

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK

Heft 3/1958

MÜNCHEN

8. JAHRGANG

Dipl.-Phys. A. Gerlach, Düsseldorf:

Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern

Durch die Fortschritte der elektronischen Meßtechnik mechanischer Größen ist es seit einigen Jahren möglich, Beanspruchungen von Fahrzeugteilen, zum Beispiel in Getrieben, im praktischen Fahrbetrieb zu untersuchen. Bisher wurden Messungen an Straßenfahrzeugen und auch an Ackerschleppern nur in ausgesuchten Belastungsfällen veröffentlicht [1]. Es ist jedoch wünschenswert, die Belastungsverhältnisse während der gesamten Lebensdauer eines Schleppers erfassen zu können. Dieses Ziel wurde in der vorliegenden Arbeit angestrebt¹⁾.

Um wirklich statistisch gesicherte Ergebnisse zu erlangen, ist es notwendig, eine größere Anzahl von Messungen jeweils über eine hinreichend lange Versuchszeit anzustellen, wobei alle in einem typischen Modellbetrieb anfallenden Schlepperarbeiten zu erfassen sind. Diese Aufgabenstellung bedingte die Entwicklung einer Meßeinrichtung, mit der einerseits die Untersuchung von Spitzenbeanspruchungen in besonderen Belastungsfällen, andererseits Langzeitmessungen bei normalem Schleppereinsatz ohne nennenswerte Beeinträchtigung des Fahrers möglich sind.

Meßeinrichtung

Die für eine statistische Auswertung erforderlichen Registriergeräte mit den zugehörigen Verstärkern und Stromversorgungsanlagen sind für den Transport auf einem ungefederten Ackerschlepper zu empfindlich und umfangreich. Ein Verbindungskabel zwischen dem Meßschlepper und einer ortsfesten Auswertanlage oder einem nebenher fahrenden Meßwagen würde andererseits die Einsatzmöglichkeiten des Schleppers sehr beschränken. Deshalb wurde drahtlose Meßwertübertragung angewandt. Da Brückenschaltungen mit elektrischen Meßwertgebern eine ständige Überwachung des Brückenabgleiches erfordern, wurde eine von den bisher gebräuchlichen Methoden abweichende Meßeinrichtung geschaffen, die eine für Langzeitmessungen ausreichende Nullpunkt Konstanz besitzt und außerdem den Erfordernissen der drahtlosen Meßwertübertragung besonders angepaßt ist.

Auf der Welle zwischen Kupplung und Getriebe des Versuchsschleppers sind zwei Wechselstromgeneratoren im Abstand von etwa 20 cm angebracht (Abb. 1). Als Maß der Getriebebeanspruchung dient die Torsion des Wellenstückes zwischen diesen beiden Generatoren; sie verursacht eine Phasenverschiebung der beiden erzeugten Wechselspannungen [2]. Die Frequenz ist gleichzeitig der Drehzahl proportional.

Die Rotoren der Wechselstromgeneratoren sind aus einem Paket von Dynamoblechen angefertigte Zahnräder, bei denen die Zahnköpfe bis zum Teilkreis abgedreht worden sind.

Sie drehen sich im Feld vierpoliger Magnete. Jeder Pol ist in gleicher Weise wie die Rotoren verzahnt und trägt je eine Erregerwicklung und eine Induktionsspule. Durch die Mittelung der einzelnen an den vier Polen erzeugten Spannungen werden Unregelmäßigkeiten in der Verzahnung weitgehend ausgeglichen. Um die Meßeinrichtung gegen Biegungen der Welle unempfindlich zu machen, wurde, nach Vorarbeiten von M. Haack, das Magnet- und Spulensystem frei auf der Welle gelagert und nur über Gummielemente gegen das Gehäuse abgestützt. Abbildung 2 zeigt schematisch den mechanischen Aufbau des Gebers. Er wurde in das Kupplungsgehäuse eines 30-PS-Cockshutt-Schleppers eingebaut. Dieser Schlepper wurde ausgewählt, weil er sich wegen seiner Raumverhältnisse zwischen Kupplung und Getriebegehäuse zum Einbau der Versuchseinrichtung gut eignete.

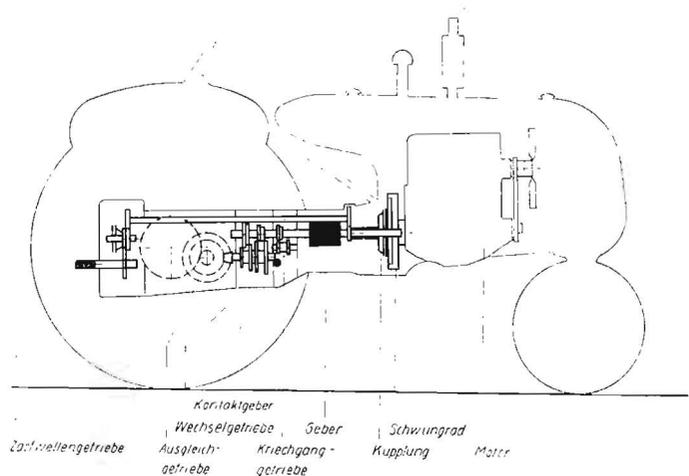


Abb. 1: Geberbau im Schlepper

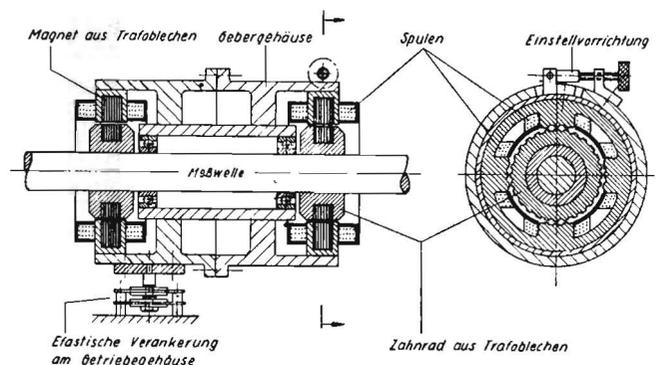


Abb. 2: Aufbau des Gebers (schematisch)

¹⁾ Durchgeführt im Institut für Schlepperforschung (Direktor: Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode, in der Zeit von 1953 bis 1956

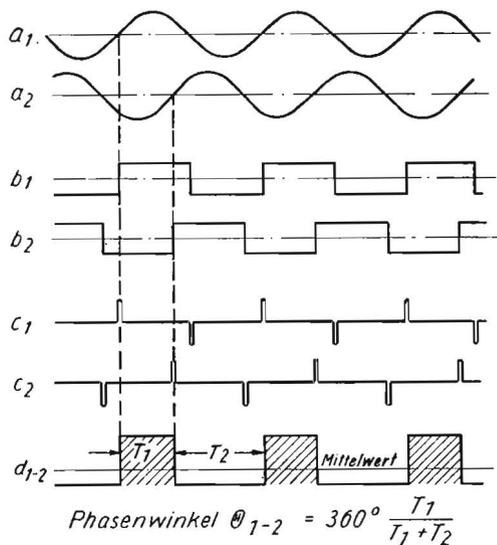


Abb. 3: Prinzip der Phasenmessung

Die Zähnezahl und der Abstand der Generatoren voneinander mußten dabei so gewählt werden, daß bei der größtmöglichen Torsion der Welle die Phasenverschiebung 360° Phasenwinkel nicht überschreitet, weil sonst die Messung nicht mehr eindeutig bliebe. Andererseits war zu beachten, daß die Frequenz, die sich aus dem Produkt von Zähnezahl und Motordrehzahl ergibt, groß genug gegen die größten Frequenzen der Schwankungen des Meßwertes sein muß. In unserem Fall ergibt sich bei 160 Zähnen und voller Motordrehzahl eine Generatorfrequenz, die nur wenig unter der bei ähnlichen Meßeinrichtungen üblichen Trägerfrequenz von 5 kHz liegt. Einer Phasenverschiebung von 360° entspricht das etwa Vierfache des bei voller Belastung des Schleppers auftretenden mittleren Drehmoments der Kuppelwelle.

Das Prinzip der Phasenmessung [2] ist in Abbildung 3 dargestellt. Die beiden Wechselspannungen (a) werden verstärkt und in Begrenzerstufen in Rechteckspannungen (b) umgewandelt. Daraus entstehen durch Differentiation zwei Impulsreihen (c), von denen jeweils die positiven Impulse eine Flip-Flop-Stufe umschalten. Diese steuert direkt einen kleinen Kurzwellensender von 40 MHz mit einer Reichweite von etwa 2 km. Die Breite der ausgesandten Impulse (d) ist ein Maß für den Phasenwinkel der beiden Eingangsspannungen und damit für das von der Welle übertragene Drehmoment; ihre Frequenz ist der Drehzahl proportional. Das angewandte Verfahren gestattet es also, gleichzeitig zwei voneinander unabhängige Meßgrößen mit Hilfe der gegen Störungen außerordentlich unempfindlichen Impulsbreiten- bzw. Impulsfrequenzmodulation zu übertragen. Der Phasenmesser und der Sender sind in einem Gehäuse am Schlepper aufgebaut und gegen mechanische Beanspruchungen unempfindlich genug (Abb. 4).



Abb. 4: Versuchsschlepper und Auswertewagen beim Versuch

Die Empfangsanlage und sämtliche Registriergeräte befinden sich in einer fahrbaren Auswertestation, die in Sichtweite des arbeitenden Schleppers aufgestellt wird. Ein durch Benzinmotor angetriebener 2-kW-Wechselstromgenerator macht die Anlage von der Stromversorgung aus dem Netz unabhängig.

Im Empfänger werden die ankommenden Impulse verstärkt, zur Ausschließung von Amplitudenstörungen beschnitten und in eine Spannung verwandelt, die dem zu messenden Drehmoment proportional ist. In einem zweiten Kanal werden die beschnittenen Eingangsimpulse differenziert. Mit den so gewonnenen kurzen Impulsen werden in einem Monovibrator Rechteckimpulse von untereinander gleicher Gestalt erzeugt, die dann nach der Mittelung in einem Siebglied eine der Motordrehzahl proportionale Spannung ergeben.

Zur Registrierung der beiden so gewonnenen elektrischen Meßgrößen werden dann verwendet:

Ein Schleifenoszillograph zur Aufzeichnung rascher Schwankungen mit allen Einzelheiten;

zwei Tintenschreiber zur Aufzeichnung des Meßwertverlaufs über längere Zeiträume ohne Berücksichtigung der raschen Schwankungen.

Um die Zeit für die nachträgliche statistische Auswertung der Schriebe einzusparen, wurde ferner ein elektronisches Zählgerät gebaut, das bei direktem Anschluß an den Empfänger in Abständen von etwa 0,2 sec laufend stichprobenartig jeweils ungefähr nur $5 \cdot 10^{-5}$ sec lang das in diesem Augenblick übertragene Drehmoment abtastet. Der gesamte Meßbereich wird dabei in 12 Klassen eingeteilt. Aus der Anzeige der insgesamt 13 Zählwerke kann nach Versuchsende sofort die Summenkurve der Häufigkeitsverteilung des Meßwertes abgelesen werden. Durch einfache Differentiation erhält man aus den Zählergebnissen die Häufigkeitsverteilung. Die Zählwerke können ohne Unterbrechung des Versuchs mit einer automatischen Kamera fotografiert werden, so daß außer der Gesamtverteilungskurve auch beliebige Zwischenergebnisse gewonnen werden können [3].

Das hier angewendete Verfahren der statistischen Auswertung eines schwankenden Meßwertes mit konstantem Zeitabstand der Meßpunkte unterscheidet sich grundlegend von dem Verfahren, das sich zum Beispiel bei der Anwendung des häufig benutzten Kontaktdehnungsmessers ergibt. Zwar ist beiden Verfahren gemeinsam die Einteilung des gesamten Meßbereiches in eine Anzahl von meist gleich großen Klassen; die Art der Auszählung der Meßpunkte ist jedoch verschieden. Vom Kontaktdehnungsmesser wird die Überschreitungshäufigkeit der einzelnen Klassengrenzen (und zwar nur in einer Richtung) gezählt; das hat den Nachteil, daß Zeiten, in denen der Meßwert nur wenig schwankt (d. h. gerade so wenig, daß die Klassengrenzen nicht überschritten werden) in der Gesamtstatistik nicht mit erfaßt werden. Diese Gefahr wächst natürlich mit zunehmender Klassenbreite.

Bei hinreichend feiner Klasseneinteilung dagegen würden im vorliegenden Fall beide Methoden das gleiche Ergebnis liefern: Den langsamen Meßwertschwankungen großer Amplitude, die zum Beispiel durch Zuglaständerungen hervorgerufen werden, sind rasche Schwingungen überlagert, die von den Kolbenstößen des Motors herrühren. Dabei würde die überlagerte schnelle Schwingung die Taktgabe für Meßpunkte in gleichen Zeitabständen übernehmen.

Schließlich gehört zur Auswerteapparatur noch ein Tintenschreiber, der durch ein elektronisches Speicherwerk zur Aufzeichnung kurzer Belastungsspitzen hergerichtet wurde. Es ist möglich, daß diese Spitzen, die ja von besonderem Interesse für den Getriebekonstrukteur sind, gerade zwischen zwei Stichproben der automatischen Auswerteeinrichtung fallen und deshalb nicht von ihr registriert werden. In dem Spitzenwertschreiber dagegen wird der nur kurze Zeit auftretende Höchstwert so lange gespeichert, bis der träge nachfolgende Tintenschreiber ihn aufgezeichnet hat.

Das auf der Verwendung zweier Wechselspannungsgeneratoren beruhende Meßverfahren bedingt eine bestimmte Mindestdrehzahl der Meßwelle. Infolgedessen können die beim Anfahren aus dem Stand auftretenden Beanspruchungen an ihr nicht gemessen werden. Für diesen Fall, außerdem für Vergleiche des Drehmoments der Kupplungswelle mit dem der beiden Hinterachswellen, ebenso für andere Belastungsfälle, wurden auf den beiden Achswellen Dehnungsmeßstreifen aufgebracht. Das Registrieren der Meßwerte erfolgt hierbei in üblicher Weise über Schleifringe, Dehnungsmeßbrücke und Schleifenoszillograph. Die für solche Messungen erforderliche Kabelverbindung und gegebenenfalls das Mitfahren des Oszillographen auf einem neben dem Schlepper herfahrenden Meßwagen ist für diese Messung kurzzeitiger besonderer Belastungsfälle tragbar.

Die technischen Daten des Versuchsschleppers:

- Schlepper: 30-PS-Cockshutt
- Motor: Buda-Vierzylinder-Dieselmotor,
begrenzt auf 26,5 PS bei 1600 U/min
- Hubraum: 2,5 l
- Nennmoment: 12 mkg
- Schwungrad: Gewicht: 33 kg
Trägheitsmoment: 8,4 kgcms²
- Getriebe: 2 x Viereck-Gruppengetriebe
- Gesamtgewicht: 1600 kg
- Radstand: 2140 mm
- Bereifung: vorn 5,50—16
hinten 11—38
- Geschwindigkeit im 1. Gang: 3,2 km/h } bei 1600 U/min
im 8. Gang: 21,1 km/h }

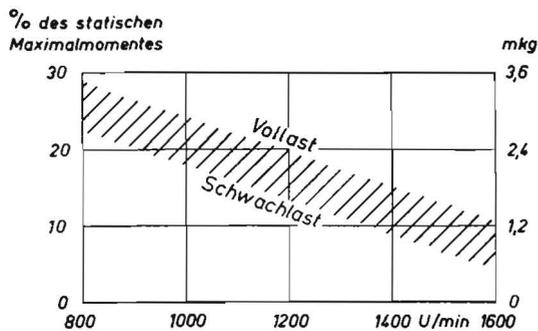


Abb. 5: Lastschwankungen durch die Ungleichförmigkeit der Motordrehzahl

Besondere Belastungsfälle

Zu Beginn der Untersuchungen wurde der Verlauf der Getriebebeanspruchungen in einer Reihe von extremen Belastungsfällen oszillographiert. Aus den erhaltenen Schrieben konnten Form und Frequenz der auftretenden Schwingungen und die dabei erreichten Spitzenmomente ermittelt werden. Die Kenntnis dieser Ergebnisse war für die Beurteilung späterer Messungen notwendig.

Die Beanspruchungen des Getriebes über das Dauermoment hinaus können verschiedene Ursachen haben und auf verschiedenen Wegen in das Getriebe eingeleitet werden.

Die von der Motorseite eingeleitete Belastung ist begrenzt durch das unter Umständen dynamisch überhöhte Rutschmoment der Kupplung. Unter normalen Betriebsverhältnissen wird durch die Ungleichförmigkeit des Motors eine Schwingung im Getriebe verursacht, deren Grundfrequenz durch die Folge der Arbeitstakte gegeben ist und deren Amplitude (von Spitze zu Spitze gemessen) bei der Höchstdrehzahl von etwa 1600 U/min 10 % des Nennmomentes von 12 mkg (Abb. 5) beträgt. Mit fallender Drehzahl steigt sie nahezu linear auf 30 % bei 800 U/min an. Hierbei hat die Höhe der mittleren Belastung nur einen geringen Einfluß auf die Größe dieser Schwankungen.

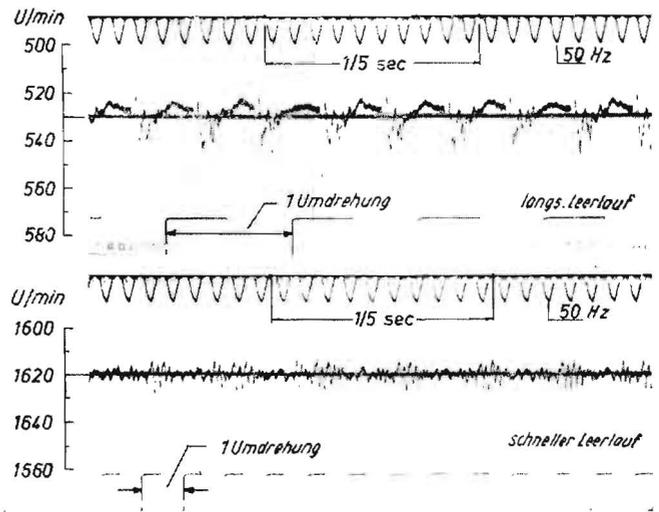


Abb. 6: Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle bei Leerlauf
oben bei 530 U/min
unten bei 1600 U/min

Abbildung 6 zeigt zwei Schleifenoszillogramme von Drehzahlmessungen zur Erklärung der oben beschriebenen Drehmomentschwankungen. Bei dem Versuch war das Wechselgetriebe auf neutrale Stellung geschaltet. Man erkennt, daß bei niedriger Drehzahl jede Zündung des Vierzylindermotors eine sprunghafte Drehzahländerung verursacht und eine Drehschwingung von etwa 200 Hz anfaßt. Diese Schwingung ist sehr stark gedämpft und klingt rasch ab. Es ist sogar zu erkennen, daß je Arbeitsspiel des Vierzylinder-Viertakt-Dieselmotors zwei Kolben größere Drehbeschleunigungen hervorrufen. Es handelte sich um die beiden hinteren, zwischen Schwungmasse und mittlerem Kurbelwellenhauptlager, entsprechend der Zündfolge 1-3-2-4. Bei den Kolben der Zylinder 1 und 2 wirkt das dazwischenliegende längere Kurbelwellenstück dämpfend. Im Oszillogramm folgt daher jeweils ein kräftiger Impuls einem etwas schwächeren. Der bei Höchstdrehzahl aufgenommene zweite Schrieb zeigt, daß die Kolbenstöße sehr viel schwächer geworden sind. Diese Schriebe mögen gleichzeitig als Beweis für die Empfindlichkeit des Meßverfahrens gelten.

Die raschen, von der Motorlaufunruhe verursachten Drehmomentschwankungen im Getriebe sind nur an der Kupplungswelle zu messen, nicht dagegen an den Triebradwellen. Sie werden durch den dämpfenden Einfluß der dazwischenliegenden Zahnradmassen abgebaut. Im allgemei-

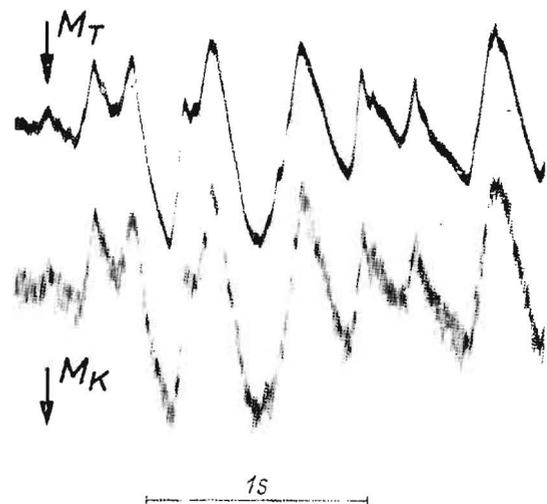


Abb. 7: Schwingungsdämpfung im Triebwerk
 M_K = Drehmoment der Kupplungswelle
 M_T = Drehmoment der Triebadwellen

nen konnte bei dem Versuchsschlepper festgestellt werden, daß Schwingungen bis zu einer Frequenz von etwa 10 Hz das Getriebe nahezu ungedämpft durchlaufen, während Schwingungen über 20 Hz praktisch vollkommen verschluckt werden. In Abbildung 7 ist das deutlich zu erkennen. Wird das Drehmoment vorübergehend Null, so können sich die Zahnflanken voneinander abheben; beim Wiederaufeinanderprallen können Belastungsspitzen bis 130 % des Nennmomentes entstehen.

Beim Einkuppeln und Anfahren kann durch Verzögern des Schwungrades dessen Energie Erhöhungen des Drehmomentes bis zum Rutschmoment der Kupplung verursachen. Durch extrem schnelles Einkuppeln kommen weitere Erhöhungen als Folge dynamischer Vorgänge in der Kupplung hinzu. Diese beim Einkuppeln auftretenden Drehmomentsspitzen wurden aber nicht gemessen, weil das die Hauptaufgabe einer anderen Untersuchung ist.

Die von der Triebtradseite eingeleitete Belastung ist begrenzt durch das Rutschmoment der Räder auf dem Boden, wenn nicht Schwingungen angefacht werden. Zur Untersuchung eines solchen Belastungsfalles unter extremen Bedingungen wurde eine Wellenbahn benutzt, die für Messungen der Beanspruchung des Schlepperfahrers gebaut worden war [4]. Sie besteht aus Schwellen von 2,5 cm Höhe und ca. 30 cm Breite, die einen Abstand von $\frac{1}{3}$ Radstand des Versuchsschleppers voneinander haben. Beim Fahren auf dieser Wellenbahn ohne Last mit der Resonanzgeschwindigkeit (d. h. der Geschwindigkeit, bei der die zeitliche Aufeinanderfolge der überfahrenen Schwellen mit der Eigenfrequenz der Schlepperreifen übereinstimmt) sprang der Schlepper etwa 15 cm hoch. Dabei wurde das Höchstmaß der für den Fahrer ertragbaren Beanspruchungen erreicht. Die gemessenen Drehmomentsspitzen betragen 160 %. Bei einem Zugwiderstand von im Mittel 250 kg, dem größten, den der Schlepper bei der Resonanzgeschwindigkeit gerade noch bewältigen kann, traten Spitzen von 230 % des Nennmomentes auf. Bei diesen Versuchen wurden gleichzeitig die Beschleunigungsspitzen des Schleppers in horizontaler und vertikaler Richtung registriert. Sie betragen bis zu 5 g vertikal und bis zu 2 g horizontal.

Extreme Beanspruchungen durch Radbewehrungen sind bei Benutzung von Spatengreiferrädern zu erwarten. Auf einer Betonbahn konnten im 1. Gang mit 1000 kg Zugwiderstand Drehmomentsspitzen bis zu 200 % gemessen werden. Beim Langsamfahren ohne Last sind die durch Greiferräder verursachten Momentenschwankungen unerheblich, ebenso bei großen Fahrgeschwindigkeiten, weil dann das große Trägheitsmoment der Greiferräder stark dämpfend wirkt. Es wurden nur Schwankungen bis 130 % gemessen.

Die umlaufenden Massen des Motors und die Schwungscheibe sind während der Fahrt des Schleppers Träger einer erheblichen kinetischen Energie. Ein Teil davon wird frei, wenn der Schlepper durch Vergrößerung der Kraft am Zughaken abgebremst wird. Um eine solche Kraftänderung zu erzeugen, wurde am Zughaken über ein Scherglied ein Drahtseil befestigt, das zunächst in losen Schlingen am Boden lag und dessen anderes Ende am Boden verankert war. Nach 15 m Fahrt des Schleppers straffte sich das Seil, und der Scherbolzen wurde abgeschert. Durch die Wahl eines

geeigneten Bolzendurchmessers konnte die Größe des beobachteten Ruckes vorher ungefähr festgelegt werden. Die größten Beanspruchungen treten natürlich auf, wenn der Bolzen so stark gemacht wird, daß er nicht mehr abschert, und der Schlepper mit einem Ruck zum Stehen kommt. Das entspricht etwa den Beanspruchungen, die im praktischen Betrieb auftreten, wenn der Schlepperfahrer versucht, mit einem Seil Baumstümpfe zu roden. In diesem Fall wurde ein Ruck von 10 t gemessen. Die Horizontalverzögerung betrug dabei 7 g und die Getriebebelastung bei dem Versuchsschlepper bis zu 250 %.

Durch das Bremsen bei gleichzeitigem Auskuppeln werden die Triebtradwellen nur unwesentlich über die Normallast hinaus beansprucht.

Bei allen bisher beschriebenen Versuchen hat die Beanspruchungsspitze im Getriebe das 2,5fache des Nennmomentes nicht überschritten. Dieser verhältnismäßig geringe Wert ist auf die relativ kleine Schwungmasse des Motors des Versuchsschleppers zurückzuführen.

Statistische Messungen

Die statistischen Belastungsmessungen sollten die allgemeinen Häufigkeitsverteilungen der Motor- und Getriebebelastung klären. Außerdem war die Häufigkeit der Belastungsschöße, die über das Nennmoment des Motors hinausgehen, zu ermitteln.

Insgesamt wurden in etwa 40 Stunden reiner Meßzeit rund 1 Million einzelner Meßwerte registriert. Neben der statistischen Auswertung lief die Aufzeichnung der langzeitigen Drehmomentschwankungen der Motordrehzahl durch Tintenschreiber, sie wurde in einzelnen Fällen durch oszillographische Aufzeichnung des Momentverlaufs beziehungsweise Registrierung der Drehmomentsspitzen durch einen Tintenschreiber ergänzt. Die größte bei Feldarbeiten mit dem Tintenschreiber registrierte Momentsspitze betrug das 1,9fache des Nennmomentes. Dieser Spitzenwert ist relativ niedrig und wohl auf die konstruktiven Merkmale des Versuchsschleppers, sowie darauf zurückzuführen, daß das Einkuppeln beim Anfahren nicht mit erfaßt wurde.

Die Schleifenoszillogramme des Drehmomentverlaufs, die beim Arbeiten mit angehängten Geräten gemacht wurden, zeigen durchweg das gleiche charakteristische Bild (Abb. 8): Schnellen Schwingungen (schneller als 20 Hz), verursacht durch die Laufunruhe von Motor und Getriebe, sind Schwingungen von ungefähr 2 Hz des Systems Schwungmasse — federndes Getriebe — Schleppermasse überlagert, die hauptsächlich durch Bodenungleichmäßigkeiten angefacht werden.

Der Drehmomentschrieb mittels Tintenschreiber ermöglicht es, die Gleichmäßigkeit des bearbeiteten Bodens zu beurteilen. Er läßt auch erkennen, wenn Arbeitsgeräte oder Erntemaschinen langsame Lastschwankungen verursachen. Ein schönes Beispiel dafür ist ein Schrieb, der vom Drehmoment in der Gelenkwelle zu einem Binder aufgenommen wurde (Abb. 9). Außerdem kann man aus diesem Schrieb die Zeiten ermitteln, die für das Umlenken im Vorgewende gebraucht werden. Die Drehzahlregistrierung ist besonders dann für die Deutung des Drehmomentschriebes von Nutzen, wenn der Schlepper bis an die Grenze des Motorabwürgens

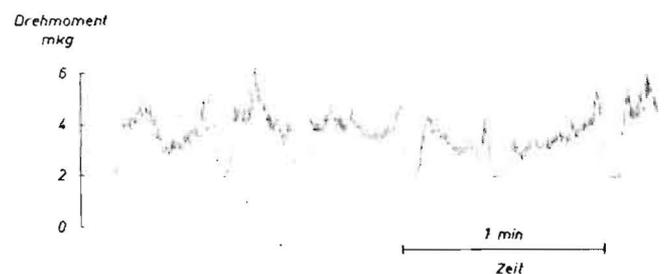
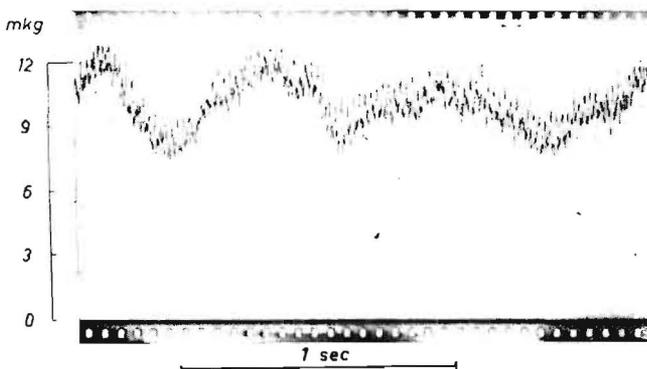


Abb. 9: Zapfwellen-Drehmomentverlauf beim Bindern

← Abb. 8: Normales Schwingungsbild im Drehmomentverlauf der Kupplungswelle

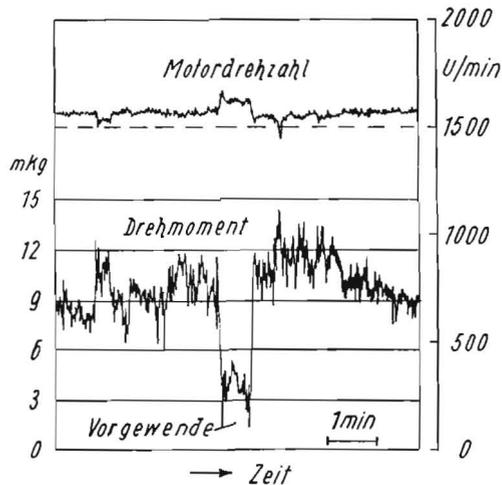


Abb. 10: Drehzahl- und Drehmomentverlauf beim Pflügen auf schwerem Boden

belastet wird (Abb. 10). Das Absinken der abgegebenen Motorleistung ist dann an dem Drehzahlrückgang deutlich zu erkennen, während sich das Drehmoment noch ein wenig erhöht.



Abb. 11: Aufnahme der Zählregistrierung

Abbildung 11 zeigt eine der Zählwerksaufnahmen, aus denen die statistischen Verteilungskurven ermittelt wurden. Bei den Versuchen wurde die Klasseneinteilung jeweils der zu erwartenden Größe der Meßwertstreuung angepaßt. Sie ist also bei den in den folgenden Bildern enthaltenen Kurven verschieden. Um einen unmittelbaren Vergleich der Kurven zu ermöglichen, wurde der Abszissenmaßstab immer so gewählt, als ob das Nenndrehmoment von 12 mkg in 10 Klassen eingeteilt worden wäre, unabhängig von der tatsächlichen Einteilung. Diese kann aus der Lage der eingezeichneten Meßpunkte entnommen werden, die jeweils die Klassenmitte angeben. Ferner wurde die Gesamtzahl der Meßpunkte = 100 gesetzt und jeweils der Prozentsatz der in die einzelnen Klassen fallenden Meßpunkte aufgetragen.

Durch dieses Normieren stimmen die Maßstäbe von Ordinate und Abszisse und die Flächeninhalte unter den Verteilungskurven bei allen Abbildungen in den Grenzen der Rechen- und Zeichengenauigkeit überein. Ein Vorteil dieser Darstellungsweise ist der, daß man den Maximalwert beziehungsweise Zentralwert der glockenförmigen Verteilungskurve nicht nur als Maß für den häufigsten Belastungswert der Verteilung benutzen kann, sondern auch ohne weitere Umrechnung als das Maß der Streuung, weil die Verteilungskurven untereinander flächengleich und meist in der Form weitgehend ähnlich sind. Daher ist die Größe der Maximalamplitude umgekehrt proportional der Streuung.

Die Frage, welche Zahl von Meßpunkten notwendig ist, um eine ausreichende statistische Genauigkeit zu erzielen, wurde durch einen Versuch entschieden.

Abbildung 12 zeigt vier Verteilungskurven, die von einem Pflugversuch stammen. Bei diesem und einem Teil der übrigen Versuche wurde die Registriereinrichtung während des Umkehrens im Vorgewende abgeschaltet, um ein besseres Beurteilen der Verteilungskurve zu ermöglichen. Erst bei der Aufstellung eines Belastungsgebirges zum Ermitteln der Lebensdauer am Schluß der Arbeit wurden die beim Wenden auftretenden Belastungen entsprechend berücksichtigt.

Die Kurven A und C umfassen je 3600 Meßpunkte auf 6 x 2 Pflugfurchen, die Kurven B und D je 1800 Meßpunkte auf 3 x 2 Furchen. Mittelt man die Maximalwerte der vier Kurven unter Berücksichtigung der ungleichen Meßpunktzahlen, so ergeben sich $88,6 \pm 1,4\%$ des Nenndrehmoments für den häufigsten Wert und andererseits $35,8 \pm 2,4\%$ als Maß für die Streuung. Die Toleranzen geben dabei den Bereich an, in den alle vier Meßwerte hineinfallen. Dieser Bereich ist so gering, daß man in diesem Fall sich mit 1800 Meßpunkten zur Ermittlung des Maximalwertes und des groben Verlaufs der Verteilungskurve hätte begnügen können.

Eine so niedrige Zahl von Meßpunkten genügt natürlich nur dann, wenn sich die Bodenbeschaffenheit auf der Versuchsstrecke oder die Einstellung des Arbeitsgerätes nicht wesentlich ändern. Wenn diese Voraussetzungen erfüllt sind, ist die Verteilungskurve in guter Annäherung durch eine Gauß'sche Normalverteilung ersetzbar, das heißt, die Häufigkeit h einer Meßwertklasse hängt vom Meßwert x in der Form

$$h = a \cdot e^{-bx^2}$$

ab.

Wenn sich irgendwelche Faktoren, die die Momentverteilung bestimmen, während des Versuchs ändern, wenn etwa das bearbeitete Feld aus Stücken verschiedener Bodenbeschaffenheit besteht oder nicht eben ist, dann erhält man natürlich größere Abweichungen von der Normalform, beziehungsweise beliebige Mischverteilungen. Die Analyse dieser Verteilungen ist durch Auftragen der Summenkurve in dem von Daevés und Beckel [4] angegebenen Wahrscheinlichkeitsnetz besonders einfach. In diesem bildet sich die Summenkurve einer Gauß'schen Normalverteilung als Gerade ab. Das Häufigkeitsmaximum, die Streuung und gegebenenfalls die Zusammensetzung aus mehreren Normalverteilungen sind sofort ersichtlich. Diese Darstellungen in dem Wahrscheinlichkeitsnetz sind aber zunächst nicht so anschaulich wie im Linearnetz.

Abbildung 13 zeigt die Kurvenschar eines Pflugversuches, bei dem nach je 2 x 2 Furchen mit ca. 7000 Meßpunkten die

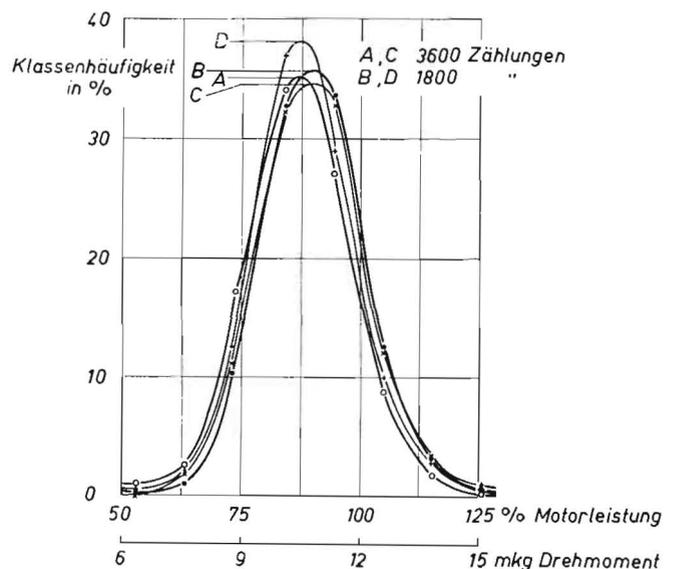


Abb. 12: Vergleich der Teilergebnisse bei einem Pflugversuch auf leichtem Boden

Furchentiefe um etwa 2 cm verändert wurde, von 18 bis auf insgesamt 24 cm. Man sieht, daß sich dabei nicht nur der Mittelwert um Schritte von fast 1 mkg verschiebt, sondern daß sich auch die Streuung etwa im gleichen Verhältnis vergrößert. Die gestrichelt eingezeichnete Kurve der gesamten Verteilung ist stärker abgeplattet als eine Normalkurve.

Als Arbeit, bei der im allgemeinen die ganze verfügbare Schlepperleistung ausgenutzt wird, war das Pflügen für diese

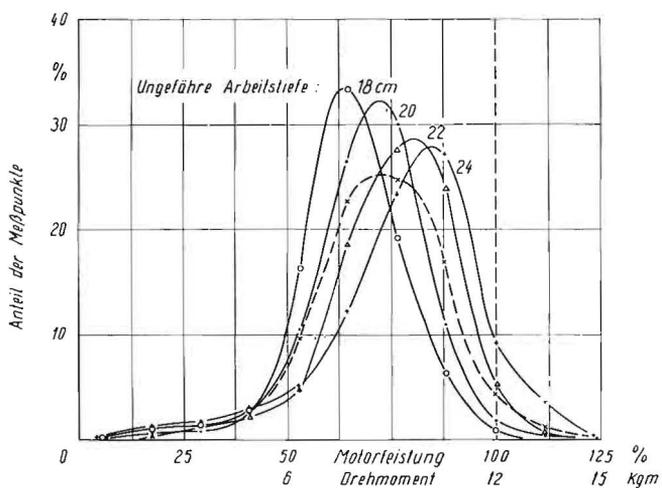


Abb. 13: Änderung der Häufigkeitsverteilung durch Änderung der Arbeitstiefe beim Pflügen auf mittlerem Boden

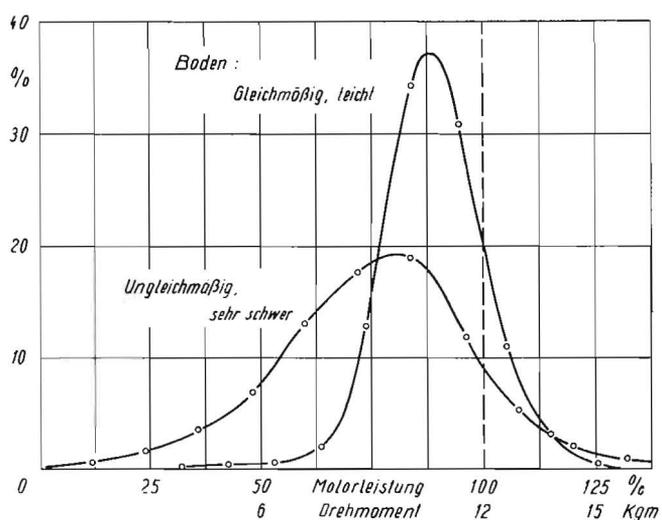


Abb. 14: Häufigkeitsverteilungen beim Pflügen auf gleichmäßigem und ungleichmäßigem Boden

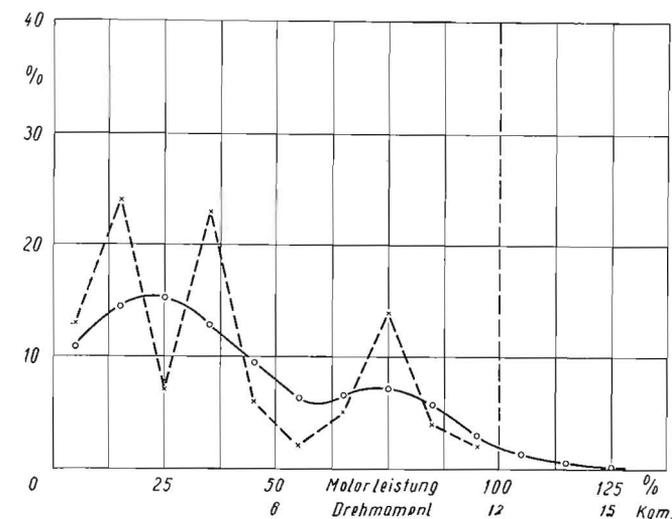


Abb. 15: Gesamtbelastungsverteilung für eine angenommene Lebensdauer

Untersuchungen besonders interessant. In Abbildung 14 sind die Verteilungskurven übereinandergezeichnet, die auf dem „leichtesten“ und dem „schwersten“ Boden unserer Versuchsreihe gewonnen wurden. In beiden Fällen wurde versucht, durch entsprechende Wahl von Furchenquerschnitt und Arbeitsgeschwindigkeit schon vor den Meßversuchen den Schlepper möglichst voll auszulasten. Trotzdem ist das häufigste Moment der Kurve mit der größeren Streuung geringer, weil für die höheren Drehmomentspitzen eine Reserve gebraucht wird, um nicht Gefahr zu laufen, den Motor dauernd abzuwürgen.

Unter verschiedenen landwirtschaftlichen Bedingungen und mit verschiedenen Arbeitsgeräten wurden Verteilungen gefunden, die von der Normalform nur wenig abweichen, aber natürlich verschiedene Mittelwerte und Streuungen haben. Ein anderer Teil der Versuche ergab aber mehrgipfelige und andere Mischverteilungen, verursacht durch Boden- oder Bestandsungleichmäßigkeiten oder vermutlich (besonders bei zapfwellengetriebenen Maschinen) durch die Eigenschwingungsverhältnisse der Geräte. Diese Kurven haben aber keine allgemeine Bedeutung und sind hier nicht einzeln aufgezeichnet.

Um zu einer allgemein gültigen Aussage zu gelangen, wurde stattdessen versucht, die Häufigkeit der einzelnen Belastungsklassen über die gesamte Laufzeit des Schleppers zu ermitteln. Dabei läßt sich ein gewisses Maß von Willkür sicher nicht vermeiden, denn man kann nur grob abschätzen, wie sich die gesamte Laufzeit des Schleppers auf die einzelnen Arbeiten und deren jeweilige Bedingungen verteilt, für die statistische Verteilungskurven nur unter durchschnittlichen Verhältnissen gemessen wurden.

Diese Annahmen stützen sich im wesentlichen auf eine Arbeit von Seifert [5]. Ihre Ergebnisse berücksichtigen die Verhältnisse in 13 deutschen landwirtschaftlichen Betrieben verschiedener Struktur und Größe und 3 Farmen in den USA. Die für die einzelnen Arbeiten angegebenen mittleren Belastungen stimmen gut mit den eigenen Meßergebnissen überein.

Wenn man nur die relativen Häufigkeiten für diese Mittelwerte aufträgt, erhält man die in Abbildung 15 gestrichelt gezeichnete Verteilung mit drei ausgeprägten Maxima (Leerfahrten, leichte und schwere Feldarbeiten). Berücksichtigt man dagegen die bei diesen Versuchen gemessenen Streuungen, so wird aus dem stark zerklüfteten Belastungsgebirge ein sanftes Hüggelland (die ausgezogene Kurve in Abb. 15).

An dieser Kurve interessiert den Getriebekonstrukteur natürlich vor allem der Teil, der über das Nennmoment hinausgeht und die Belastungsfälle enthält, bei denen unter Umständen die Dauerfestigkeit des Werkstoffes überschritten wird. Für die Darstellung dieser Werte ist der in Abbildung 15 benutzte Maßstab ungeeignet, weil im Bereich der Zeitfestigkeit die absolute Zahl der Lastspitzen und ihre Größe maßgebend sind. Es ist zweckmäßig, hierfür die Häufigkeitsachse (Klassenhäufigkeit in Prozenten) logarithmisch zu teilen, wie das in Abbildung 16 geschehen ist. Der Momentmaßstab ist linear geblieben. Der rechte Ordinatenmaßstab gibt die Zahl der Momentspitzen in der betreffenden Klasse absolut an. Die erhaltenen Kurven ähneln einer Parabel. Das weist auf die Zusammensetzung aus Normalverteilungen hin. Wird eine größere Zahl von Normalverteilungen mit statistisch streuenden Zentralwerten klassenweise aufsummiert, so erhält man wieder eine Normalverteilung. Diese bildet sich bei logarithmisch geteilter Häufigkeitsachse als Parabel ab, wie bei Logarithmieren der oben angegebenen Formel leicht einzusehen ist.

Abbildung 16 zeigte die Kurve für den Pflugversuch auf schwerstem Boden, dessen Verteilungskurve in Abbildung 14 gezeichnet war. Abbildung 17 zeigt die Kurve, die nach den erwähnten Annahmen über die ganze Lebensdauer erhalten wurde. In ihr sind nur die Ergebnisse unserer Feldversuche, aber nicht die extremen Beanspruchungen enthalten, die gesondert besprochen wurden.

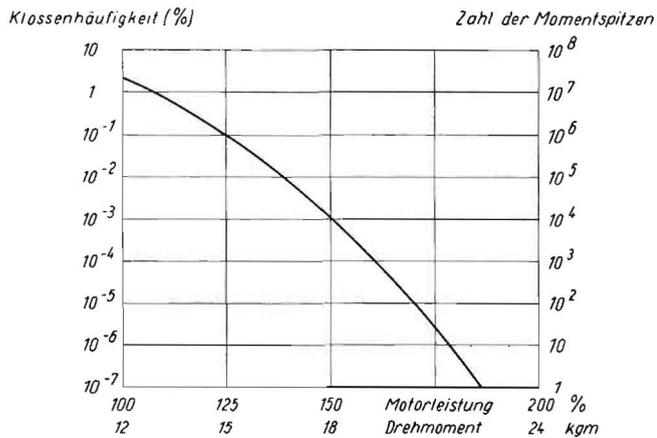


Abb. 16: Vollastüberschreitungen bei einem Pflugversuch

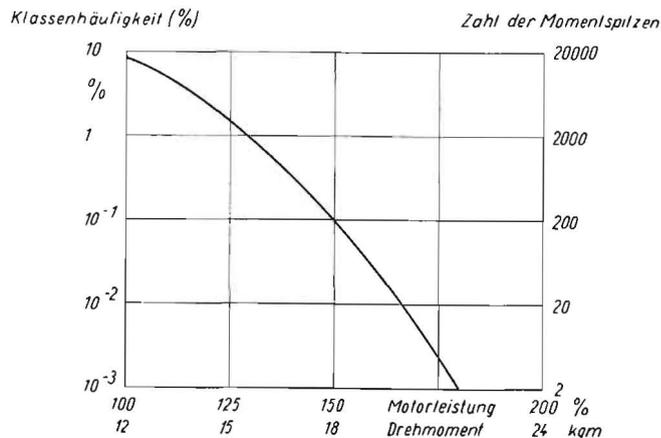


Abb. 17: Vollastüberschreitungen, bezogen auf die Lebensdauer

Zusammenfassung

Die entwickelte Meßmethode bietet speziell für die Untersuchung von Getriebebeanspruchungen in Ackerschleppern besondere Vorteile.

Ihr kennzeichnendes Merkmal ist die Zurückführung der Meßwertübertragung auf die Weiterleitung zweier periodischer Zeitmarken, das heißt, die Anwendung von Pulsmodulation. Die Unempfindlichkeit dieses Modulationsverfahrens gegenüber Störungen aller Art ermöglicht es, die Meßwerte drahtlos zu übertragen und so die Untersuchungen vorzunehmen, ohne daß Fahrer und Schlepper im geringsten in ihrer Arbeit gestört werden.

Im ersten Teil wurden nur extreme Belastungsfälle untersucht. Die erhaltenen Drehmomentspitzen haben das 2,5fache des Nenn Drehmoments nicht überschritten. Das ist auf das kleine Schwungrad und die hohe Drehelastizität des Triebwerks des verwendeten Schleppers zurückzuführen.

Die in den statistischen Messungen ermittelten Belastungsverteilungen ähneln im allgemeinen Gauß'schen Normalverteilungen mit unterschiedlicher Streubreite, die von der Art der Schlepperarbeit, der Bodenbeschaffenheit und anderen Umständen abhängen. Setzt man die bei verschiedenen Einsätzen des Versuchsschleppers gewonnenen Ergebnisse zu einem Belastungsgebirge entsprechend den während der Lebensdauer eines vergleichbaren Schleppers anfallenden Ar-

beiten zusammen, so läßt sich der über das Nenn Drehmoment hinausgehende Teil ebenfalls durch einen Ast einer Normalverteilung darstellen, nach der ein einmaliger Spitzenwert vom 1,9fachen des Nenn Drehmoments auftrat.

Bei diesen Versuchen wurden die beim Einkuppeln auftretenden Beanspruchungen nicht miterfaßt. Sie sind in anderen Arbeiten untersucht worden. Durch die nunmehr erreichte Kenntnis der sonstigen Beanspruchungen kann aber das Rutschmoment der Kupplung richtig gewählt werden.

Die beschriebenen Meßergebnisse bedürfen noch der Ergänzung durch Messungen an anderen Schleppertypen.

Schrifttum:

- [1] Glaubitz, H.: Die dynamischen Beanspruchungen in Kraftfahrzeugtriebwerken. Mit Schrifttum. ZVDI 100 (1958), H. 5, S. 173—183
- [2] Straub, H.: Drehmomentmessungen an Lastwagen und Ackerschleppern. ATZ 58 (1956), H. 5
- [3] Floman, E. F. und A. Tait: An electronic Phasemeter. Proceedings IRE, P. 207, Febr. 1949
- [4] Murbach, E.: Ein neuartiger elektronischer Drehmomentmesser. Bulletin des Schweizerischen Elektrischen Vereins, 46. Jahrgang, H. 26, S. 1241
- [5] Vogt, H. J. und E. Zimmer: Automatische Klassifikation und Speicherung von Meßergebnissen. Elektronik 6 (1957), H. 7, S. 191
- [6] Haack, M.: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3 (1953), H. 1, S. 1—13
- [7] Seifert, A.: Belastung und Kraftstoffverbrauch von Schleppermotoren. Zu: Berichte über Landtechnik, H.VIII Teil 4, Wolfratshausen 1950. S. 7—12.

Résumé:

Dipl.-Phys. A. Gerlach: „Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern.“

Bisher wurden Messungen über die Triebwerksbelastung sowohl an Straßenfahrzeugen als auch an Ackerschleppern nur in ausgesuchten Belastungsfällen veröffentlicht. Um die Belastungsverhältnisse in einem Schleppergetriebe während der gesamten Lebensdauer des Schleppers zu erfassen, hat der Verfasser eine Meßeinrichtung entwickelt, mit der einerseits die Untersuchung von Spitzenbeanspruchungen in besonderen Belastungsfällen, andererseits Langzeitmessungen bei normalem Schleppereinsatz ohne nennenswerte Beeinträchtigung des Fahrers möglich sind. Diese Einrichtung wird beschrieben. — Bei der Untersuchung extremer Belastungsfälle haben die Drehmomentspitzen das 2,5fache des Nenn Drehmoments nicht überschritten. Die in den statistischen Messungen ermittelten Belastungsverteilungen ähneln im allgemeinen Gauß'schen Normalverteilungskurven mit unterschiedlicher Streubreite, je nach Art der Schlepperarbeit, Bodenbeschaffenheit usw.

Dipl.-Phys. A. Gerlach: „Determination of Stresses in Transmissions of Agricultural Tractors.“

Up to the time of writing, measurements of stresses obtaining in the transmission systems of road vehicles and agricultural tractors have only been published when loading conditions were such that especially favourable results were obtained. In order to determine the stresses in the transmission during the whole of the life of the tractor, the writer developed measuring equipment which would not only allow of the determination of peak stresses under abnormal conditions, but would also enable stresses to be measured over lengthy periods under normal working loads and conditions and without strain upon the driver. It was found during investigations of stresses under extreme conditions that torque peaks did not exceed 2.5 times the rated torque. In general, the distribution of stresses as obtained by the application of statistical methods was similar to Gauss Standard Curves having a varying dispersion according to the work performed, soil conditions, etc.

Dipl.-Phys. A. Gerlach:

«Détermination des forces supportées par le système transmission des tracteurs agricoles.»

On n'a publié jusqu'ici que des mesures de forces supportées lors d'efforts particuliers par les systèmes de transmission de véhicules de route et de tracteurs agricoles. Pour déterminer les charges supportées par le système de transmission d'un tracteur pendant toute sa durée de vie, l'auteur a conçu un appareil de mesure qui permet, d'une part, d'étudier les points de force lors d'efforts particuliers, et, d'autre part, d'effectuer des mesures de longue durée pendant l'utilisation normale du tracteur sans que le conducteur ne soit gêné outre mesure par l'installation de l'appareil. L'auteur décrit l'appareil de mesure. L'examen des cas d'efforts extrêmes a révélé que les points de couple ne dépassent pas deux fois et demie le couple nominal. Les répartitions de la force déterminées par des mesures statistiques ressemblent en général aux courbes de répartition normales de Gauss avec une dispersion variant en fonction de la nature du travail, de la structure du sol et d'autres facteurs.

A. Gerlach, físico dipl.:

«Investigación de las sollicitaciones en el mecanismo de accionamiento de tractores agrícolas.»

Hasta la fecha se han publicado las mediciones efectuadas de las sollicitaciones del mecanismo de accionamiento, tanto en vehículos para el servicio carretero como en tractores agrícolas, solamente en algunos casos determinados. Para abarcar todas las sollicitaciones que se presenten en el mecanismo de accionamiento durante toda la vida del tractor, el autor ha construido un dispositivo de medición que permite por una parte investigar las sollicitaciones pico que puedan presentarse en casos especiales, por otra parte las que se presenten durante largo tiempo en servicio normal, sin molestia para el conductor digna de ser tomada en cuenta. En la investigación de los casos de carga extremos, los picos del momento de giro no han pasado de 2,5 veces el valor normal. Las mediciones estadísticas del reparto normal de la carga, se parecen en general a las curvas de reparto normal, establecidas por Gauss, con diferencias variables según la clase de trabajo, las condiciones del suelo etc.