

# Torsionsschwingungen in Traktorentriebwerken Möglichkeiten zur Dämpfung

Dipl.-Ing. Karl Keck

Von LuK gelieferte Kupplungen für Ackerschlepper beinhalten heute zu etwa zwei Drittel Kupplungsscheiben mit Torsionsdämpfern für den Fahrtrieb, in Einzelfällen auch für den PTO-Antrieb. Grund für die Verwendung dieser Torsionsdämpfer ist in der Regel die Beseitigung störender Geräusche, die durch Torsionsschwingungen im Triebwerkstrang erzeugt werden.

Der Anteil von torsionsgedämpften Kupplungsscheiben für Traktoren ist im Laufe der letzten Jahre kontinuierlich gestiegen. Wie bei anderen Fahrzeugarten auch, rührt dies von der Anhebung der Gesamtqualität des Fahrzeuges her. Neben der Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrads durch Verminderung der inneren Reibung kann dies bei Traktorentriebwerken z. B. sein:

- feinere Gangabstufung und damit Vergrößerung der Anzahl schwingungsfähiger und geräuscherzeugender Komponenten,
- höhere Übersetzungen ins Schnelle, die in gleichem Maße die schwingungsverursachende Ungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors multiplizieren,
- Lastschaltgetriebe, die aus verschiedenen konstruktiv bedingten Gründen an den Torsionsdämpfer als Verbindungsglied zum Motor spezielle Anforderungen stellen.

LuK ist diesen Anforderungen der Kunden gefolgt und hat im Laufe der letzten Jahre vermehrt Entwicklungsarbeit auch im Traktorenbereich für Torsionsdämpfer aufgewendet.

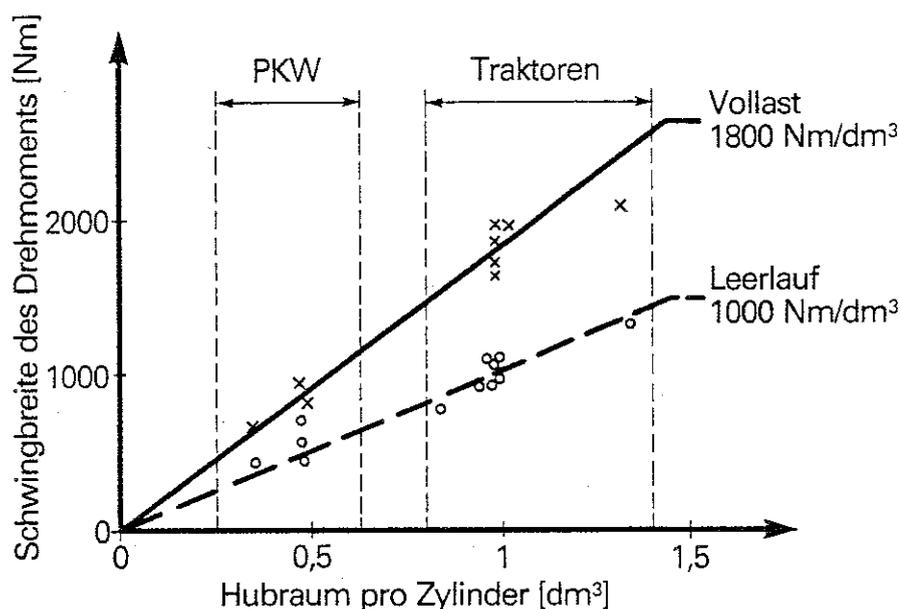
Ergebnisse dieser Arbeit, die über den Einzelfall hinaus zum allgemeinen Verständnis der Torsionsschwingungen bei Traktorentriebwerken beitragen, werden im folgenden vorgetragen. Dabei werden mehrfach Vergleiche zum PKW-Bereich gezogen, da Aufgabenstellung und Lösungsansätze dort ähnlich sind.

## Der Motor als Torsionsschwingungserreger

Traktoren verwenden heute in der Regel Viertakt-Dieselmotoren als Antriebsmaschinen. Die diskontinuierliche Verbrennung des Kraftstoffs hat zur Folge, daß von der Kurbelwelle kein konstantes, sondern ein um einen Mittelwert schwankendes Drehmoment abgegeben wird.

Bild 1 zeigt die auf die Kurbelwelle wirkenden Momente. Gegenüber dem ersten Vortrag wurde das Diagramm um Werte für Traktoren ergänzt. Aufgetragen ist in Abhängigkeit vom Zylinderhubraum die an der Verbindung von der Kurbelwelle zum Schwungrad wirkende Schwingbreite des Drehmoments sowohl für Leerlauf als auch für Vollast. Als spezifische Mittelwerte, die für Abschätzungen von Größenordnungen geeignet sind, ergeben sich:

- Leerlauf: spez. Momentenschwankung ca.  $1000 \text{ Nm/dm}^3$
- Vollast: spez. Momentenschwankung ca.  $1800 \text{ Nm/dm}^3$



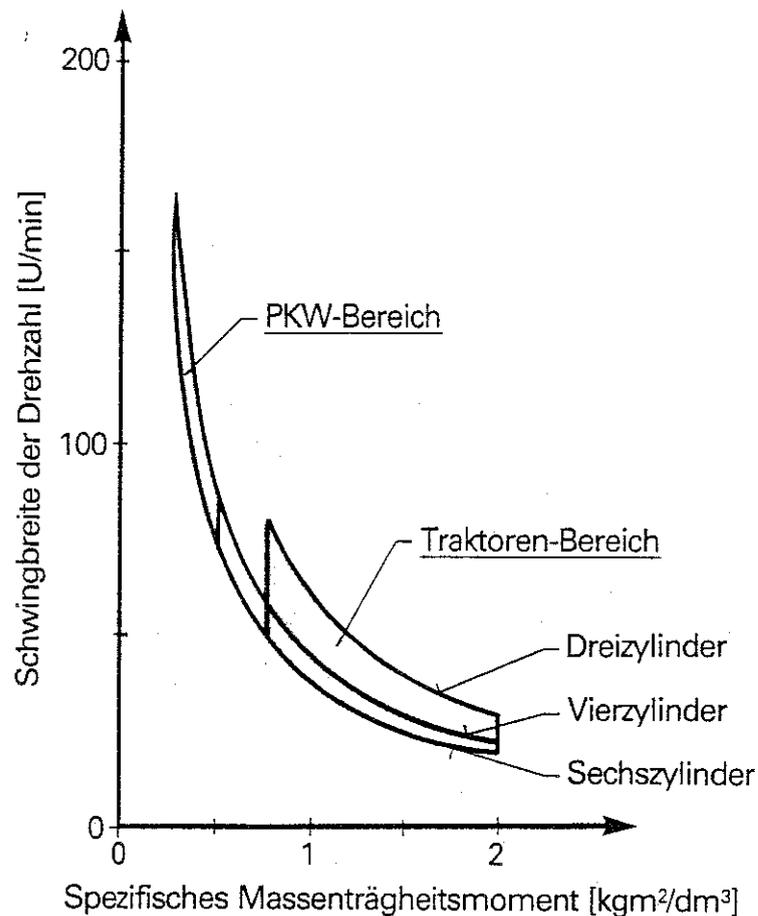
**Bild 1:** Schwingbreite des Drehmoments von Dieselmotoren

Sowohl PKW- als auch Traktorendieselmotoren gehorchen dieser Gesetzmäßigkeit. PKW haben Zylinderhubräume im Bereich von  $0,3 - 0,6 \text{ dm}^3$ ; Traktoren dagegen verwenden üblicherweise Zylinderhubräume um  $1 \text{ dm}^3$ .

Die genannte Schwingbreite des Drehmoments führt je nach Größe des Schwungrades zu einer bestimmten Schwingbreite der Winkelbeschleunigungen und ist damit der Verursacher der Torsionsschwingungen. Daraus läßt sich unter Berücksichtigung der Zylinderanzahl des Motors und des Drehzahlniveaus die Schwingbreite sowohl der Drehzahl als auch des Winkels errechnen.

In Bild 2 sind für eine Leerlaufdrehzahl von  $700 \text{ U/min}$  die Schwingbreiten der Drehzahl in Abhängigkeit von der Zylinderanzahl und dem spezifischen Massenträgheitsmoment des Motors aufgetragen. Als spezifisches Massenträgheitsmoment des Motors ist hierbei das gesamte Massenträgheits-

moment von Kurbeltrieb + Schwungrad + Kupplung, bezogen auf den Hubraum des Einzelzylinders, zu verstehen. Angegeben sind die für Traktoren und PKW üblichen Bereiche.

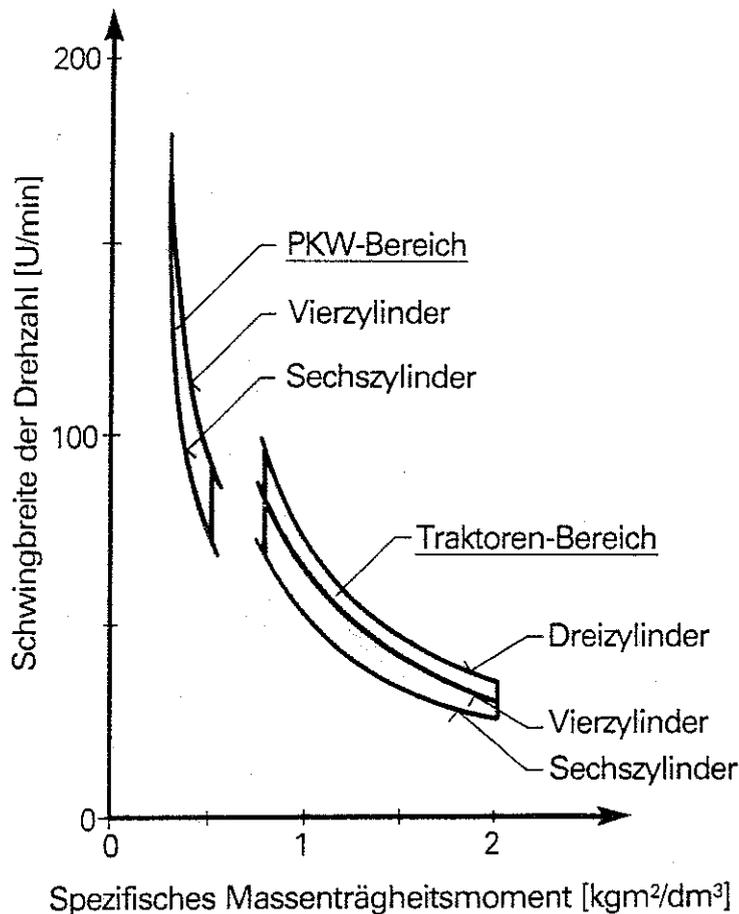


**Bild 2:**  
Schwingbreite der  
Motordrehzahl im Leer-  
lauf bei 700 U/min

In Bild 3 sind in gleicher Weise die Schwingbreiten der Drehzahl für Motorvollast bei 1000 U/min wiedergegeben. Anzumerken wäre folgendes:

- Das spezifische Massenträgheitsmoment der Motoren variiert relativ stark und dementsprechend auch die Größe der vom Motor im Einzelfall erzeugten Torsionsschwingungen. Für den im Diagramm eingetragenen Bereich für Traktoren liegen die Drehzahlschwankungen bei gleichzeitiger Berücksichtigung der unterschiedlichen Zylinderzahlen bei Vollast z. B. zwischen 25 und 100 U/min, also ein Verhältnis von 1:4.
- Von den Zahlenwerten her gesehen liegen die Traktoren deutlich günstiger als PKW. Dieser Vorteil ist allerdings sofort zunichte, wenn ein Getriebe – was durchaus möglich ist – eine Übersetzung von z. B. 2:1 ins Schnelle hat und damit die Schwingbreite an einzelnen Zahnradpaarungen oder Synchronisiererelementen verdoppelt.

- Bei Vollast liegt die Schwingbreite von PKW-Motoren im Mittel etwa 3mal so hoch wie bei Schleppermotoren. Die Schwingbreite liegt jedoch niedriger, als die Fortsetzung der Kurven aus dem Schlepperbereich erwarten ließe. Dies könnte von der üblicherweise bei PKW-Dieselmotoren angewandten indirekten Kraftstoffeinspritzung herrühren.



**Bild 3:**  
Schwingbreite der  
Motordrehzahl bei Voll-  
last und 1000 U/min

## Das Triebwerk als Torsionsschwinger

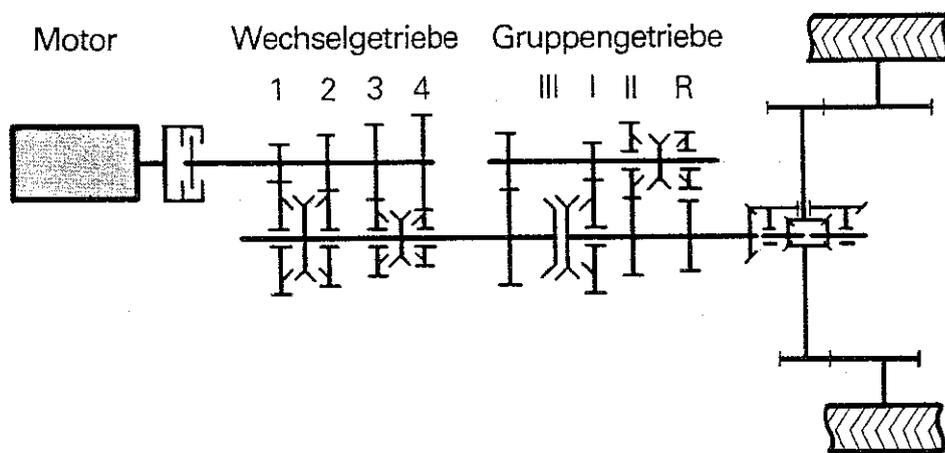
Wie sehen nun die Triebwerke von Traktoren aus? Entsprechend den gewünschten Geschwindigkeiten des Fahrzeugs von etwa 2 bis 40 km/h haben diese Triebwerke die Aufgabe, die Motorenndrehzahl von z.B. 2400 U/min im Verhältnis von etwa 1:20 bis 1:400 zu untersetzen bei einem Durchmesser der Antriebsräder von z. B. 1,75 m. Die höchste Übersetzung von 1:400 verlangt die Anordnung von mindestens 4 Übersetzungsstufen. Die Überbrückung der Spreizung von 1:20 in Stufen von etwa 1:1,2 erfordert die Anordnung von etwa 16 Gängen.

Derartige Triebwerke sind etwa 1 – 2 m lang. Die Getriebeeingangsdrehmomente liegen bei Motorleistungen von 30 bis 200 PS zwischen etwa 100 und 800 Nm.

Durch Anzahl von Untersetzungsstufen und Gängen ergeben sich eine Vielzahl konstruktiver Gestaltungsmöglichkeiten, die auch genutzt werden und die es unmöglich erscheinen lassen, Traktorentriebwerke pauschal zu betrachten.

Es soll deshalb im folgenden die Problematik der Torsionsschwingungen an einem Triebwerk möglichst einfacher Form und seinen konkreten Zahlenwerten dargestellt werden. Bild 4 zeigt ein derartiges Triebwerk in schematischer Form. Man erkennt die o. g. 4 Untersetzungsstufen, nämlich:

- Schaltgetriebe
- Gruppengetriebe
- Differential
- Achsuntersetzung



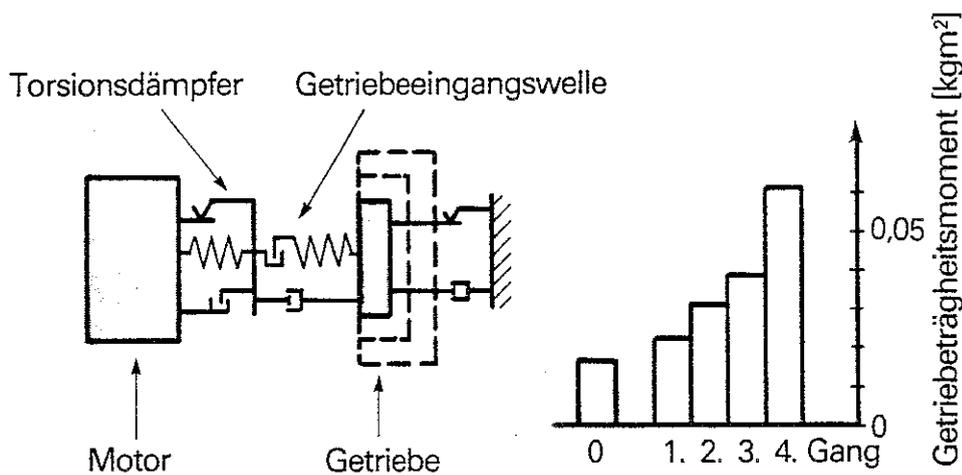
**Bild 4:** Schema eines einfachen Ackerschleppergetriebes (12/4)

Das Untersetzungsverhältnis der ersten Stufe ist in diesem Falle 4fach variabel, das der zweiten Stelle ebenfalls 4fach, davon einmal mit Drehrichtungsumkehr, wodurch 12 Vorwärts- und 4 Rückwärtsgänge entstehen. Der guten Übersicht halber sind allerdings einige Komponenten nicht gezeigt, nämlich der ganze PTO-Antriebsstrang, der Vorderradantriebsstrang, Splitgruppe und Creeper-Stufe zur Erhöhung der Ganganzahl.

Auf diese Getriebeteile wird nun die Motorschwingung in vorerst nicht bekannter Weise, also unvermindert, abgeschwächt oder verstärkt, übertragen. Führt sie zu Geräuschen, so hat im Regelfall eine Verringerung der Schwingung auch eine Verringerung der Geräusche oder deren Beseitigung zur Folge. Die Beeinflussung ist durch einen zwischen Motor und Triebwerk angeordneten Torsionsdämpfer möglich. Untersuchen wir dies im folgenden in klassischer Weise getrennt nach Leerlauf und Fahrbetrieb.

## Schwingungsverhalten im Leerlauf

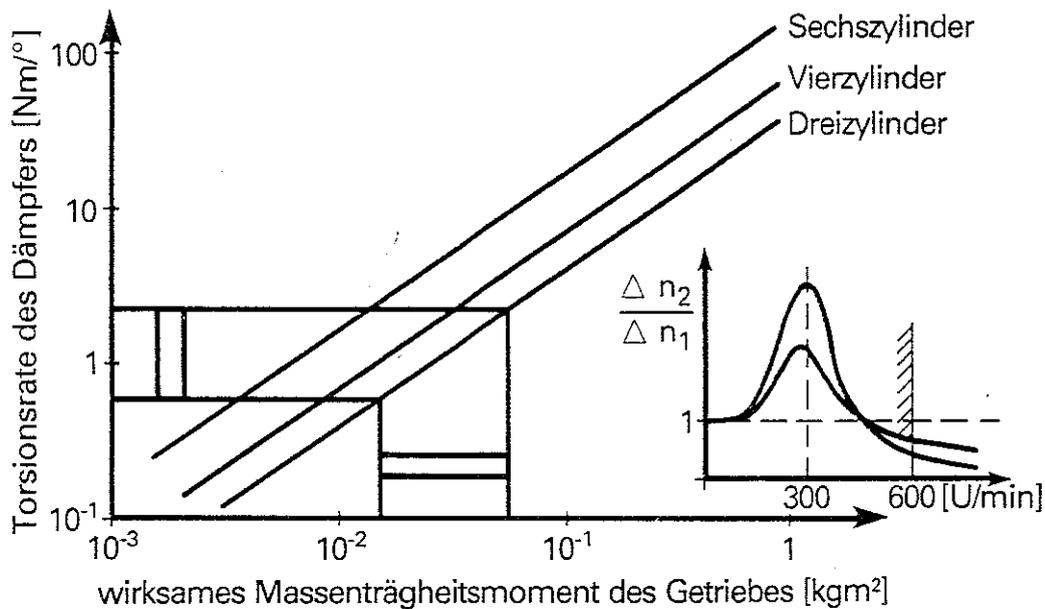
Durch das Vorhandensein mehrerer schaltbarer Getriebeteile entstehen beim Traktorentriebwerk – anders als beim PKW – mehrere Getriebeneutralstellungen. Im vorliegenden Beispiel sind dies insgesamt 5, wobei in Neutralstellung des ersten Getriebeteils nur die vorderen 4 Zahnradpaare drehen. Bei Einschaltung eines der Gänge 1 – 4 bei gleichzeitiger Neutralstellung des zweiten Getriebeteils drehen jedoch jeweils eine Reihe weiterer Teile, und dies – entsprechend dem eingelegten Gang – mit stark unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Dementsprechend ergeben sich bei den verschiedenen Neutralstellungen für das für die Torsionsschwingung entscheidende Massenträgheitsmoment stark unterschiedliche Werte. Dies ist in Bild 5 rechts dargestellt. Im vorliegenden Beispiel ergeben sich Massenträgheitsmomente von 0,016 bis 0,061  $\text{kgm}^2$ , also ein Verhältnis von etwa 1:4.



**Bild 5:** Modell für Schwingungssimulation im Leerlauf

Die linke Bildhälfte zeigt das Modell eines Zweimassenschwingers, das nach den bisher durch Messungen an etwa 10 verschiedenen Traktoren gewonnenen Erfahrungen die Schwingungen im Leerlauf genügend genau beschreibt. Das variable Massenträgheitsmoment des Getriebes ist durch verschieden große strichpunktierte Rechtecke symbolisiert.

Welche Auswirkungen hat es auf die Auslegung des Torsionsdämpfers? Dies ist in Bild 6 dargestellt. Es wurde dabei zugrunde gelegt, daß die Resonanzdrehzahl bei Erregung durch die Zündfrequenz des Motors auf 300 U/min eingestellt wird. Bei dieser Auslegung ergibt sich, wie im Teilbild rechts unten symbolisiert, bei der üblichen Leerlaufdrehzahl von 600 bis 700 U/min eine deutlich überkritische Betriebsweise und eine Schwingungsreduzierung auf etwa die Hälfte. Das Bild zeigt die hierfür maximal zulässige Torsionsrate in Abhängigkeit vom Massenträgheitsmoment des Getriebes.



**Bild 6:** Torsionsraten für Resonanzdrehzahl von 300 U/min

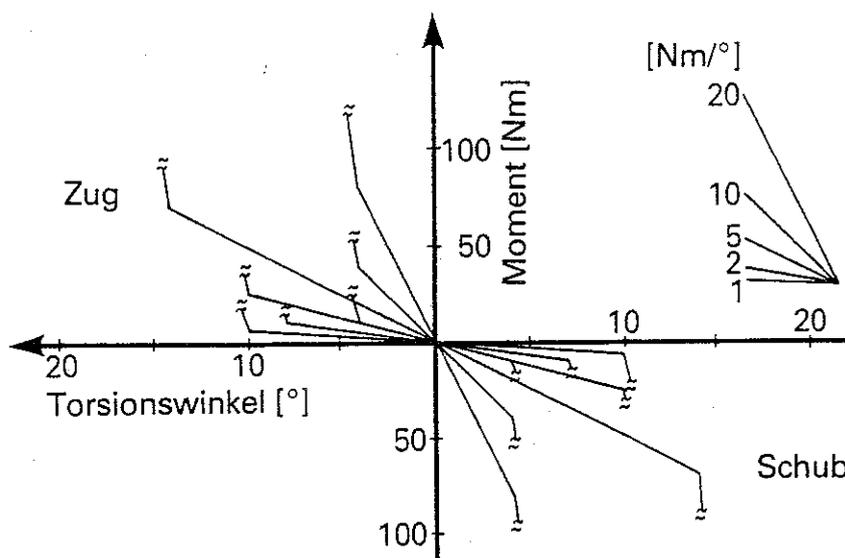
Für die in unserem Beispiel vorliegenden Massenträgheitsmomente ergeben sich je nach Schaltkonfiguration für einen Dreizylindermotor zulässige Torsionsraten von etwa 0,6 bis 2  $\text{Nm}/^\circ$ . Sollte eine Schwingungsreduzierung in allen Fällen erforderlich sein, dürfte natürlich nur der kleinste Wert mit 0,6  $\text{Nm}/^\circ$  verwendet werden. Da bei konventionellen Traktorentriebwerken generell die Massenträgheitsmomente im Leerlauf von knapp unter 0,01 bis etwa 0,1  $\text{kgm}^2$  liegen, wären nach dieser Überlegung Torsionsraten von etwa 1 bis 2  $\text{Nm}/^\circ$  für kleinere Traktoren mit Drei- und Vierzylindermotoren erforderlich. Für größere Traktoren mit Sechszylindermotoren sind 2 bis 5  $\text{Nm}/^\circ$  möglich.

Ein Blick auf die in Bild 7 dargestellten Leerlaufkennlinien von Serientorsionsdämpfern zeigt, daß diese Forderung nicht immer erfüllt ist.

Die Torsionsraten liegen teilweise sehr viel höher, obwohl sie erfolgreich zur Beseitigung von Leerlaufgeräuschen eingesetzt werden. Diese etwas überraschende Situation kann wie folgt erklärt werden:

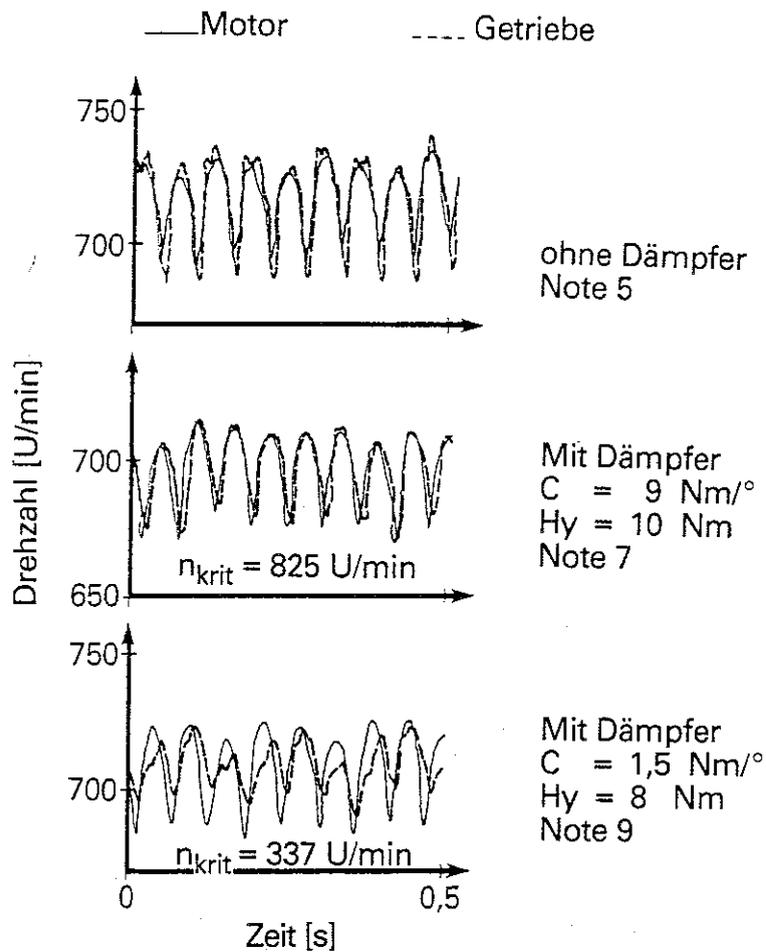
- Traktorentriebwerke zeigen in der Regel bei der absoluten Neutralstellung, bei der auch das kleinste Massenträgheitsmoment vorliegt, ein annehmbares Geräuschverhalten. Die Geräuschprobleme nehmen bei höheren Gängen zu, offensichtlich parallel zur wachsenden Drehgeschwindigkeit der umlaufenden Zahnräder. Deshalb genügt es oft, den Torsionsdämpfer für die beiden größten Gänge auszulegen, die auch gleichzeitig das größte Massenträgheitsmoment aufweisen. Hierfür sind bei kleineren Triebwerken Torsionsraten von etwa 1 bis 2  $\text{Nm}/^\circ$  geeignet. Einige der im Bild gezeigten Torsionsdämpfer haben tatsächlich

diese Steigungen. Selbstverständlich birgt diese Auslegung das Risiko in sich, daß bei kleineren Gängen das Triebwerk im kritischen Bereich läuft und das Fehlen von Dämpfung im Getriebe oder im Torsionsdämpfer zu Resonanz und damit zu nicht akzeptablen Geräuschen führt.



**Bild 7:** Leerlaufkennung typischer Torsionsdämpfer für Traktoren

- Einige der im Bild gezeigten Torsionsdämpfer haben Torsionsraten von 5, 10 und sogar 20 Nm/°, die keine überkritische Schwingungsisolierung erwarten lassen. In Bild 8 wird anhand von Schwingungsmessungen versucht, die physikalischen Hintergründe zu erklären. Gemessen wurde im Leerlauf bei 700 U/min, Getriebe mit eingelegtem 2. Gang, Massenträgheitsmoment 0,03 kgm<sup>2</sup>, Dreizylindermotor. Die Drehzahl des Motors ist als durchgezogene Linie, die Getriebedrehzahl als gestrichelte Linie wiedergegeben. Das obere Teilbild zeigt eine Messung mit Kuppelungsscheibe ohne Torsionsdämpfer. Die Getriebebeschwingung ist aufgrund der unvermeidbaren Zahnflankenspiele von Wellen und Naben deutlich überhöht gegenüber der Motorschwingung, subjektiv ist das Geräusch mit Note 5, also als lästig eingestuft. Die Bildmitte zeigt eine Messung an einem Dämpfer mit einer oben als unverständlich hoch bezeichneten Steigung von 9 Nm/°; man sieht dies an der Resonanzdrehzahl von 825 U/min, die in der Nähe der Leerlaufdrehzahl liegt. Der Dämpfer reduziert die Motorschwingung wenig, der Zustand ist jedoch deutlich besser als ohne Dämpfer. Subjektiv ist das Geräusch mit 7, also als akzeptabel eingestuft. Im Teilbild unten ist schließlich eine Messung mit Torsionsrate 1,5 Nm/°, also mit überkritisch ausgelegtem Dämpfer gezeigt. Die Getriebebeschwingung ist etwa auf die Hälfte reduziert. Die subjektive Geräuschbewertung mit Note 9 gibt an, daß keine Geräusche mehr vernehmbar sind.

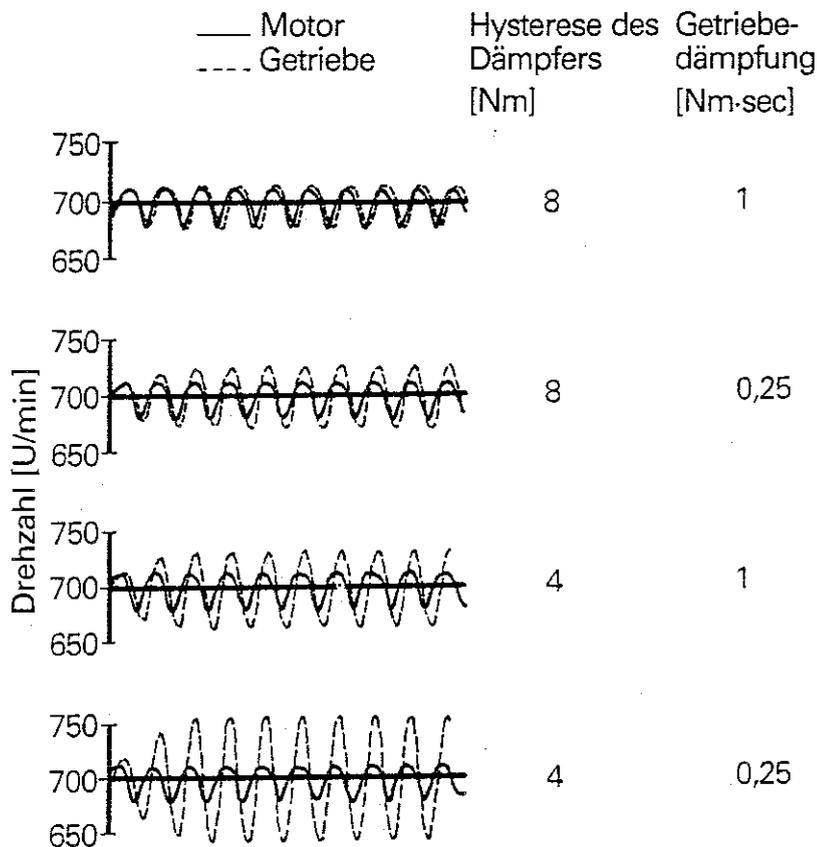


**Bild 8:**  
Schwingungsmessungen  
im Leerlauf, 2. Gang  
eingelegt

Die Wirkungsweise von Leerlaufstufen mit auf den ersten Blick zu hoch liegenden Torsionsraten ist also dadurch erklärbar, daß der dabei erzielte Zustand vom Geräusch noch akzeptabel ist. Eine hohe Torsionsrate kann dann durchaus Vorteile bieten. Sie verkürzt die erforderlichen Verdrehwinkel zur Beherrschung der Schleppmomente und wirkt sich auch günstig für den Fahrbetrieb bei geringen Motorbelastungen aus.

Da eine Betriebsweise in der Nähe der Resonanzdrehzahl jedoch nur bei ausreichender Dämpfung möglich ist, wird sie immer mit einem gewissen Risiko verbunden sein. Die rechnerische Schwingungssimulation erlaubt, durch Variation der Dämpfungsparameter das Risiko abzuschätzen; dies zeigt Bild 9.

Oben ist zuerst der geräuschlich befriedigende Ausgangszustand mit der eigentlich zu hohen Torsionsrate von  $9 \text{ Nm/}^\circ$  simuliert. Im zweiten Teilbild von oben wurde bei unveränderter Hysterese des Torsionsdämpfers die Getriebedämpfung auf den im PKW-Bereich üblichen Wert reduziert. Das Schwingungsbild ist bereits ungünstiger als im vorhergehenden Bild 8 bei der Messung ohne Torsionsdämpfer. Die beiden unteren Teilbilder zeigen schließlich, daß eine Reduzierung der Dämpferhysterese das Ergebnis weiter verschlechtert.

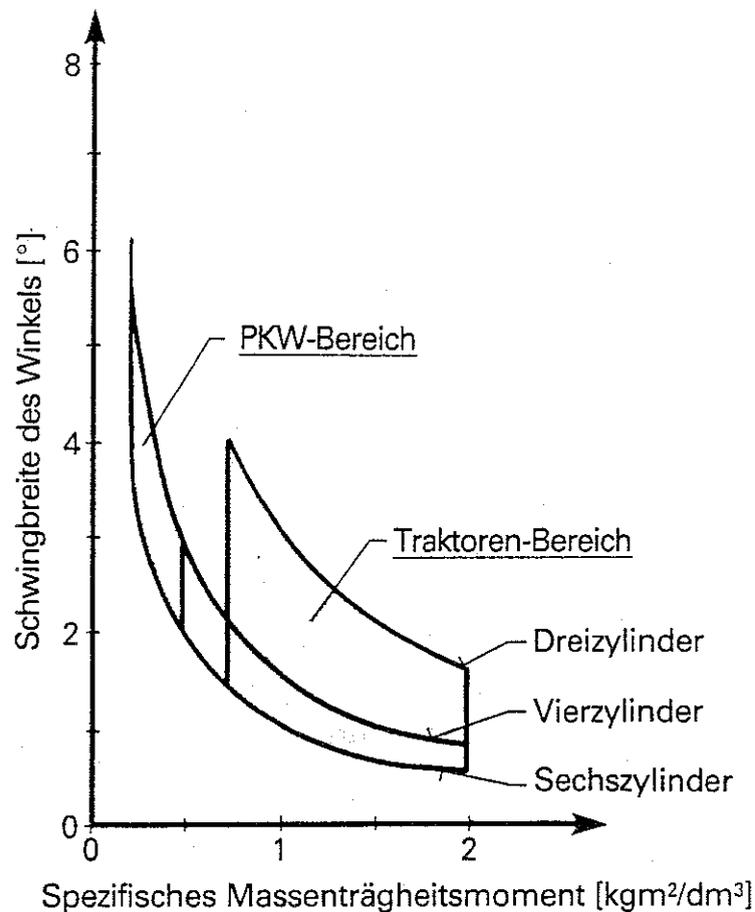


Konstante Parameter:  
 $J_2 = 0,03 \text{ kgm}^2$ ;  $C = 9 \text{ Nm/}^\circ$   
 Dreizylindermotor

**Bild 9:**  
 Rechnerische  
 Schwingungssimulation  
 im Leerlauf

Zum Abschluß dieses Kapitels über die Situation bei Leerlauf sei die Motorerregung noch einmal betrachtet, weil deren Winkelausschläge für die Länge der Torsionskennlinie des Dämpfers ausschlaggebend sind. Bild 10 zeigt die Winkelschwingbreite im Leerlauf bei 700 U/min über dem spezifischen Massenträgheitsmoment.

Man erreicht bei Dreizylindermotoren Schwingwinkel bis zu  $4^\circ$ . Dies kann bei gleichzeitig niedriger Torsionsrate von 1 bis  $2 \text{ Nm/}^\circ$  und Getriebeschleppmomenten von bis zu  $5 \text{ Nm}$  zu Verdrehwinkeln der Leerlaufstufe von  $10^\circ$  führen. Auf der rechten Seite des Bereichs liegen die Schwingwinkel bei Vier- und Sechszylindermotoren dagegen nur bei etwa  $1^\circ$ . Ist gleichzeitig eine Torsionsrate von 5 bis  $10 \text{ Nm/}^\circ$  möglich, so kann ein Verdrehwinkel der Leerlaufstufe von  $2^\circ$  genügen.



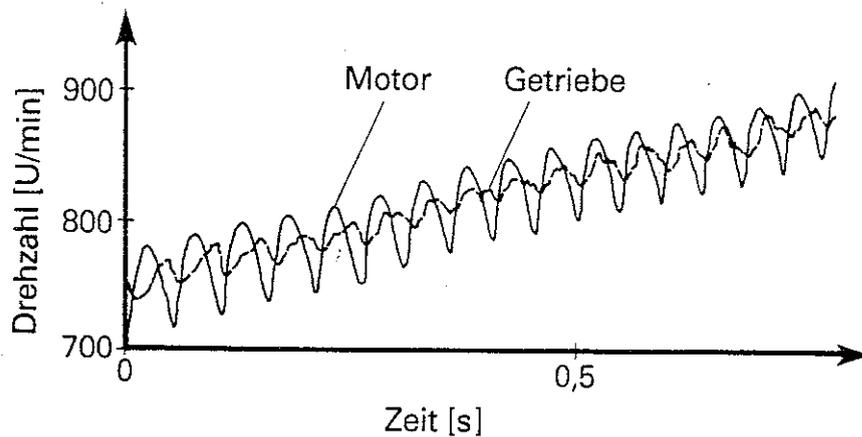
**Bild 10:**  
Schwingbreite des  
Winkels von Motoren im  
Leerlauf bei 700 U/min

## Schwingungsverhalten im Fahrbetrieb

Zur Interpretation des Schwingungsverhaltens bot es sich an, im Fahrbetrieb auch für Traktoren zunächst das im PKW-Bereich erfolgreich angewandte 3-Massen-Modell einzusetzen; ein Modell also, das wegen der relativ niedrigen Torsionssteifigkeit der Achswellen das Getriebe mit dem Differential weitgehend für sich alleine schwingen lässt, entkoppelt von Rädern und Fahrzeugmasse.

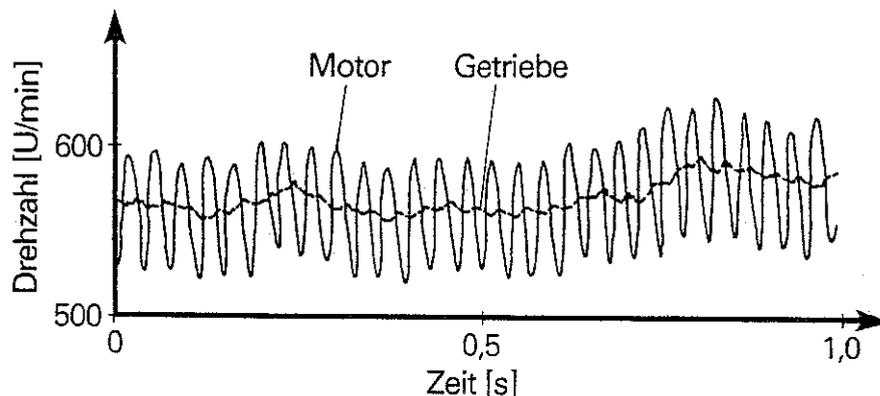
Schwingungsmessungen bei Fahrt in den längsten Gängen zeigen jedoch ein damit bei Traktoren nicht erklärbares Verhalten. Nachfolgend zwei Beispiele:

- Bild 11 gibt Messungen wieder an einem relativ kleinen Dreizylinder-Traktor mit dem eingangs gezeigten Getriebe bei Fahrt mit voller Belastung zwischen etwa 750 bis 800 U/min. Nach dem einfachen 3-Massen-Modell wäre eine Überhöhung der Getriebebeschwingung gegenüber der Motorschwingung zu erwarten gewesen, da man sich im unterkritischen Bereich befindet. Tatsächlich wird eine deutliche Reduzierung gemessen. Dies zeigt nebenbei bemerkt auch, welche Bedeutung Schwingungsmessungen haben.



**Bild 11:** Schwingungsmessung bei Fahrt im 30-km/h-Gang, Vollast; Schlepper der unteren Leistungsklasse mit Dreizylindermotor

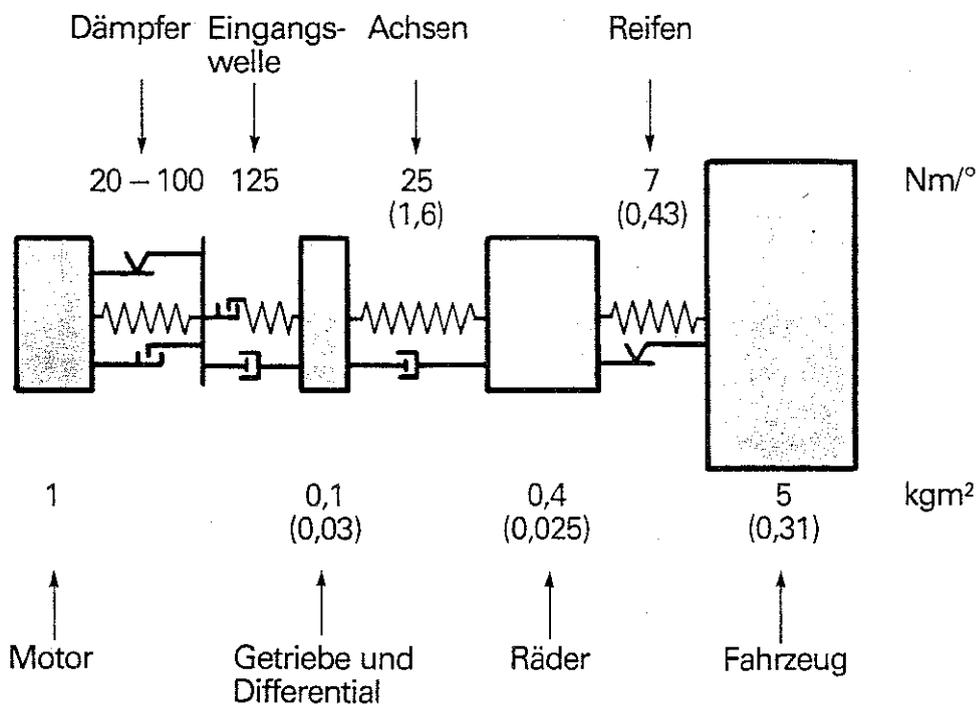
– Bild 12 zeigt Messungen an einem relativ großen Traktor mit einem völlig anderen Getriebe, mit Sechszylindermotor, bei Fahrt – man beachte – unterhalb von 600 U/min. Das einfache Modell hätte hier zwar wegen der günstigen Ausgangsdaten bereits eine leichte Schwingungsreduzierung erwarten lassen, jedoch nicht die geradezu perfekte Isolation.



**Bild 12:** Schwingungsmessung bei Fahrt im 30-km/h-Gang, Vollast; Schlepper der oberen Leistungsklasse mit Sechszylindermotor

Die Erklärung dieses Verhaltens zeigt ein Schwingungsmodell mit 4 Massen, wie in Bild 13 dargestellt. Das Getriebe wird nach wie vor in einer Masse zusammengefaßt, als zusätzliche Masse erscheinen die Antriebsräder. Eingetragen sind als wirksame Massenträgheitsmomente und Torsionsraten die konkreten Werte unseres Beispielgetriebes; die Zahlen ohne

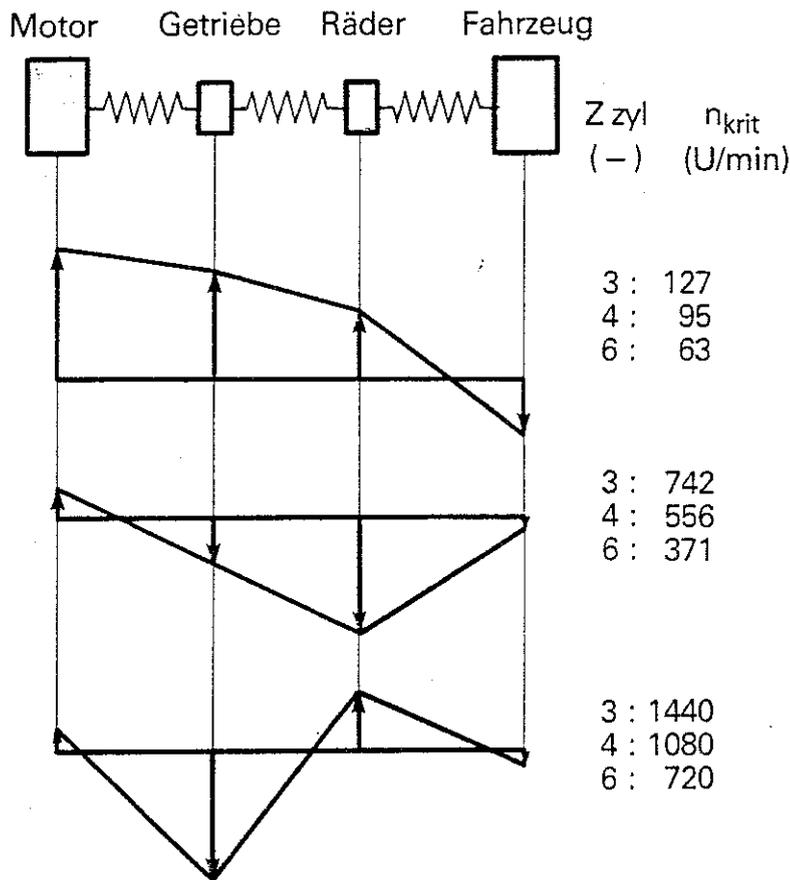
Klammern gelten für den 30-km/h-Gang, die Werte in Klammern für einen 7,5-km/h-Gang. Entscheidend ist, daß im langen Gang die Antriebsräder wegen der im Verhältnis zu den Antriebsachsen geringen Torsionssteifigkeit der Reifen nicht mehr, wie beim PKW, in erster Näherung als zur Fahrzeugmasse gehörend, betrachtet werden können. Es wird also eine Schwingungsform geben, bei der Getriebe und Antriebsräder gemeinsam gegen Fahrzeugmasse und Motor schwingen. Dies ergibt zusammen eine beträchtliche Masse, die die Resonanz in eine günstige Lage verschiebt und bei Drehzahlen oberhalb dieses kritischen Zustandes zu guter Schwingungsisolierung führen kann. Bei kurzen Gängen wird dagegen wegen der hohen Untersetzungen das wirksame Massenträgheitsmoment der Räder stark reduziert und wird wenig Einfluß haben.



Werte eines ausgeführten Traktors  
 30 km/h – Gang und 7,5 km/h – Gang

**Bild 13:** Schwingungsmodell für Fahrbetrieb

Die möglichen Resonanzen und die dabei auftretenden Schwingungseigenformen dieser 4 Massen zeigt das Bild 14. Gerechnet wurde mit den für den 30-km/h-Gang angegebenen Zahlenwerten und einer bei Traktoren häufig verwendeten Torsionsrate des Dämpfers von 100 Nm/°.

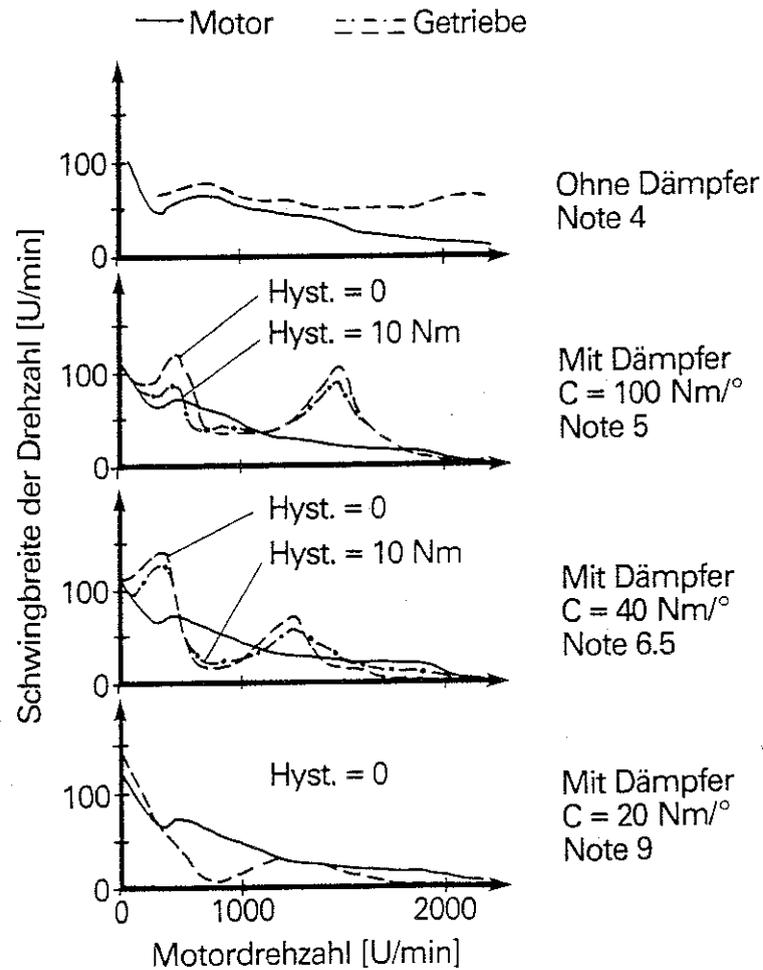


**Bild 14:**  
 Viermassenmodell –  
 Eigenformen und Resonanzdrehzahlen für  
 Torsionsrate 100 Nm/°,  
 30-km/h-Gang

- Die obere Bildhälfte zeigt eine Schwingungsform, bei der der komplette Antriebsstrang inklusive Räder in Schwingung gegen die Fahrzeugmasse ist. Bei PKW ergibt das üblicherweise ein unangenehmes 'Ruckeln', bei Traktoren ist dies selten spürbar.
- In der Bildmitte erscheint das bereits erwähnte gemeinsame Schwingen von Getriebe und Antriebsrädern. Bei den zugrunde gelegten Zahlenwerten schwingen die Räder deutlich stärker als das Getriebe. Da dieses kein punktförmiger, in sich starrer Körper, sondern ein sich über eine große Länge erstreckendes, flexibles Gebilde ist, deutet sich aus der Darstellung an, daß die Schwingungsausschläge innerhalb des Getriebes unterschiedlich sein können und deshalb beim Messen Vorsicht geboten ist.
- Das gleiche gilt im übrigen auch für die im Bild unten angegebene dritte mögliche Eigenform, bei der Getriebe und Antriebsräder gegeneinander schwingen.

Angegeben sind in den Teilbildern weiterhin jeweils die Resonanzdrehzahlen von Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren. Sie mögen zum Beispiel erklären, daß die genannte Torsionsrate von 100 Nm/° bei Traktoren mit Dreizylindermotoren bei Fahrt im unteren Drehzahlbereich zu Geräuschen führt, bei Vier- und Sechszylindermotoren jedoch oft nicht.

Letztendlich zeigen diese Darstellungen jedoch nur relative Schwingungsformen. Die Absolutwerte, die bei der jeweiligen Torsionsrate im Zusammenspiel mit den verschiedenen Dämpfungen entstehen, sehen wir in Bild 15. Es zeigt die Analyse von Messungen an unserem Modelltraktor; aufgetragen sind in vier Teilbildern – über der Motordrehzahl auf der Abszisse – die Drehzahlschwankung des Motors als volle Linie und die Drehzahlschwankung des Getriebes als gestrichelte und strichpunktierte Linie.



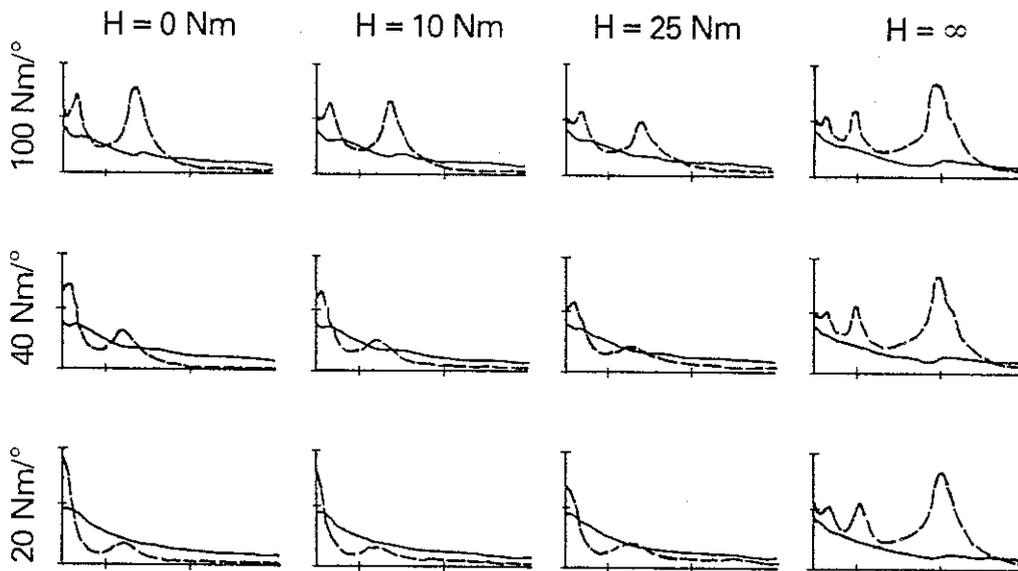
**Bild 15:**  
Analyse von  
Schwingungsmessungen  
bei Fahrt 30-km/h-  
Gang, Vollast, Drei-  
zylindermotor

Von oben nach unten vorgehend ist zuerst eine Messung ohne Torsionsdämpfer gezeigt, dann Messungen mit Torsionsdämpfern mit 100, 40 und 20  $\text{Nm}/^\circ$  als Torsionsrate. Die Messungen mit 40  $\text{Nm}/^\circ$  in der Mitte zeigen bereits ein tiefes Isolationstal zwischen den Resonanzstellen, das die eingangs gezeigten 'perfekten' Schwingungsbilder erklärt. Andererseits sind die Resonanzstellen deutlich ausgeprägt. Das Schwingungsverhalten ist hier schlechter als ohne Dämpfer!

Eine Verbesserung über den gesamten Drehzahlbereich bringt nur die Torsionsrate von 20  $\text{Nm}/^\circ$ . Die weiche Koppelung von Triebwerk und Motor hat zur Folge, daß die Getriebedämpfung alleine reicht, um Überhöhungen

an den Resonanzstellen zu unterdrücken! Man wird sich also u. a. bei der Wahl der Hysterese des Torsionsdämpfers auf die Erfordernisse bei Leerlauf konzentrieren können.

Rechts von den Teilbildern ist jeweils die subjektive Geräuschbewertung angegeben. Die Noten geben an, daß der Fall relativ unkritisch ist. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, daß bei Problemfällen mit Dreizylindermotoren eine Torsionsrate von 25 Nm/° generell die Geräusche beseitigt. Das im Bild Dargestellte wird daher eine gewisse Allgemeingültigkeit haben. Mit Hilfe der rechnerischen Simulation läßt sich nun das Schwingungsverhalten im 30-km/h-Gang hinsichtlich der wesentlichen Parameter Dämpfung und Torsionsrate kennfeldartig analysieren. Bild 16 zeigt das Ergebnis einer derartigen Rechnung. Dargestellt sind wiederum die Schwingbreiten der Drehzahlen von Motor und Getriebe über der Motordrehzahl.

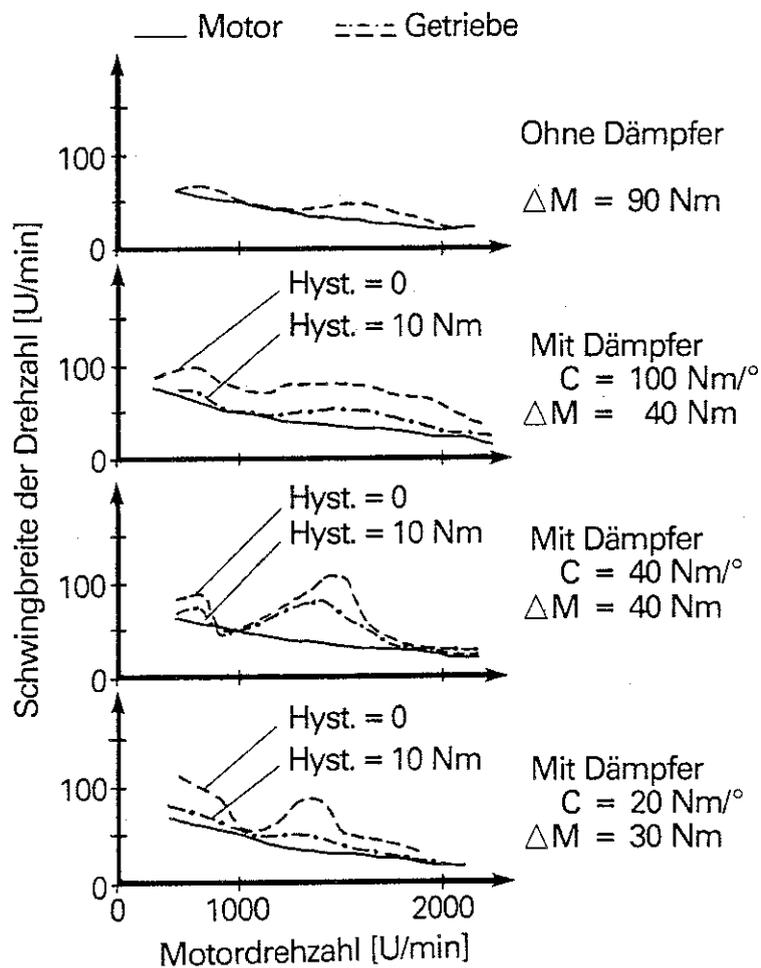


**Bild 16:** Rechnerische Schwingungssimulation bei Fahrt, 30-km/h-Gang

Von oben nach unten vorgehend wurde die Torsionsrate des Dämpfers von 100 auf 40 und schließlich auf 20 Nm/° reduziert. Von links nach rechts wurde die Hysterese von 0 auf 10 und 25 Nm erhöht. Die Spalte ganz rechts mit Hysterese  $\infty$  bedeutet eine Kupplungsscheibe ohne Torsionsdämpfer.

Das Bild bestätigt vor allem, daß bei niedrigen Torsionsraten bereits mit sehr niedrigen Hysteresewerten des Torsionsdämpfers Schwingungsüberhöhungen bei den unvermeidbaren Resonanzdurchgängen unterdrückt werden.

Soweit zu den längeren Gängen mit Endgeschwindigkeiten von etwa 20 – 40 km/h, die bei Traktoren die größeren Geräuschprobleme mit sich bringen. In kürzeren Gängen verursachen Traktorentriebwerke dagegen relativ selten Geräusche, weil ein Teil der Zahnradpaare mit stark reduzierter Geschwindigkeit dreht. Dies hat aber auch zur Folge, daß das Triebwerk ein wesentlich geringeres wirksames Massenträgheitsmoment aufweist. Weiterhin ist wegen der hohen Untersetzung bis zu den Achsen das Triebwerk von den Antriebsrädern schwingungstechnisch entkoppelt. Bild 17 zeigt die Analyse von Schwingungsmessungen bei Fahrt in einem typischen Arbeitsgang mit 7,5 km/h bei Verwendung eines Dreizylinder-motors. Aufgetragen sind in den Teilbildern wiederum über der Motordrehzahl auf der Abszisse als volle Linie die Drehzahlschwankung des Motors und als strichpunktierte oder gestrichelte Linie die Drehzahlschwankung des Getriebes.

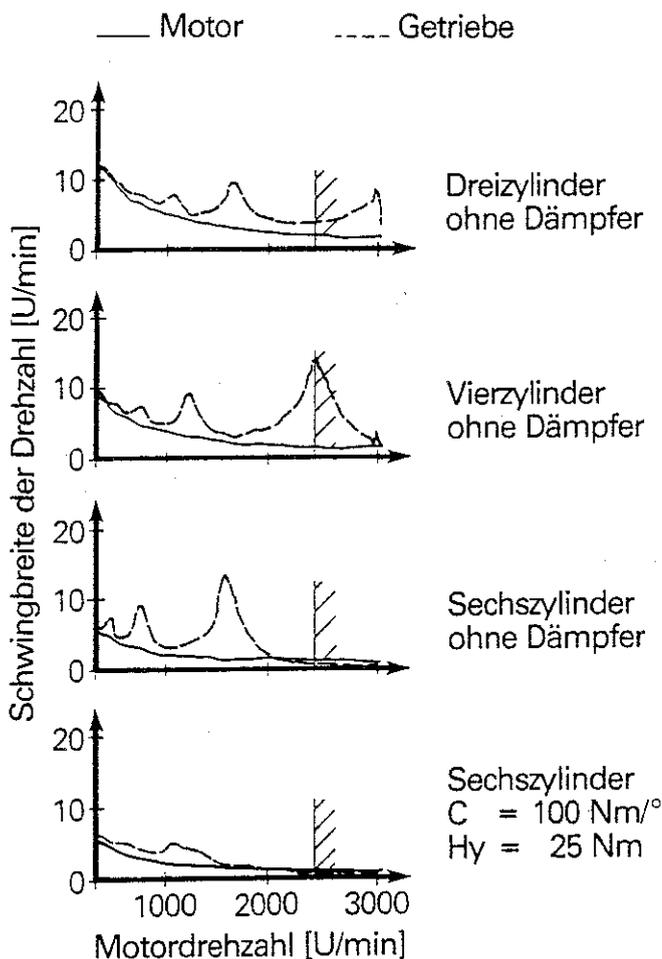


**Bild 17:**  
Analyse von  
Schwingungsmessungen  
bei Fahrt, 7,5-km/h-  
Gang, Vollast, Drei-  
zylindermotor

Von oben nach unten vorgehend wird zuerst eine Messung ohne Torsionsdämpfer gezeigt, dann Messungen mit Torsionsdämpfern mit 100, 40 und 20 Nm/° als Torsionsrate. In allen vier Fällen waren keine Geräusche vernehmbar. Ohne Torsionsdämpfer zeigt das Schwingungsbild Vorteile gegenüber der Betriebsweise mit Dämpfer. Für die Verwendung eines

Dämpfers sprechen jedoch die rechts von den Teilbildern eingetragenen Drehmomentschwankungen  $\Delta M$  am Getriebeeingang, gemessen im Bereich von 1200 – 2000 U/min. Sie betragen ohne Dämpfer 90 Nm, d. h. etwa 40 % des in diesem Fall vorliegenden mittleren Drehmoments von 200 Nm, und lassen sich durch die Verwendung eines Dämpfers auf die Hälfte bis ein Drittel reduzieren. Für die Lebensdauer des Triebwerks sicher nicht ohne Einfluß, der Schlepper hat einige tausend Betriebsstunden bei diesem Zustand zu arbeiten.

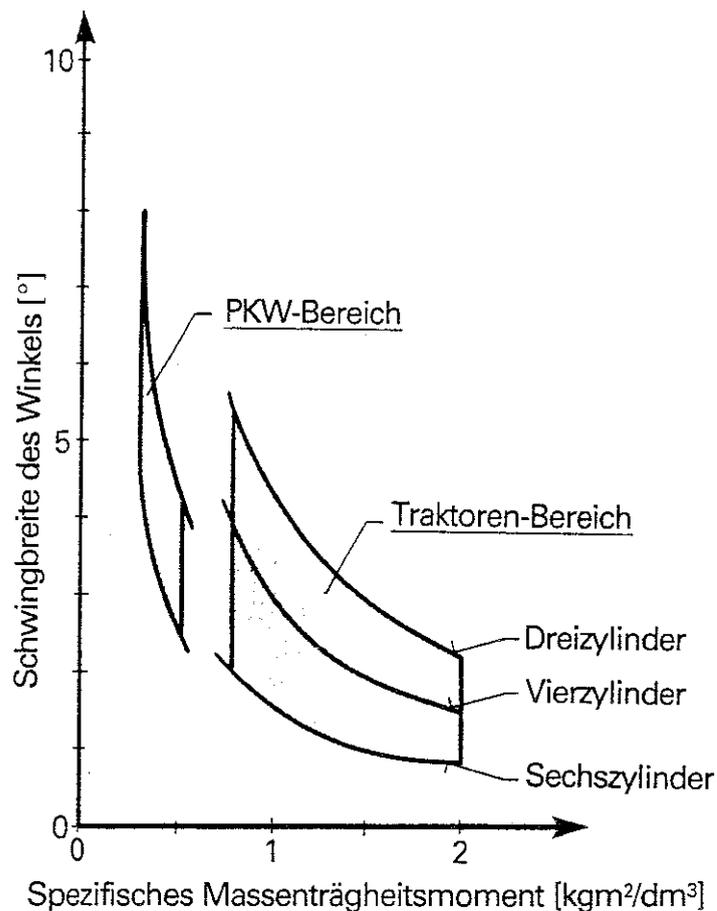
Das schwingungstechnisch befriedigende Verhalten ohne Dämpfer rührt in diesem Fall daher, daß durch das mehr oder weniger zufällige Zusammentreffen der verschiedenen Parameter die Hauptresonanz außerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs von max. 2500 U/min liegt. Die rechnerische Schwingungssimulation in Bild 18, Teilbild ganz oben, zeigt dies. Der Dreizylindermotor wirkt hier ausnahmsweise auch einmal positiv.



**Bild 18:**  
Rechnerische  
Schwingungssimulation  
bei Fahrt, 7,5-km/h-Gang

Die Rechnung erlaubt, das Risiko der Verwendung von Vier- oder Sechszylindermotoren abzuschätzen. Diese Motoren verlagern die Hauptresonanz in die Nähe oder ganz in den Betriebsdrehzahlbereich. Bereits ein relativ anspruchsloser Torsionsdämpfer mit 100 Nm/° wie im Bild unten würde die Amplituden deutlich verringern.

Zum Abschluß dieses Kapitels über die Drehschwingungen bei Fahrbetrieb sei noch einmal auf die Motorerregung eingegangen. Bild 19 zeigt sie als Schwingbreite des Winkels für Vollast bei 800 U/min. Bei 800 U/min deshalb, weil bei dieser Drehzahl für Schlepper keine Geräusche geduldet werden und – wie gezeigt wurde - dank positiver Randbedingungen die Aufgabe auch lösbar ist. Allerdings verlangen Schwingwinkel des Motors von bis zu 5°, die wir am linken Ende des Traktorenbereichs sehen, entsprechend lange Torsionskennlinien.



**Bild 19:**  
Schwingbreite des Winkels von Motoren bei Vollast bei 800 U/min

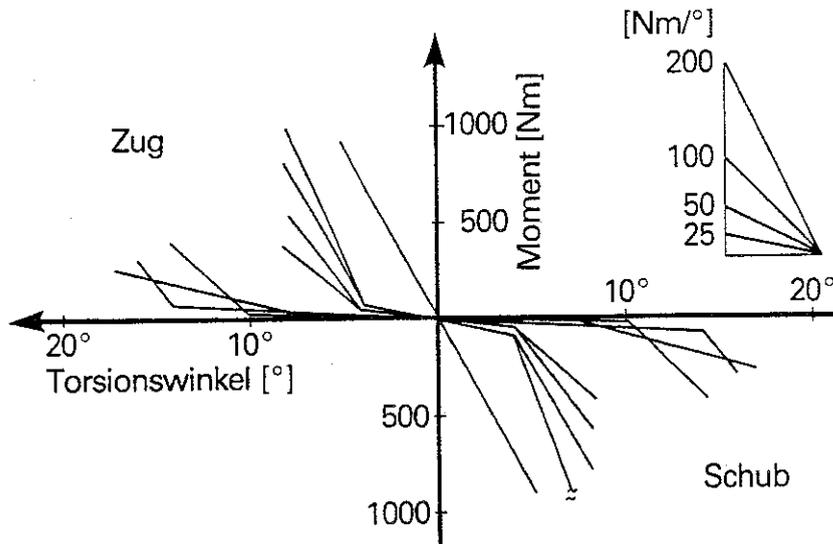
### Spezielle Verhältnisse bei Powershift-Getrieben

Bild 20 zeigt eine Zusammenstellung der wichtigsten Kennlinien der von LuK zur Zeit gelieferten Kupplungsscheiben für Traktoren. Es handelt sich generell um Kupplungsscheiben ohne separaten Vordämpfer, zum Teil mit beachtlichen Gesamtverdrehwinkeln bis zu 35°.

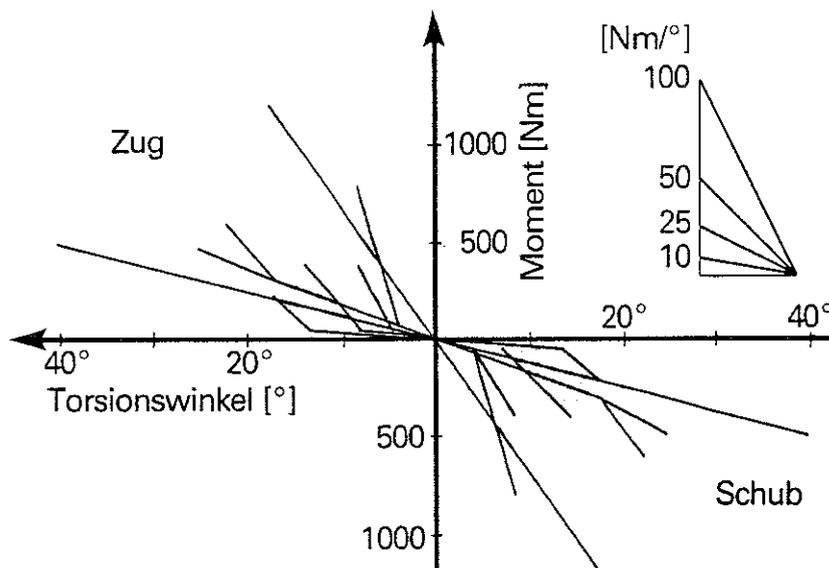
Das Bild zeigt gleichzeitig die Federkapazität, die bei konventionellen Kupplungsscheiben der Größe  $\varnothing 225$  bis  $\varnothing 350$  zwischen Nabe und Belägen unterzubringen ist.

In Bild 21 ist die Lage der Kennlinien dieser Kupplungsscheiben durch schraffierte Felder angedeutet; gleichzeitig sind Kennlinien von Dämpfern eingezeichnet, die für neuere Triebwerke ausgelegt wurden. Sie zeigen

andere Dimensionen. Den betroffenen Triebwerken gemeinsam ist dabei, daß die Hauptkupplung innerhalb des Triebwerkes selbst untergebracht ist und die Verbindung zum Motor mittels eines Torsionsdämpfers erfolgt. Diese Bauweise stellt offensichtlich spezielle Anforderungen an den Torsionsdämpfer.



**Bild 20:** Torsionsdämpferkennungen typischer Kupplungsscheiben für Traktoren



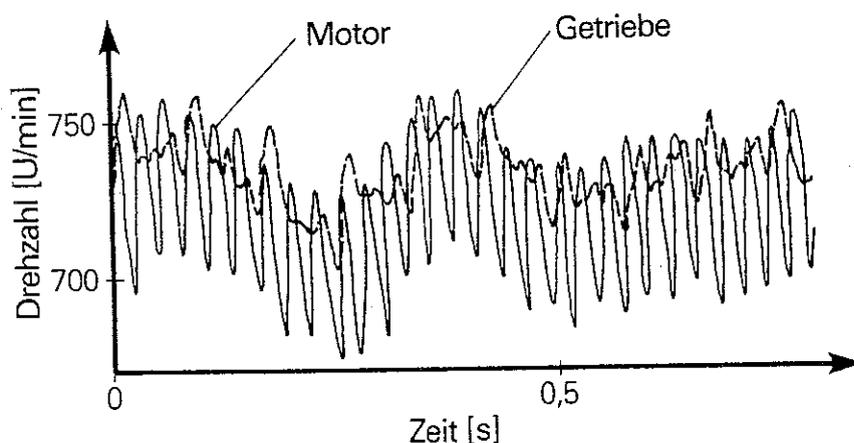
**Bild 21:** Kennungen von Torsionsdämpfern für neuere Schleppertriebwerke

## Antrieb von Hydraulikpumpen

Beginnen wir mit dem Leerlauf. Der Dämpfer wird, da er die einzige Verbindung zum Motor darstellt, auch durch die verschiedenen im Triebwerk angeordneten Hydraulikpumpen belastet. Rechnet man noch Schleppmomente einer oder mehrerer im Ölbad laufender Kupplungen hinzu, so ergibt sich für die Leerlaufstufe des Torsionsdämpfers eine erforderliche Momentenkapazität von 150 – 200 Nm. Benötigt in diesem Falle das Triebwerk zur Beseitigung der Geräusche eine Torsionsdämpferrate von 2 bis 5 Nm/°, so ergeben sich unrealistisch lange Verdrehwinkel der Leerlaufstufe in der Größenordnung von 40 bis 100°. Man sollte daher ernsthaft darüber nachdenken, wie bei konventionellen Triebwerken zum Antrieb von Nebenaggregaten eine zweite, unabhängige Welle vom Motor in das Getriebe zu führen.

## Fluchtungsfehler vom Motor zum Triebwerk

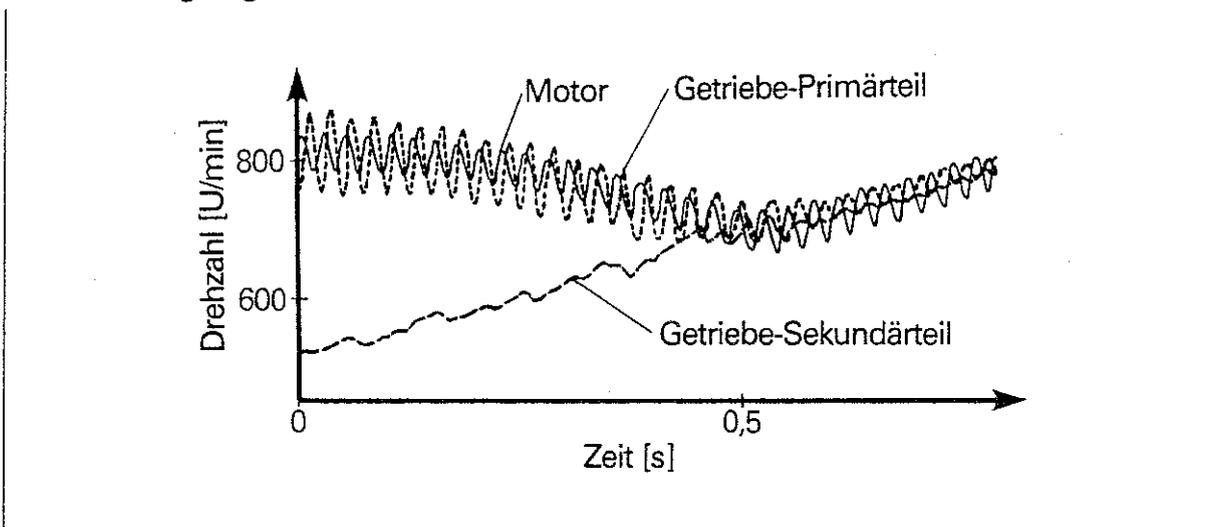
Die Getriebeeingangswelle derartiger Triebwerke ist in der Regel nicht am Schwungrad zentriert, ihre erste getriebeseitige Lagerstelle wird jedoch relativ nahe beim Schwungrad liegen. Der unvermeidbare Achsversatz von Motor und Getriebe – man kann es im Extremfall mit einer Kette von bis zu 10 Toleranzen zu tun haben – wird sich deshalb noch stärker als bei konventionellen Triebwerken durch Reibungen in der Dämpferzentrierung artikulieren und damit zu Erregungen 1. Ordnung führen. Bild 22 zeigt dies am Beispiel einer Messung an einem Sechszylindermotor. Bei jeder dritten Motorzündung, also pro Umdrehung einmal, prägt sich die sonst stark reduzierte Getriebebeschwingung, gestrichelt gezeichnet, deutlicher aus. Man wird also unter Umständen eine reibungsarme Zentrierung innerhalb des Dämpfers, evtl. sogar eine elastische Aufhängung des Dämpfers am Schwungrad vorsehen müssen, um diese Erregungen zu vermeiden.



**Bild 22:** Schwingungsmessung im Leerlauf mit Sechszylindermotoren, Beispiel für Erregung 1. Ordnung

## Auswirkungen der im Getriebe angeordneten Anfahrkupplung

Schlupf verhindert, eine gewisse Größenordnung vorausgesetzt, die Übertragung von Schwingungen auf im Kraftfluß stromab liegende Glieder der kinematischen Kette. Bei konventionellen Triebwerken mit am Motorschwungrad, also zu Beginn des Triebwerkstranges angeordneter Hauptkupplung ist deshalb in der Anfahrphase das Triebwerk schwingungstechnisch vom Motor entkoppelt. Liegt dagegen die Anfahrkupplung getriebe-mittig, so schwingen stromaufliegende Getriebeteile in der Anfahrphase mit dem Motor, wobei wegen der gleichzeitigen Entkoppelung der stromabliegenden Teile das wirksame Massenträgheitsmoment stark reduziert sein kann. Getriebegeräusche in der Anfahrphase sind die Folge. Bild 23 zeigt eine typische Schwingungsmessung während eines derartigen Anfahrvorgangs.



**Bild 23:** Schwingungsmessung bei Anfahren mit in Getriebemitte liegender Hauptkupplung

Bei dieser Messung ist übrigens zu sehen, daß im stabilisierten Zustand nach Beendigung des Anfahrvorganges das Triebwerk im vorderen und hinteren Teil mit stark unterschiedlicher Amplitude schwingt. Diese Möglichkeit wurde bei der Behandlung der Eigenformen bereits angedeutet. Beim Messen ist also Vorsicht geboten.

Entsprechend dem relativ kleinen Massenträgheitsmoment des vor der Kupplung liegenden Getriebeteils kann für überkritischen Betrieb eine Torsionsrate in der Größenordnung von  $10 - 20 \text{ Nm/}^\circ$  erforderlich werden. Mit dieser Torsionsrate muß etwa das Motornennmoment erreicht werden, was wiederum zu Verdrehwinkeln des Dämpfers von  $20 - 50^\circ$  führen kann.

## Starten des Motors bei hohem Massenträgheitsmoment des Triebwerks

Ein hausgemachtes Problem, um mit unseren Politikern zu sprechen, ist das Starten des Motors bei hohem Massenträgheitsmoment des Trieb-

werks, das erst durch die Installierung des Dämpfers selbst entsteht. Der Resonanzdurchgang beim Starten des Motors kann bei Massenträgheitsmomenten des Getriebes von z. B.  $0,2 - 0,6 \text{ kgm}^2$  zu Momentenspitzen von mehreren  $1000 \text{ Nm}$  führen oder macht das Starten überhaupt unmöglich. Es ist fraglich, ob dieses spezielle Problem bei hohen Drehmomenten überhaupt mit einem Dämpfer lösbar ist.

### **Powershift**

Durch Powershift entstehen innere Verspannungen des Getriebes, die zu beachtlichen Winkelbewegungen einzelner Getriebeteile führen und sich als extreme Geräusche artikulieren können. Ein interessantes Problem. Der Dämpfer scheint – entgegen ursprünglichen Annahmen – von Einfluß zu sein, sowohl positiv als auch negativ, obwohl er eigentlich an der falschen Stelle sitzt.

Hier stößt unsere gegenwärtig angewandte Meßtechnik und die damit mögliche Dokumentation der Schwingungszustände vermutlich an ihre Grenzen. Aufzeichnungen von Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen, die von stark unterschiedlicher Geräuschintensität begleitet sind, können nahezu gleich aussehen.

Dieses Thema muß noch genauer analysiert werden, um eine theoretische Erklärung zu finden.

### **Zusammenfassung, Ausblick**

Bei konventionellen Traktorentriebwerken – gemeint ist damit im wesentlichen handgeschaltet und mit einer am Motorschwungrad angeordneten Hauptkupplung – haben sich Geräusche bisher in nahezu allen Fällen erfolgreich durch in der Kupplungsscheibe angeordnete Torsionsdämpfer beseitigen lassen. Es ist jedoch nicht zu übersehen, daß wir dabei insgesamt stark von einer – im Vergleich zu PKW – relativ geringen Ungleichförmigkeit der Motoren und einer hohen inneren Dämpfung der Getriebe profitieren. Die Veränderung dieser beiden Parameter wird die Weiterentwicklung der in Kupplungsscheiben untergebrachten Torsionsdämpfer bestimmen.

Bei neuen Triebwerken mit integrierter Hauptkupplung sind Torsionsdämpfer mit wesentlich erhöhter Kapazität erforderlich. Es kann zu ihrer Realisierung eventuell die Technologie der für ZMS entwickelten Bogenfeder eingesetzt werden. Große Verdrehwinkel verbieten allerdings den konventionellen Trockenlauf der Dämpfer.

Neben der Lösung der Einzelprobleme wird es Aufgabe der LuK sein, auch für diesen Bereich Standardkomponenten zu schaffen, die wegen der bei Traktoren teilweise geringen Stückzahlen dringend erforderlich sind.

Das Schwingungsverhalten von Traktorentriebwerken läßt sich trotz ihrer Komplexität mittels Modellen rechnerisch simulieren. Mit solchen Rechnungen kann das Geräuschverhalten nicht vorausgesagt werden. Sie tragen jedoch entscheidend zum physikalischen Verständnis der Vorgänge bei und führen damit schneller zu Problemlösungen. Weiterhin sind sie ein geeignetes Mittel, kritische Grenzwerte der Funktionsparameter im späteren Feldeinsatz abzuschätzen.