

# Drehmomentschwingungen in Kupplungen von Schleppern und Maschinen

Von H.-H. Coenberg, Braunschweig-Völkenrode

Kupplungen als Maschinenelemente zum Verbinden von Wellen zur mechanischen Leistungsübertragung gibt es in zahlreichen Bauarten. Der Aufbau, die Wirkungsweise, das „stationäre“ Betriebsverhalten, die thermische Belastung bei den vorkommenden Betriebsbedingungen und die üblichen Anwendungsgebiete der einzelnen Bauarten sind häufig und zum Teil umfassend behandelt worden [1 bis 6]. Untersuchungen des Schwingverhaltens der Kupplungen sowie ihres Einflusses auf die die Kupplungen umgebenden schwingungsfähigen Systeme waren aber recht selten und blieben auf spezielle Fragen beschränkt [7; 8].

Andererseits läßt erst seit wenigen Jahren die elektrische Messung mechanischer Größen, die auch bei der Entwicklung von Schleppern und Landmaschinen zunehmend an Verbreitung gewinnt, ein meist recht vielfältiges Schwingungsgeschehen in der Leistungsübertragung erkennen [9 bis 14]. Diese Schwingungserscheinungen sind bei Kuppel- und Schaltvorgängen als schnelle Zustandsänderungen im allgemeinen besonders ausgeprägt und meist auch mit Spitzenbeanspruchungen verbunden.

Die folgenden Überlegungen über die Aufgaben und das Verhalten der Kupplungen und über die allgemeinen schwingungsmechanischen Zusammenhänge gehen vom Schlepper als Untersuchungsobjekt aus. Sie sollen zur leichteren Analyse der Schwingungserscheinungen sowie zur Beurteilung von Möglichkeiten zur Drehmomentbegrenzung als Sicherung gegen unzulässige Überlastungen beitragen. Sie lassen sich bei vergleichbaren schwingungsmechanischen Ersatzsystemen aber auch auf andere Fälle übertragen.

## Die Funktionen von Kupplungen

Kupplungen in mechanischen Leistungsübertragungen können folgende Funktionen haben:

1. Verbinden oder Trennen benachbarter Wellen oder Baugruppen („Wellenschalter“ [1; 5]),
2. Federung und Dämpfung schwingungsfähiger Systeme mit gewissen drehzahl- oder lastabhängigen Gesetzmäßigkeiten, wie z. B. bei elastischen Kupplungen [7; 8],
3. Drehmomentbegrenzung als Überlastsicherung, wie bei den verschiedenen Bauarten sogenannter Sicherheitskupplungen [2; 9; 19; 21] und
4. Drehzahlwandlung zum kraftschlüssigen Verbinden von Baugruppen bei anfänglich unterschiedlichen Drehzahlen, aber gleichem Drehmoment, wie z. B. bei den Anfahrkupplungen der Kraftfahrzeuge.

Manche Kupplungsbauarten können bekanntlich nur die eine oder andere Funktion ausüben, so z. B. Klauen-, Zahn- oder Stiftkupplungen nur die unter 1 genannten Aufgaben. Andere Bauarten erfüllen dagegen mehrere Funktionen zugleich. So können z. B. Drehmomentbegrenzer nach 3 entweder als Schalter, die bei Überlastung völlig abschalten [1; 15], ausgebildet werden oder aber als Drehzahlwandler nach 4, die bei Überlastung durchrutschen, dabei jedoch ein gewisses Drehmoment aufrechterhalten. Die in Fahrzeugen meistens verwendeten Anfahrkupplungen müssen Drehzahlwandler, Dreh-

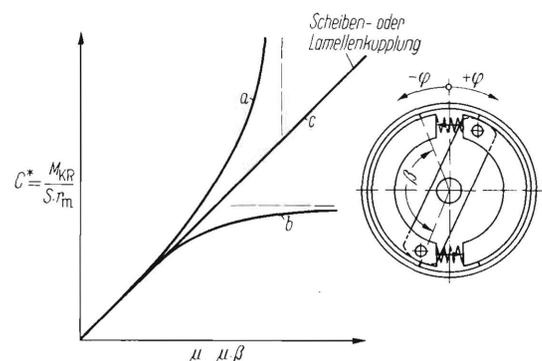
momentbegrenzer und -schalter zugleich sein. Kupplungen, die eine dieser Funktionen nicht ausüben können, müssen durch eine entsprechende weitere Kupplung ergänzt werden.

Für die Drehzahlwandlung haben sich nebeneinander Scheiben-, Lamellen-, Konus-, Trommel- und andere Reibkupplungen als mechanische Lösungen [1 bis 5] eingeführt, ferner als nichtmechanische Lösungen hydrokinetische, hydrostatische sowie elektromagnetische Kupplungen [3; 4; 16 bis 18]. Die letzteren sind jedoch von den mechanischen mit nichtmechanischer Betätigung zu unterscheiden, wie z. B. von den elektromagnetischen Reibkupplungen [19] oder Magnetpulverkupplungen [4], bei denen die Drehmomentübertragung durch mechanische Reibung erzielt wird.

Hinsichtlich der Wirkungsweise der Kupplungen ist zwischen ihrem stationären Betriebsverhalten, z. B. bei gleichmäßiger Dauerbelastung, und ihrem Schwingverhalten, z. B. bei Stoß- und stark wechselnder Belastung, zu unterscheiden. Für das erstere ist der sich in einem gewissen und nicht zu kurzen Zeitraum einstellende Mittelwert des übertragenen Drehmomentes einer Reibkupplung, z. B. das Rutschmoment als Folge von Temperatur, Gleitgeschwindigkeit, Anpreßkraft und dergleichen, maßgebend. Eine elastische Kupplung ist dagegen stationär völlig unwirksam und wird durch das Schwingverhalten des Systems, in dem sie sich befindet, hinsichtlich der Übertragung des Drehmomentes entscheidend beeinflusst.

## Das stationäre Betriebsverhalten von Reibkupplungen

Das von einer Reibkupplung übertragene Drehmoment ist ganz allgemein abhängig von der Anpreßkraft (Funktion der Spannkraft, z. B. Federkraft, Kinematik des Systems sowie eventueller Reaktionen des übertragenen Moments), dem Reibungsbeiwert, der Drehzahl, dem mittleren Radius und der Zahl der durch die Anpreßkraft beaufschlagten Reibflächen. Dabei entspricht nach **Bild 1** das Verhältnis des Drehmomentes  $M_{KR}$  zur Spannkraft  $S$  etwa dem *Strienschen* Kennwert  $C^*$ , der



**Bild 1.** Das Verhältnis  $C^*$  der Umfangskraft  $U = M_{KR}/r_m$  zur aufgebrauchten Spannkraft  $S$  in Abhängigkeit vom Gleitreibungsbeiwert  $\mu$  und der Reibkuppelungsbauelement. Progressive (a) und degressive (b) Kennung einer Innenbackenkupplung bei entsprechender Drehrichtung der Trommel; lineare Kennung (c) bei den üblichen Scheiben- oder Lamellenkupplungen.

- $C^* = U/S$  Strienscher Bremskennwert  
 $S$  Summe der Federspannkraften  
 $U$  Umfangskraft  
 $M_{KR}$  Rutschmoment der jeweiligen Kupplung  
 $r_m$  Halbmesser der Trommel bzw. mittlerer Halbmesser des Scheibenbelages  
 $\mu$  Reibungsbeiwert der betreffenden Gleit- bzw. Reibpaarung  
 $\beta$  Bogenmaß der tragenden Belagfläche auf der Backe

Dipl.-Ing. Hans-Helmut Coenberg ist wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Schlepperforschung (Direktor: Prof. Dipl.-Ing. Helmut Meyer) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

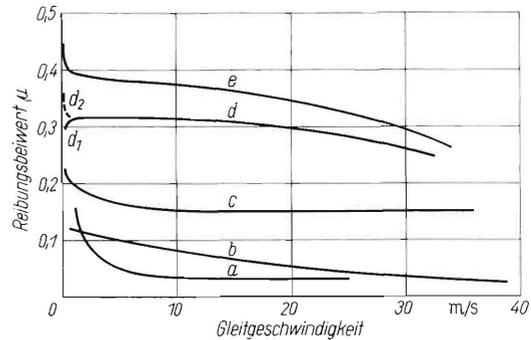
zwar für Bremsen abgeleitet wurde [20], aber auch für manche Kupplungsbauarten wichtig sein kann. Kupplungen mit axialer Anpressung haben meist eine lineare Abhängigkeit des Rutschmoments von Reibungsbeiwert und Spannkraft (Verlauf c in Bild 1). Auf die bei Bremsenkonstruktionen übliche „Selbstverstärkung“ (Verlauf a in Bild 1) wird bei Kupplungen verzichtet, weil sonst die unvermeidlichen Schwankungen des Reibungsbeiwertes bei konstanter Federkraft erhebliche Veränderungen des Rutschmoments zur Folge haben könnten, unter Umständen sogar bis zur Selbsthemmung. Für Kupplungen zur Drehmomentbegrenzung wurden ferner Bauarten entwickelt, die eine „Selbstschwächung“ nach Verlauf b in Bild 1 aufweisen [21]. Bei der in Bild 1 schematisch angedeuteten radialen Innenbackenanordnung tritt dieses Verhalten (im Gegensatz zu gewissen Begrenzerkupplungen) aber nur bei der Drehrichtung  $+\varphi$  der Trommel auf. So läßt sich eine weitgehende Unabhängigkeit vom Reibungsbeiwert erreichen, wobei dann das übertragbare Drehmoment stationär fast nur noch eine Funktion der Spannkraft sowie gegebenenfalls der Zentrifugalkräfte ist.

Die Spannkraft kann sich durch zeit- oder temperaturbedingtes „Setzen“ der Kupplungsfedern, Wegänderungen durch Belagverschleiß und dergleichen in gewissen, im allgemeinen erträglichen Grenzen ändern. Die Anpreßkraft einfacher „Kniehebelsysteme“ ist dagegen recht unsicher. Je nach der Kinematik des Systems können durch Reaktionen des übertragenen Drehmomentes Massenkkräfte auf die Spannkraft wirksam werden.

Der Reibungsbeiwert unterliegt andererseits einer größeren Zahl von Einflüssen, z. B. Gleitgeschwindigkeit, Temperatur, Flächenpressung, Oberflächenrauigkeit sowie Auswirkungen von Feuchtigkeit, Öldunst oder dergleichen bei Trockenkupplungen bzw. Eigenschaften des Schmiermittels bei im Ölbad laufenden Kupplungen. Für das Betriebsverhalten ließen sich bisher aber keine klaren Gesetzmäßigkeiten dieser Einflüsse ableiten, so daß man auf empirische Feststellungen des Reibungsbeiwertes und seiner Schwankungen unter gewissen Betriebsbedingungen angewiesen ist [22 bis 25; 30]. So scheinen besonders häufig die in **Bild 2** angegebenen Tendenzen hinsichtlich der Abhängigkeit des Reibungsbeiwertes von der Gleitgeschwindigkeit vorzuliegen, sie können unter Umständen aber auch völlig davon abweichen. Bei der Entwicklung der Reibbeläge für Trockenkupplungen und Bremsen strebt man neben den primären Forderungen nach Temperatur- und Verschleißbeständigkeit [26 bis 28] einen gleichmäßig hohen Reibungsbeiwert an. Einem baldigen Erfolg steht jedoch die ständige Zunahme der Gleitgeschwindigkeit und der Wärmebelastung der Reibpaarung entgegen. Die erstere kann bei Straßenfahrzeugen 60 m/s und mehr erreichen und bei mittelmäßigen Reibbelägen einen unerwünschten großen Abfall des Reibungsbeiwertes (u. U. auf weniger als 25%) zur Folge haben. Von der Temperatur hängt der Reibungsbeiwert weniger ab. Es gibt Reibbeläge, bei denen der Beiwert bis über 400°C fast konstant zu halten ist. Ein gewisser Abfall wird jedoch als vorteilhaftes „Warnsignal“ gegen Überhitzen der Kupplung angesehen.

So erklärt sich für die heute vorwiegend verwendeten Scheiben- oder Lamellenkupplungen (erstere trocken, letztere meist mit Ölschmierung) die recht große Streuung des sich bei einer bestimmten Federkraft einstellenden Rutschmoments. Je nach Konstruktion kommen weitere Einflüsse hinzu, z. B. die Verteilung der Anpreßkraft über die Gleitflächen. Dementsprechend stellt sich bei der einzelnen Kupplung während des „Einlaufens“ ein bestimmtes Rutschmoment unter dem Einfluß von Temperatur, Gleitgeschwindigkeit usw. ein, das dann auch über längere Betriebszeit weitgehend konstant bleiben kann, sofern keine Überhitzungen und dergleichen auftreten. Innerhalb der Serie wird man jedoch durch unterschiedliches Reibverhalten und „Einlaufen“ der Kupplungen mit einer Streuung des Rutschmomentes, die ohne schwierige nachträgliche Justierung kaum unter  $\pm 25$  bis  $\pm 30\%$  gehalten werden könnte, rechnen müssen.

Auf Möglichkeiten zur Verfeinerung und Besserung des stationären Betriebsverhaltens, wie z. B. Fliehkraftunterstützung bei Anfahrkupplungen zum teilweisen Ausgleich des Abfalls des



**Bild 2.** Verhalten des Reibungsbeiwertes verschiedener Reibpaarungen in Kupplungen bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten [24; 25].

- a, b metallische Paarungen, geschmiert
- c Kork auf Stahl, geschmiert
- d, e Kupplungs- bzw. Bremsbelagstoffe auf Gußeisen, trocken (bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten können sowohl die Tendenzen  $d_1$  als auch  $d_2$  vorliegen)

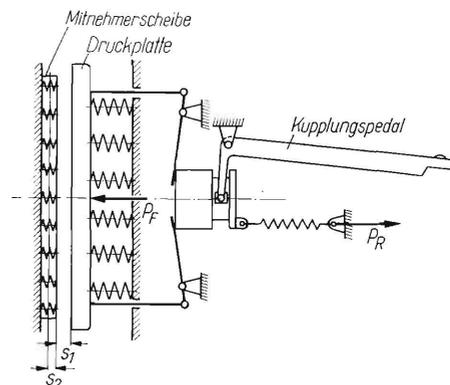
Reibungsbeiwertes bei höherer Gleitgeschwindigkeit (aber unter Verzicht auf gleichmäßige Drehmomentbegrenzung), kann hier nicht eingegangen werden.

### Das „innere“ Schwingverhalten von Kupplungen

Als inneres Schwingverhalten werden im folgenden Schwingungseigenschaften von Feder-Masse-Systemen der Kupplung selbst bezeichnet. Sie treten „nach außen“, z. B. im Drehmomentverlauf, nicht unmittelbar in Erscheinung. Sie unterscheiden sich von anderen Schwingungsformen, die im Zusammenhang mit außerhalb der Kupplung befindlichen Massen und Drehfedern auftreten können. Auf die „äußeren“ Kupplungsschwingungen als einen Teil der „Triebwerksschwingungen“ wird anschließend noch eingegangen. „Innere“ Schwingungen der Kupplung können „von außen her“ im Takt einer anderen Schwingung gesteuert werden, z. B. bei Mängeln der Pedalkinematik durch Bewegungen des „Triebsatzes“ gegen den Fahrzeugrahmen. (Solche konstruktionsbedingten Sonderfälle können jedoch hier nicht behandelt werden.)

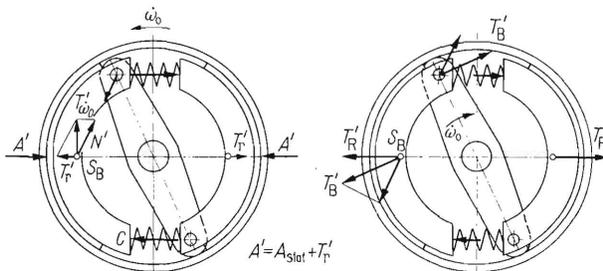
Die Reibkupplungen selbst haben in schwingungsmechanischer Hinsicht meist nur wenige Massen und Federn aufzuweisen, z. B. bei der Scheibenkupplung in **Bild 3** die Druckplatte zwischen den Kupplungsfedern und die durch ihren Reibbelag ebenfalls als Feder anzusehende Mitnehmerscheibe. Der heute meist einseitig federnd angeordnete Belag der Mitnehmerscheibe hat zwar axial eine relativ starke Reibungsdämpfung; diese geht aber wohl erst bei völligem Flachdrücken der Federn in eine angenähert aperiodische Dämpfung des Belages über. Bei Kraftschluß zwischen den Ausrückhebeln der Kupplung und ihrer Betätigung ist auch noch das Feder-Masse-System der meist mechanischen Kupplungsbetätigung angeschlossen.

Bei solchen Systemen können bei geeigneter Anregung auch feine Hubschwingungen der Druckplatte zwischen der



**Bild 3.** Schwingungsmechanisches Ersatzsystem einer trockenlaufenden Einscheibenkupplung für Axialbewegungen der Druckplatte.

Kupplungs- und Mitnehmerscheibenfederung auftreten. Bei einem eventuellen Abspringen der Druckplatte von der Mitnehmerscheibe kann sich daraus ein pseudoharmonischer Schwingungsablauf ergeben. Je nach den Führungseigenschaften, den Massen- und den Federverhältnissen sind noch weitere Bewegungsformen zu erwarten, z. B. Kreiselwirkungen der Druckplatte, die Pendel- und Taumelbewegungen dieser Platte auslösen, die dem klirrenden Umfallen eines Geldstücks auf harter Unterlage ähneln. Ein ähnlicher Vorgang dürfte bei Ratterbewegungen vorliegen, die besonders von den dünnen Lamellen der Lamellenkupplungen her bekannt sind und bei diesen anscheinend durch die Eigenschaften der Reibpaarungen ausgelöst werden können [24]. Die Mitnehmerscheibe von trocken laufenden Einscheibenkupplungen scheint unter gewissen Bedingungen ähnliche und mit einem deutlich hörbaren Geräusch verbundene Ratterbewegungen auszuführen. Ihr Auftreten ist bei nur teilweise eingerückter Kupplung leicht einzusehen. Von außen gesteuerte periodische Schwankungen der Anpreßkraft werden solche Schwingungen fördern. Die Anregung der Schwingungen erfordert jedoch offenbar außer einem Gefälle des Reibungsbeiwertes — auf dieses wird noch eingegangen — noch besondere Einflüsse, wie Unwucht, exzentrische Lagerung sowie Spiel in den Führungs- und Mitnehmerteilen.



**Bild 4.** Radiale Anteile der Trägheitskräfte bei Innenbackenkupplungen.

links: bei Drehbeschleunigung der Trommel  
rechts: bei Drehbeschleunigung des Backenträgers

- $\dot{\omega}_0$  Winkelbeschleunigung, jeweils entgegen der für „Selbstverstärkung“ des Rutschdrehmoments der Kupplung geltenden Drehrichtung
- $C$  Federspannkraft
- $S_B$  Schwerpunkt der Backe
- $T'_{\omega_0}$  tangentielle Trägheitskraft der Backe bei momentaner Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}_0$
- $T'_{\tau}$  radiale Komponente von  $T'_{\omega_0}$
- $N'$  normale Komponente von  $T'_{\omega_0}$  bzw.  $T'_{\tau}$
- $T_B$  Trägheits- und Fliehkraft der Backe bei  $\dot{\omega}_0$
- $T'_{\tau}$  radiale Komponente von  $T_B$
- $A_{stat}$  Reaktionskraft der stationären Backenanpreßkraft
- $A'$  Reaktionskraft der momentanen Backenanpreßkraft

Ein etwas anderes Schwingverhalten ist bei der in **Bild 4** gezeigten Kupplung, die ausgeführten Kupplungen zur Drehmomentbegrenzung ähnlich ist, zu erwarten. Die Backen und ihre Anpreßfedern sind ebenfalls Feder-Masse-Systeme, die sich stationär über den als harte Feder und Dämpfer anzusprechenden Reibbelag gegen die Trommel als harte Gegenfeder abstützen. Als Schwingungsanregung können wegen der Abhängigkeit der Anpressung vom übertragenen Drehmoment periodische Schwankungen des Reibungsbeiwertes wirksam sein. Ferner verursachen Winkelbeschleunigungen in beiden Drehrichtungen Trägheitskräfte, die die Anpressung vergrößern. Die so ausgelösten Schwingbewegungen dürften zwar im allgemeinen recht klein bleiben, aber dennoch bereits erhebliche Schwankungen des übertragenen Drehmoments ermöglichen, die bei stärkerer Anregung von Null bis über das Doppelte des stationären Wertes betragen können.

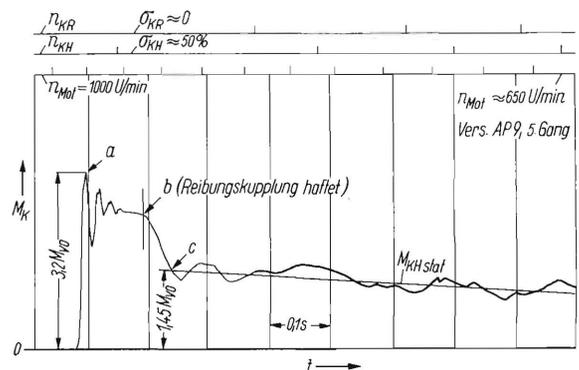
Bei den beiden betrachteten Systemen sind somit genügend Anregungsmöglichkeiten für innere Kupplungsschwingungen vorhanden. Als Dämpfung wirkt den Schwingungen neben den Einflüssen des Belages noch die Führungsreibung des Kupplungssystems entgegen. Diese ist aber im allgemeinen schwer zu erfassen und dürfte durch feine Schwingungen der ganzen Kupplung auch un stetig sein.

Diese Zusammenhänge der vermutlichen Ursachen und Auswirkungen innerer Kupplungsschwingungen sind bisher weder theoretisch noch experimentell hinreichend geklärt. Sie können daher zunächst nur gefühlsmäßig beurteilt werden. Manche Erscheinungen des „äußeren“ Schwingverhaltens lassen sich ebenfalls fast nur durch das Vorhandensein innerer Kupplungsschwingungen erklären; störende oder gar gefährliche Auswirkungen konnten jedoch bisher der Ursache nach nur bei Kupplungen zur Drehmomentbegrenzung, ähnlich Bild 4, auf sie zurückgeführt werden, wenn man bei anderen von offensichtlichen Konstruktions- oder Fertigungsmängeln sowie Einstellfehlern und dergleichen absieht.

Ähnliche Betrachtungen an anderen Kupplungssystemen zeigen, daß ein solches inneres Schwingverhalten nicht auf mechanische Kupplungsbauarten beschränkt ist. Man denke z. B. an das Schwingverhalten eines Druckbegrenzerventils bei hydrostatischer Leistungsübertragung als Analogon zu einer Drehmomentbegrenzerkupplung. Diese Schwingungen können jedoch durch geeignete Mittel mehr oder minder stark gedämpft werden, die allerdings oft auch den Wirkungsgrad oder die Anpassung an die Funktion beeinträchtigen (Schlupf bei hydrokinetischer Kupplung bzw. Schleppmoment bei hydraulischem oder pulverförmigem Übertragungsmittel).

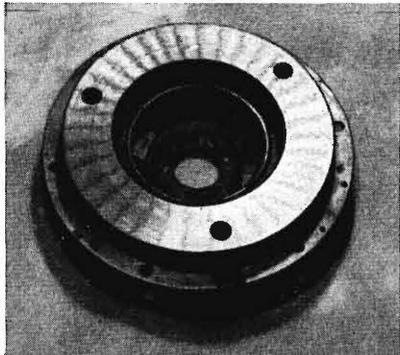
**Das „äußere“ Schwingverhalten von Kupplungen**

Bei dem äußeren Schwingverhalten einer Kupplung wirken sich zumindest die Massenträgheiten der Kupplung direkt auf den Drehmomentverlauf in der Leistungsübertragung aus. Das wird bei einer zusätzlichen hydrokinetischen Kupplung zwischen Motor und Reibkupplung besonders deutlich. **Bild 5** zeigt den Drehmoment- und Drehzahlverlauf beim Anfahren eines Schleppers mit einer solchen Anordnung. Nach dem Schnappenlassen des Kupplungspedals steigt das gemessene Drehmoment steil bis auf rund 30% über das stationär übertragbare Rutschmoment der Reibkupplung an (Punkt a). Dieser Anstieg und der einsetzende Schwingvorgang mit etwa 50 Hz sind typische Merkmale des Verhaltens der Reibkupplung. Der Schlupf der hydraulischen Kupplung hat sich hingegen erst nach 1/10 Sekunde so vergrößert, daß die Gleitgeschwindigkeit in der Reibkupplung zu Null werden kann. Das übertragene Drehmoment fällt erst dann vom Rutschmoment der Reibkupplung (hier rund das 2,3fache des Vollstdrehmoments des Motors, Punkt b) auf das von der hydraulischen Kupplung in diesem Augenblick stationär übertragbare Drehmoment (knapp das 1,5fache des Vollstdrehmoments des Motors, Punkt c) ab.



**Bild 5.** Verlauf des Drehmoments in der Kupplung und Drehgeschwindigkeiten der verschiedenen Wellen beim Anfahren eines Schleppers mit hydrokinetischer Kupplung.

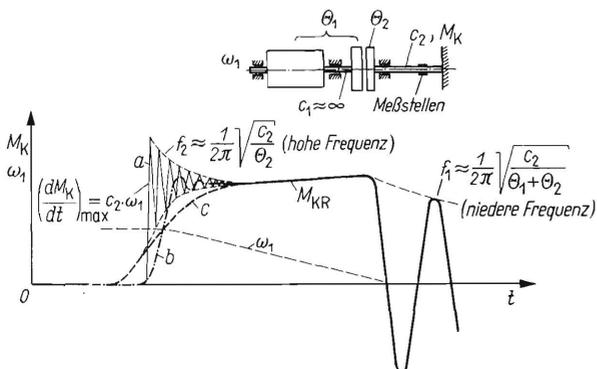
- $M_K$  Drehmoment in der Kupplungswelle
  - $M_{KHstat}$  stationär von der hydraulischen Kupplung übertragbares Drehmoment
  - $M_{VO}$  Vollstdrehmoment des Motors
  - $n_{KR}$  Drehzahl hinter der Reibkupplung
  - $n_{KH}$  Drehzahl hinter der hydraulischen Kupplung
  - $n_{Mot}$  Motordrehzahl (auf 1000 U/min herabgesetzt)
  - $\sigma_{KR}$  Schlupf der Reibkupplung
  - $\sigma_{KH}$  Schlupf der hydraulischen Kupplung
5. Gang des Schleppers  $v_{max} = 20 \text{ km/h}$



**Bild 6.** Rattermarken auf der Druckplatte einer Scheibenkupplung.

Dieses langsame Einstellen auf den stationären Betriebspunkt könnte noch als „quasi-stationär“ angesehen werden. Bei Reibkupplungen treten jedoch, solange die Kupplung rutscht, offensichtlich Schwingungen auf, worauf auch die häufig vorzufindenden Rattermarken bei Scheibenkupplungen hindeuten, wie sie in **Bild 6** auf der Gleitfläche der Druckplatte zu erkennen sind: Örtlich höhere Pressung durch die Federelemente des Belages bewirkt bei abwechselndem Haften und Losreißen örtliches Festkleben von Belagteilchen auf der Druckplatte. Die fast gleichmäßige Verteilung der Marken läßt auf Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe schließen.

Es empfiehlt sich, dieses Verhalten von Reibkupplungen zunächst in möglichst einfachen Schwingungssystemen zu betrachten, wobei die Massen auf der An- und Abtriebsseite sehr viel größer als die der Kupplung allein sowie ihrer Mitnehmerscheibe sein sollten. Es können Systeme zweier Massen mit dazwischen befindlicher Drehfeder und Kupplung (oder einer Einspannstelle an Stelle einer Masse) sein, wobei die Hauptmasse der Kupplung mit einer der großen Massen bzw. der Einspannstelle fest verbunden ist, um dem schwingungsmechanischen Ersatzsystem des einfachen Schwingers möglichst nahezukommen. Ein solches System hat dann eine geringe Eigenfrequenz bei haftender Kupplung sowie eine hohe Eigenfrequenz der Mitnehmerscheibe oder dergleichen bei vollständig gelöster Kupplung.



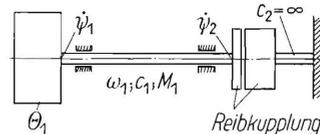
**Bild 7.** Massen- und Federschema eines Kupplungsprüfstandes ohne Drehfeder zwischen Schwungmasse und Versuchskupplung ( $c_1 \approx \infty$ ). Darunter die zu erwartenden Drehmomentverläufe bei solchen Prüfständen:

a bei plötzlichem Anstieg der Anpreßkraft

$$\frac{dP_{anpr}}{dt} > k c_2 \omega_1$$

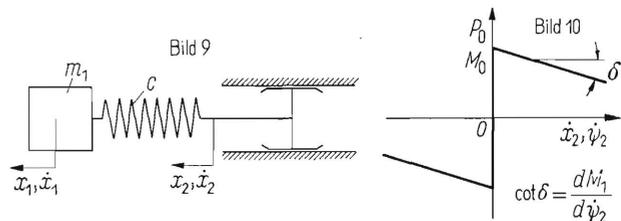
b, c bei viel langsamerem Anstieg

- $\omega_1$  Winkelgeschwindigkeit
- $M_1$  Drehmoment
- $\Theta_1$  Massenträgheitsmoment
- $\Theta_2$  Massenträgheitsmoment der Mitnehmerscheibe (Abtrieb)
- $c_1, c_2$  Drehfederhärte auf der An- und Abtriebsseite der Kupplung
- $f_1$  Eigenfrequenz des Systems: Massen  $\Theta_1 + \Theta_2$  — Drehfeder  $c_2$  — Einspannstelle
- $f_2$  Eigenfrequenz des Systems: Masse  $\Theta_2$  — Drehfeder  $c_2$  — Einspannstelle
- $M_K$  Drehmoment an der Kupplung
- $M_{KR}$  Rutschmoment an der Kupplung



**Bild 8.** Kupplungsprüfstand mit Drehfeder zwischen Schwungmasse und Versuchskupplung (schematisch nach [25]).

- $\Theta_1$  Trägheitsmoment der Schwungmasse
- $\omega_1$  Winkelgeschwindigkeit
- $c_1$  Drehfederhärte der Welle zwischen Schwungmasse und Kupplung
- $M_1$  momentanes Drehmoment in der Welle
- $\psi_1$  Winkelgeschwindigkeit der Schwungmasse
- $\psi_2$  Winkelgeschwindigkeit der Kupplungscheibe (bzw. Lamellen)



**Bild 9.** Translatorisches Schwingungs-Ersatzsystem.

- $x_1$  Weg der Masse  $m_1$  (translatorisch)
- $\dot{x}_1$  Geschwindigkeit der Masse  $m_1$  (translatorisch)
- $c$  Federhärte
- $x_2$  Weg } des als masselos angenommenen Schleifers zwischen
- $\dot{x}_2$  Geschwindigkeit } festen Reibflächen

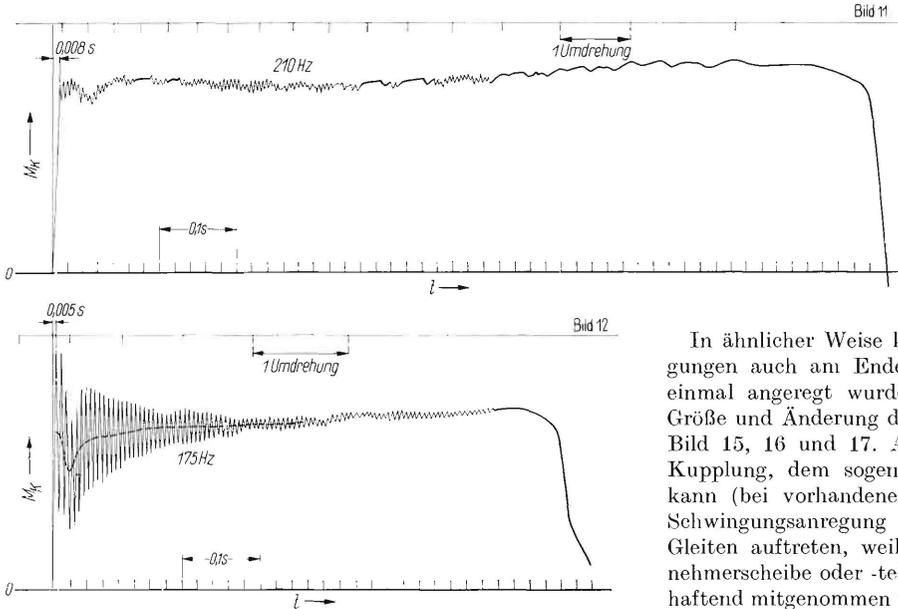
**Bild 10.** Annahmen über den Kraft- bzw. Drehmomentverlauf in der Kupplung als Funktion der Gleitgeschwindigkeit.

- $P_0$  Umfangskraft } bei Haften der Kupplung nach Bild 8 (bzw. des
- $M_0$  Drehmoment } Schleifers nach Anordnung in Bild 9)
- $\delta$  Änderung von  $P$  bzw.  $M$  mit der Gleitgeschwindigkeit

Solche Anordnungen findet man bei Kupplungsprüfständen, die in **Bild 7 und 8** schematisch dargestellt sind. Die Kupplung dient stationär nur als Bremse für eine zuvor beschleunigte Schwungmasse. Das übertragene Drehmoment wird an der in geeigneter Weise als Meßwelle ausgebildeten Drehfeder ermittelt (z. B. über Dehnungsmeßstreifen). Würde bei entsprechenden Versuchen kein inneres und äußeres Schwingverhalten der Kupplung angeregt, so müßte der Drehmomentverlauf praktisch trägheitslos den stationären Bedingungen entsprechen. Nach den gemessenen Drehmomentverläufen<sup>1)</sup> treten jedoch die beiden erwähnten Eigenfrequenzen mit zum Teil recht großen Amplituden auf. Es können also recht erhebliche Schwingungsanregungen vorliegen: Die geringe Frequenz des Systems bei haftender Kupplung tritt am Ende des Gleitvorgangs als Folge der noch bestehenden Vorspannung in der Meßwelle auf. Dieses „Aus-schwingen“ ist bei den Prüfstandversuchen teils schwach und linear (kein Spiel in der Übertragung, gerade Federkennlinie, geringe Lagerreibung), teils stärker und exponential (Spiel in der Übertragung, Lagerreibung oder (und) gekrümmte Federkennlinie) abgeklungen.

Die erwähnte höhere Frequenz von Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe trat ebenfalls bei allen Prüfstandversuchen auf. Die Amplituden waren, sofern nur örtliche und vorübergehende Ungleichförmigkeiten des Reibungsbeiwertes vorhanden waren, oft vernachlässigbar klein, wie in **Bild 11**. Unter gewissen Bedingungen konnten jedoch auch recht große Amplituden dieser Drehschwingungen auftreten, hauptsächlich beim Übergang vom Haften zum Gleiten sowie bei abnehmender mittlerer Gleitgeschwindigkeit bei Erreichen der sogenannten kritischen Winkelgeschwindigkeit.

<sup>1)</sup> Die erwähnten Kupplungs-Prüfstandversuche konnten in der Entwicklungs- und Versuchsabteilung der Firma Fichtel & Sachs AG, Schweinfurt, durchgeführt werden. Den dortigen Herren sei hier für ihre freundliche Hilfsbereitschaft besonders gedankt. Ferner haben zum Gelingen dieser Untersuchungen Herren entsprechender Abteilungen der Firmen Zahnradfabrik Friedrichshafen und Reimers-Getriebe KG, Bad Homburg v. d. H., sachlich wie gedanklich wesentlich beigetragen. Ihnen sei vom Verfasser ebenfalls herzlich gedankt.



**Bild 11 und 12.** Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe beim Schnappenlassen der Kupplung (auf einem Prüfstand nach Bild 7 aufgenommen).

Bild 11. Mitnehmerscheibe ohne Torsionsfederung, Belag noch nicht eingelaufen  
Bild 12. Torsionsfedernde Mitnehmerscheibe, Belag teilweise eingelaufen.

Hierzu ist leicht einzusehen, daß bei einem Verlauf des Reibungsbeiwertes nach a, b oder c in Bild 2 beim Übergang vom Haften zum Gleiten sich das mitgenommene Kupplungsteil, z. B. die Mitnehmerscheibe, nach Überschreiten der Kraftschlußgrenze losreißt, zurückschwingt, erneut mitgenommen wird, wieder losreißt usw. Dann liegen halb erzwungene Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe vor, deren Bewegungsablauf beim Zurückschwingen etwa dem der freien Eigenschwingung entspricht, beim „Mitnehmen“ aber durch zeitweilig haftende Mitnahme mit konstanter Winkelgeschwindigkeit verzerrt wird. Je größer das „Gefälle“ des Reibungsbeiwertes beim Übergang vom Haften zum Gleiten und weiter zunehmender Gleitgeschwindigkeit ist, um so größer können die Abweichungen vom harmonischen Bewegungsablauf sowie die von der Energiezufuhr abhängige Vergrößerung der Amplituden von einer Schwingung zur nächsten und die maximale Schwingweite werden. Dementsprechend kann nach dem Übergang zum Gleiten die Hüllkurve des Schwingungsvorganges in guter Näherung ein Bild der Gleitgeschwindigkeit und ihrer Änderungen sein. Das dazu erforderliche „Gefälle“ des Reibungsbeiwertes ist bei im Ölbad laufenden Lamellenkupplungen meistens ausgeprägter als bei trocken laufenden Scheibenkupplungen (siehe Kurven a, b und c bzw. d und e in Bild 2). So erklärt sich das außerordentliche Anwachsen der Amplituden des Mitnehmer-teils bei der noch „bissigeren“ Reibpaarung Stahl auf Stahl, **Bild 13**, bis die Anregung nicht mehr ausreicht und die Schwingung „außer Tritt“ fällt und abklingt. Schwingungsfördernde Umstände können aber auch bei Trockenkupplungen ähnlich starke Schwingungen bewirken (**Bild 14** als Beispiel einer Messung eines Schlepperherstellers).

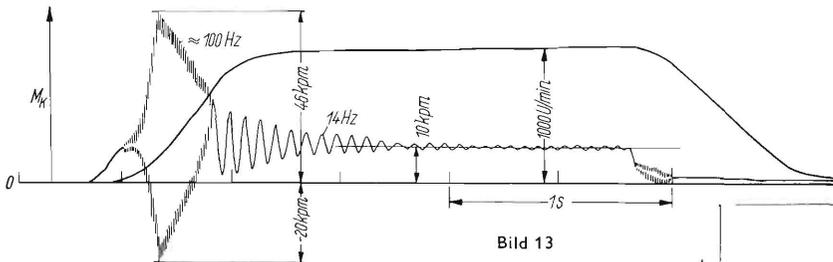


Bild 13

**Bild 13 und 14.** Drehschwingungen von Kupplungsteilen durch erhebliches Gefälle des Reibungsbeiwertes beim Übergang vom Haften zum Gleiten und weiter zunehmender Gleitgeschwindigkeit ausgelöst.

Bild 13. Lamellenkupplung Stahl auf Stahl nach [9].

Bild 14. Einscheiben-Trockenkupplung unter besonderen Bedingungen bei einem Ackerschlepper (Messung eines Schlepperherstellers).

In ähnlicher Weise kann die Hüllkurve solcher Drehschwingungen auch am Ende des Gleitvorganges, nachdem sie erst einmal angeregt wurden — worauf noch einzugehen ist —, Größe und Änderung der Gleitgeschwindigkeit erkennen lassen, Bild 15, 16 und 17. Auch bei sehr schnellem Einrücken der Kupplung, dem sogenannten „Schnappenlassen“ des Pedals, kann (bei vorhandenem Gefälle des Reibungsbeiwertes) eine Schwingungsanregung durch Übergang vom Haften zum Gleiten auftreten, weil bei dem Drehmomentanstieg die Mitnehmerscheibe oder -teile, wie sich rechnerisch nachweisen läßt, haftend mitgenommen werden. Dies trat bei den bereits erwähnten Prüfstandversuchen bei allen Messungen (bis 2000 U/min Anfangsdrehzahl) mit einer torsionsfedernden Mitnehmerscheibe ein, **Bild 12 und 15**; dagegen war bei einer nichttorsionsfedernden Mitnehmerscheibe mit wesentlich geringerer Belagsfederung bei keiner Messung, Bild 11 und **Bild 16 und 17**, eine Schwingungsanregung durch schnelles Einrücken der Kupplung festzustellen. Im ersten Fall erklärt sich die haftende Mitnahme aus der anfänglich viel weicheren Drehfederung (bei nur wenig größerer Massenträgheit) und hatte das nur langsam abklingende Einschwingen auf den neuen Mittelwert zur Folge. Diese Schwingungsanregung wird praktisch unterdrückt, wenn keine haftende Mitnahme zustande kommt. Die Bedingungen für den ersten Drehmomentanstieg sind bei näherer Betrachtung recht verwickelt, weil der Anstieg der Anpreßkraft eine Funktion des zuvor diskutierten inneren Schwingverhaltens der Kupplung sowie deren Steuerung bei der Betätigung ist, ferner der Reibungsbeiwert von der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit, die Gleitgeschwindigkeit ihrerseits wieder von der Mitnehmerscheibenbeschleunigung und ihren bereits genannten Einflußfaktoren abhängt. Nimmt man stattdessen an, daß die Anpreßkraft plötzlich von Null auf den vollen Wert anwächst und der Reibungsbeiwert völlig konstant ist, so würde man bei hinreichend großer Anfangsgeschwindigkeit einen Einschwingvorgang erhalten, bei dem das Drehmoment zunächst von Null auf das Doppelte des stationären Rutschmoments anwächst, dann zurückpendelt, usw. Derartig vereinfachte Rechnungsansätze ergeben jedoch keine befriedigende Übereinstimmung mit den tatsächlichen Verhältnissen.

Der dem Drehmomentanstieg folgende Verlauf des Drehmomentes kann ruhig und stetig sein, aber auch durch äußere und innere Einflüsse gestört werden: Die in Bild 12, 15, 16 und 17 ersichtliche, einige 100stel Sekunden nach dem Drehmomentanstieg eintretende vorübergehende Drehmomentstörung war z. B. auf ein Rückprallen und „Nachschlagen“ des Kupplungsausrückers zurückzuführen.

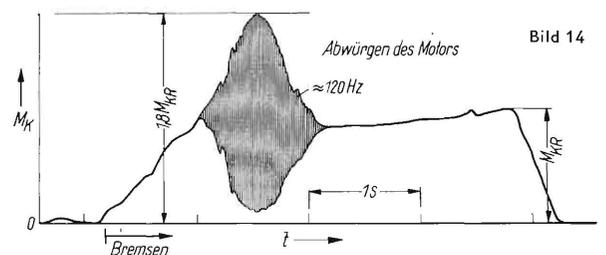


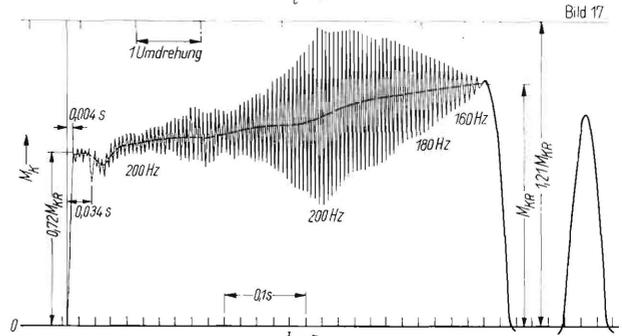
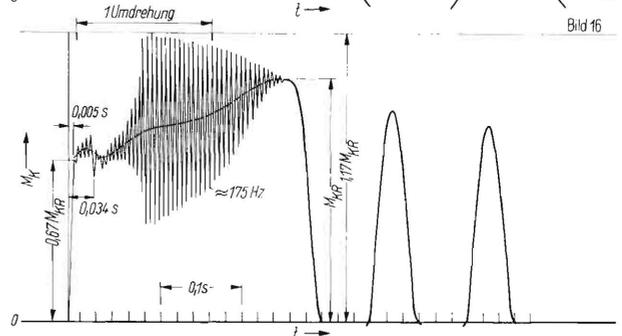
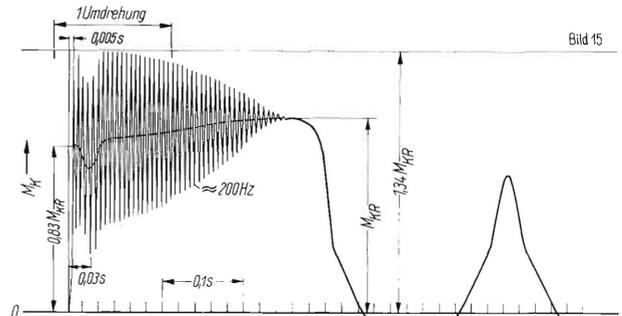
Bild 14

Das im weiteren Verlauf immer wieder vorkommende Anregen und Abklingen von Drehschwingungen läßt eine gewisse Labilität in der Stetigkeit des Gleitens erkennen. Dabei kommen als schwingungsanregende Einflüsse neben vorübergehenden oder periodischen Schwankungen des Reibungsbeiwertes und neben inneren Kupplungsschwingungen z. B. auch Vibrationen und Biegeschwingungen der Einzelgruppen in Frage. Ferner scheint Spiel in den Übertragungsstellen, besonders zwischen der Nabe der Mitnehmerscheibe und der Kupplungswelle von wesentlichem Einfluß zu sein, obwohl wegen des übertragenen Drehmoments überhaupt kein Abheben von der Flankenanlage eintreten kann. Das Spiel scheint aber Ratter- und Taumelbewegungen von Kupplungslamellen oder der Mitnehmerscheibe zu begünstigen [s. auch 9; 24; 25].

Diesen anregenden Einflüssen auf die Schwingungen standen bei den Prüfstandversuchen nur die dämpfende Wirkung der Lagerreibung sowie eine zeitweise Gleichförmigkeit des Reibungsbeiwertes entgegen. Bei den üblichen Leistungsübertragungen ist diese „Dämpfung“ im allgemeinen etwas stärker; dafür sind meist jedoch Ungleichförmigkeiten im An- und Abtrieb vorhanden.

Das Zusammenspiel dieser Einflüsse ergibt bei einem im Mittel konstanten Reibungsbeiwert sowie nicht zu geringer Gleitgeschwindigkeit ein geringes Überwiegen der Dämpfung. Das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}_{2 \max}^2$  von Mitnehmerscheibendreherschwingungen (mit zunächst kleinen, aber konstanten Amplituden) zur mittleren Gleitgeschwindigkeit  $\omega_{1m}$  wird aber bei Abnehmen der Gleitgeschwindigkeit größer, so daß eine gleichzeitige Zunahme des Betrages von  $d\mu/dv$  leicht zum „Umschlagen“ von fast stetigem Gleiten (mit kleiner Ungleichförmigkeit durch die erwähnten Drehschwingungen) zu Drehschwingungen mit großen Amplituden führen kann.

So erklärt sich außer der für den Übergang vom Haften zum Gleiten besprochenen Schwingungsanregung auch die ferner erwähnte Anregung solcher Schwingungen bei einer „kritischen Winkelgeschwindigkeit“. Bei den erwähnten Prüfstandversuchen überwogen die anregenden Einflüsse aber nur wenig, so daß bei Messungen mit einer Anfangsdrehzahl von mehr als 1000 U/min der Gleitvorgang bis zum Ende noch „stabil“ blieb,



Bilder 15 bis 17. Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe bei Prüfstandversuchen, nach Bild 7, mit Kupplungen.

Bild 15. Torsionsgefederter Mitnehmerscheibe, Anfangsdrehzahl 500 U/min.  
Bild 16. Mitnehmerscheibe ohne Torsionsfederung, Anfangsdrehzahl 500 U/min.  
Bild 17. Mitnehmerscheibe ohne Torsionsfederung, Anfangsdrehzahl 960 U/min.

2) Die in diesem Abschnitt benutzten Formelgrößen bedeuten:

- $\mu$  Reibungsbeiwert der Reibpaarung
- $v$  Gleitgeschwindigkeit der Reibpaarung
- $\frac{d\mu}{dv}$  Änderung des Reibungsbeiwertes mit der Gleitgeschwindigkeit
- $v_m$  mittlere (stationäre) Gleitgeschwindigkeit
- $n_1$  Drehzahl der Antriebswelle
- $\omega_1$  Winkelgeschwindigkeit auf der Antriebsseite
- $\omega_{1m}$  mittlere Winkelgeschwindigkeit
- $\omega_{1krit}$  „kritische“ Winkel- bzw. Gleitgeschwindigkeit
- $\omega_2$  stationäre Winkelgeschwindigkeit der Abtriebswelle
- $\omega_2^*$  Kreisfrequenz der freien Drehschwingung der Mitnehmerscheibe (Kupplungsanordnung nach Bild 7)
- $\frac{d\varphi_2}{dt}$  Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle 2 bei Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe
- $\psi_1$  Drehwinkel der Schwungmasse  $\theta_1$ , Bild 8
- $\psi_2$  Drehwinkel der Kupplungsscheibe, Bild 8
- $a$  Amplitude der Drehschwingung
- $\Delta a$  Amplitudenvergrößerung gegenüber normalem Abklingen einer Drehschwingung
- $a_0$  „stationäre“ Amplitude durch mittleres Rutschmoment
- $M_1$  momentanes Drehmoment der Welle 1
- $M_2$  momentanes Drehmoment der Welle 2
- $M_{KR}$  Rutschmoment der Reibkupplung
- $M_0$  Grenzmoment bei haftender Kupplung
- $f_0$  Eigenfrequenz des Systems nach Bild 8 bei haftender Kupplung
- $k_v$  Dämpfungsfaktor für geschwindigkeitsproportionale Dämpfung
- $k_{ap}$  Dämpfungsfaktor für geschwindigkeitsproportionale aperiodische Dämpfung
- $k_a$  Konstante (hauptsächlich Faktor von Amplitude einer Drehschwingung)
- $k_{min}$  Konstante für mindest erforderlichen relativen Änderungsbetrag
- $\theta_1$  Schwungmasse im System nach Bild 8
- $\theta_2$  Massenträgheitsmoment der Mitnehmerscheibe der Kupplung nach Bild 7
- $G$  Gleitmodul
- $J_{p2}$  polares Flächenträgheitsmoment der Kupplungswelle 2
- $l_2$  reduzierte Länge der Kupplungswelle 2
- $c_1$  Drehfederhärte zwischen Schwungmasse und Kupplung
- $c_2$  Drehfederhärte der Kupplungswelle 2

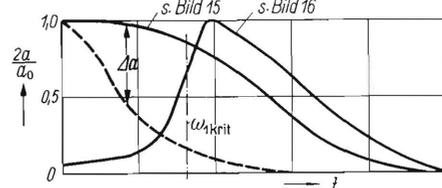


Bild 18. Amplitudenverhältnis bei zusätzlicher Anregung einer Drehschwingung durch „kritische Gleitgeschwindigkeit“ (Kupplungsanordnung nach Bild 7).

Bedeutung der Formelzeichen siehe Fußnote 2).

Bild 11 und 12. Bei geringerer Anfangsdrehzahl waren jedoch die verschiedenen Schwingungsanregungen noch nicht abgeklingen und führten zum „Aufschaukeln“ der Drehschwingungen, Bild 15, 16 und 17.

Das Auftreten dieser kräftigen Schwingungen sowie des mit ihnen stets verbundenen Rattergeräusches schien an folgende beiden Voraussetzungen geknüpft zu sein, Bild 18:

a) mit wachsender Gleitgeschwindigkeit muß der Reibungsbeiwert abnehmen; es muß

$$\frac{d\mu}{dv} < 0 \quad \text{und} \quad \left| \frac{d\mu/dv}{v_m} \right| > k_{min}$$

sein und

b)  $\omega_{1krit} \leq (\dot{\varphi}_{2 \max})_{krit}$  sein, mit  $(\dot{\varphi}_{2 \max})_{krit}$  aus:

$$\dot{\varphi}_2 = a \sin \omega_2^* t \quad \text{mit} \quad \omega_2^* = \sqrt{c_2/\theta_2}$$

und

$$\dot{\varphi}_2 = a \omega_2^* \cos \omega_2^* t$$

sowie

$$\dot{\varphi}_{2\max} = a \omega_2^* \quad \text{mit} \quad a = \frac{M_2 l_2}{G J_{p2}} \quad \text{und} \quad c_2 = \frac{G J_{p2}}{l_2};$$

setzt man hierbei  $M_2 = k_a M_{KR}$ , so wird:

$$(\dot{\varphi}_{2\max})_{\text{krit}} = k_a \frac{M_{KR}}{c_2} \omega_2^*$$

und

$$\frac{\pi}{30} (n_1)_{\text{krit}} = \omega_{1\text{krit}} \leq k_a \frac{M_{KR}}{c_2} \omega_2^* = k_a \frac{M_{KR}}{\sqrt{c_2} \Theta_2} = \frac{2 k_a}{k_{ap}} M_{KR}^3.$$

Bei den erwähnten Versuchen genügten die zu a) genannten Bedingungen vielleicht nur zufällig dem willkürlichen Ansatz von  $k_a = 1$ , d. h.  $M_2 = M_{KR}$ . Bei der Mehrzahl der entsprechenden Messungen blieben aber die Abweichungen von der so durch b) definierten kritischen Gleitgeschwindigkeit nur gering. Das Umschlagen des stetigen Gleitens unterblieb jedoch, wie erwähnt, wenn keine hinreichende Mindestanregung vorhanden war. Im Gegensatz zu dieser „kupplungsinternen“ Betrachtungsweise ging Jania [25] von einem anderen Bild der Anregung von Schwingungen durch die Kupplung aus:

Bei den in den USA entwickelten automatischen Wandlergetrieben scheinen die dabei verwendeten Lamellenkupplungen nicht nur die besprochenen, sondern auch niederfrequente Schwingungen der beteiligten Hauptmassen zu verursachen, wie sie wohl auch bei dem in Bild 13 gezeigten Vorgang vorgelegen haben. Dementsprechend gelangte Jania, von den in den Bildern 8 bis 10 gezeigten Ersatzsystemen und dem dazu angedeuteten Reibverhalten ausgehend, zu folgendem Differentialgleichungsansatz:

Mit  $\dot{\psi}_2 > 0$  wird

$$M_1 = M_0 - \dot{\psi}_2 \frac{dM_1}{d\dot{\psi}_2} \quad (\text{vgl. Bild 10})$$

bzw. für  $\dot{\psi}_2 < 0$  entsprechend

$$M_1 = -M_0 + \dot{\psi}_2 \frac{dM_1}{d\dot{\psi}_2}$$

$$\text{und damit} \quad \begin{cases} \Theta \ddot{\psi}_1 + k_v \dot{\psi}_1 + c_1 (\psi_1 - \psi_2) = 0 \\ c_1 (\psi_2 - \psi_1) + \left( k_v + \frac{dM_1}{d\dot{\psi}_2} \right) \dot{\psi}_2 = M_0 \\ c_1 (\psi_2 - \psi_1) + \left( k_v - \frac{dM_1}{d\dot{\psi}_2} \right) \dot{\psi}_2 = -M_0. \end{cases}$$

Durch Substitution wird über eine quadratische Gleichung als Lösungsansatz die Bedingungsgleichung für das Auftreten von Schwingungen erhalten:

$$\frac{d\mu}{dv} > k_d \frac{3}{2} \frac{(r_a - r_i) \sqrt{c} \Theta}{P_a z (r_a^3 - r_i^3)},$$

dabei bedeuten  $r_a$  und  $r_i$  den äußeren bzw. inneren Belagsdurchmesser,  $P_a$  die Anpreßkraft,  $z$  die Zahl der durch  $P_a$  belasteten Reibflächen und  $k_d$  eine Dimensionskonstante, weil der Zahlenfaktor nicht dimensionslos ist, vgl. [25]. In Anlehnung an die vorherigen Betrachtungen empfiehlt es sich, diese Gleichung noch etwas umzuformen.

Mit  $r_a = r_m + \frac{b}{2}$  und  $r_i = r_m - \frac{b}{2}$  wird

$$\frac{r_a - r_i}{r_a^3 - r_i^3} = \frac{1}{r_m^2 + \frac{b^2}{4}};$$

ferner ist

$$\sqrt{c} \Theta_1 = 2 \pi f_0 \Theta_1,$$

solange die Kupplung haftet und

$$dv = r_m d\omega = r_m \frac{\pi}{30} dn$$

ist. Damit wird mit  $\pi^2/10 \approx 1$

$$\frac{d\mu}{dn} > \frac{k_d f_0 \Theta_1}{\left( r_m + \frac{b^2}{4 r_m} \right) P_a z}$$

oder mit  $\sqrt{c} \Theta_1 = \frac{1}{2} k_{ap}$

$$\frac{d\mu}{dv} > k_d \frac{3 k_{ap}}{4 P_a z \left( r_m^2 + \frac{b^2}{4} \right)}.$$

Diese Gleichungen erfordern, wie auch von Jania an einem Beispiel durchgerechnet wurde, relativ große Werte von  $d\mu/dv$ , z. B.  $d\mu/dv > 0,001 k_d$ , wie sie bei Lamellenkupplungen bei niedriger Gleitgeschwindigkeit und bei Trockenkupplungen bei Übergang vom Haften zum Gleiten bzw. umgekehrt durchaus vorkommen können.

Differentialgleichungs-Ansätze, die den tatsächlich vorliegenden Systemen, Gesetzmäßigkeiten und Einflüssen näher als der zuvor erläuterte „kinematische“ Ansatz sowie der von Jania kommen wollen, dürften keine geschlossene Lösung mehr gestatten. Ihre Untersuchung ist jedoch mittels Analogrechner [29] bzw. Digitalrechner [31; 32] denkbar. Es ist jedoch wenig sinnvoll, mit solchen Untersuchungen zu beginnen, bevor über die tieferen Zusammenhänge zwischen den jeweiligen Reibpaarungseigenschaften und dem inneren und äußeren Schwingverhalten der Kupplungen experimentell und theoretisch nicht wesentlich mehr als nur vermutete Tendenzen auf Grund der bisherigen allgemeinen Deutung hinaus bekannt sind.

Für Versuch und Entwicklung könnten jedoch bereits die beiden vorstehend abgeleiteten Ansätze die Deutung der Ergebnisse von Prüfstand- und Fahrversuchen erleichtern. Für die analytische Weiterbehandlung kann der zu beiden Ansätzen angegebene rechnerische Vergleich mit dem Faktor  $k_{ap}$  als Einfluß aperiodischer Dämpfung (bei stetigem Gleiten) Bedeutung haben.

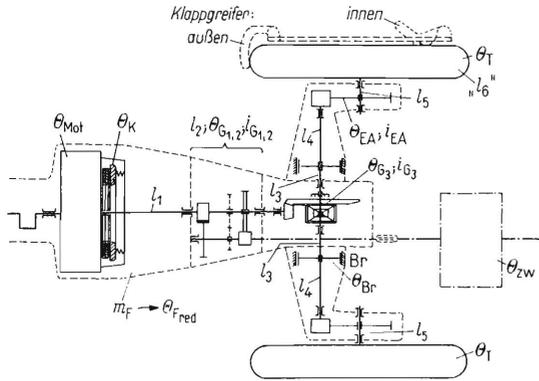
### Erweiterung des die Kupplung umgebenden schwingungsmechanischen Ersatzsystems

Im Gegensatz zu den bisher behandelten einfachen schwingungsmechanischen Ersatzsystemen mit zwischengeschalteter Kupplung lassen sich ausgeführte mechanische Schleppertriebwerke meist nur auf Ersatzsysteme mit mehr Massen und Federn sowie Dämpfungseinflüssen zurückführen. Das in Bild 19 schematisch dargestellte vollständige System eines Schleppertriebwerkes ergibt bei der Reduktion auf die Kupplungswelle ein vereinfachtes schwingungsmechanisches Ersatzsystem nach Bild 20. Darin werden die reduzierten Ersatzwellenlängen als Längen und die reduzierten Massenträgheiten als Flächen maßstäblich dargestellt. Durch die gewählte Reduktion verkleinern sich mit der Übersetzung quadratisch die Trägheiten der Trieb- und Fahrzeugmassen sowie die zugehörigen Federhärten. Durch die Zwischenmassen des Triebwerks, der Triebäder und gegebenenfalls die Auflösung in reduzierte Fahrzeug- und Anhänger-masse hat das System bei haftender wie auch bei gelöster Kupplung eine ganze Reihe von Eigenfrequenzen, die sich zudem noch mit der Übersetzung ändern [12].

Eine eingehendere Besprechung des daraus resultierenden Schwingverhaltens würde hier zu weit führen. Es sei nur die allgemeine Tendenz vermerkt, daß durch die Erweiterung und Aufgliederung des Systems zusammen mit der hinzukommenden Kraftschlußgrenze an den Triebädern sowie den Ungleichförmigkeiten des An- und Abtriebs neue Schwingungen des gesamten Systems angeregt werden können, denen jedoch in gewissem Umfang die dämpfende Wirkung der Triebwerksreibung entgegensteht. Die Eigenschwingungen dieser Teilsysteme, deren Eigenfrequenzen kleiner, gleich oder größer als die der Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe sein können, sind ihrerseits wieder an gewisse Bedingungen geknüpft.

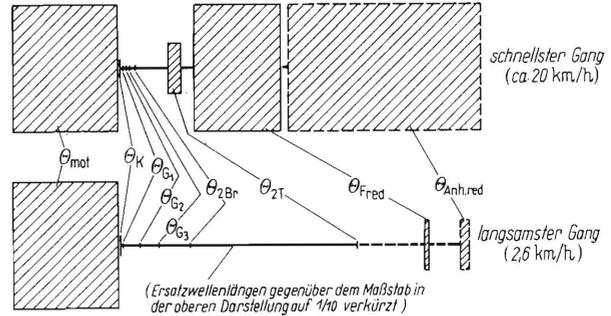
Ganz allgemein ist daraus zu schließen, daß die am Beispiel von Prüfstandversuchen besprochenen „äußeren“ Kupplungs-

<sup>3)</sup> Die geschwindigkeitsproportionale aperiodische Dämpfung  $k_{ap}$  des Schwingungssystems „Mitnehmerscheibe — Welle 2 — Einspannstelle“ läge vor, wenn  $k_{ap} = 2 \sqrt{c_2} \Theta_2$  ist [36].



**Bild 19.** Mechanisches System eines Schleppertriebwerks.

- $\Theta$  Massenträgheitsmoment
- $l$  auf die Kurbelwelle und einheitlichen Durchmesser reduzierte Wellenlängen
- $i$  Zahnradübersetzung
- $m_F$  Fahrzeugmasse
- $\Theta_{F\text{red}}$  an den Triebrädern angreifende und auf die Kurbelwelle reduzierte Fahrzeugmasse
- $\Theta_{\text{Anh.red}}$  an den Triebrädern angreifende und auf die Kupplungswelle reduzierte Masse eines beladenen Anhängers
- Br Bremsen als Einspannstellen
- Indizes:
- 1 bis 6 Reihenfolge der Triebwerkswellen
- Mot Motor
- K Mitnehmerscheibe der Kupplung
- $G_1, G_2$  Wechselgetriebe
- $G_3$  Differentialgetriebe und Kegeltrieb
- EA Endantrieb
- ZW Zapfwelle
- T Triebräder

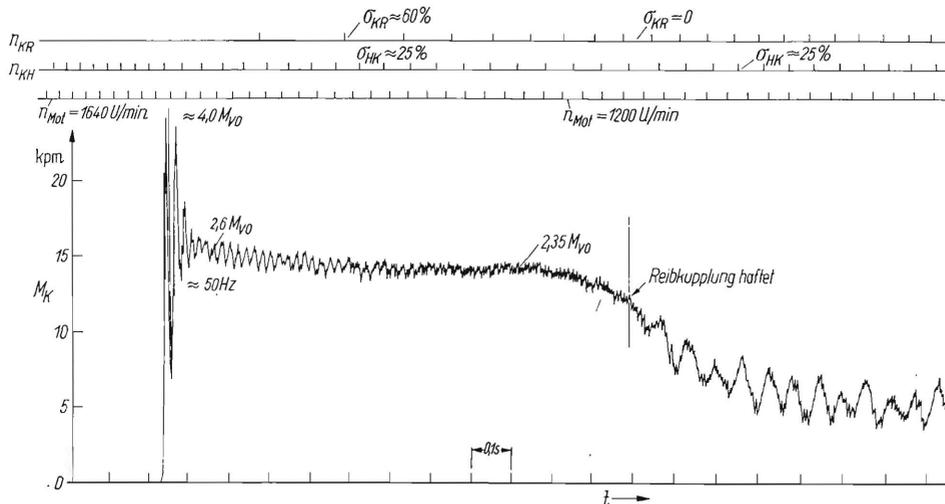


**Bild 20.** Vereinfachtes Ersatzsystem für das Schwingungssystem des Schleppertriebwerkes in Bild 19 mit beladenem Anhänger, auf die Kupplungswelle reduziert.

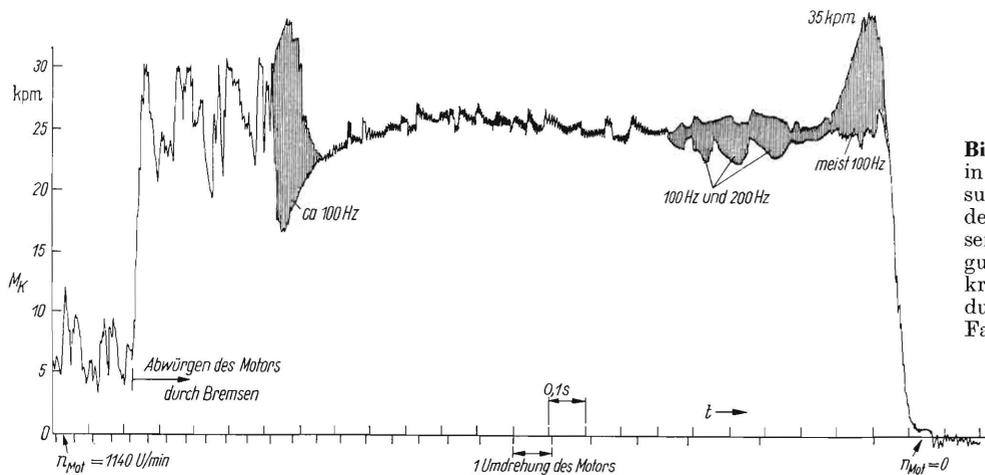
Die gestrichelt gezeichneten Wellenlängen gelten für die über die Triebräder (unter Berücksichtigung des Kraftschlußbeiwertes und der Drehfederhärte der Reifen) angekoppelten Massen des Schleppers und des Anhängers.

Bedeutung der Formelzeichen siehe Bild 19.

schwingungen auch im kompletten Fahrzeugtriebwerk auftreten können. So ähnelt der Drehmomentverlauf in der Kupplungswelle eines Schleppers beim Schnappenlassen der Kupplung, **Bild 21**, weitgehend dem bei Prüfstandsversuchen gefundenen, sofern die Kraftschlußgrenze an den Triebrädern nicht erreicht wird und die Kupplung hinreichend lange gleitet. Drehschwingungen der Mitnehmerscheibe können auch beim Übergang vom Haften zum Gleiten sowie bei Erreichen einer kritischen Gleitgeschwindigkeit auftreten, besonders beim Abwürgen des Motors, **Bild 14** und **Bild 22**. Das bei Drehschwingungen größerer Amplitude typische Rattergeräusch ist ebenfalls vorhanden.



**Bild 21.** Verlauf des Drehmoments in der Kupplungswelle und der Drehzahlen von Motor und Zapfwelle beim Anfahren eines Schleppers mit Schnappenlassen der Kupplung (hydrokinetische Kupplung vorgeschaltet, aber bei Anfangsdrehzahl des Motors von 1640 U/min fast unwirksam). Bedeutung der Formelzeichen siehe Bild 5.



**Bild 22.** Verlauf des Drehmoments in der Kupplungswelle eines Versuchsschleppers beim Abwürgen des Motors durch plötzliches Bremsen. Starke Anregung von Schwingungen beim Durchfahren der kritischen Gleitgeschwindigkeit durch un stetiges Gleiten der Fahrkupplung (Lamellenkupplung im Ölbad).

### Folgerungen aus den Versuchen

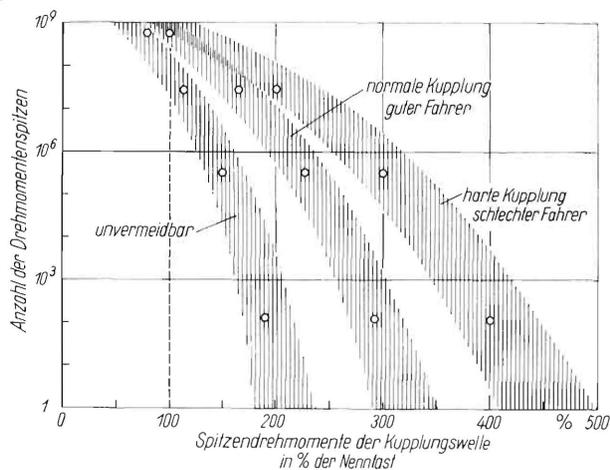
Aus den Überlegungen zum stationären Verhalten der Kupplungen war insbesondere ersichtlich, daß bisher die Eigenschaften der vorwiegend verwendeten Reibpaarungen noch recht weit von einer wünschenswerten umfassenden Konstanz des Reibungsbeiwertes entfernt sind. Die bisher entwickelten Kupplungen mit Drehmomentbegrenzung und mit Ausgleich des Reibungsbeiwertes befriedigen bisher zwar stationär, aber nicht in ihrem Schwingverhalten. Bei geeigneter Konstruktion ist jedoch eine wesentliche Besserung des letzteren möglich.

Das stationäre Betriebsverhalten reicht ohnehin nur bis zu gewissen Frequenzen bzw. Winkelbeschleunigungen, oberhalb derer die Trägheit von Kupplungsteilen störend fühlbar wird. Das äußere Schwingverhalten wird dagegen hauptsächlich durch ein Gefälle des Reibungsbeiwertes beim Übergang vom Haften zum Gleiten und bei weiter zunehmender Gleitgeschwindigkeit bestimmt, wobei die erwähnten Unstetigkeiten des Gleitvorganges schwingungsanregend wirken können.

Das gleiche äußere Schwingverhalten findet sich auch in vielgliedrigeren mechanischen Schleppertriebwerken. Grundsätzlich neue Auswirkungen des Betriebsverhaltens der Kupplung sind jedoch nicht festgestellt worden [30] und sind auch nicht zu erwarten. Stattdessen zeigte sich, daß unangenehme Fahrzeugvibrationen oft nicht auf die Kupplung, sondern auf äußere Einflüsse, vor allem auf kinematisch falsche oder schwingende Kupplungsbetätigungen zurückzuführen waren, so z. B. auf Schwingungen des ganzen Triebsatzes gegen den Fahrzeugrahmen.

Im Gegensatz zu den erwähnten Schwingungseigenschaften stellt stetiges Gleiten der Kupplung eine vorzügliche Dämpfung von Triebwerksschwingungen sowie Ungleichförmigkeiten des An- und Abtriebes dar. Dieses Gleiten ließe sich durch die auf längere Sicht zu erwartende Verbesserung der Konstanz des Reibungsbeiwertes begünstigen; auch konstruktive Maßnahmen sind denkbar. So ist z. B. bei günstiger Übersetzung zwischen Kupplung und Pedal sowie geeigneter Pedalanordnung die Trägheit von Fuß und Unterschenkel des Fahrers bereits so groß, daß auch bei schnellem Einkuppeln (jedoch nicht Schnappenlassen des Pedals) fast  $\frac{1}{10}$  s benötigt wird. Dadurch wird der Drehmomentanstieg in der Kupplungswelle bereits so verlangsamt, daß kein Überschwingen über das stationäre Rutschmoment hinaus eintritt. Hierbei könnte z. B. eine kinematische Vergrößerung der Pedalträgheit das sanfte Anfahren auch vom Fahrer unabhängig machen, soweit dem nicht die Anforderungen an Pedalkraft und -weg entgegenstehen.

Die heute verfügbaren Kupplungsbauarten und Reibstoffeigenschaften ergeben etwa die in **Bild 23** dargestellte Situation hinsichtlich der Triebwerksbeanspruchungen bei Ackerschleppern. Über der Triebwerksbelastung (bezogen auf das Vollast-



**Bild 23.** Einfluß der Kupplung und der Fahrweise auf die Größe und Häufigkeitsverteilung der Spitzendrehmomente der Kupplungswelle während der Lebensdauer eines Schleppers. Die Häufigkeitsverteilung der Spitzendrehmomente wurde durch Einteilen des jeweiligen Streubereiches in vier Klassen erhalten.

drehmoment des Motors) wurde die Zahl der Drehmomentenspitzen in logarithmischem Maßstab aufgetragen, wobei die zu erwartende angenäherte Gaußsche Normalverteilung zu einer Parabel wird [33; 34]. Die angegebenen Streubereiche wurden durch Aufgliedern der Meßwerte in je vier Klassen erhalten und die Punkte durch parabelähnliche Kurven verbunden.

Die als „unvermeidbar“ gekennzeichnete Häufigkeitsverteilung der Drehmomentenspitzen entspricht den während der Fahrt gemessenen Beanspruchungen [33]. Diese Verteilung wurde bei Messungen gefunden, bei denen die Anfahrvorgänge nicht mit erfaßt worden waren. Sie kann daher als Extrem für „sehr weiches“ Anfahren gelten. Für den mittleren Bereich (normale Kupplung, guter Fahrer) wurde das Rutschmoment der Kupplung zwischen dem 2,5- und 3fachen des Vollastdrehmoments des Motors angesetzt. Es wurden aber auch Schlepper mit noch wesentlich höherem Rutschmoment gefunden (mehr als 3,5-faches des Vollastdrehmoments), bei denen durch schlechte Fahrer der dritte Streubereich durchaus erhalten werden kann. Dieser wird insbesondere dann erreicht, wenn die „äußeren“ Kupplungsschwingungen neben den unvermeidbaren Triebwerksschwingungen ausgeprägt vorhanden sind. Sie können unter Umständen das ganze Triebwerk durchlaufen.

Die bisher fast unvermeidbare Streuung des Reibungsbeiwertes durchschnittlicher Reibbeläge gestattet es aber noch nicht, den Nennwert des Rutschmoments wesentlich unter dem 2,5-fachen des Vollastdrehmoments zu halten. Durch zweckmäßigen Einbau der Kupplungen und kinematisch richtige Gestaltung ihrer Betätigungen läßt sich aber der obere Streubereich vermeiden.

Bei der künftigen Entwicklung wird man — wie am Beispiel des Ackerschleppers gezeigt werden sollte —, bestrebt sein müssen, auch noch unter den mittleren Streubereich in Bild 23 zu gelangen. Das wird neben wesentlicher Senkung der Streuung des Reibungsbeiwertes konstruktive Maßnahmen erfordern. Ferner könnten Überprüfungen des Rutschmoments bei Inspektionen und Überholungen erforderlich werden, bei denen man sich aber nicht mit der Feststellung des „Losbrechdrehmoments“ durch Hebelarm und Gewichtbelastung begnügen können würde, weil dieses sich im allgemeinen wesentlich von dem Rutschmoment während stetigen Gleitens der Kupplung unterscheidet.

Die heute bei Kraftfahrzeugen und Schleppern übliche Verwendung der gleichen Kupplung als Anfahrzahlwandler und Drehmomentbegrenzer stellt einen Kompromiß zwischen der durch die erforderliche Wärmespeicherung bedingten Baugröße und ihrer Trägheit beim Ansprechen als Begrenzer dar. Diesen Kompromiß hat man im Laufe der Entwicklung bisher aber nur durch Ausweichen auf temperatur- und verschleißfestere Reibstoffe mit möglichst hohem Reibungsbeiwert beibehalten können. Auf diesem Weg wird man zwar noch ein Stück weiterkommen, wie die neueste Entwicklung der Reibstoffe, u. a. auf sintermetallischer und sinterkeramischer Basis, zeigt [26 bis 28]; die angedeuteten Grenzen werden sich aber nicht beliebig ausweiten lassen.

Andererseits ist die Wärmebelastung der Kupplung [30; 35] bei Straßenfahrzeugen in den jeweiligen Gewichts- und Leistungsklassen der Fahrzeuge durch die ständig wachsende Verkehrsdichte im Mittel wesentlich angewachsen und bei Schleppern, die für Frontladerarbeiten verwendet werden, sogar vervielfacht worden. Sie erreicht damit den Bereich der bei Erdbewegungsmaschinen und Flurfördergeräten auftretenden Wärmebelastungen. Das einfachste Mittel, bei derartig hoher Wärmebelastung erträgliche Temperaturen zu behalten, ist intensive Belüftung der Kupplung. Diese wird bisher aber nur ganz vereinzelt angewendet; die Belüftung stellt daher eine erhebliche Reserve dar, die sich zudem leicht ausnutzen läßt, weil die üblichen Anordnungen der Scheibenkupplungen bereits ohne wesentliche Abänderungen die Wirkung kräftiger Radialgebläse haben. Die verschiedentlich geäußerten Besorgnisse, Staub und Öldunst in der Kühlluft könnten mehr schaden als nützen, dürften bei zweckmäßiger Ausbildung der Saugseite gegenstandslos sein.

Künftig kann es aber in besonders schwierigen Fällen erforderlich werden, die Funktion des Anfahrtdrehzahlwandlers und des Drehmomentbegrenzers zu trennen. Dabei ist jedoch mit geeigneten Mitteln dafür zu sorgen, daß die trägheitsärmere und zwangsläufig kleinere Begrenzerkupplung nur bei wirklichen Belastungsspitzen anspricht und nicht beim Anfahren oder Abwürgen die ganze Reibarbeit von der größeren und unempfindlicheren Anfahrkupplung übernehmen muß. Ferner kann an die Verwendung mehrerer und räumlich getrennter Begrenzerkupplungen mit „selbstschwächender“ Kennung zum Erzielen eines gewissen Ausgleichs des Reibungsbeiwertes gedacht werden, sofern deren Weiterentwicklung auch hinsichtlich des Schwingverhaltens weit genug gediehen ist.

Bei dem heutigen Entwicklungsstand werden sich solche konstruktiven Maßnahmen neben der allgemeinen Besserung der Eigenschaften der Reibpaarungen bei erträglichem Aufwand durchaus verwirklichen lassen, wobei im Einzelfall abzuwägen sein wird, unter welchen Bedingungen sie wirtschaftlich vertretbar sind. Bei Konstruktion und Entwicklung der Schlepperkupplungen wird man künftig neben dem stationären Verhalten auch das Schwingverhalten der Kupplungen mehr als bisher beachten müssen. Die weitergehenden Untersuchungen hinsichtlich des Schwingverhaltens gehen jedoch aus dem Bereich der Landtechnik in den der Maschinenelemente und der Fahrzeugtechnik über.

### Schrifttum

(Handbücher zu [1 bis 8] über Maschinenelemente und Kraftfahrzeugtechnik werden nicht besonders zitiert).

- [1] *Altmann, F. G.*: Antriebstechnik. VDI-Z. **101** (1959) S. 897/913, mit Schrifttum.
- [2] *Lohr, K.*: Kupplungs-Atlas. A. G. T.-Verlag, Ludwigsburg 1960.
- [3] *Maier, A.*: Hydromechanische Antriebe für Kraftfahrzeuge. ATZ **62** (1960) S. 62/70, mit Schrifttum.  
*Maier, A.*: Kupplungen für Kraftfahrzeuggetriebe. Techn. Mitt. (Essen) **51** (1958) S. 370/74.
- [4] *Förster, H. J.*: Automatische Fahrzeugkupplungen. ATZ **61** (1959) S. 57 und S. 92/101.  
*Förster, H. J.*: Zwei englische Getriebeautomaten für Kraftfahrzeuge europäischer Konzeption. ATZ **61** (1959) S. 259/65 und S. 289/96.
- [5] Riementriebe, Kettentriebe, Kupplungen. Verlag Vieweg, Braunschweig 1954 (Schriftenreihe Antriebstechnik H. 12).
- [6] *Ludwig, I. R.*: Mechanical Clutch Design. Vortrag auf der Wintertagung der ASAE, Chicago, Ill., Dec. 1959, Preprint No. 59-628.
- [7] *Schach, W.*: Berechnung der drehelastischen Kupplung für Maschinensätze mit Dieselmotoren. Konstruktion **11** (1959) S. 64/66.
- [8] *Benz, W.*: Drehfedernde Kupplungen und ihr dynamisches Verhalten in Maschinenanlagen. Techn. Mitt. (Essen) **51** (1958) S. 345/49.
- [9] *Straub, H.*: Drehmomentmessungen an Lastwagen und Ackerschleppern. ATZ **58** (1956) S. 139/44.  
*Straub, H.*: Kraftverlaufmeßgerät für rasch wechselnde Beanspruchungen. Konstruktion **7** (1955) S. 389/93.
- [10] *Försching, H.*: Triebwerks-Drehmomentschwingungen beim Anfahren und Gangwechsel. ATZ **59** (1957) S. 216/21.
- [11] *Glaubitz, H.*: Triebwerksdrehmoment-Messungen an Schwerlastkraftwagen mit 5 bis 7 t Nutzlast. ATZ **59** (1957) S. 211/16 und 341/44.  
*Glaubitz, H.*: Die dynamischen Beanspruchungen in Kraftfahrzeugtriebwerken. VDI-Z. **100** (1958) S. 173/83.  
*Glaubitz, H.*: Das Kraftfahrzeugtriebwerk als Drehschwingungsproblem. Konstruktion **10** (1958) S. 233/43.  
*Glaubitz, H.*: Zur Frage der Lebensdauer von Kraftfahrzeugbauteilen in bezug auf Konstruktion, Versuchserprobung und praktischen Kundeneinsatz. ATZ **60** (1958) S. 160/64, mit Schrifttum und S. 218/22.
- [12] *Coenberg, H. H.*: Zum Einfluß der Kupplung auf die Lebensdauer des Schleppertriebwerks. Landbauforschung **8** (1958) S. 45/47.
- [13] *Erickson, M. A.*: Designing Strength into Agricultural Drive Lines. SAE-Journal **67** (1959) S. 49/55.
- [14] *Hansen, M.*: Loads Imposed on Power-Take-Off Shafts by Farm Implements. Agric. Eng. **33** (1952) S. 67/70.
- [15] *Fischer, K.*: Der Gelenkwellenanbau bei Ackerschlepper und Gerät. Intern. Landmasch.-Markt **11** (1959) S. 359/64.
- [16] *Kugel, F.*: Eigenschaften der Föttinger-Kupplung. Techn. Mitt. (Essen) **51** (1958) S. 364/70.  
*Kugel, F.*: Die Föttinger-Kupplung als Schwingungsdämpfer. MTZ **20** (1959) S. 405/07.
- [17] *Jante, A.*: Die fahrmechanischen Auswirkungen von Föttinger-Kupplungen. Kraftfahrzeugtechnik **6** (1956) S.202/05, **7** (1957) S. 44/45 und S. 129/32.
- [18] *Timm, K.*: Untersuchungen an Föttinger-Kupplungen. ATZ **61** (1959) S. 68/74.
- [19] *Wiedmann, L., u. H. Straub*: Elektro-Lamellenkupplungen in Getrieben. ETZ-A **78** (1957) S. 652.  
*Selig, H.*: Elektromagnetisch und druckölgeschaltete Lamellenkupplungen. Techn. Mitt. (Essen) **51** (1958) S. 356/63.
- [20] *Koeffler, P.*: Berechnung von Innenbacken-Bremsen für Kraftfahrzeuge. Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart, 1957.
- [21] *Maurer, A.*: Drehmomentbegrenzungskupplungen in: Riementriebe, Kettentriebe, Kupplungen. Verlag Vieweg, Braunschweig 1954. (Schriftenreihe Antriebstechnik H. 12, S. 203/24.)
- [22] *Drescher, H.*: Zur Mechanik der Reibung zwischen festen Körpern. VDI-Z. **101** (1959) S. 697/707, mit Schrifttum.
- [23] *Birge, W. T.*: Organic Friction Materials. SAE-Journal **65** (1957) S. 34.
- [24] *Kollmann, K.*: Das Verhalten von Reibkupplungen. Techn. Mitt. (Essen) **51** (1958) S. 349/56, mit Schrifttum.
- [25] *Jania, Z.*: Friction-Clutch-Transmissions. Machine Design **30** (1958) Nr. 23 S. 132/36, Nr. 24 S. 107/14, Nr. 25 S. 137/43 und Nr. 26 S. 76/82. (Referat in: Konstruktion **11** (1959) S. 457/59.)
- [26] *Du Bois, W. H.*: Cerametallic Friction Material. SAE-Journal **65** (1957) S. 56/57.
- [27] Sintered Friction Elements. Engineer **205** (1958) 5335, S. 630.
- [28] *Weber, W.*: Herstellung und Eigenschaften gesinterter Reibkörper. Konstruktion **11** (1959) S. 69/70.
- [29] *Schuchardt, H.*: Das Nachbilden von Gleichungen mit dem Analogrechner. VDI-Z. **101** (1959) S. 1053/62.  
*Schuchardt, H.*: Die Behandlung von Nichtlinearitäten mit dem Analogrechner. VDI-Z. **101** (1959) S. 1305/12.
- [30] *Anilowitsch, W. J.*: O koeffijiantje zapasa mufty scjapljanija traktora (Über den Überlastungskoeffizienten der Kupplung bei Schleppern). Traktory i Selchozmaschiny No. 8, 1960, S. 15/18.
- [31] *van Gerpen, H.*: Applying Digital Computers to Farm Tractor Design. Transactions of the ASAE **1** (1958) S. 1/5.
- [32] *Richter, J., und G. Mondon*: Durchführung von Drehschwingungsrechnungen unter Benutzung neuzeitlicher Rechenmaschinen. MTZ **20** (1959) S. 245/47.
- [33] *Gerlach, A.*: Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **8** (1958) S. 61/67.
- [34] *Daeves, K., und A. Beckel*: Großzahl-Methodik und Häufigkeits-Analyse. 2. Aufl. Verlag Chemie, Weinheim/Bergstr., 1958.
- [35] *Hasselgruber, H.*: Der Einrückvorgang von Reibungskupplungen und Bremsen zum Erzielen kleinster Höchsttemperatur. Forsch. Ing.-Wes. **20** (1954) S. 120/25.
- [36] *Marquard, E.*: Schwingungsdynamik des schnellen Straßenzugfahrzeuges. Verlag Girardet, Essen, 1952. S. 46/50.