

Der Einfluß der hydrodynamischen Kupplung auf die Ackerschlepperbelastungen

Von Hans-Heinrich Meiners, Köln*)

DK 631.372:62-578

Erstmals wurden am Institut für Landmaschinen der TU Braunschweig im Rahmen eines Forschungsauftrages Messungen über die Auswirkungen einer hydrodynamischen Kupplung im Ackerschlepper durchgeführt.

Sie zeigten die schwingungstrennende Wirkung und die Dämpfungseigenschaften der Strömungskupplung. Die Messungen wurden durchgeführt für verschiedene landwirtschaftliche Arbeiten und Bedienungsvorgänge.

1. Einleitung

Das Prinzip der hydrodynamischen Drehmomentübertragung ist bereits sehr alt. Es wurde erstmals im Jahre 1905 von *H. Föttinger* für einen Schiffsantrieb verwirklicht.

Dabei handelte es sich um einen hydrodynamischen Drehmomentenwandler, aus dem dann die hydrodynamische Kupplung entwickelt wurde, die auch Föttinger-Kupplung, Strömungskupplung oder Turbokupplung genannt wird.

Die Turbokupplung besteht aus zwei Gliedern, dem Pumpenrad, das fest mit der Antriebsmaschine, und dem Turbinenrad, das fest mit der Arbeitsmaschine verbunden ist, **Bild 1**. Das Pumpenrad bildet mit dem Pumpenradgehäuse einen geschlossenen, an den Wellendurchtritt abgedichteten Raum, in dem in der Regel Öl umläuft, das die Drehmomentübertragung zwischen Pumpen- und Turbinenrad bewirkt. Die Schaufeln des Pumpenrades, angetrieben vom Dieselmotor, erzeugen den Flüssigkeitsstrom, der wiederum das Turbinenrad antreibt, von dem das Drehmoment an das Getriebe weitergeleitet wird.

Hydrodynamische Kupplungen werden eingesetzt, um gerade auch bei schweren Zugarbeiten ein weiches Anfahren zu ermöglichen. Das ergibt bessere Anfahrmöglichkeiten wie auch größere Geländegängigkeit auf schwierigen, nassen Böden.

Ein Durchrutschen der Treibräder des Ackerschleppers und als Folge dessen eine Verletzung beispielsweise der Grasnarbe, kann somit vermieden werden.

Der Aufsatz beinhaltet Teilergebnisse aus der Dissertation des Verfassers, die demnächst als Fortschritt-Bericht der VDI-Z. Reihe 14, Nr. 24, erscheinen wird.

*) *Dipl.-Ing. H.-H. Meiners war wissenschaftlicher Assistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) der TU Braunschweig und ist jetzt Abteilungsleiter für Technische Berechnung und Grundlagen Traktoren bei der Firma Klöckner-Humboldt-Deutz AG.*

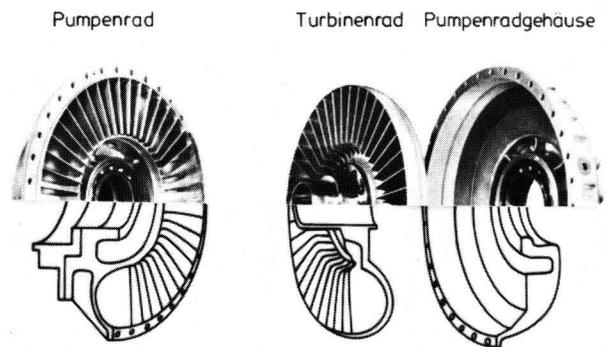


Bild 1. Hauptteile einer hydrodynamischen Kupplung.

Die Turbokupplung selbst ist als verschleißarmes Bauelement anzusehen, ihre Verwendung führt aber auch zu wesentlich längeren Standzeiten des Getriebes und der Fahr- und Zapfwellschaltkupplung.

Das beruht zu einem wesentlichen Teil auf den schwingungsdämpfenden Eigenschaften der Strömungskupplung. Sie führt zu geringeren Drehmomentamplituden und schont damit die Triebwerksteile des Ackerschleppers. Durch das nachgiebige Bauelement Turbokupplung können sich Drehmomentsspitzen, die von der Arbeitsmaschine verursacht werden, gar nicht erst aufbauen, so daß eine hydrodynamische Kupplung auch zu einer Schonung der Zapfwellenlagergeräte führt.

Die elastische Kopplung im Antriebstrang durch die Flüssigkeit der Strömungskupplung führt zu einer geringeren Schwingungsübertragung zwischen Dieselmotor und Getriebe. Durch motorseitige Resonanzen bedingte große Drehmomentamplituden werden nicht in das Triebwerk weitergeleitet.

Aber auch umgekehrt belasten getriebeseitig durch Resonanzen hervorgerufene Drehmomentschwingungen nicht die Lager der Kurbelwelle des Dieselmotors. Ausgelöst werden die getriebeseitig auftretenden Resonanzschwingungen bei den neueren Entwicklungen der lastschaltbaren Getriebe vor allem durch die relativ große Masse der überwiegend verwendeten Planetensätze mit Lamellenkupplungen und -bremsen für die kraftschlüssig schaltbaren Gänge.

Da über die Auswirkungen einer hydrodynamischen Kupplung auf die Belastungen in einem Ackerschlepper noch keine brauchbaren und ausreichenden Untersuchungen vorliegen, wurden erstmalig im Rahmen eines Forschungsauftrages im größeren Umfang Messungen am Institut für Landmaschinen der TU Braunschweig durchgeführt.¹⁾

¹⁾ An dieser Stelle sei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Finanzierung des Vorhabens und der Firma Fendt für die Bereitstellung eines Versuchsschleppers recht herzlich gedankt.

2. Aufgabenstellung und grundsätzliche Vorüberlegungen

Das Ziel der Untersuchungen läßt sich in zwei Punkten zusammenfassen:

1. Ermittlung des Übertragungsverhaltens der hydrodynamischen Kupplung in einem Ackerschlepper bei regellosen Drehmomentschwingungen, deren maximale Amplituden ein Mehrfaches des Motornennmomentes betragen können. – Es ist auszugehen von den turbinen- und pumpenseitig gemessenen Drehmomenten und Drehzahlen bei verschiedenen landwirtschaftlichen Arbeiten und Bedienungsvorgängen sowie bei Auswirkung einer abgewinkelten Gelenkwelle.
2. Gegenüberstellung der Belastungsverläufe und Lastkollektive an einem Ackerschlepper mit wirksamer und überbrückter hydrodynamischer Kupplung. – Hierzu sind Drehmomentmessungen an der Motorwelle, den Wellen der beiden Antriebsräder und der Zapfwelle bei verschiedenen landwirtschaftlichen Arbeiten durchzuführen.

Für die Untersuchungen über den Einfluß einer hydrodynamischen Kupplung auf die Belastungsspitzen im Antriebssystem eines Ackerschleppers bestanden zwei grundsätzliche Möglichkeiten:

- Durchführung der Versuche auf dem Prüfstand mit entsprechender Belastungssimulation, die sich auf vorliegende Meßwerte gründet, gewonnen an einem Ackerschlepper ohne hydrodynamische Kupplung
oder
- direkte Messungen bei Feldversuchen an einem Schlepper mit hydrodynamischer Kupplung.

Nach ausführlicher Diskussion und intensiven Gesprächen mit Schlepperherstellern und Herstellern von hydrodynamischen Kupplungen wurden gezielte Feldversuche den Prüfstandsmessungen vorgezogen.

Der Hauptgrund liegt darin, daß durch das nachgiebige Bauelement hydrodynamische Kupplung im Antriebsstrang Drehmomentstöße, die vom Fahrtrieb, der Zapfwelle bzw. von der Fahrkupplung eingeleitet werden, sich gar nicht erst in der Höhe aufbauen können wie in einem Getriebe ohne hydrodynamische Kupplung, so daß die Belastungssimulation von falschen Voraussetzungen ausginge.

3. Entwicklung der Versuchseinrichtungen

Für die Versuche wurde ein Serienschlepper mit hydrodynamischer Kupplung und 55 kW Antriebsleistung ausgewählt. Der Leistungsfluß vom Dieselmotor verläuft sowohl für den Fahr- als auch für den Zapfwellenantrieb über die Strömungskupplung.

Zur Lösung der ersten Teilaufgabe – Ermittlung des Übertragungsverhaltens der hydrodynamischen Kupplung – wurde ein serienmäßiges Getriebe mit Einfachkupplung (Fahrkupplung) verwendet, wie es in großen Stückzahlen in Schleppern mit Strömungskupplung eingebaut wird. Der Serienschlepper mußte umgebaut werden, um die Meßeinrichtungen für die Ermittlung des Übertragungsverhaltens der hydrodynamischen Kupplung unterbringen zu können. Dazu wurden Drehmoment- und Drehzahlmeßaufnehmer vor und hinter der Strömungskupplung installiert.

Zur Lösung der zweiten Teilaufgabe – Bestimmung der Belastungsverläufe an einem Ackerschlepper mit und ohne hydrodynamische Kupplung – konnte auf eine Getriebeversion mit Doppelkupplung (Fahr- und Zapfwellenkupplung) zurückgegriffen werden, wie sie vielfach in Schleppern ohne hydrodynamische Kupplung verwendet wird.

In Bild 2 ist schematisch der Versuchsschlepper mit Doppelkupplung und die Lage der Meßstellen dargestellt. Hinter der Motorschwungscheibe ist die hydrodynamische Kupplung angeordnet. Mit Hilfe einer elektromagnetischen Zahnkupplung kann die Turbokupplung überbrückt werden. Die Drehmomentmeßnabe befindet sich vor der Doppelkupplung. Über Zahnscheiben am Pumpen-

rad und auf der turbinenseitigen Welle läßt sich der Schlupf der Kupplung bestimmen.

Auf die Steckwellen der Hinterachse waren Dehnungsmeßstreifen geklebt. Schlitzscheiben an den Flanschen der Steckwellen in Verbindung mit elektromagnetischen Gebern dienten der Drehzahlmessung

An der Zapfwelle wurde eine aufsteckbare Drehmomentmeßnabe angebracht. Das "Peiseler Rad" zur Bestimmung der Fahrgeschwindigkeit lief in der Spur zwischen Vorder- und Hinterrad.

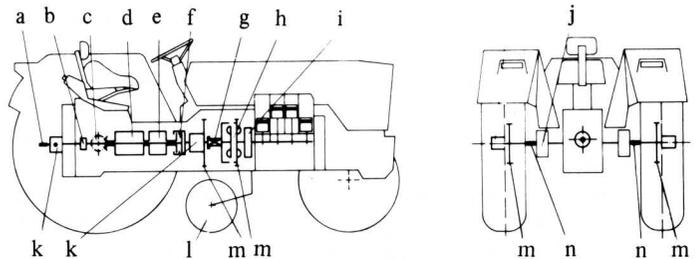


Bild 2. Schematische Darstellung des Versuchsschleppers; Lage der Meßstellen.

a Zapfwelle	h Hydrodynamische Kupplung
b Zapfwellenschaltgetriebe	i Schwungscheibe
c Differentialgetriebe	j Achsgetriebe
d Hauptgetriebe	k Drehmomentmeßaufnehmer
e Gruppenwahlgetriebe	l Peiseler Rad
f Doppelkupplung	m Drehzahlmeßaufnehmer
g Elektromagn. Zahnkupplung	n Dehnungsmeßstreifen

Bild 3 zeigt den Gesamtschlepper mit Notstromaggregat und vollständiger Meßeinrichtung. Dadurch konnten lange Kabelführungen zu einem beispielsweise neben dem Versuchsschlepper fahrenden Meßbus entfallen. Störungen im Versuchsablauf durch Abreißen der Meßkabel, wie sie beispielsweise beim Steckenbleiben des Busses aufgrund der Bodenverhältnisse oder durch Unachtsamkeit der Fahrer vorkommen, waren von vornherein ausgeschlossen.



Bild 3. Gesamtansicht des Versuchsschleppers mit vollständiger Meßeinrichtung.

4. Ermittlung des Übertragungsverhaltens der hydrodynamischen Kupplung

Für die Ermittlung des Übertragungsverhaltens der hydrodynamischen Kupplung wurde ein mathematisches Modell entwickelt. Dabei war von regellosen Drehmomentschwankungen auszugehen, die turbinenseitig auf die Strömungskupplung wirken und deren maximale Amplituden ein Mehrfaches des Motornennmomentes betragen können. Diese regellosen Schwingungen lassen sich mathematisch nicht so leicht erfassen.

In der Korrelationsanalyse mit anschließender Parameterschätzung konnte jedoch ein Berechnungsverfahren gefunden werden, das es erlaubt, auch regellose Schwingungen mathematisch zu verarbeiten. Dieses Verfahren eignet sich besonders gut für die Verarbeitung einer großen Anzahl von Meßwerten auf einem Digitalrechner.

Das Identifikationsverfahren arbeitet zweistufig. Die erste Stufe des Berechnungsverfahrens – die Korrelationsanalyse – sammelt in den Korrelationswerten die in den turbinen- und pumpenseitigen Drehmomentmeßwerten enthaltenen Informationen. Sie dient der Datenreduktion.

In der zweiten Stufe des Berechnungsverfahrens wird mit Hilfe der Korrelationswerte eine Parameterschätzung durchgeführt in Form eines Differenzgleichungssystems.

Die aus dem Differenzgleichungssystem gewonnene diskrete Übertragungsfunktion wird dann in eine Übertragungsfunktion für kontinuierliche Systeme überführt. Das ermöglicht die Anwendung der Beziehungen und Erkenntnisse aus der Regelungstechnik, so daß im Bode-Diagramm der Frequenzgang mit Betrag und Phasenverlauf über der Frequenz dargestellt werden kann.

5. Ergebnisse zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens der hydrodynamischen Kupplung

Bild 4 zeigt den maßgebenden Drehmomentverlauf der hydrodynamischen Kupplung über dem Schlupf für das Pflügen bei relativ starker Motorauslastung. Das Drehmoment an der Motorwelle lag im Mittel etwa bei $M_p = 260 \text{ Nm}$ und einer mittleren Motordrehzahl von $n_p = 1800 \text{ c} \cdot \text{min}^{-1}$. Der Schlupf steigt durch die extreme Motordrückung an.

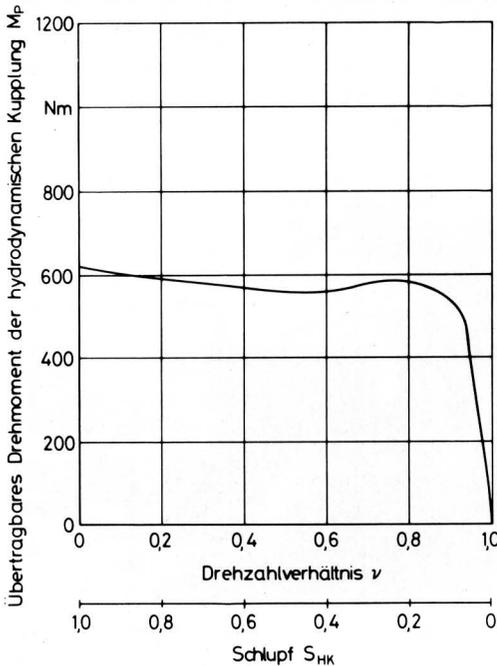


Bild 4. Kennlinie der hydrodynamischen Kupplung bei $n_p = 1800 \text{ min}^{-1}$.

Ein ähnlicher Verlauf der gemessenen Parameter wie beim Pflügen ist auch beim Grubbern festzustellen, Bild 5.

Der Momentenverlauf vor und hinter der hydrodynamischen Kupplung weist kaum Schwankungen auf. Hier wurde mit einer Belastung gefahren, die bei höherer Drehzahl knapp unter dem Nennmoment liegt, und der Schlupf der hydrodynamischen Kupplung ist deutlich kleiner. Der für diese Drehzahl gültige Momentenverlauf über dem Schlupf ist in Bild 6 dargestellt. Gegenüber Bild 4 erkennt man das aufgrund der höheren Antriebsdrehzahl größere maximal übertragbare Moment der Strömungskupplung. Weiterhin ist auch der Drehmomentenanstieg über dem Schlupf im hauptsächlichen Arbeitsbereich steiler. Beide Gesetzmäßigkeiten führen zu dem niedrigen Schlupf. Aus dem Vergleich von Bild 4 und Bild 6 ergibt sich die Forderung nach einer hohen Motordrehzahl im Zusammenhang mit einer hydrodynamischen Kupplung, um die Übertragungsverluste möglichst gering zu halten.

Beim Pressen von Hochdruckballen ergeben sich große Drehmomentschwankungen, Bild 7, bedingt durch den Preßhub des Kolbens, der mit etwa 100 Hüben pro Minute arbeitet. Die von den Schwingungen hervorgerufenen Momente werden über die Zapfwelle eingeleitet und stützen sich über die hydrodynamische Kupplung am Dieselmotor ab. Gerade bei diesem Arbeitsvorgang zeigen sich wohl am deutlichsten die Dämpfungseigenschaften der Strömungskupplung, wobei die Massenträgheitsmomente der Turbokupplung einen erheblichen Anteil an der Dämpfung haben.

Aus dem Bode-Diagramm kann anhand des Frequenzganges die relative Höhe der Amplitude des Ausgangsdrehmomentes – bezogen auf die Amplitude des Eingangsdrehmomentes – sowie am Phasenverlauf der Winkel zwischen Ausgangs- und Eingangsdrehmoment über der Erregerfrequenz abgelesen werden.

Beim Pressen ist bereits bei einer geringen Erregerfrequenz eine Abnahme des Amplitudenverhältnisses festzustellen, Bild 8.

6. Gegenüberstellung von Lastkollektiven mit und ohne hydrodynamische Kupplung

Die Gegenüberstellung der Lastkollektive geht von Einzel-Lastkollektiven (Lastkollektiven einzelner Arbeiten) aus, da anhand der Einzel-Lastkollektive besonders gut die speziellen Belastungsarten zum Ausdruck kommen. Die Auswertung erfolgte für die vergleichenden Betrachtungen nach dem Verweildauerverfahren.

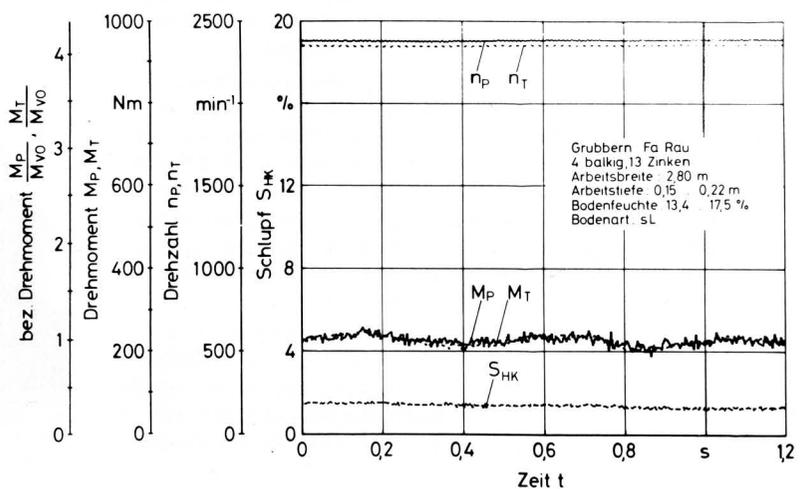


Bild 5. Verlauf der Drehmomente, der Drehzahlen und des Schlupfes beim Grubbern.

P Pumpenseite, T Turbinenseite, HK hydrodynamische Kupplung

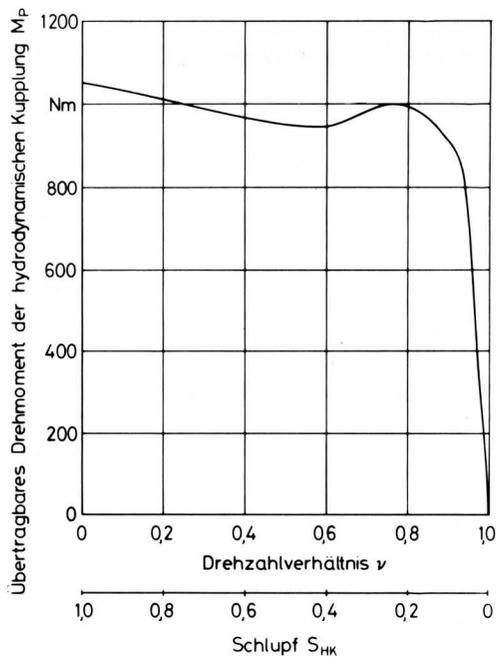


Bild 6. Kennlinie der hydrodynamischen Kupplung bei $n_p = 2400 \text{ min}^{-1}$.

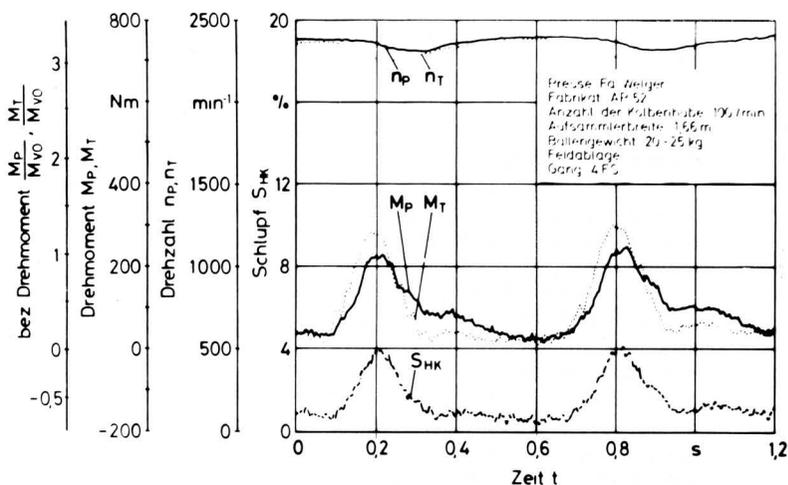


Bild 7. Verlauf der Drehmomente, der Drehzahlen und des Schlupfes beim Pressen von Hochdruckballen.

Indizes: P Pumpenseite, T Turbinenseite, HK hydrodynamische Kupplung

Bild 9 zeigt das motorseitige Lastkollektiv für Fräsen bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von $v_F = 5,5 \text{ km/h}$ und einer Frästiefe von 12 bis 17 cm. In den Spitzenbelastungen ist ein Unterschied von 40 % in der Höhe der Drehmomente festzustellen.

Das in **Bild 10** dargestellte Lastkollektiv an der Zapfwelle zeigt ohne Strömungskupplung Spitzenmomente, die um 50 % über denen mit wirksamer Strömungskupplung liegen. An dieser Stelle tritt der Dämpfungseffekt der Strömungskupplung besonders stark hervor, d.h. Drehmomentstöße bauen sich in der Größe wie bei starrer, d.h. überbrückter hydrodynamischer Kupplung gar nicht erst auf. Dieser Umstand scheint für den Zapfwellenstrang von besonderer Bedeutung zu sein, da dieses Bauteil durch die genormten Zapfwellenmaße insbesondere für Ackerschlepper höherer Leistung an der Grenze der Belastbarkeit liegt, d.h. um größere mittlere Drehmomente übertragen zu können, müssen die über die Gelenkwelle eingeleiteten Drehmomentstöße reduziert werden.

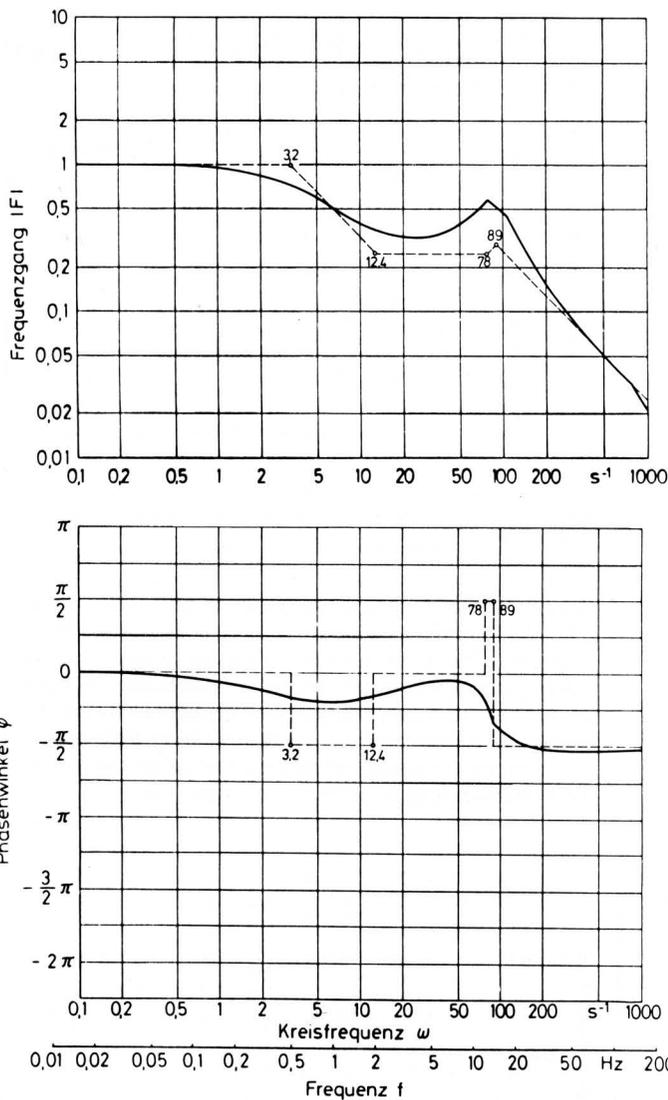


Bild 8. Frequenzgang und Phasenwinkel beim Pressen von Hochdruckballen.

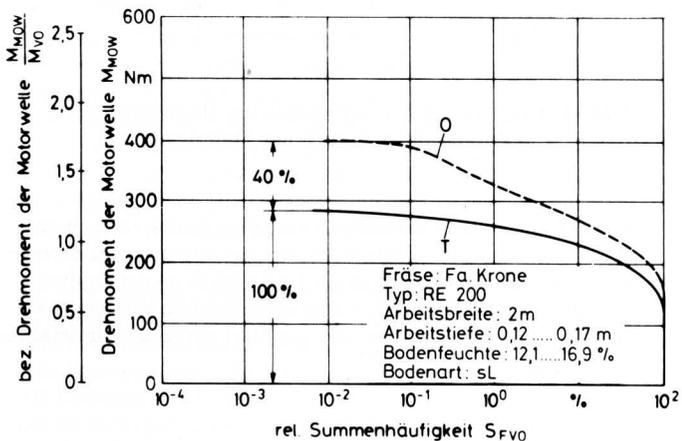


Bild 9. Lastkollektiv der Motorwelle beim Fräsen (O ohne Turbokupplung, T mit Turbokupplung).

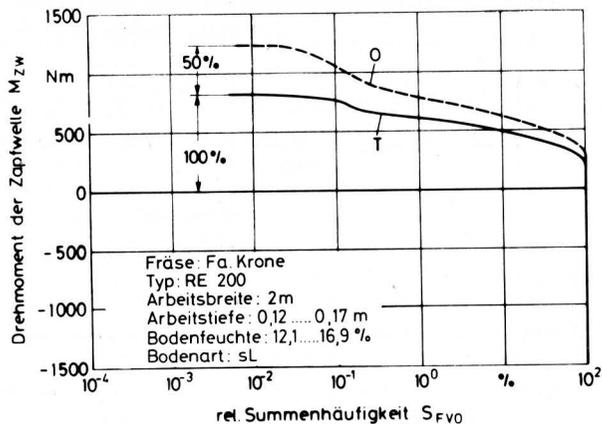


Bild 10. Lastkollektiv der Zapfwelle beim Fräsen (O ohne Turbokupplung, T mit Turbokupplung).

Negative Anteile der Lastkollektive für die Halbwellen der Hinterachse, **Bild 11**, kommen dadurch zustande, daß die in Fahrtrichtung drehenden Messer der Fräse den Ackerschlepper zeitweise impulsartig vorwärts bewegen und damit einen Schub auf den Schlepper ausüben. Sie haben aufgrund ihrer geringen Höhe und Zeitanteile für die Dimensionierung der Bauteile keine Bedeutung. Eine Erklärung für die höheren Werte beim Lastkollektivverlauf mit Strömungskupplung ist damit bereits angedeutet.

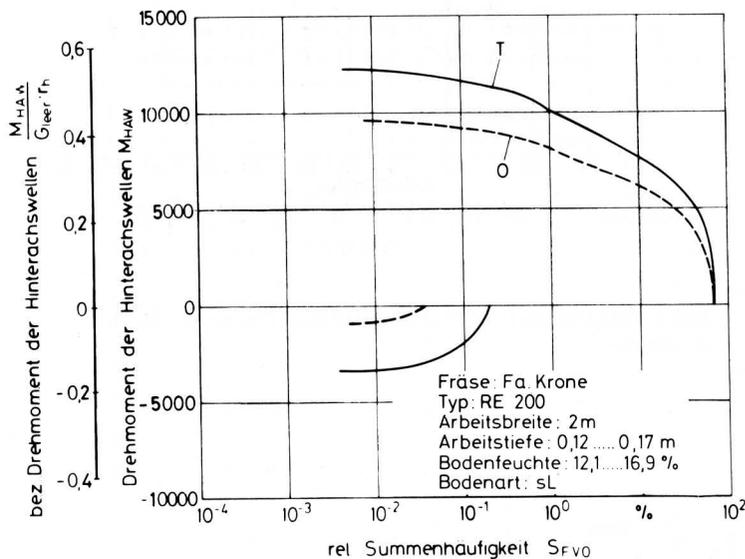


Bild 11. Lastkollektiv der Steckwellen der Hinterachse beim Fräsen (O ohne Turbokupplung, T mit Turbokupplung).

Da die Fräse einen Schub auf den Schlepper ausübt, wird ein gewisser Teil der Zapfwellenleistung zur Vorwärtsbewegung herangezogen. Mit Turbokupplung ist das Lastkollektiv an der Zapfwelle geringer, und bei sonst gleichen Randbedingungen wird ein größerer Teil für den Fahrantrieb über die Steckwellen der Hinterachse aufgebracht.

Bild 12 zeigt das motorseitige Lastkollektiv für Frontladerarbeiten. Beim Einsatz mit und ohne hydrodynamische Kupplung wurde nach dem Einkuppelvorgang aus niedriger Drehzahl heraus beschleunigt. Gerade ohne Strömungskupplung werden dabei verschiedene Resonanzfrequenzen durchfahren, die zu größeren Drehmomentausschlägen führen und damit sowohl im positiven als auch im negativen Bereich höhere Werte im Lastkollektiv zur Folge haben. Der Unterschied beträgt in den positiven Spitzenmomenten 60%. Die negativen Ausschläge sind insgesamt weitaus geringer und fallen für die Dimensionierung nicht ins Gewicht.

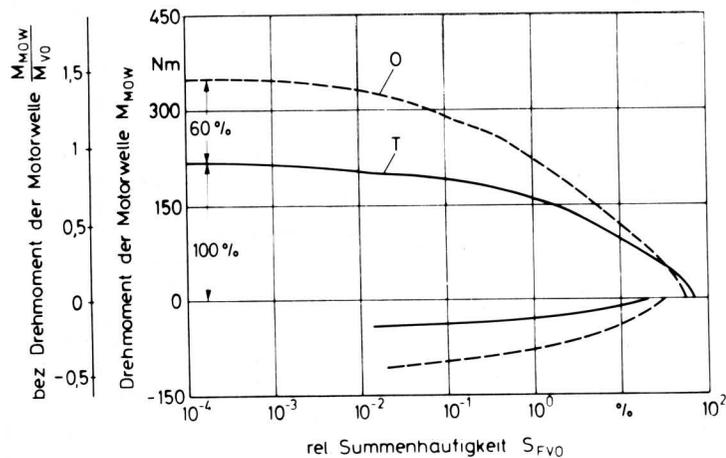


Bild 12. Lastkollektiv der Motorwelle beim Frontladen (O ohne Turbokupplung, T mit Turbokupplung).

7. Zusammenfassung

Die experimentellen Untersuchungen an einem Ackerschlepper haben zunächst für das Übertragungsverhalten der hydrodynamischen Kupplung die gute Schwingungsdämpfung der bei den einzelnen landwirtschaftlichen Arbeiten und Bedienungsvorgängen turbinenseitig eingeleiteten Drehmomentstöße gezeigt. Dadurch wird insbesondere der Dieselmotor geschont. Gerade bei hochfrequenten Schwingungen, wie sie beispielsweise bei allen Zapfwellenarbeiten auftreten, zeigt sich die stark dämpfende Wirkung der Strömungskupplung. Aber auch kurzzeitige Drehmomentsspitzen, Anfahren, Schalten oder Kuppeln, werden durch die hydrodynamische Kupplung abgebaut. Dieser Effekt wird aber in erster Linie durch die Massenträgheitsmomente an Turbinen- und Pumpenseite der Turbokupplung erzielt und nicht so sehr durch die Flüssigkeitsdämpfung. Diese tritt erst bei hochfrequenten Anregungen in Erscheinung und sorgt dann für einen schnellen Abbau der Schwingungsamplituden.

Beim Vergleich der Drehmomentverläufe an einem Ackerschlepper mit und ohne Strömungskupplung war die schwingungsmindernde Wirkung der hydrodynamischen Kupplung ganz deutlich zu erkennen. Gerade die Arbeiten, bei denen ein größerer Drehzahlbereich durchfahren wurde, wie beispielsweise Frontladerarbeiten, zeigten für die Arbeiten ohne (d.h. mit überbrückter) Strömungskupplung größere Amplitudenausschläge. Aber auch z.B. beim "Schnappenlassen der Kupplung" wurden mit überbrückter hydrodynamischer Kupplung höhere Belastungsspitzen gemessen.

Auch die an der Zapfwelle zu Lastkollektiven zusammengefaßten Drehmomente, beispielsweise beim Fräsen und Pressen, zeigten deutliche Unterschiede in den Spitzenbelastungen.