Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen Allgemeine Überlegungen

Dr.-Ing. **Wolfgang Reik**

Den Torsionsschwingungen im Antriebsstrang wird heute mehr denn je Beachtung geschenkt. Zum einen sind im Kraftfahrzeugbau die Erregerquellen stärker geworden. Zum anderen lassen sich auf Gewicht und Wirkungsgrad optimierte Antriebsstränge leicht erregen. Als Folge ergeben sich eine Reihe von Komfortproblemen. Getrieberasseln und Brummen, insbesondere in den aus Verbrauchsgründen bevorzugten niedrigen Drehzahlbereichen, machen sich störend bemerkbar. Darüber hinaus können Lastwechselreaktionen dem Fahrer die Freude an seinem Fahrzeug verleiten. Dies sind niederfrequente Torsionsschwingungen, die treffend als "Bonanza-Effekt" bezeichnet werden.
Bis jetzt wurden die Torsionsschwingungen überwiegend unter Geräusch- und Komfortgesichtspunkten gesehen. Dabei sollte auch beachtet werden, daß durch solche Schwingungen im Antriebsstrang, insbesondere bei Resonanzen, Beanspruchungen auftreten können, die das maximale Motormoment weit übertreffen.
Beim plötzlichen Gasstoß treten kurzfristig Beanspruchungen bis zum doppelten Motormoment auf. In solchen Fällen kann die Kupplung sogar kurzzeitig zum Rutschen kommen. In Zukunft wird der Vermeidung dieser Übermomente unter dem Gesichtspunkt der Gewichtsoptimierung und Kostenreduzierung von Antriebssträngen sicher mehr Bedeutung zukommen [1].

Torsionsschwingungserregung im Kraftfahrzeug-Antriebsstrang

Für Torsionsschwingungen kommen viele Erregerquellen in Betracht.
Bild 1 gibt eine Übersicht ohne Anspruch auf Vollständigkeit. Die Hauptquelle ist der durch die Zündung bedingte ungleichförmige Verlauf des Motors. Diese Grunderregung im Kfz-Antriebsstrang ist Thema fast aller nachfolgenden Vorträge. Ungleichmäßige Zündung oder gar Zündaussetzer können zu schwerwiegenden Schwingungsproblemen führen. Sie werden in dieser Vortragsreihe nicht behandelt, da sie in der Regel durch Optimierung der Zündung behoben werden können.
Vom Fahrer gewollte Momentenänderungen können den gefürchteten "Bonanza-Effekt" hervorrufen.

Motor	Zündung Ungleichmäßige Zündung Momentenänderung
Kupplung	Reibschwingungen
Torsionsdämpfer	Periodische Veränderung der Dämpfung
Getriebe	Zahneingriff Zahnteilungsfehler Schaltstöße
Gelenkwellen	Beugungswinkel
Rad	Fahrbahnunebenheiten

Bild 1:

Erregerquellen für Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs

Ein weiterer Schwingungserreger entsteht durch eine rupfende Kupplung. Die dafür verantwortlichen physikalischen Gesetzmäßigkeiten werden in einem gesonderten Beitrag abgehandelt.
Ein Wellenversatz zwischen Motor und Getriebe kann in der Kupplungsscheibe zu Verspannungen führen, die eine motordrehzahlsynchrone Veränderung der Dämpfung und eine damit verbundene Erregung zur Folge haben.
Das Getriebe selbst kann durch den Zahneingriff und durch Zahnteilungsfehler Torsionsschwingungen erregen [2]. Bei automatischen Getrieben kommen noch Schaltstöße hinzu, die sich ähnlich auswirken wie vom Motor hervorgerufene Momentenänderungen.
Stark gebeugte Gelenkwellen erzeugen ebenfalls Ungleichförmigkeiten [3]. Auch Fahrbahnunebenheiten oder Radschlupf bei wechselnden Reibwerten zwischen Rad und Straße erregen den Antriebsstrang.

Motorungleichförmigkeit

Die Haupterregerquelle für Torsionsschwingungen ist die diskrete Zündung des Motors [4]. Sie ist letztlich auch die Ursache für Getrieberasseln und Brummen bei niedrigen Drehzahlen. Die Gesetzmäßigkeiten sollen im folgenden behandelt werden.

Das Moment an der Kurbelwelle ist eine periodische Funktion der Zeit oder – wie von den Motorenspezialisten bevorzugt – eine Funktion des Kurbelwellenwinkels. Der zeitliche Verlauf des Momentes wird einerseits durch die Gaskräfte im Zylinder und andererseits durch die bei einer Umdrehung wechselnden Massenträgheitsmomente des Kurbeltriebes und die damit verbundenen Beschleunigungsmomente bestimmt [5, 6].
Die Massenkräfte treten nennenswert nur bei höheren Drehzahlen in Erscheinung. Dort können sie sogar bestimmend werden. Da Getrieberasseln und Brummgeräusche hauptsächlich bei niedrigen Drehzahlen auftreten, werden für diese Betrachtungen die Massenkräfte vernachlässigt. Es ergibt sich dann für das Moment ein besonders einfacher Zusammenhang, wie er in Bild 2 oben gegeben ist.

$$M(\psi) = -\frac{1}{2}V_h \cdot \frac{1}{r}\frac{dz}{d\psi} \cdot (p - p_o)$$

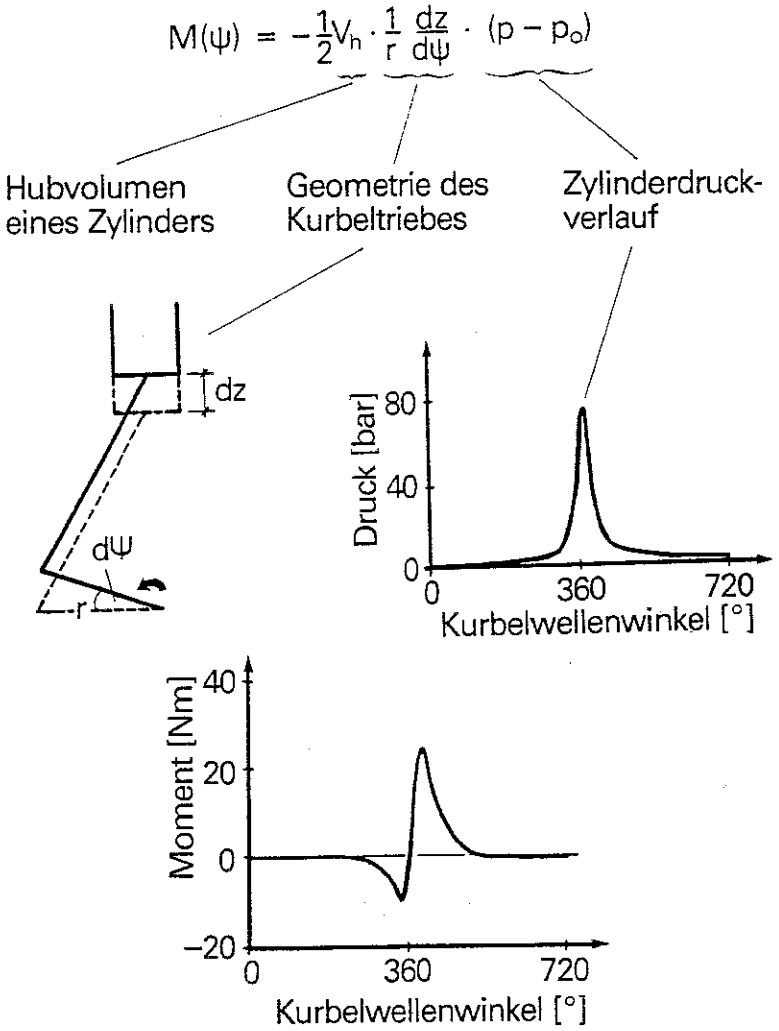

Bild 2:
Motorerregung durch Gaskräfte

Danach ist das auf die Kurbelwelle wirkende zeitabhängige Moment das Produkt aus dem Hubvolumen eines Zylinders, einem kurbelwellenwinkelabhängigen Geometriefaktor des Kurbeltriebes und des Zylinderdruckverlaufs. Das Ergebnis ist in Bild 2 unten für einen Zylinder dargestellt. Dieser Verlauf wiederholt sich bei einem Viertaktmotor alle zwei Umdrehungen.

Für einen Vier-, Fünf-, Sechs- oder Achtzylindermotor müssen dann die für jeden einzelnen Zylinder gültigen Kennlinien nach Bild 2 mit entsprechenden Phasenverschiebungen zur Gesamtcharakteristik des Motors überlagert werden. Bild 3 zeigt als Beispiel die Momentenverläufe für einen Vier-, Sechs- und Achtzylindermotor mit jeweils gleichem Hubvolumen pro Zylinder.

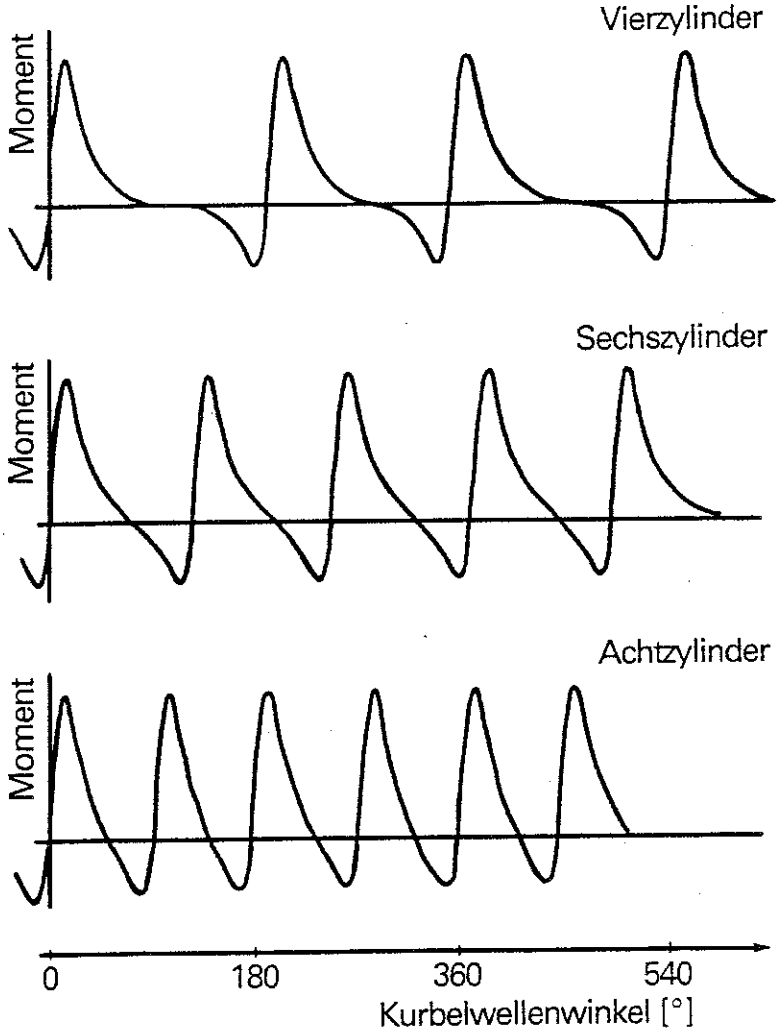

Bild 3:

Moment infolge von Gaskräften auf Kurbelwelle

Motoren mit hoher Zylinderzahl haben mehrere Vorteile. Das Gesamthubvolumen verteilt sich auf mehrere Zylinder. Der Hubraum und damit die Erregung pro Zylinder werden entsprechend geringer. Ferner erfolgt die Erregung mit höherer Frequenz. Wie später gezeigt wird, erleichtert dies die Abstimmung von Torsionsdämpfern.

In Bild 2 wurde gezeigt, daß der Momentenverlauf proportional dem Hubvolumen pro Zylinder ist. Deshalb werden in Bild 4 die gemessenen Werte der positiven und negativen Momentenspitzen über dem Hubvolumen eines Zylinders für Vollastbetrieb aufgetragen. Die Messungen wurden in einem Drehzahlbereich von etwa 1500 U/min durchgeführt. Bild 4 beinhaltet sowohl Benzin- als auch Dieselmotoren mit vier, sechs und acht Zylin-

dern. Wie nach der Gleichung aus Bild 2 zu erwarten, ordnen sich die gemessenen Werte für Vollast tatsächlich um Ursprungsgeraden an.

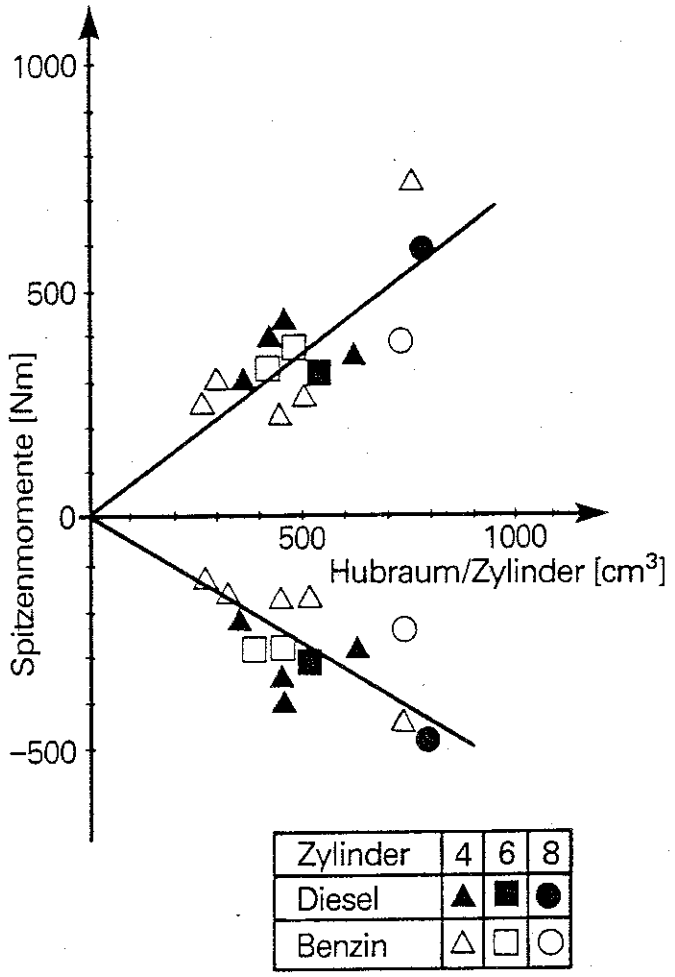

Bild 4:

Spitzenmomente auf Kurbelwelle bei Vollast

Die Größe der Momentenspitze sagt allein noch nichts über die Ungleichförmigkeit des Motors aus. Diese wird noch maßgebend von dem Massenträgheitsmoment J_m der Kurbelwelle sowie den starr mit ihr verbundenen Teilen wie Schwungrad und Kupplung bestimmt. Mit der Beziehung

$$M = J_m \cdot \dot{\omega}_m$$

läßt sich die Winkelbeschleunigung ermitteln, die bei den für uns überwiegend wichtigen kleinen Drehzahlen eine nahezu konstante Amplitude besitzt. Der Verlauf der Winkelgeschwindigkeit bzw. der Drehzahl über der Zeit ergibt sich durch Integration

$$\omega_m = \int \dot{\omega}_m \, dt.$$

Mit den Erfahrungen, die in Bild 4 zusammengefaßt sind, läßt sich die Motorerregung bei Vollast einigermaßen genau vorhersagen. Darüber hinaus sind Vergleiche verschiedener Motoren und deren Ungleichförmigkeit möglich.

Für den Leerlauf gibt es jedoch keine so einheitliche Darstellung der auf die Kurbelwelle wirkenden Momente, wie Bild 5 zeigt. Nur bei Dieselmotoren sind die Momentenspitzen proportional zum Hubvolumen eines Zylinders. Bei Benzinmotoren sind sie viel geringer, und es ergibt sich kein eindeutiger Zusammenhang.
Bei einem Vergleich von Bild 4 und Bild 5 fällt auf, daß die Erregermomente von Benzin- und Dieselmotoren bei Vollast ähnlich sind, während im Leerlauf deutliche Unterschiede festgestellt werden.

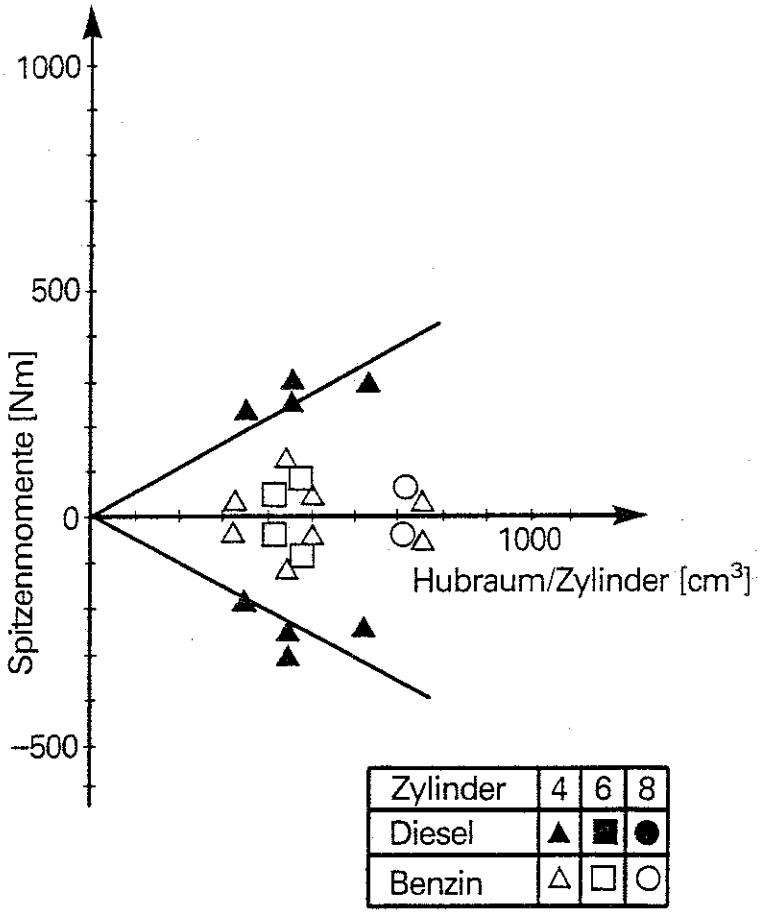

Bild 5:

Spitzenmomente auf Kurbelwelle im Leerlauf

Der Kraftfahrzeug-Antriebsstrang als torsionsschwingungsfähiges Gebilde

Der Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs stellt ein torsionsschwingungsfähiges System dar [7 – 10]. Es läßt sich näherungsweise durch eine Kette von Drehmassen und Torsionsfedern beschreiben. Wenn vernachlässigt wird, daß sich Radsätze im Getriebe infolge der inneren Übersetzung am Getriebegehäuse abstützen und diese wiederum über eine mehr oder weniger elastische Aufhängung mit der Karosserie verbunden sind, kann man sogar von linearen Ketten ausgehen, wie sie in Bild 6 gezeigt sind. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird versucht, mit so wenig wie mög-

lich verschiedenen Drehmassen und Torsionsfedern auszukommen. Bild 6 zeigt den Übergang von einer Kette mit den fünf Drehmassen Motor, Getriebe, Differential, Rad und Fahrzeug zu einer Kette, die nur noch aus den drei Drehmassen Motor, Getriebe und Fahrzeug besteht [11].
Für viele Schwingungsprobleme ist solch ein einfaches Modell voll aussagefähig. Allerdings muß betont werden, daß nicht alle Antriebsstrangprobleme damit erklärt werden können.

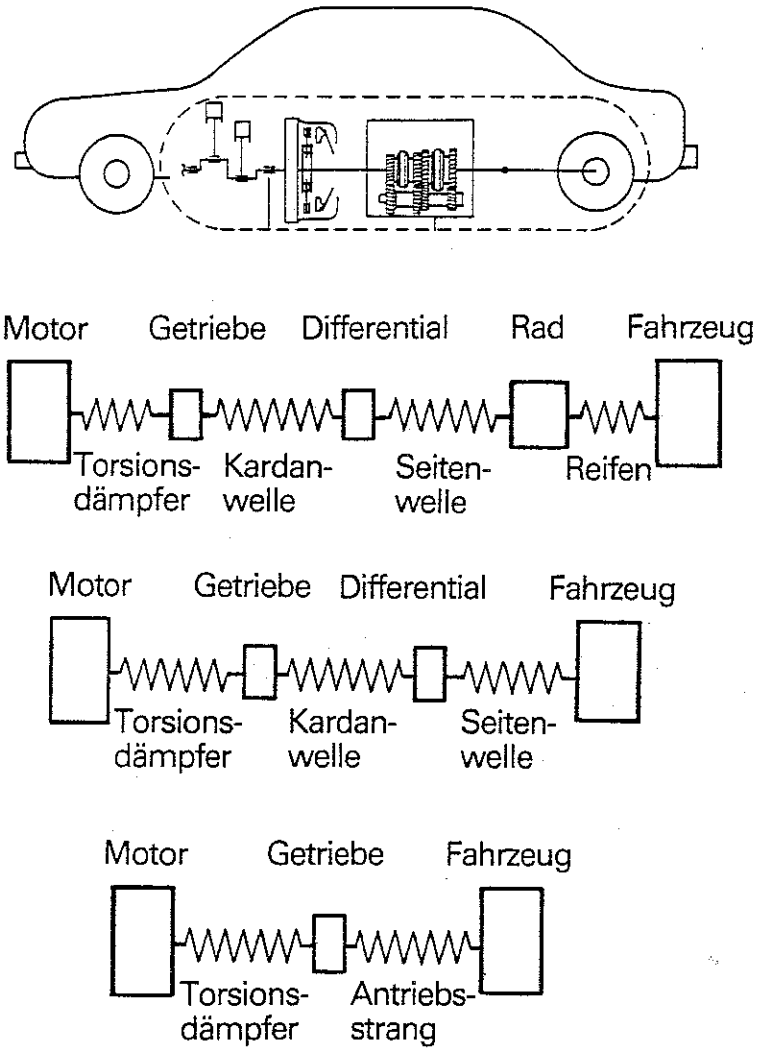

Bild 6:

Schwingungsmodell für den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs

Jeder, der schon einmal Schwingungsberechnungen durchgeführt hat, wird ein einfaches Modell begrüßen. Er weiß, wie schwer es ist, an erforderliche Daten von Drehmassen und Federsteifigkeiten zu kommen, und wie unübersichtlich die Darstellung von Ergebnissen sein kann.
Eine solche Vorgehensweise birgt immer die Gefahr von zu starken Vereinfachungen und damit großen Fehlern oder gar von Falschaussagen. Deshalb muß die Modellbildung stets von realen Messungen der Torsionsschwingungen begleitet werden.

Die möglichen Schwingungsformen für einen solchen einfachen Dreimassenschwinger sind in Bild 7 dargestellt [12].
Bei der Schwingungsform "Ruckeln" schwingt im wesentlichen der Motor gegen das Fahrzeug. Das Getriebe ist in der Nähe eines Schwingungsknotens und schwingt deshalb nur mit kleiner Amplitude. Für diese Schwingungsform, die dem Ruckeln des Fahrzeugs z. B. nach einem Gasstoß entspricht, liegen Eigenfrequenzen je nach Fahrzeugtyp und eingelegtem Gang von 2 – 5 Hz vor.

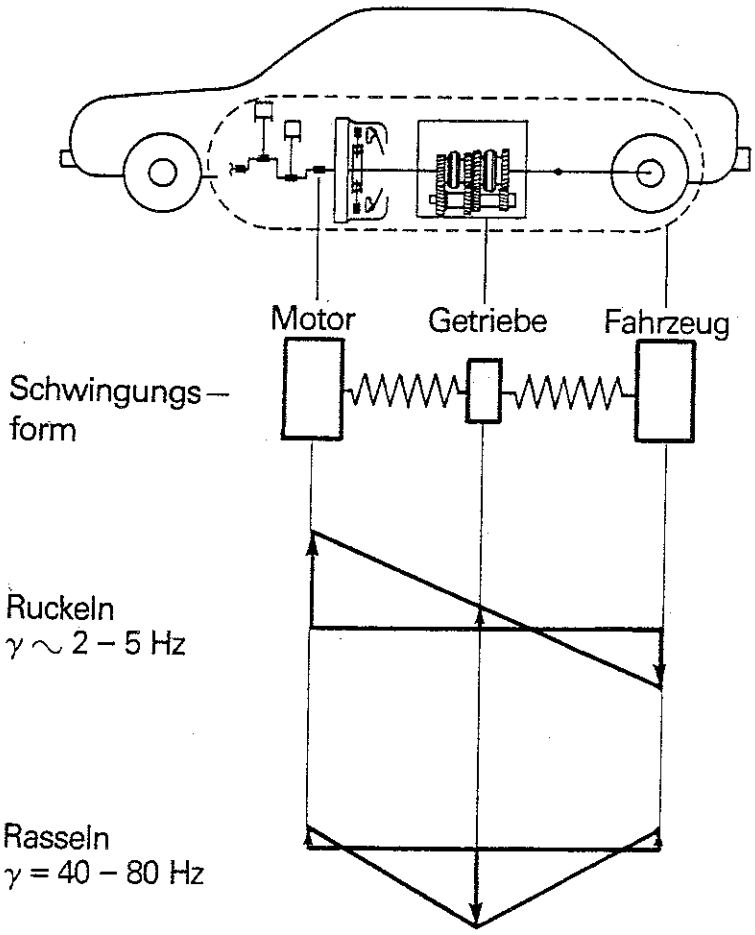

Bild 7:

Schwingungsformen eines Dreimassenschwingers

Bei der Schwingungsform "Rasseln" schwingt das Getriebe mit großer Amplitude. Typisch sind Eigenfrequenzen von 40 – 80 Hz. Diese Schwingungsform liegt vor, wenn Getrieberasseln auftritt.

Resonanzdrehzahlen

Wenn die Ungleichförmigkeit des Motors auf den schwingungsfähigen Antriebsstrang einwirkt, können immer dann Resonanzen entstehen, wenn Anregungsfrequenz und Eigenfrequenz übereinstimmen. Bild 8 zeigt für einen Einmassenschwinger die Resonanzkurve mit der Überhöhung.

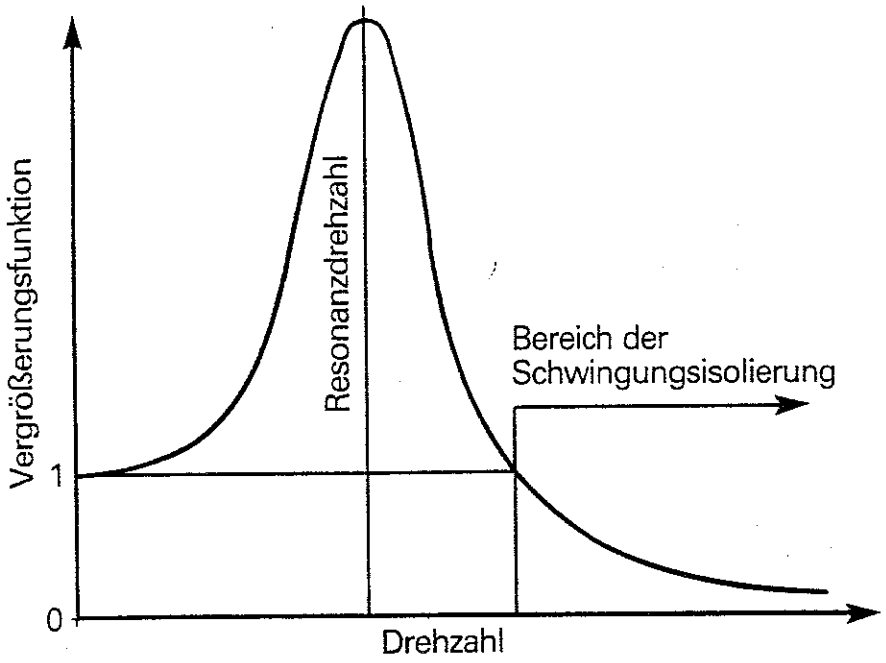

Bild 8: Resonanzkurve für einfachen Schwinger

Die Anregungsfrequenzen sind proportional der Drehzahl. Deshalb eignet sich die Darstellung nach Bild 9, in der die Anregungsfrequenzen über der Drehzahl aufgetragen sind. Die Anzahl der Erregerschwingungen pro Motorumdrehung wird als Ordnung bezeichnet. Der Vierzylindermotor hat pro Umdrehung zwei Zündungen und regt deshalb hauptsächlich in der 2. Ordnung an. Diese 2. Ordnung ist in Bild 9 durch die dick eingezeichnete Ursprungsgerade wiedergegeben.
Da die Motorerregung nicht sinusförmig ist, müssen zusätzlich höherfrequente Anteile in der Erregung auftreten, deren Intensität aber allgemein mit steigender Frequenz abnimmt. Auch die höherfrequenten Anteile stehen in einem festen Verhältnis zur Motordrehzahl. Die 4. und 6. Ordnung sind mit eingezeichnet. Bei ungleichmäßiger Zündung der einzelnen Zylinder können auch die 1. oder 0,5. Ordnung vorhanden sein. Alle diese Ordnungen sind Geraden mit unterschiedlichen Steigungen.
In Bild 9 sind zusätzlich noch die Eigenfrequenzen eines PKWs für die Schwingungsformen "Rasseln" und "Ruckeln" in den Gängen 1 – 5 eingetragen. Da die Eigenfrequenzen selbstverständlich nicht von der Drehzahl abhängen, ergeben sich horizontale Linien.
Bei jedem Schnittpunkt einer Erregerordnung mit der Eigenfrequenz kann – muß aber nicht – eine Resonanz entstehen. Die Vielzahl der möglichen Resonanzstellen läßt das komplexe Schwingungsverhalten eines Antriebsstranges erahnen.

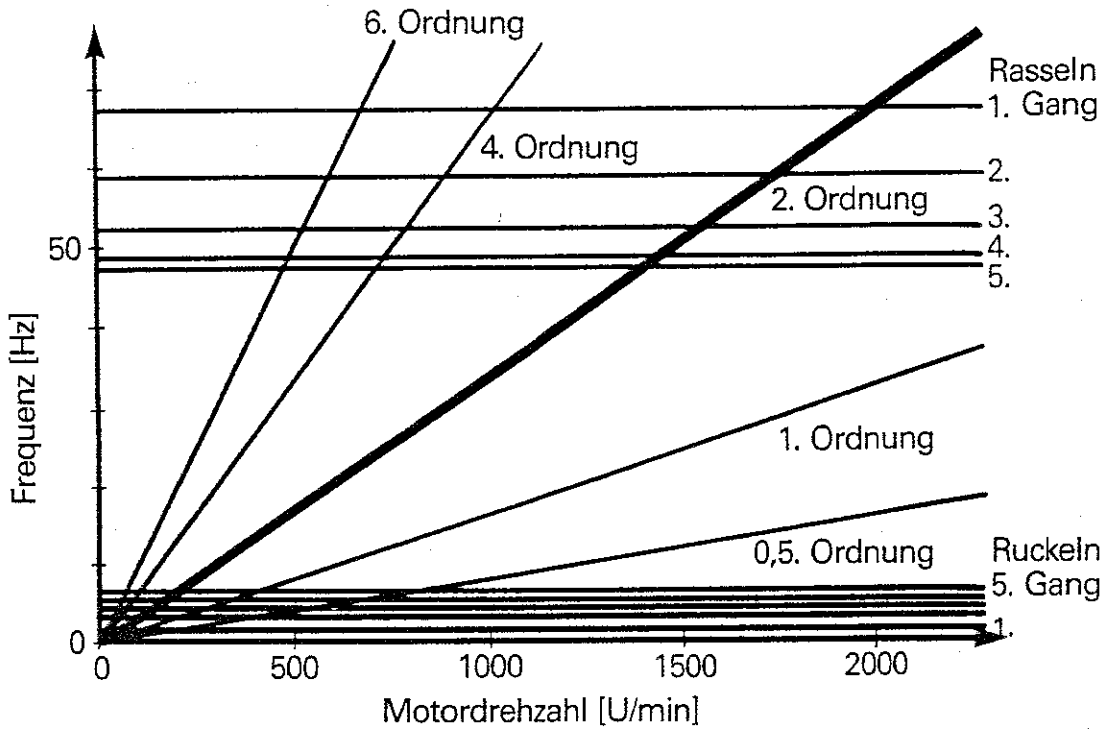

Bild 9: Erregerfrequenzen als Funktion der Motordrehzahl für Vierzylindermotoren

Die Schwingungsform des Rasselns wird überwiegend von der 2. und 4. Ordnung angeregt. Die zugehörigen Resonanzdrehzahlen finden sich typischerweise im Bereich von etwa 700 – 2000 U/min. Sie liegen umso höher, je niedriger der gewählte Gang ist. Die Schwingungsform des Ruckelns ist aus der Ungleichförmigkeit des Motors eigentlich nur durch die 0,5. Ordnung und auch nur in den oberen Gängen anregbar. Die Anregung dieser Schwingungsform erfolgt normalerweise durch eine breitbandige Erregung infolge eines Laststoßes.

Schwingungsisolation mit Torsionsdämpfer

Theoretisch gibt es verschiedene Möglichkeiten, das Schwingungsverhalten eines Kraftfahrzeug-Antriebsstranges so zu verändern, daß nachteilige Torsionsschwingungen reduziert werden. Die meisten Komponenten des Antriebsstranges liegen jedoch aus technisch zwingenden Gründen fest. So ist es bis auf die Schwungradmasse kaum möglich, die Massenträgheitsmomente zu verändern. Steifigkeiten von Reifen, Seitenwellen und Kardanwelle sind ebenfalls kaum beeinflußbar. So bleibt nach Bild 10 eigentlich nur noch die Verbindung zwischen Motor und Getriebe übrig, um eine gezielte Beeinflussung vorzunehmen.

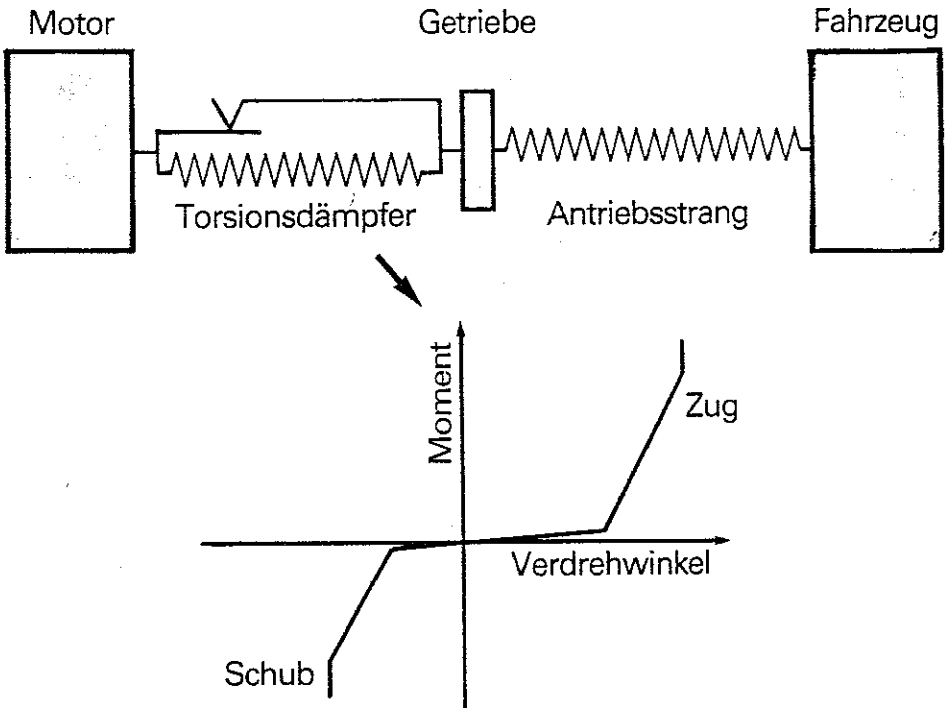

Bild 10: Torsionsdämpferkennlinie im Schwingungsmodell

Durch eine geeignet gedämpfte, drehelastische Verbindung, kurz Torsionsdämpfer genannt, können Resonanzdrehzahlen verschoben, Resonanzamplituden gedämpft und in bestimmten Fällen sogar eine echte Schwingungsisolation erreicht werden.
Im allgemeinen erfordert das Getrieberasseln in Zug, Schub und Leerlauf unterschiedliche Drehelastizität und Dämpfung. Deswegen enthalten die meisten Torsionsdämpfer genau abgestimmte Teilkennlinien, die für diese Lastbereiche getrennt optimiert werden (Bild 10).
Wie das Schwingungsverhalten durch Veränderung von Verdrehsteifigkeit und Dämpfung beeinflußt werden kann, ist in Bild 11 beispielhaft an Berechnungen für Vollast gezeigt. In den Teilbildern der Matrix ist jeweils die Schwingbreite von Motor- und Getriebedrehzahl über der mittleren Motordrehzahl aufgetragen. Der Verlauf der Motordrehzahl ist ausgezogen, der des Getriebes gestrichelt. Für jedes Teilbild wurde für die Berechnung ein Torsionsdämpfer mit unterschiedlichen Reibungshysteresen und Verdrehsteifigkeiten zugrunde gelegt. Horizontal nimmt die Verdrehsteifigkeit und vertikal die Hysterese zu. Im rechten oberen Teilbild bei einer Verdrehsteifigkeit von 20 Nm/° und ohne Reibungshysterese erkennt man mehrere Resonanzstellen mit großen Amplituden. Bei ca. 1.600 U/min liegt eine Resonanz 2. Ordnung vor, die durch die Haupterregung des Motors verursacht wird. Bei ca. 800 U/min findet man die zugehörige 4. Ordnung, hervorgerufen durch die erste Oberschwingung des Motors.

Dazwischen tritt eine weitere Resonanz 2. Ordnung auf, die zu einer anderen Schwingungsform gehört. Eine Schwingungsisolation liegt erst bei Drehzahlen im überkritischen Bereich ab 2000 U/min vor.
Wird die Verdrehsteifigkeit verringert, verschieben sich die Resonanzen zu kleineren Drehzahlen, und der Bereich der Schwingungsisolation beginnt früher. Bei sehr kleinen Verdrehsteifigkeiten von etwa 1 Nm/° nimmt die Schwingungsamplitude auch im Resonanzbereich stark ab. Das sehr weiche Verbindungsglied läßt jetzt die Schwingungen gar nicht mehr zum Rest des Antriebsstranges durch. Dies wäre der ideale Torsionsdämpfer. Leider sind jedoch solch flache Federraten im vorhandenen Einbauraum nicht unterzubringen.

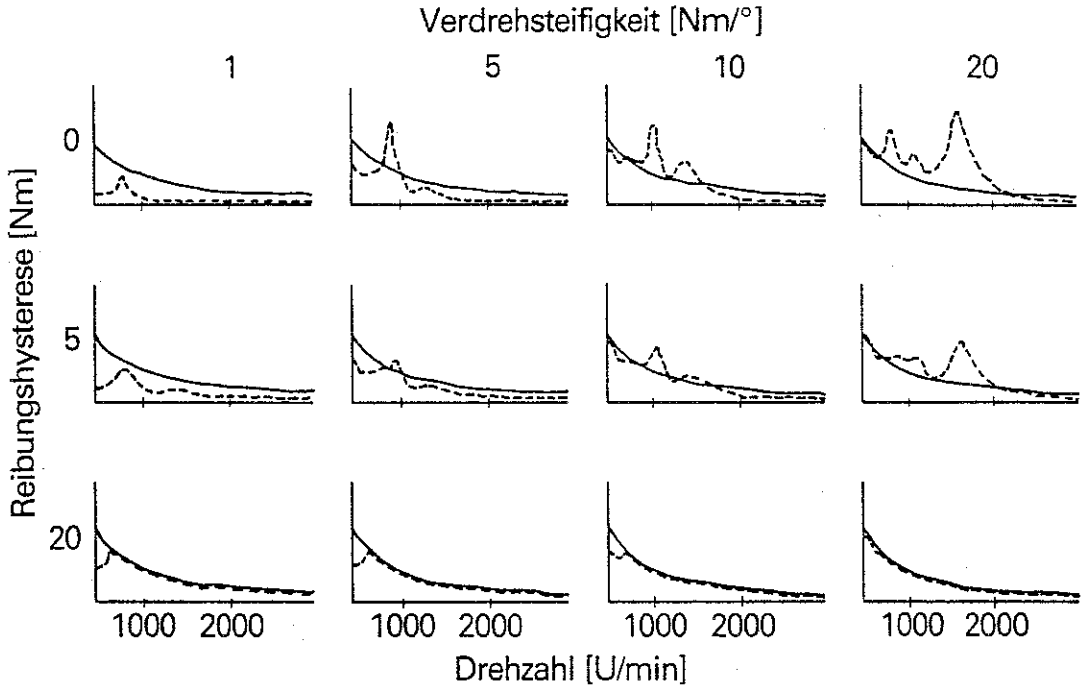

Bild 11: Einfluß von Verdrehsteifigkeit und Reibungshysterese auf Resonanzkurve eines Vierzylinder-PKW-Motors

Realisierbar sind zur Zeit mit den modernen Weitwinkelkonzepten für Kupplungsscheiben, wie sie bei LuK entwickelt wurden, nur etwa 10 Nm/° bei PKW-Motoren mit nicht allzuhohem Motormoment. Deshalb muß durch gezielte Dämpfung die Resonanzamplitude reduziert werden. Dies geht allerdings zu Lasten der Schwingungsisolation im überkritischen Bereich (Bild 11 unten). Bei hohen Reibungshysteresen weist der Torsionsdämpfer immer mehr ein starres Verhalten auf.
Die Matrix in Bild 11 macht deutlich, daß eine Schwingungsisolation im Zug über den ganzen Drehzahlbereich mit einer drehelastischen Verbindung, wie sie der konventionelle Torsionsdämpfer darstellt, nicht erreicht

werden kann. Eine Torsionsdämpferabstimmung wird deshalb stets einen Kompromiß darstellen zwischen hohen Resonanzamplituden bei niedrigen und guter Schwingungsisolation bei hohen Drehzahlen einerseits und einem starren Verhalten infolge hoher Dämpfung andererseits. Ist ein befriedigender Kompromiß nicht möglich, müssen andere torsionsdämpfende Maßnahmen wie z. B. ein Zweimassenschwungrad, eine schlupfgeregelte Kupplung oder auch eine Föttinger Kupplung eingesetzt werden.

Torsionsmeßsystem

Es wurde bereits darauf hingewiesen, daß Schwingungsberechnungen eines Antriebsstranges stets das Risiko von Falschaussagen enthalten, weil bei der Modellbildung u. U. zu starke Vereinfachungen gemacht werden oder Massenträgheitsmomente, Verdrehsteifigkeiten, Dämpfungen nicht das tatsächliche System abbilden. Die Getriebedämpfung z. B. kann überhaupt nicht direkt, sondern nur durch Vergleich der Schwingungsmessung mit der Schwingungsberechnung bestimmt werden. Dabei wird in der Berechnung die Dämpfung so lange variiert, bis das Berechnungsergebnis mit der Messung hinsichtlich Amplitude und Phase übereinstimmt. Der so erhaltene Wert für die Dämpfung wird dann in die endgültige Rechnung eingeführt.
Dies zeigt, welche Bedeutung die Messung der Torsionsschwingungen hat, und wie wichtig es ist, daß beide – Berechnung und Messung – Hand in Hand gehen und sich gegenseitig ergänzen.
Für LuK war es deshalb schon vor vielen Jahren entscheidend, sowohl über geeignete Berechnungsverfahren als auch über Meßmöglichkeiten zu verfügen. Besonders wurde darauf geachtet, daß die Meßmittel leicht anzuwenden sind und rasche Ergebnisse liefern, da Abstimmfahrzeuge meist nur kurze Zeit zur Verfügung stehen.
Da auf dem Markt keine geeigneten Meßgeräte zu finden waren, wurde in den letzten drei Jahren zusammen mit AFT, einer Tochterfirma von LuK, ein mobiler Torsionsschwingungs-Meßcomputer entwickelt, der bei Verwendung von einfachen Sensoren höchsten Bedienkomfort bietet und fast alle für eine Analyse von Torsionsschwingungssystemen wichtigen Informationen sofort ohne Zusatzaufwand liefert.
Bild 12 zeigt eine Prinzip-Skizze dieses Meßcomputers. Standardmäßig wird mit magnetoresistiven Spezialsensoren, die auch die Drehrichtung erkennen, die Zeit zwischen aufeinanderfolgenden Zähnen des Zahnkranzes am Schwungrad und einem Zahnrad im Getriebe digital gemessen. Weitere Meßstellen, z. B. am Differentialgetriebe, sind möglich.
Ein Mikrofon mißt den Körperschall an einer geeigneten Stelle am Getriebe. Eine speziell entwickelte Auswerteelektronik liefert die Körperschallintensität mit hoher zeitlicher Auflösung.

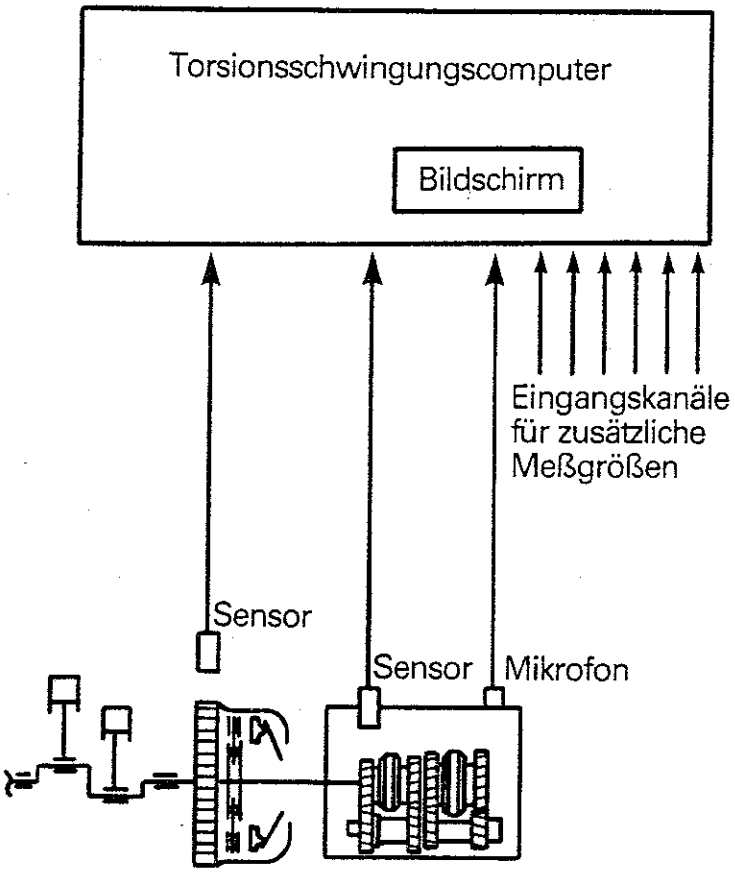

Bild 12:
Meßcomputer

Darüber hinaus sind noch weitere Eingangskanäle vorhanden, mit denen z. B. Temperaturen, Beschleunigungen, Drosselklappenstellung, Kupplungsweg usw. erfaßt werden können. Dazu werden Analog-Digital-Wandler mit hoher Auflösung und hoher Tastrate verwendet.
Die Meßwerte können direkt im Fahrzeug auf einem Bildschirm überprüft werden. Eine 20-MB-Platte speichert die Daten für die weitere Auswertung.
Die Weiterverarbeitung der Daten erfolgt stationär auf einer Workstation. Diese liefert neben den gemessenen Drehzahlen auch die für Berechnungen wichtigen Winkelbeschleunigungen sowie die der gleichförmigen Drehbewegung überlagerten Schwingwinkel von Motor und Getriebe.
Ein von LuK entwickelter Auswerte-Algorithmus ermöglicht zudem die Bestimmung des relativen Verdrehwinkels zwischen Motor und Getriebe. Die Bewegung und Funktion des Torsionsdämpfers läßt sich damit sehr genau verfolgen. Eine Drehmomentenmessung im Antriebsstrang kann in den meisten Fällen dadurch entfallen.
Alle diese gemessenen und berechneten Verläufe können zur Schallintensität und den weiteren AD-Kanälen zeitsynchron dargestellt werden. Diese Möglichkeiten lassen sich am besten an einigen Beispielen erläutern.

Anwendungsbeispiele für Torsionsmeßcomputer

In Bild 13 ist eine Messung im Leerlauf wiedergegeben. Zunächst schwingt der Torsionsdämpfer in der Leerlaufstufe, und es liegt eine gute Schwingungsisolation ohne Getrieberasseln vor. Während der Messung wird das Schleppmoment des Getriebes durch Andrücken des Schalthebels erhöht. Der Betriebspunkt des Torsionsdämpfers wandert deshalb aus der Leerlaufstufe in die steile Hauptstufe hinein. Dadurch geht die Schwingungsisolation verloren, und das Getriebe rasselt. Wie die Messung der Geräuschintensität zeigt, wird pro Motorerregungsschwingung ein Geräuschimpuls genau an der positiven Flanke der Getriebedrehzahl erzeugt. In diesem Fall entsteht das Geräusch also offensichtlich dann, wenn die Getriebeeingangswelle beschleunigt, nachdem sie zuvor stark abgebremst wurde und die Losräder unter Bildung eines Spiels vorausgeeilt sind.

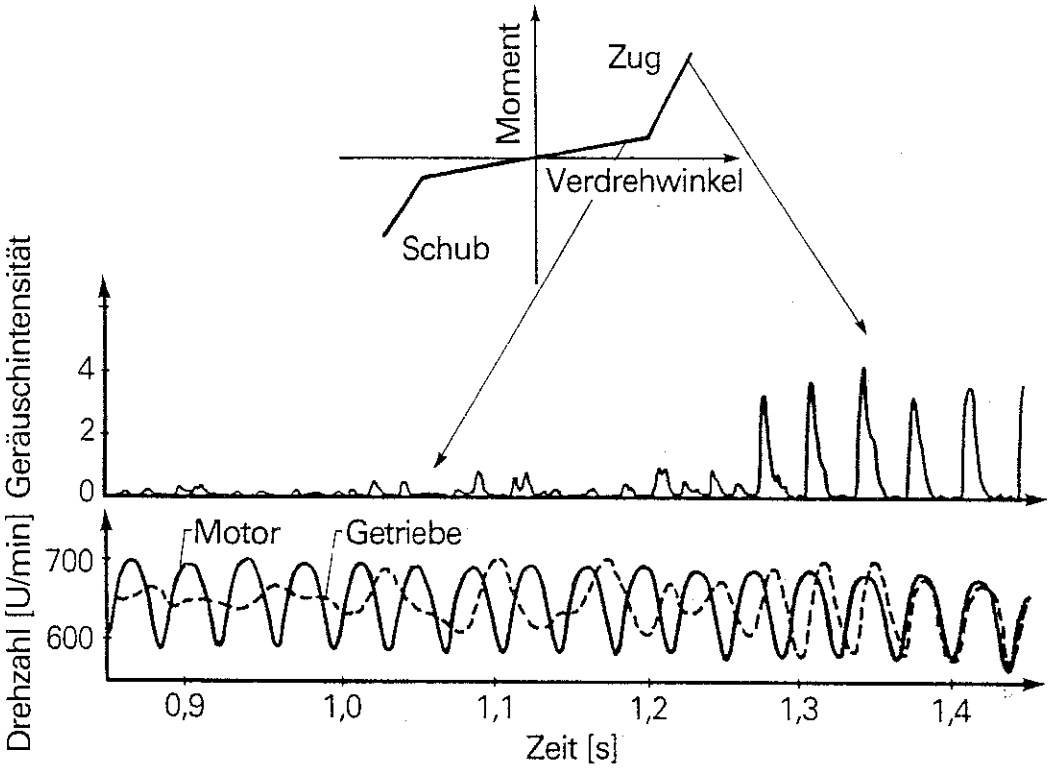

Bild 13: Veränderung des Schwingungsverhaltens im Leerlauf durch Ansynchronisieren

Bild 14 zeigt eine Torsionsschwingungsmessung im Zug bei Vollast an einem Vierzylinder-Benzinmotor.
Der Drehzahlbereich geht von 850 – 2600 U/min, aufgeteilt in vier Teilbilder. Deutlich erkennt man zunächst bei etwa 1000 U/min die Resonanz 4. Ordnung, bei der die Getriebeeingangswelle mit doppelter Motorgrundfrequenz schwingt. Bei ca. 2000 U/min ist dann die 2. Ordnung stark aus-

geprägt. Im zwischenresonanten Bereich sind die Schwingungsüberhöhungen am Getriebeeingang etwas geringer. Da das Getrieberasseln, wie in vielen Untersuchungen bestätigt, mit größer werdender Schwingungsamplitude an der Getriebeeingangswelle zunimmt, werden die beiden Resonanzstellen auch subjektiv als Geräuschmaxima erkannt.

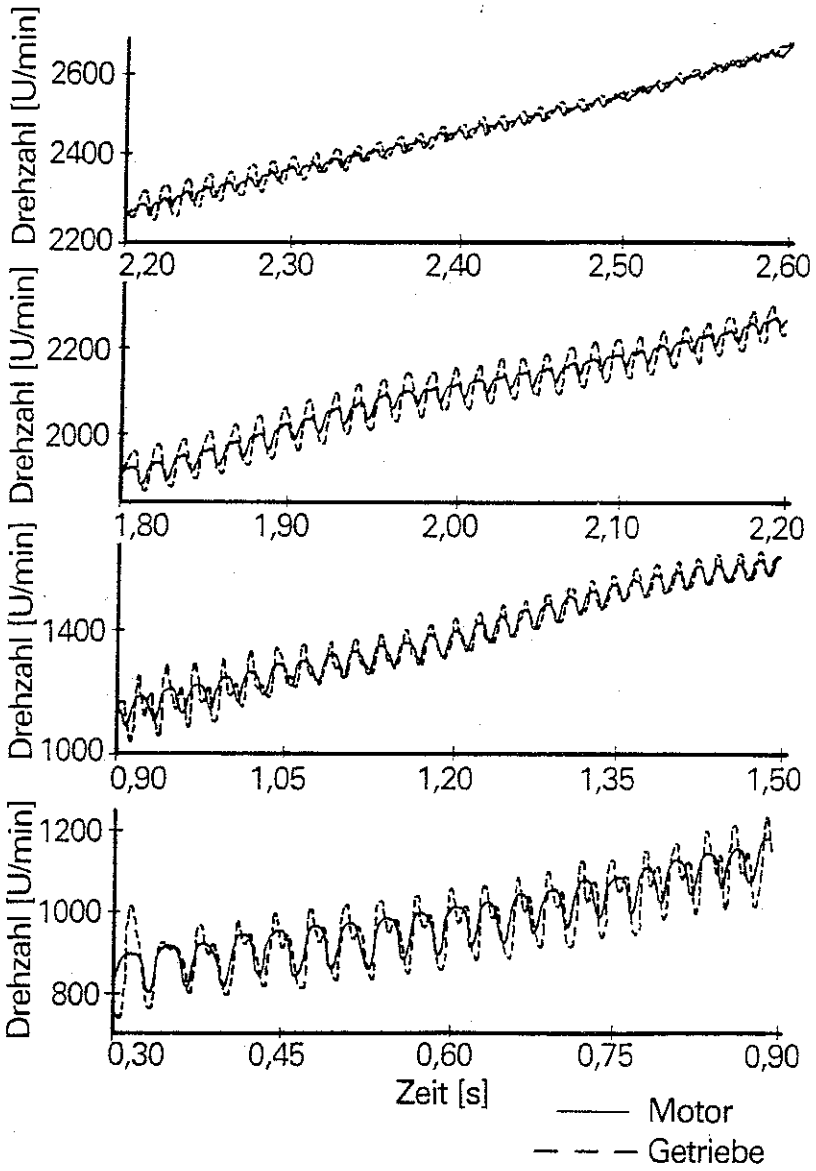

Bild 14:

Torsionsschwingungen im Zug bei Drehzahlen von 850 bis 2600 U/min

In Bild 15 ist ein Lastwechselvorgang gezeigt, bei dem sich während des ganzen Vorgangs die Verdrehung des Torsionsdämpfers verfolgen läßt. Zunächst wird schlagartig das Gaspedal gedrückt. Nach der Beschleunigungsphase von etwa 1200 U/min auf 3200 U/min wird das Gas plötzlich wieder weggenommen, und die Schubphase beginnt (Bild 15 unten).
Der Meßcomputer setzt beim Start der Messung den relativen Verdrehwinkel gleich 0. Von diesem Punkt ausgehend werden sämtliche Veränderungen der Torsionsdämpferstellung während der gesamten Meßzeit berechnet. In dem Beispiel in Bild 15 bewegt sich der Torsionsdämpfer beim Gasgeben etwa um 7° in Zugrichtung. Während des Beschleunigens verdreht

er sich nochmals um 3° weiter entsprechend dem mit höheren Drehzahlen steigenden Motormoment. Nach Abschluß des Beschleunigungsvorgangs kehrt der Torsionsdämpfer nach wenigen Ruckelschwingungen wieder in seine Ausgangslage zurück.

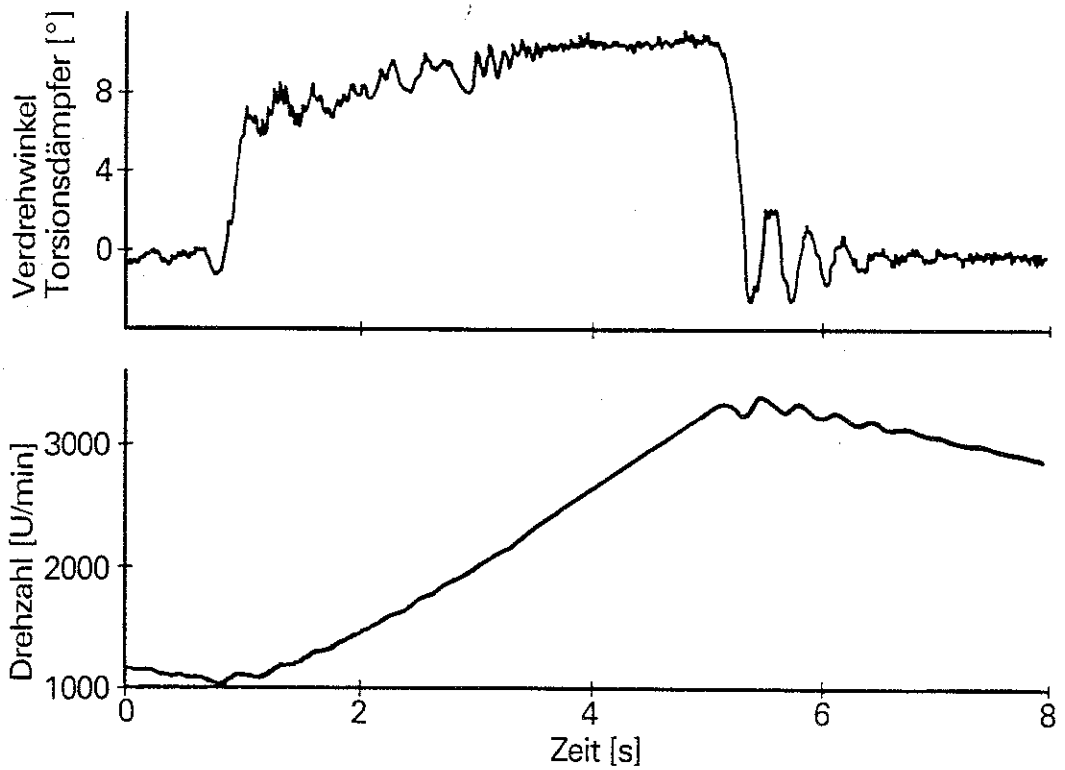

Bild 15: Lastwechsel

Die Genauigkeit, mit der Veränderungen des Verdrehwinkels eines Torsionsdämpfers bestimmt werden können, beträgt etwa 0,1°. Dieses Verfahren verwendet nur Informationen der beiden Drehzahlsensoren und ist deshalb denkbar einfach. Eine aufwendige Momentenmessung wird in den meisten Fällen überflüssig, da dem Torsionsdämpferverdrehwinkel direkt ein Moment zugeordnet werden kann.

Gegenseitige Ergänzung von Messung und Berechnung bei der Abstimmung

Für eine optimale Torsionsdämpferabstimmung müssen sich – wie erläutert – Schwingungsmessung und -berechnung gegenseitig ergänzen. Würde man sich nur auf eines dieser Verfahren stützen, wäre die Gefahr von Fehlinterpretationen zu groß. Die Messung bestätigt das gewählte Schwingungsmodell. Ohne Rechnung können Veränderungen der System-

parameter nie systematisch untersucht werden. Ein Zweimassenschwungrad wäre ohne Berechnungsverfahren wahrscheinlich nie entwickelt worden.
Das Zusammenwirken von Messung und Berechnung bei der Torsionsdämpferabstimmung sei an einem Beispiel erläutert:
In einem PKW ist eine Kupplungsscheibe mit einem gut funktionierenden Leerlaufdämpfer eingebaut. Die Kennlinie ist schematisch in Bild 16 gezeigt. Beim Abstellen des Motors tritt jedoch, wie häufig bei Leerlaufdämpfern, ein kurzes, störendes Abstellrasseln auf. LuK sollte dieses Abstellen verbessern, ohne den Leerlauf zu verschlechtern.

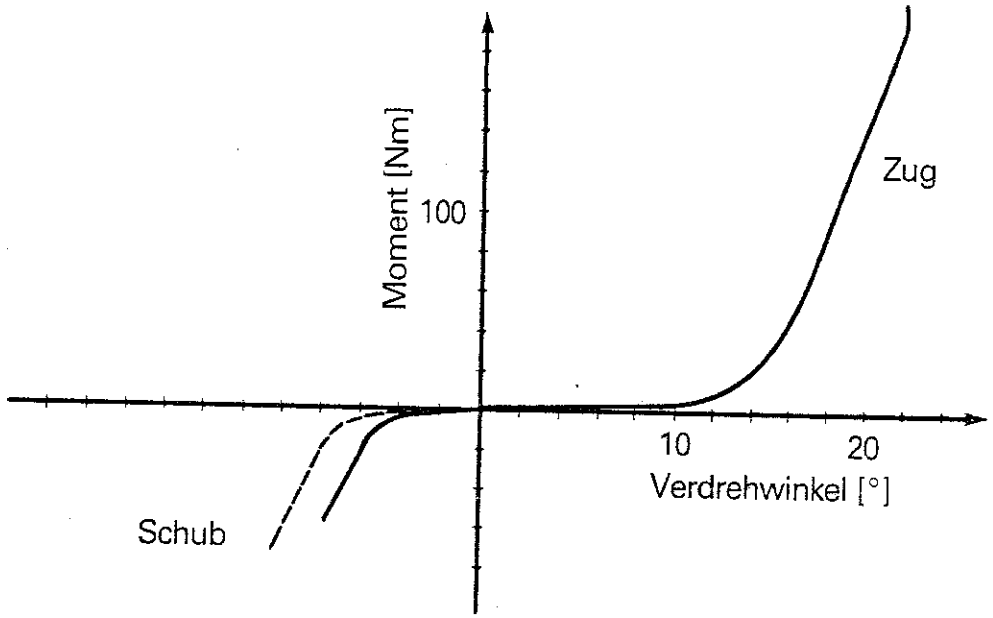

Bild 16: Torsionsdämpferkennlinien für Leerlauf

Eine erste Messung des Torsionsschwingungsverhaltens (Bild 17) ergab eine Reihe von bemerkenswerten Feststellungen. Zunächst zeigt die Drehzahlmessung (Teilbild C) bei Leerlaufdrehzahl eine ausgezeichnete Isolation. Der Leerlaufdämpfer funktioniert also gut. Nach dem Abschalten der Zündung wird der Motor mit konstanter Verzögerung abgebremst. Er bleibt bei Drehzahl 0 jedoch nicht abrupt stehen, sondern schwingt noch in die entgegengesetzte Drehrichtung über. Dies wird vom Meßcomputer erkannt und dargestellt. Aus dem Massenträgheitsmoment von Motor, Schwungrad und Kupplung kann auf ein konstantes Verzögerungsmoment von – 30 Nm geschlossen werden, welches durch innere Reibung im Motor erzeugt wird.

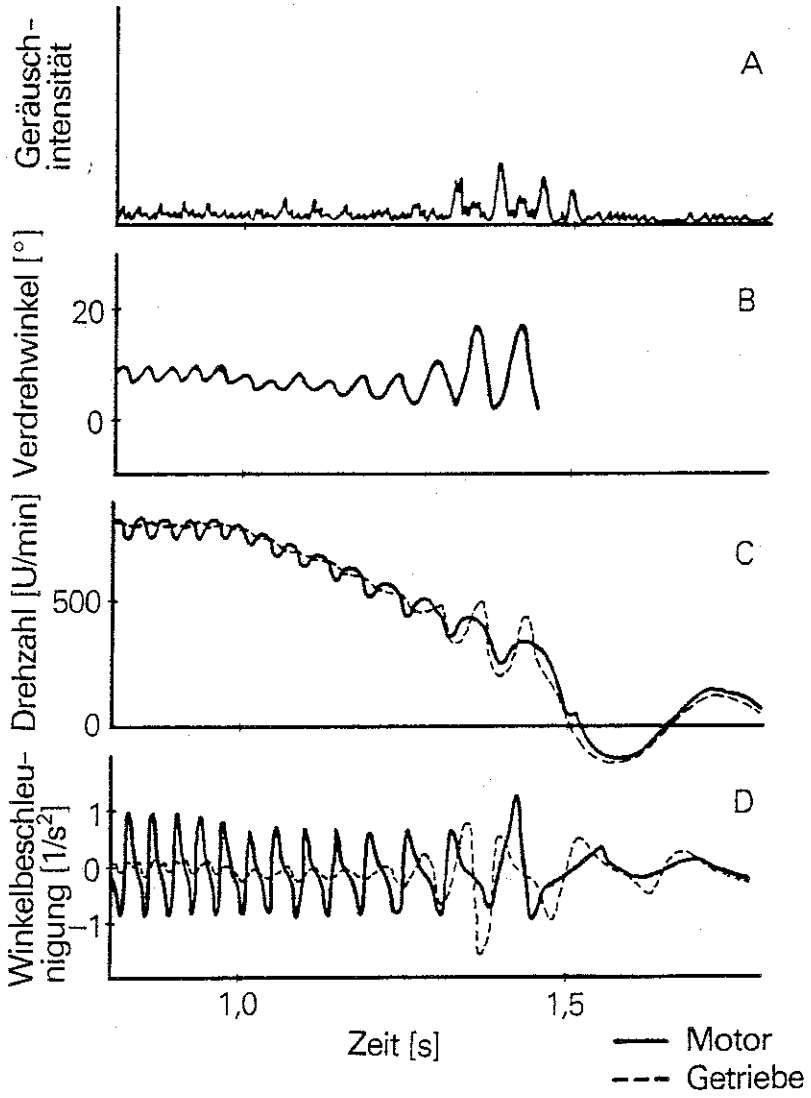

Bild 17:

Messung des Abstellvorgangs

Die gute Schwingungsisolation im Leerlauf wird unterhalb einer Drehzahl von etwa 600 U/min schlechter und geht dann sogar in eine Resonanz über. Beim letzten Ausschwingen des Motors schwingt das Getriebe praktisch synchron. Es ist naheliegend, die Resonanz mit dem kurzen Getriebe-rasseln in Verbindung zu bringen. Die Geräuschmessung im oberen Teilbild belegt dies auch.

Interessant ist die Feststellung, daß besonders starke Geräuschspitzen dann auftreten, wenn das Getriebe eine starke negative Beschleunigung erfährt. Die Auswertung (Teilbild D) zeigt die starken Beschleunigungsspitzen am Getriebe. Offensichtlich stößt der Torsionsdämpfer an die steile Schubstufe an.

Die Auswertung des Torsionsdämpferwinkels ist im Teilbild B zu sehen. Während der kurzen Resonanz treten Schwingungen von etwa 16° auf. Damit wird fast der volle Vordämpferbereich durchschwungen.

Nach dieser Analyse des Abstellvorgangs wird eine Schwingungssimulation versucht. Dabei spricht man dann von einer guten Übereinstimmung, wenn Amplitude und Phasenlage der Berechnung näherungsweise mit der Messung übereinstimmen, wie dies in Bild 18 oben zu sehen ist.
Jetzt kann die Kennlinie im Rechner variiert werden. Und wir vermuten auch bereits, auf was es ankommt – die Hauptgeräusche hängen mit dem Anschlagen an der Schubstufe zusammen.

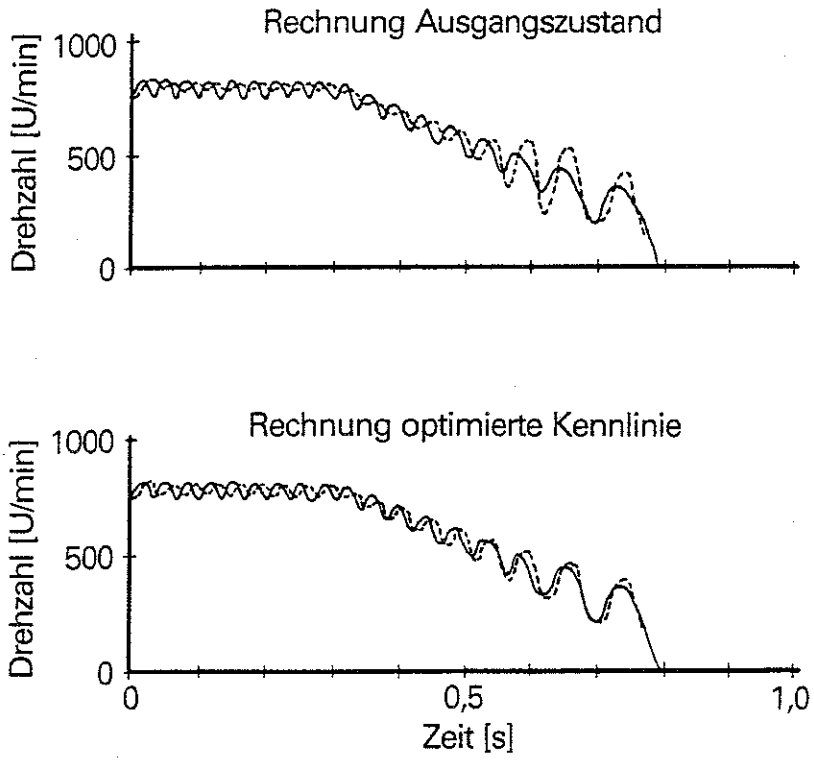

Bild 18:

Berechnung des Abstellvorgangs für Kennlinien nach Bild 16

Bild 18 unten zeigt nun ein Berechnungsergebnis, bei dem die Resonanzamplitude reduziert ist. Dazu wurde die Schubstufe – in Bild 16 gestrichelt dargestellt – verlängert und eine zusätzliche Lastreibscheibe eingebaut. Die Messung des Abstellvorganges mit dieser neuen Kennlinie zeigt tatsächlich ein günstigeres Verhalten. Zum Vergleich ist in Bild 19 oben nochmals der Drehzahlverlauf aus Bild 17 dargestellt. Die subjektive Geräuschbeurteilung ergibt eine um drei Noten verbesserte Bewertung. Das verbliebene Rasselgeräusch wird nicht mehr als störend empfunden.
Nicht immer stellt sich der Erfolg so schnell ein. Das Berechnungsverfahren kann nämlich nicht voraussagen, welcher Grad von Schwingungsisolation notwendig ist, um Getriebegeräusche zu beseitigen. Wie stark Rasseln zu hören ist, hängt ganz entscheidend von den Übertragungsverhältnissen für Körperschall ab. Und diese können noch nicht vorausberechnet werden.

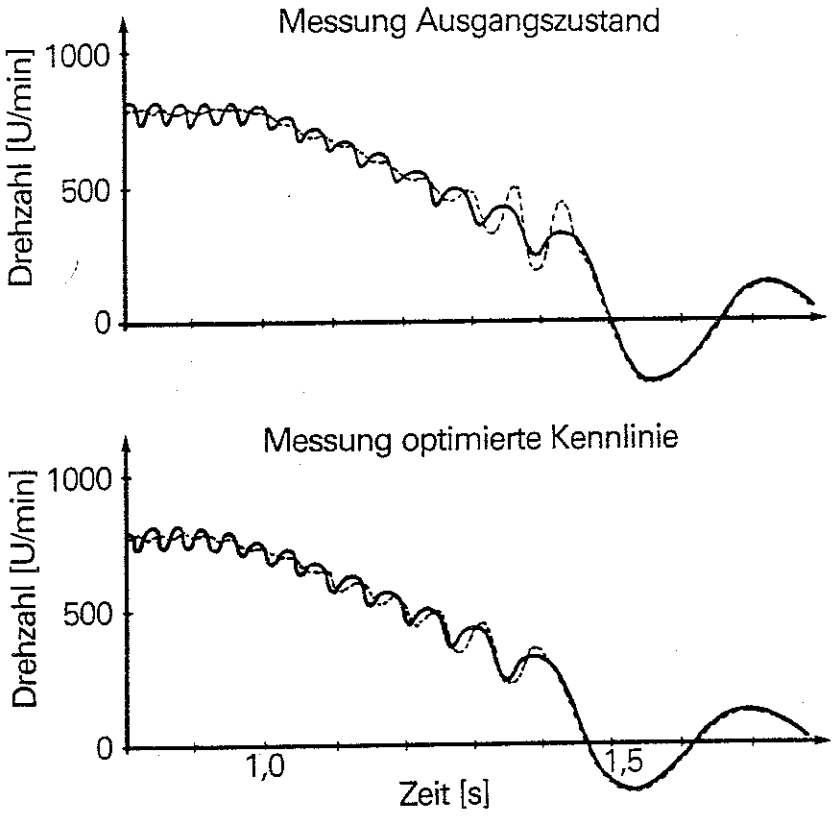

Bild 19:

Messung des Abstellvorgangs für Kennlinien nach Bild 16

Ist das Ergebnis nach einer ersten Abstimmrunde nicht befriedigend, muß die Schwingungsisolation noch weiter verbessert werden.
Dabei dürfen sich andere Bereiche nicht verschlechtern. Z. B. kann bei einer für Leerlauf gut geeigneten Kennlinie das Lastwechselverhalten Probleme bereiten. Dann muß ein Kompromiß zwischen optimalem Leerlaufgeräusch und dem Ruckelverhalten gefunden werden. In solchen Fällen kann dann trotz meßtechnischer und rechnerischer Hilfsmittel die Abstimmung zu einer zeitraubenden Tätigkeit werden.
Diese erfolgreiche, durch Messung und Berechnung unterstützte Torsionsdämpferabstimmung war lange Zeit nur in unserem Werk möglich. Deshalb wurde von seiten der Automobilindustrie immer wieder der Wunsch geäußert, eine solche Abstimmung auch direkt vor Ort durchzuführen. Kurze Entwicklungszeiten von neuen Fahrzeugen und Geheimhaltungsvorschriften erfordern dies häufig.
LuK hat diesem Wunsch entsprochen und ein mobiles Abstimmfahrzeug, das LuK-Meßmobil, entwickelt. Es enthält in vereinfachter Form alle Hilfsmittel für eine fundierte Abstimmung wie

- Torsionsmeßstand für Torsionsdämpfer und ZMS mit Computerauswertung
- Einlaufprüfstand für Torsionsdämpferreibeinrichtungen
- Meßcomputer für Torsionsschwingungen
- Computer zur Schwingungssimulation
- kleine Werkbank mit Werkzeug.

Häufig können mit diesem Meßmobil Torsionsschwingungsprobleme direkt beim Fahrzeughersteller gelöst werden. LuK kann damit auch in den Fällen helfen, in denen ein Erlkönig nicht außerhalb des Werksgeländes gefahren werden darf.

Zusammenfassung

Die wichtigsten Erregerquellen für Torsionsschwingungen im Kraftfahrzeugantriebsstrang werden diskutiert. Die Haupterregerquellen, die Gaskräfte des Motors, werden für niedrige Drehzahlen unter Vernachlässigung der Massenkräfte analysiert. Die auf die Kurbelwelle wirkenden wechselnden Momente sind für Vollast proportional dem Hubraum pro Zylinder. Im Leerlauf gilt dies nur für Dieselmotoren.
Der Antriebsstrang stellt ein schwingungsfähiges System mit mehreren Resonanzfrequenzen dar. Mit diesen zusammen ergibt die Erregung des Motors eine Vielzahl von möglichen Resonanzdrehzahlen. Mit konventionellen Torsionsdämpfern in Kupplungsscheiben können diese etwas verschoben und gedämpft werden. Eine Schwingungsisolation ist erst ab Drehzahlen von ca. 2000 U/min möglich.
Eine Messung der Torsionsschwingungen, die Getrieberasseln oder Brummen zur Folge haben, ist für eine Analyse des Problems unerläßlich. Meßverfahren werden beschrieben. Eine optimale Auslegung eines Torsionsdämpfers setzt zusätzlich Simulationsverfahren voraus, mit denen systematische Variationen der Parameter durchgeführt werden können. Ein Beispiel für die gegenseitige Ergänzung von Messung und Berechnung wird gegeben.

Literaturverzeichnis

[1] Kücükay, F. und Pfau, W.
Extrembelastungen in Personenwagenantriebssträngen, Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989), S. 7

[2] Kücükay, F.
Dynamik der Zahnradgetriebe, Springer-Verlag

[3] Chikamori, S. und Yoshikawa, N.
Analysis of Drive Train Noise and Vibration, Intern J. of Vehicle Design, Vol. 2 (1981), S. 408

[4] Hafner, K. E. / Maas, H.
Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag

[5] Maas, H. / Klier, H.
Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag

[6] Hafner, K. E. / Maas, H.
Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag

[7] Wilson, K.
Torsional Vibration Problems, Vol. 4, Chapman and Hall

[8] Witte, L.
Schwingungen im Antriebsstrang von Personenkraftwagen, VDI-Berichte Nr. 444 (1982), S. 77

[9] Kaufhold, G.
Rechenmodelle für Dreh- und Biegeschwingungen, 1. Aachener Kolloquium, Fahrzeug und Motorentechnik 1987

[10] Laschet, A.
Simulation von Antriebssystemen, Springer-Verlag, 1988

[11] Reik, W.
Torsionsschwingungen und Getriebegeräusche, Automobil-Industrie 1/87, S. 37 – 43 und LuK-Kolloquium 1986

[12] Klotter, K.
Technische Schwingungslehre, Band 1 – 3, Springer-Verlag