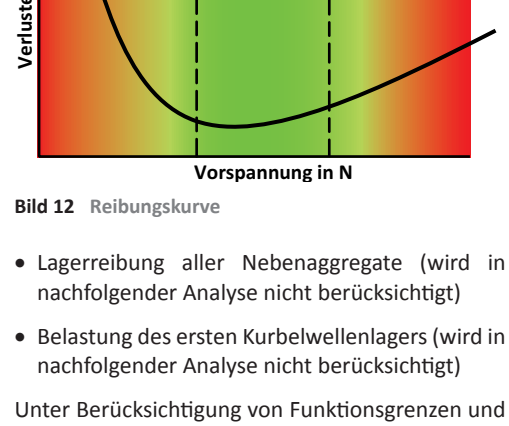


Bild 13 Simulierter Trieb

Eine noch deutlichere Einsparung kann durch Verwendung einer Riemenscheibenentkopplung direkt an der Kurbelwelle erzielt werden. Im Vergleich zum Basissystem sind damit im Triebsystem bis zu 36 % Reibleistungsreduzierung erzielbar (Bild 15). Mit 230 N Vorspannung wird in diesem Beispiel das Optimum hinsichtlich Reibungsreduzierung unter Beibehaltung der Systemfunktion und -lebensdauer gewährleistet.

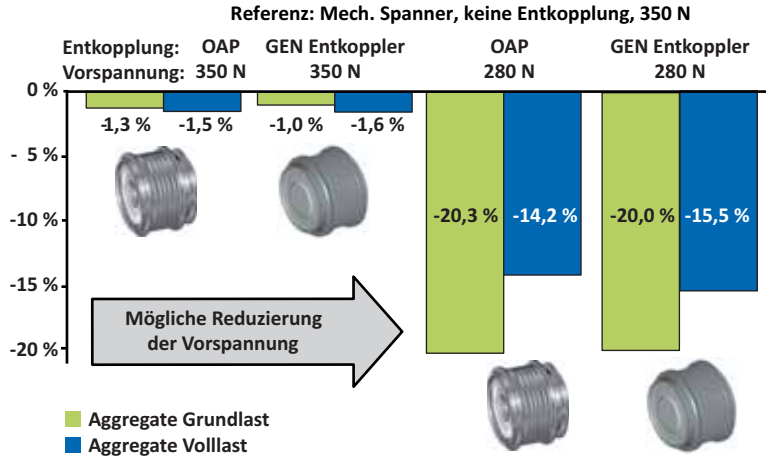


Bild 14 Einsparpotenziale bei Reibungsverlusten

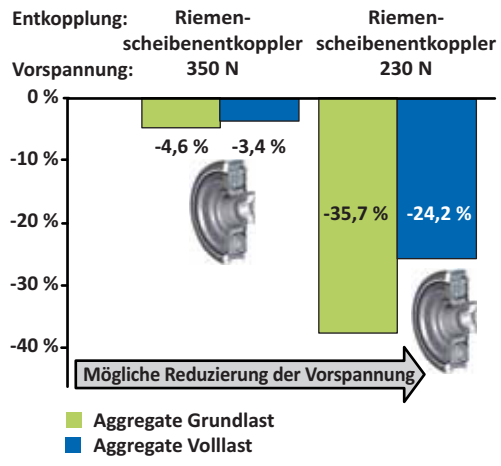


Bild 15 Einsparpotenziale bei Reibungsverlusten

Riemenscheibenentkoppler

LuK ist bekannt als Spezialist für Getriebe- und Kupplungskomponenten und besitzt ein umfangreiches Portfolio von Produkten zur Reduzierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Fahrzeugen. Dies sind Dämpfer in Kupplungsscheiben und Zweimassenschwungrädern sowie für Wandlerüberbrückungskupplungen und Doppelkupplungsgetriebe. Daneben beschäftigt sich LuK auch mit der Torsionsschwingungsproblematik am Verbrennungsmotor und entwickelt die Produktgruppe der Motorendämpfer. Im LuK Kolloquium 2002 wurde hierzu der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD) vorgestellt [1]. Dieser wurde zwischenzeitlich parallel zu anderen Motorendämpfern über mehrere Jahre erfolgreich in Serie produziert. Aktueller Entwicklungsschwerpunkt ist die Torsionsschwingungsreduzierung für Riementriebe. Eine Entwicklung in diesem Themenfeld ist der Riemenscheibenentkoppler.

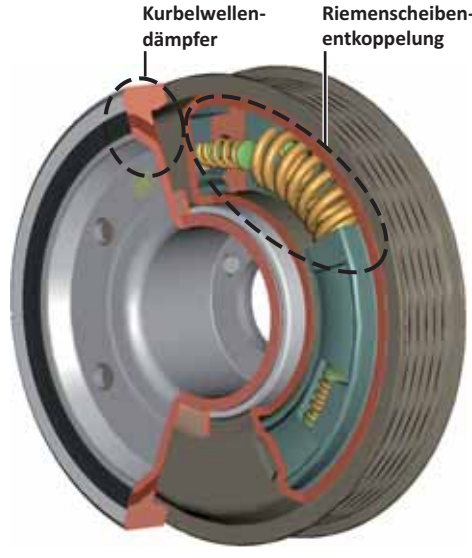


Bild 16 Riemenscheibenentkoppler mit integriertem Kurbelwellendämpfer

Die entkoppelte Riemenscheibe auf der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors hat zwei Hauptfunktionen:

1. Riemenscheibe zum Antreiben des Riementriebs für die Nebenaggregate bei gleichzeitiger Entkopplung dieses Riementriebsystems von den Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle.
2. Dämpfung der Torsionsschwingungen die aufgrund von Eigenfrequenzen im Schwingungssystem Kurbelwelle – Schwungrad auftreten.

Funktion und Aufbau der beiden Teilsysteme (Bild 16) werden im Folgenden beschrieben.

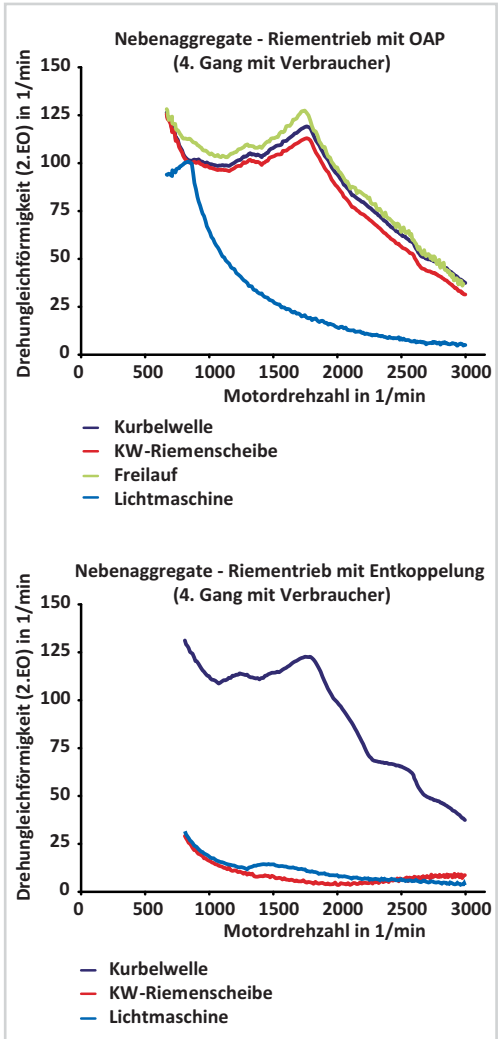


Bild 17 Messungen am Riementrieb

Riementriebentkopplung

Durch die periodische Zündung in den einzelnen Brennräumen des Verbrennungsmotors wird eine Drehungleichförmigkeit erzeugt, die in Form von Torsionsschwingungen über den Riemen in die Nebenaggregate eingeleitet werden. Beim Erreichen von Eigenfrequenzen kann das Riementriebssystem zu Resonanzschwingungen angeregt werden.

Mit einem auf der Kurbelwelle montierten Riemenscheibenentkoppler werden Riemenschwingungen, die durch die Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle ausgelöst werden, direkt an der Quelle auf ein Minimum reduziert. Die Messungen in Bild 17 zeigen den Vergleich eines Riementriebsystems mit Generatorfreilauf (OAP) und starrer Scheibe auf der Kurbelwelle zu einem System mit Riemenscheibenentkopplung (jeweils zweite Ordnung der Motordrehzahl). Die Isolation des gesamten Riementriebes lässt sich durch die Entkopplung an der Kurbelwelle deutlich verbessern.

Die erste Eigenfrequenz eines Riementriebs ohne Entkopplung liegt bei vielen Anwendungen im Drehzahlbereich zwischen 1000 1/min und 1500 1/min. Mit dem Riemenscheibenentkoppler wird ein zusätzliches Federsystem in das Schwingungssystem eingebracht. Die Eigenfrequenz wird dadurch deutlich unter die Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors geschoben und der Riementrieb im überkritischen Bereich betrieben. Es resultiert eine Reduzierung der Belastung für alle Komponenten im Riementrieb.

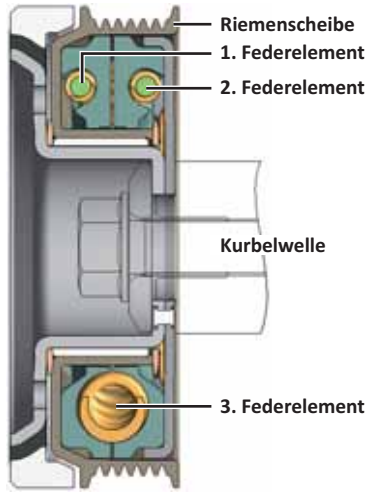


Bild 18 Schnittdarstellung Riemenscheibenentkoppler

Bild 19 Explosionsdarstellung Riemenscheibenentkoppler

Heute auf dem Markt vorhandene entkoppelte Riemenscheiben für die Kurbelwelle sind mit Federelementen aus Elastomeren aufgebaut. Diese Elastomere stellen zwar ein relativ kostengünstiges Material für Federelemente dar, zeigen jedoch eine starke Abhängigkeit ihrer Funktion und Lebensdauer von der Temperatur und der Lastwechselanzahl. Mit weiter zunehmenden Anforderungen (steigende Motordrehungleichförmigkeiten, erhöhte Anzahl von Motorstarts, höhere Schleppmomente, steigende Umgebungstemperaturen) ergibt sich ein zunehmend begrenzter Einsatzbereich für „Elastomer - Entkoppler“.

Beim LuK Riemenscheibenentkoppler wird das Federelement im dargestellten Bauteil mit Stahldruckfedern ausgeführt (Bild 18 und 19). Die Führung der drei eingesetzten Bogenfedern sowie deren Kraftübertragung erfolgt in zwei Kunststoffschalen im Bauraum unter der Riemenspur. Die Riemenscheibe wird in einem Gleitlager auf der Nabe geführt.

Über die Bogenfedern wird im Entkoppler und damit für den gesamten Riementrieb eine Eigenfrequenz dargestellt, die unterhalb der Leerlaufdrehzahl liegt und den geforderten überkritischen Betrieb des Riementriebs ermöglicht. Im Start muss diese Eigenfrequenz jedoch durchfahren werden. Dabei kann sich im ungünstigen Fall eine Resonanz ausbilden, die mit der Eigenfrequenz im Verbund ZMS – Antriebsstrang zusammenfällt. Da in den Riemenscheibenentkoppler eine Freiwinkelfunktion integriert ist, werden Resonanzen beim Durchfahren der Eigenfrequenzen des Riementriebes bereits im Ansatz unterbunden. Der dazu benötigte Freiwinkel wird im Bauteil durch eine abgestimmte Verdrehmöglichkeit zwischen den Kunststoffschalen und den anliegenden Blechteilen realisiert.

Es ergibt sich eine Federkennlinie für den Entkoppler (Bild 20), die sich aus mehreren Teilkennlinien zusammensetzt. Dies sind die Federkennlinie des Bogenfederpaketes C2 sowie zwei Freiwinkelkennlinien. Für die Übergabe zwischen den Kennlinien sind Übergangsfedern in das Bauteil integriert, die über ihre Reihenschaltung mit den Bogenfedern einen weichen Übergang C1 in der gesamten Federkennlinie ergeben. Zusätzlich erfolgt eine weitere Verbesserung der Isolation durch eine Absenkung der Gesamtfederrate im unteren Momentenbereich.

Mit dem beschriebenen Design und Kennlinienaufbau ergibt sich zusätzlich die Möglichkeit der bidirektionalen Übertragung des Momentes im Entkoppler. Der Entkoppler kann neben dem Antreiben der Aggregate im Riementrieb auch für Anwendungen eingesetzt werden, die eine Startfunktion für den Verbrennungsmotor oder eine Boostfunktion

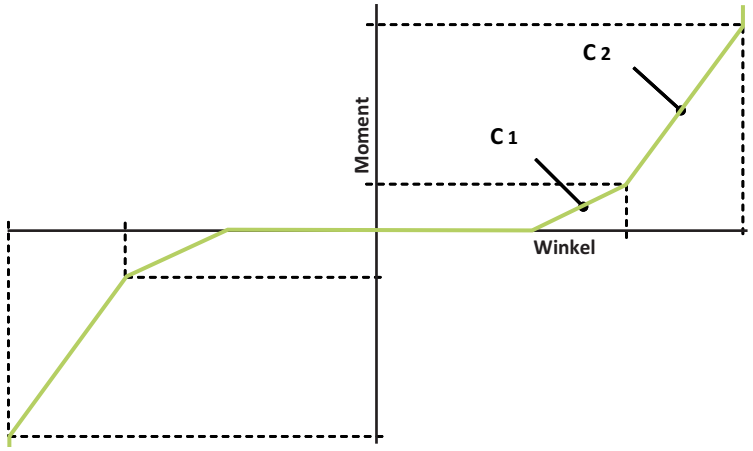


Bild 20 Federkennlinie Riemenscheibenentkoppler

Bild 21 Doppelter Riemenscheibenentkoppler für Generatorstart und 2-Riemen-Systeme

über den Generator im Riementrieb vorsehen. Der Momentenfluss läuft in diesen Fällen in umgekehrter Richtung im Riementrieb.

Bei Anwendungen, die ein höheres Moment für die Funktionen Generatorstart bzw. Boosten im Vergleich zur eigentlichen Schleppfunktion fordern, ist auch eine asymmetrische Kennlinie darstellbar, die in einem Doppeldämpfer (Bild 21) realisiert werden kann.

Torsionsschwingungsdämpfung

Für die zweite Hauptfunktion ist in die Baugruppe ein Torsionsschwingungsdämpfer integriert (Bild 16). Dieser dient zur Reduzierung von Resonanzschwingungen in der Kurbelwelle, die angeregt durch die Zündfrequenz des Motors entstehen [2]. Dabei wird das Schwingungssystem Kurbelwelle – Schwungrad in mehreren Eigenfrequenzen angeregt.

Für die Auslegung des Torsionsschwingungsdämpfers wird die erste Eigenfrequenz betrachtet. Diese Eigenfrequenz liegt im Frequenzbereich von 300 bis 400 Hz. In Abhängigkeit von Zylinderanzahl, Ausführung der Kurbelwelle sowie den Massen von Kurbelwelle und Schwungrad wird die Eigenfrequenz von den auftretenden dominierenden Erregerordnungen im gesamten Drehzahlbereich des Motors angeregt. Dabei schwingt das Schwungrad gegen die Kurbelwelle mit den angehängten Massen wie beispielsweise Pleuel und Kolben.

Eine Dämpfung dieser Eigenfrequenz geschieht durch die Anbindung einer freien Masse über ein Feder- und Dämpfungselement am freien Ende der Kurbelwelle. Normalerweise ist dies bei Motoren der kleineren bis mittleren Baureihen ein Massering, der über eine vulkanisierte oder eingepresste Gummispur an die Kurbelwelle angekoppelt ist [3]. Für größere Motoren können für diese Anwendung auch Viskosedämpfer eingesetzt werden. Durch eine optimale Abstimmung von Masse, Federrate und Dämpfung werden somit die Resonanzschwingungen in der Kurbelwelle reduziert und eine Verbesserung im NVH-Verhalten aber auch für die Lebensdauer der Kurbelwelle erreicht.

Systembetrachtung mit Motor und Powertrain

Die Auslegung des Riemenscheibenentkopplers sowie der umliegenden Aggregate und Elemente im Riementrieb wird heute mit Simulationswerkzeugen durchgeführt. Neben Simdrive 3D™wird in der Schaeffler Gruppe das Programm DyFaSim verwendet. Mit diesem selbstentwickelten Programm, das ursprünglich aus der Entwicklung und Auslegung von Torsionsdämpfern und Zweimassenschwungrädern stammt, können heute ganze Fahrzeugantriebstränge vom Motor bis zum Rad aber auch der Riementrieb dargestellt und deren Verhalten simuliert werden.

Aufbauend auf der Simulationstechnik, wie sie für die Entwicklung des Zweimassenschwungrades eingesetzt wird [4], ergibt sich eine ganzheitliche Betrachtung durch die Erweiterung der Antriebsstrangmodelle um Module für Riementriebssysteme. Es besteht die Möglichkeit, Wechselwirkungen des Riementriebs mit dem Motor, dem angekoppelten Ein- oder Zweimassenschwungrad und dem weiteren Antriebsstrang in die Untersuchung zu integrieren.

Unter Berücksichtigung von Parametern wie Schlupf, Riemenschwingungen, Riemenspannerkräften und Lagerkräfte in den Aggregaten kann in der Simulationen eine optimale Auslegung des Riementriebs gefunden werden.

Ziel der Abstimmung ist es, eine optimale Entkopplung des Riementriebs von den Anregungen des Verbrennungsmotors zu finden. Damit wird ein verlustreduzierter Antrieb der Nebenaggregate erreicht, der eine Reduzierung des Treibstoffverbrauchs und damit der CO_2-Emission für den Verbrennungsmotor zur Folge hat.

Zusammenfassung

In der Vergangenheit wurden hochwertige Riementriebkomponenten oftmals als notwendige „Problemlöser“ in schwierigen Anwendungsfällen betrachtet. In Zukunft werden zur Steigerung von Komfort – und nicht zuletzt bestmögliche CO_2-Reduzierung – hocheffiziente Komplettsysteme (Bild 22) im Steuer- und Aggregatetrieb unerlässlich sein.

Steuertriebe sind unter dem Gesichtspunkt der Reibungsarmut neu zu analysieren. Den Vorteilen eines Kettentriebes steht unter anderem die erhöhte Reibleistung als Nachteil gegenüber, hier gibt es eindeutige Ergebnisse zugunsten des Zahnriementriebes.

Im Aggregatetrieb ergibt die Entkopplung in der Kurbelwellen-Riemenscheibe signifikante Vorteile für den gesamten Riementrieb. Durch die Verringerung der eingeleiteten Drehungleichförmigkeiten wird die Belastung für alle Bauteile im Trieb reduziert. In Verbindung mit dem auf Stahlbogenfedern aufbauenden Riemenscheibenentkoppler ergeben sich Ansätze zu Optimierungen. Die in Bild 23 dargestellten Einsparungspotenziale sind möglich.

Durch geschickte Anwendung und Kombination von Produkten aus dem Schaeffler Portfolio können bestmögliche CO_2-Einsparungen im Riementrieb erschlossen werden.

Literatur

[1] Gerhardt, F.; Fechler, C.; Lehmann, S.; Langeneckert, H.: Der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD); 7. LuK Kolloquium, 2002

[2] van Basshuysen; Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotor, 2.Auflage, Vieweg-Verlag, 2002, S.78-79

[3] Hafner, Maass: Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine, Band 4, 1. Auflage ,Springer-Verlag, 1985, S.361 ff.

[4] Fidlin, A.; Seebacher, R.: Simulationstechnik am Beispiel des ZMS; 8. LuK Kolloquium, 2006

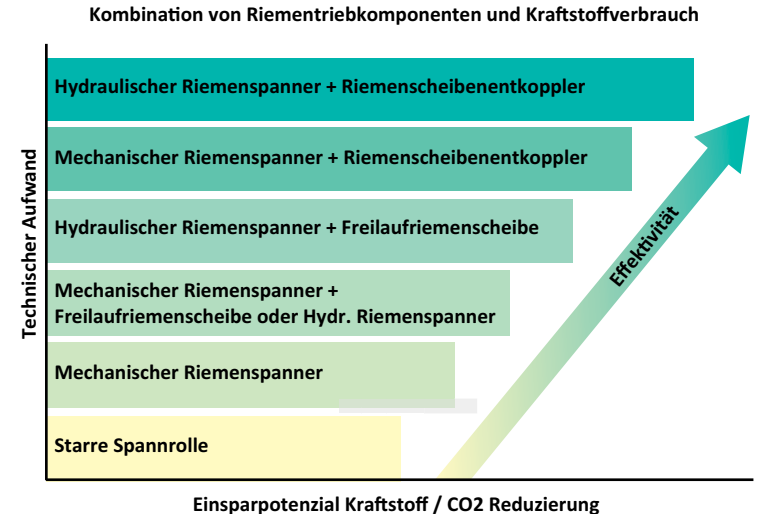


Bild 22 Optimierungspotenziale

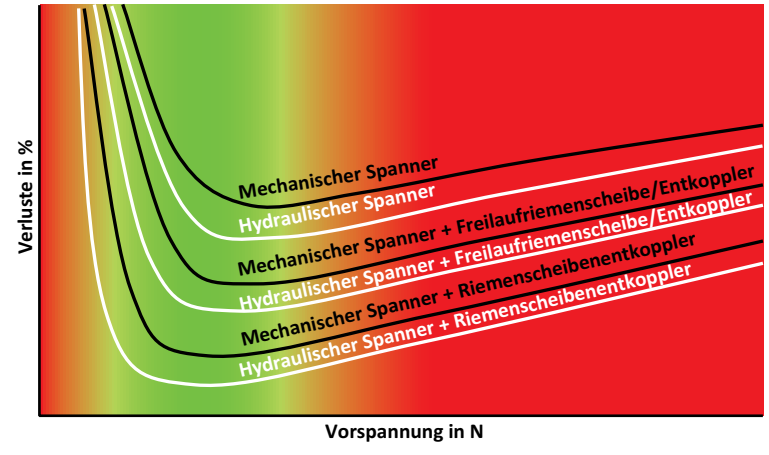


Bild 23 Optimierungskurve