

6. Zusammenfassung

Ein neues Berechnungssystem wird vorgestellt, das die wesentlichen Bearbeitungsetappen bei der Dimensionierung oder Nachrechnung von Landmaschinenträgwerken enthält. Vor allem werden die durch EDV-Anwendung rationalisierten Teilabschnitte hervorgehoben.

Der Beitrag beinhaltet außerdem die vom Berechnungsingenieur zu lösenden Probleme bei der Aufstellung des Berechnungsmodells, der Lastannahmen und der Auswertung der Rechenergebnisse. Er zeigt die verantwortungs-

volle Rolle des Berechnungsingenieurs bei der beanspruchungsgerechten Dimensionierung und Gestaltung der tragenden Baugruppen und damit dessen Einflußnahme auf die Materialökonomie bei der Entwicklung moderner Landmaschinen. Als Beispiel für die Anwendung des Verfahrens werden die statischen Systeme eines Getreideschneidwerks und eines Mäh-dreschermaschinengestells erläutert.

Literatur

[1] Witt, D.; R. Rosner, H.: Lastannahmen zur Berech-

nung von Fahrzeugrahmen. Maschinenbautechnik 21 (1972) H. 1, S. 24—26.

[2] Kritzner, B.: Berechnung der Stützkkräfte von Landmaschinenbaugruppen mittels EDV (Verteilungsmatrizen). 2. Kolloquium „Zuverlässigkeit und ökonomischer Materialeinsatz bei Landmaschinen“. Institut für Landmaschinentechnik Leipzig 1973.

[3] Schriftenreihe „Materialökonomie“ Nr. 11 und 15. Institut für Leichtbau und ökonomische Verwendung von Werkstoffen Dresden 1977.

A 2822

Dynamische Belastungen von Hydraulikgeräten und deren Auswirkungen

Dr. sc. techn. E. Hlawitschka, KDT, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik

Verwendete Formelzeichen

- ä effektive Schwingbeschleunigung
- f Frequenz
- g Erdbeschleunigung
- n Drehzahl
- p Druck
- t Zeit
- V Volumen
- z Anzahl der Verdrängereinheiten
- δ Ungleichförmigkeitsgrad

Zur Sicherung einer hohen Grenznutzungsdauer von Hydraulikgeräten ist es notwendig, die auf das Abnutzungsverhalten wirkenden Einflüsse beim Einsatz dieser Hydraulikgeräte in mobilen Landmaschinen zu untersuchen. Zu den konkreten Einsatzbedingungen von Hydraulikanlagen in der Landtechnik gehören neben dem Betriebsdruck, der Betriebstemperatur, der Ölverschmutzung und den zeitlichen Veränderungen dieser Größen auch die dynamischen Belastungen der Hydraulikgeräte bzw. deren Elemente. Druckspitzen, die dynamische Belastungen zur Folge haben, verursachen Beschleunigungsspitzen in bewegten Systemen, erzeugen starke Geräusche und können bei entsprechend großer Amplitude zur Zerstörung von Bauelementen führen. Daß durch dynamische Belastungen eine Verminderung der Grenznutzungsdauer zu erwarten ist, bestätigen Beobachtungen in der Praxis und durchgeführte schadensanalytische Untersuchungen [1]. Diese Erscheinung kann erklärt werden aus der Tatsache, daß sich die dynamischen und statischen Belastungen überlagern und somit größere, die Abnutzung und Zerstörung fördernde Beanspruchungen entstehen. Da viele Elemente in Hydraulikgeräten bereits im Normalfall einer hohen Werkstoffbeanspruchung unterliegen, können zusätzliche dynamische Belastungen die Schadensentwicklung sehr stark beeinflussen.

Im folgenden sind unter dynamischen Belastungen an Hydraulikanlagen im erweiterten Sinne zeitlich sich ändernde Belastungen zu verstehen, die ihre Ursache haben in

- inneren dynamischen Belastungen durch parametererregte Schwingungen und bauteilbedingte Einschwingvorgänge
- äußeren dynamischen Belastungen infolge

stochastisch schwankender Arbeitswiderstände und von außen eingeleiteter stochastisch und periodisch wechselnder Belastungen.

Die Ursachen der dynamischen Belastungen und ihre Wechselwirkungen sind im Bild 1 zusammengestellt worden. Man erkennt, daß die inneren dynamischen Belastungen vorwiegend aus konstruktiven Gegebenheiten der Hydraulikgeräte und des Hydrauliksystems resultieren, während die äußeren dynamischen Belastungen in hohem Maß durch die Einsatzverhältnisse bestimmt werden.

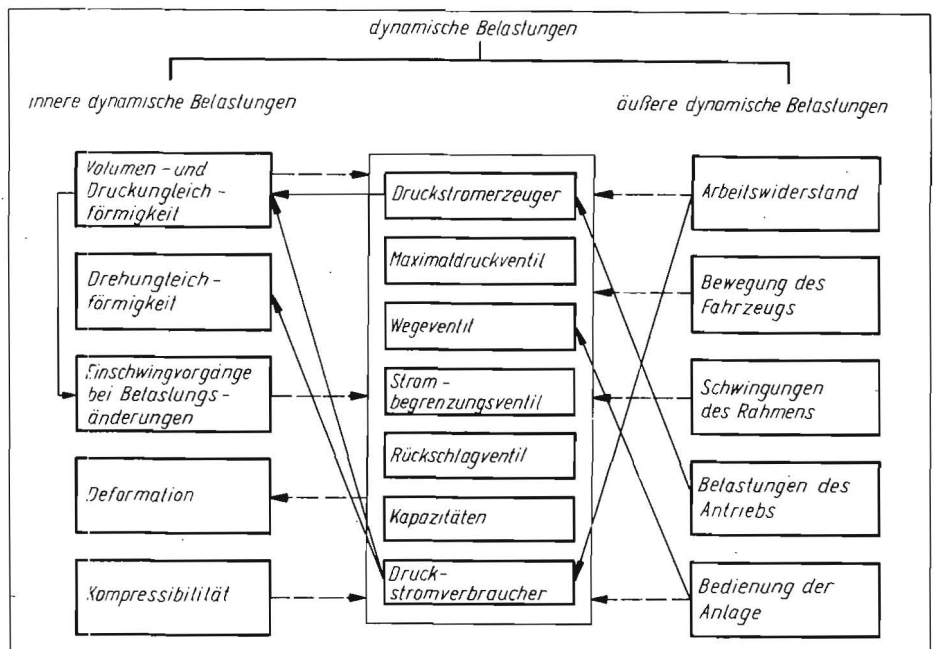
1. Innere dynamische Belastungen

Sowohl der konstruktive Aufbau der Hydraulikgeräte als auch das verwendete Fluid bestimmen die dynamischen Belastungen. Die Hydraulikgeräte und deren Elemente sind schwingungsfähige Gebilde, die durch unetstetige Verdrängerwirkung der Hydraulikpumpen und

-motoren, durch Schaltvorgänge an Ventilen, durch die Kompressibilität des Fluids usw. zu Schwingungen angeregt werden. Teilweise können auch äußere Einflüsse innere dynamische Belastungen hervorrufen, die dann, wenn sie unter 30 Hz liegen [3], wegen der geringen Dämpfung hydraulischer Systeme Resonanzerscheinungen bewirken.

Innere dynamische Belastungen haben ihre wesentliche Quelle in der diskontinuierlichen Verdrängung, die bei vielen Pumpen und Motoren vorhanden ist. Sowohl die Volumengleichförmigkeit, die durch die geometrisch-kinematische Gestaltung der Geräte bedingt ist, als auch der infolge unterschiedlicher Größe der Dichtflächen während der Bewegung pulsierende Leckölstrom rufen Schwankungen des Flüssigkeitsstroms in der Anlage hervor. Diese sind Ursache für Schwankungen des Betriebsdrucks. Wenn z Verdrängerelemente vorhanden sind und diese die Flüssigkeit n-mal je Sekunde

Bild 1. Dynamische Belastungen des Hydraulikkreislaufs [2]



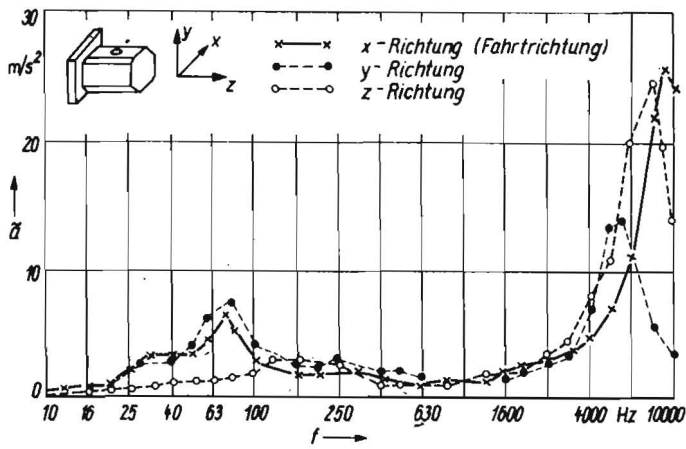


Bild 2. Frequenzspektrum der effektiven Schwingbeschleunigung an der Zahnradpumpe A 16 des Mähreschers E 512

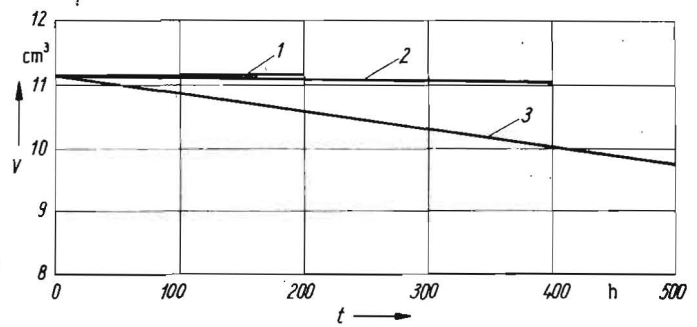


Bild 3. Verhalten des effektiven Fördervolumens $V = f(t)$ von Zahnradpumpen A 16, TGL 10859 (gemittelte Werte nach [2]);
 1 ohne äußere dynamische Belastung
 2 rotatorische Schwingungsbelastung ($f = 48,5 \text{ Hz}$, $\delta = 1/8$)
 3 translatorische Schwingungsbelastung ($f = 30 \text{ Hz}$, $\bar{a} = 100 \text{ m/s}^2$)

verdrängen, ergibt sich die Frequenz f der Druckschwankungen aus

$$f = n z. \quad (1)$$

Neben den genannten Ursachen sind Stick-Slip-Erscheinungen bei Hydraulikmotoren eine weitere Quelle innerer dynamischer Belastungen. Dabei wird infolge des bei niedrigen Drehzahlen bzw. Arbeitsgeschwindigkeiten auftretenden abwechselnden Gleitens und Haftens des mechanischen Abtriebsorgans die Flüssigkeitssäule zu Schwingungen angeregt, so daß auch durch das Fluid die Bauelemente des Hydraulikkreislaufs dynamisch belastet werden. Eine weitere Ursache des Entstehens von Druckspitzen ist durch die Wegeventile gegeben. Besonderen Einfluß auf die Öffnungs- und Schließcharakteristik dieser Geräte, die u. a. auch die Ausbildung des hydraulischen Stoßes und damit der Druckspitze bestimmt, hat die konstruktive Gestaltung der Steuerkanten des Kolbenlängsschiebers und des Ventilgehäuses. Diese und die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit wirken maßgeblich auf die Entstehung von Druckspitzen ein. Mit dem Ziel der Reduzierung der dynamischen Belastungen beim Schalten von Wegeventilen und der Verbesserung der Dämpfung werden deshalb die Kolbenlängsschieber mit Fasen, Axialkerben bzw. Fräsungen versehen.

Auch die anderen im Hydraulikkreislauf angeordneten Ventile sind nicht ohne Auswirkung auf die dynamischen Belastungen. Alle Regel-, Öffnungs- und Schließvorgänge verursachen Unstetigkeiten des Flüssigkeitsstroms und daher Druckschwankungen. Bekannt ist, daß z. B. Ventilschwingungen beim plötzlichen Ansprechen von Maximaldruckventilen [4] oder das plötzliche Schließen eines Rückschlagventils [5] erhebliche Druckspitzen erzeugen. Die geräte- und betriebsspezifischen Druckschwankungen werden durch deren Frequenz und Amplitude charakterisiert. Das Bestreben geht dahin, beide Größen so stark zu reduzieren, daß Auswirkungen auf das Schädigungsverhalten der Hydraulikgeräte ausbleiben. Nachfolgend werden einige Faktoren genannt, die auf die Höhe der Druckschwankungen einwirken:

— Die Kapazität des Hydrauliksystems, d. h. die Speicherwirkung der Leitungen und gegebenenfalls der angeordneten Flüssigkeitsspeicher, beeinflußt maßgeblich die Druckschwankungen. Dämpfung und Fre-

quenz sind umgekehrt proportional der Größe der Anlagenkapazität [6]. Flüssigkeitsspeicher wirken jedoch nur dann stark dämpfend, wenn sie in unmittelbarer Nähe des Ortes der Erzeugung der Druckspitzen angeordnet werden.

- Die Kompressibilität des Fluids nimmt mit steigendem Druck und sinkender Temperatur ab. Daher verringert sich die Dämpfung mit Erhöhung des Betriebsdruckes und absinkender Betriebstemperatur.
- Große Leckölströme haben eine erhöhte Dämpfung zur Folge [3]. Daher wirkt ein hoher volumetrischer Wirkungsgrad amplituden- und frequenzsteigernd.
- Hohe Strömungsgeschwindigkeiten führen zur Verringerung der Viskosität des Fluids und haben daher eine verminderte Dämpfung und eine Erhöhung der Frequenz und Amplitude zur Folge.

2. Äußere dynamische Belastungen

Das Auftreten äußerer dynamischer Belastungen ist vorwiegend an den mobilen Einsatzbereich der Hydraulikgeräte gebunden. Bei stationären Anlagen lassen sich die Fundamente meist so steif ausführen und die Antriebseinheiten so auswählen, daß weder translatorische noch rotatorische Schwingungen auf die Hydraulikgeräte übertragen werden.

Hydraulikgeräte in mobilen Maschinen können durch verschiedene Einflüsse zum Schwingen angeregt werden (Bild 1). Folgende Erregerquellen sind zu nennen:

- An den Arbeitsorganen rufen die Arbeitswiderstände stochastisch verteilte Belastungen hervor, die die Hydraulikgeräte — vornehmlich die Hydraulikmotoren — zu Schwingungen anregen.
- Beim Überfahren von Fahrbahnebenen wird das Fahrzeug in Schwingungen versetzt, so daß diese auch auf die Hydraulikgeräte wirken. Während Messungen [1] Maximalbeschleunigungen von $4g$ ergaben, wird oft auch mit solchen von $20g$ gerechnet.
- Schwingungen von Baugruppen der Fahrzeuge können auf die Hydraulikgeräte übertragen werden. An einer Zahnradpumpe, die über einen Rahmen direkt mit einem Dieselmotor verbunden war, wurden Schwingbeschleunigungen von $25g$ gemessen [7].
- In die Hydraulikpumpen werden bei direkter

Kopplung mit Antriebseinheiten hoher Drehungsgleichförmigkeit neben Translations- auch Drehschwingungen eingeleitet.

— Die Bedienung des Fahrzeugs wie auch der Hydraulikanlage kann Ursache für eine Schwingungsanregung sein.

Bei äußerer Anregung der Hydraulikgeräte führen sie und ihre Elemente Schwingbewegungen aus. Infolge der dadurch bedingten Beschleunigungen und Relativbewegungen der einzelnen Paarungsteile besteht die Gefahr erhöhter Verschleißintensität bzw. im Extremfall die Möglichkeit des Bruches einzelner Elemente. Es ist zu erwarten, daß die Auswirkungen der Schwingbewegungen frequenz- und amplitudenabhängig sein werden. Ebenso ist die Schwingungsrichtung nicht ohne Einfluß. Eine Einschätzung der Schwingbeschleunigung als Maß der Amplitude darf nicht ohne Beachtung der dabei vorhandenen Schwingfrequenz erfolgen, d. h. Schwingbeschleunigungsangaben müssen frequenzbewertet erfolgen, wenn prognostische Aussagen über das Verschleißverhalten infolge dynamischer Belastungen getroffen werden sollen. Als Beispiel eines Frequenzspektrums sind im Bild 2 die Meßwerte der effektiven Schwingbeschleunigung an der Zahnradpumpe des Mähreschers E 512 wiedergegeben worden. Zieht man in Betracht, daß nach Angaben von [8] Schwingbeschleunigungen im Frequenzbereich von 10 bis 50 Hz zur Erhöhung der Verschleißintensität führen, dann dürfte auch die Zahnradpumpe im Mährescher E 512 erhöhtem Verschleiß durch dynamische Belastungen ausgesetzt sein. Den bei hohen Frequenzen gemessenen großen Beschleunigungswerten wird kein wesentlicher schädigender Einfluß zugemessen. Ein qualitativ ähnliches Frequenzspektrum ergab sich auch bei Messungen am Feldhäcksler E 280 [2]. Bemerkenswert ist, daß die Spitzenbeschleunigungen an der Zahnradpumpe des Mähreschers E 512 den 4,5fachen Wert der Effektivbeschleunigung erreichen können.

Zur Abschätzung des Einflusses äußerer dynamischer Belastungen an Zahnradpumpen wurden Experimente durchgeführt [2]. Mit Hilfe von zwei Versuchsständen konnten die Auswirkungen translatorischer und rotatorischer Schwingungsbelastungen an Zahnradpumpen A 16, TGL 10859, bei Nennbelastung getrennt ermittelt werden. Aussagen über die Auswirkungen der äußeren dynamischen Belastungen

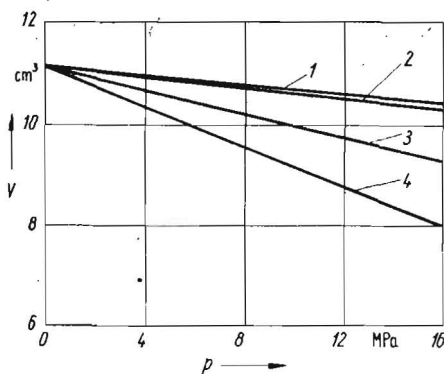


Bild 4. Kennlinien $V = f(p)$ von Zahnradpumpen A 16, TGL 10859 (gemittelte Werte nach [2]):
 1 ohne äußere dynamische Belastung nach 200 h
 2 rotorische Schwingungsbelastung ($f = 48,5 \text{ Hz}$, $\delta = 1/8$) nach 200 h
 3 translatorische Schwingungsbelastung ($f = 30 \text{ Hz}$, $\ddot{a} = 100 \text{ m/s}^2$) nach 200 h
 4 wie 3 nach 400 h

auf das Verschleißverhalten der Zahnradpumpen waren über die Messung des effektiven Fördervolumens und des Verschleißes an den jeweiligen Verschleißpaarungen möglich. Aus diesbezüglichen Untersuchungen an mehreren Zahnradpumpen, die sich über eine Zeitspanne bis zu 500 Betriebsstunden erstreckten, läßt sich der tendenzielle Verlauf der Schädigung wie folgt angeben:

— Zahnradpumpen, die einer translatorischen Schwingungsbelastung ($f = 30 \text{ Hz}$, $\ddot{a} = 100 \text{ m/s}^2$) ausgesetzt wurden, weisen mit fortschreitender Betriebszeit eine eindeutige Abnahme des effektiven Fördervolumens auf (Bild 3). Im untersuchten Zeitraum verläuft die Fördervolumenabnahme nahezu linear.

Zahnradpumpen, die translatorisch-dynamisch belastet werden, weisen bereits nach einer Betriebszeit von 200 Stunden eine eindeutige Veränderung der Kennlinie $V = f(p)$ auf (Bild 4). Die Kennlinie zeigt einen steileren Abfall, d. h. der Förderstrom weist eine größere Druckabhängigkeit auf, als es bei Pumpen ohne dynamische Belastung der Fall ist.

Bei translatorisch-dynamisch belasteten Zahnradpumpen stellt sich Verschleiß vorwiegend an den Dichtflächen ein, die den Axialspalt bilden. Die anderen Dichtpaarungen zeigen keine allein den dynamischen Belastungen zuzuschreibenden Verschleißerscheinungen. Mit fortschreitender Betriebszeit wächst der Verschleiß im Axialspalt progressiv. Nach 500 Betriebsstunden war etwa die Hälfte der zulässigen Verschleißbetrags erreicht.

— Zahnradpumpen, die einer rotorischen Schwingungsbelastung ($f = 48,5 \text{ Hz}$; $\delta = 1/8$) ausgesetzt wurden, zeigten innerhalb der Untersuchungszeit von 400 Betriebsstunden keine signifikante Abnahme des effektiven Fördervolumens, obwohl der Ungleichförmigkeitsgrad δ der Drehbewegung weit extremere Werte als bei üblichen Antriebsaggregaten hatte.

Innerhalb des Untersuchungszeitraums änderte sich bei rotorisch-dynamischer Belastung die Kennlinie $V = f(p)$ nicht in signifikanter Weise. Abweichungen der Ergebnisse verschiedener Pumpen lagen innerhalb des Meßfehlers.

An den die Dichtpaarungen bildenden Elementen der Zahnradpumpen, die der rotorisch-dynamischen Schwingungsbelastung ausgesetzt waren, konnte extremer Verschleiß nicht beobachtet werden.

Bemerkenswert ist also das Ergebnis, daß Zahnradpumpen o. g. Typs vorwiegend durch Translationsschwingungen geschädigt werden. Allerdings lassen die Untersuchungsergebnisse noch keine umfassende Einschätzung der dynamischen Belastbarkeit von Zahnradpumpen zu, da durch die Experimente nicht das gesamte Spektrum der Schwingungserregung erfaßt wurde. Die Untersuchungsergebnisse bieten aber die Basis dafür, die Tendenzen des Verschleißverhaltens von Zahnradpumpen bei dynamischer Belastung anzugeben. Sobald statistisch gesicherte Ergebnisse, die auch einen entsprechend langen Zeitraum erfassen, vorliegen, wird es möglich sein, die durch die dynamischen Belastungen geminderte Grenznutzungsdauer anzugeben. Für ein konkretes Belastungsregime deuten die derzeit vorliegenden Untersuchungsergebnisse eine beträchtliche Verminderung der Grenznutzungsdauer an.

3. Zusammenfassung

Hydraulikgeräte sind sowohl inneren als auch äußeren dynamischen Belastungen ausgesetzt, wobei letztere vornehmlich in mobilen Maschinen auftreten. Innere dynamische Belastungen haben ihre Ursache in der diskontinuierlichen Flüssigkeitsverdrängung, im pulsierenden Leckölstrom, in der Kompressibilität des Fluids und in den durch Schaltvorgänge der Ventile ausgelösten Druckschwankungen. Äußere dynamische Belastungen sind die Folge von schwankenden Arbeitswiderständen, Fahrzeugschwingungen und Schwingungen des Antriebsaggregats. Bei Zahnradpumpen konnte durch Experimente der Einfluß translatorisch-dynamischer Belastungen auf das effektive Fördervolumen, die Kennlinie $V = f(p)$ und den Verschleiß nachgewiesen werden, während eingeleitete Drehschwingungen nahezu keine Auswirkungen hatten.

Literatur

- [1] Kuske, H.: Schadensanalytische Untersuchungen an Zahnradpumpen. Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Diplomarbeit 1974.
- [2] Kuske, H.: Untersuchungen zum tendenziellen Verschleißverhalten von Zahnradpumpen bei äußerer dynamischer Belastung. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Dissertation 1979.
- [3] Feldmann, D. G.: Rechnerische Untersuchung von Möglichkeiten zur Beeinflussung des dynamischen Verhaltens hydrostatischer Antriebe. Konstruktion 24 (1972) H. 11, S. 421—428.
- [4] Ströhl, H.: Vergleichende Betrachtungen über das stationäre und dynamische Verhalten hydraulischer Strom- und Druckbegrenzungsventile. Maschinenbautechnik 23 (1974) H. 7, S. 328.
- [5] Poller, G.: Zwangsschwingungen in hydraulischen Anlagen. Ölhydraulik und Pneumatik 7 (1963) H. 8, S. 310—316.
- [6] Hahmann, G.: Einfluß der hydraulischen Kapazitäten auf das dynamische Verhalten hydrostatischer Antriebe. Ölhydraulik und Pneumatik 18 (1974) H. 10, S. 749—752.
- [7] Tagebuchaufzeichnungen des VEB „Rotes Banner“ Döbeln zu Beschleunigungsmessungen am Lader T 159, 1973 (unveröffentlicht).
- [8] Alekseev; Cicinadze; Borisov: Einfluß von aufgebrauchten Schwingungen auf Reibung und Verschleiß von Reibpaarungen. Vortrag zum 15. Internationalen Symposium „Schmierstechnik“, Dresden 1976.

A 2828

Hinweis für unsere Leser im Ausland

Wir bitten alle Bezieher unserer Zeitschrift außerhalb der DDR, die Erneuerung der Abonnements für das Jahr 1981 rechtzeitig vorzunehmen.

Die Zeitungsvertriebsstellen Ihres Landes finden Sie auf Seite 524.

Redaktion agrartechnik