

Bild 13 und 14. Amerikanischer Dreipunktanbau mit Quik-Coupler, z. B. für Pflüge, und mit der Automatic Hitching für zapfwellengetriebene Anbaugeräte.

Gelenkwellenanschlusses kann die Arbeit mit dem zapfwellengetriebenen Dreipunktanbaugerät beginnen.

Beide Lösungen befreien den Schlepperfahrer von dem lästigen Absteigen und Anbringen von Verbindungs- oder Sicherungsgliedern. Die „Automatic-Hitching“ vereinfacht zusätzlich den Gelenkwellenanschluß erheblich. Der geforderte Freiraum von 400 mm für den Fahrer könnte durch solche Zwischenstücke mit ausgenutzt werden, wobei dann aber der Schleppersitz von der Schlepperseite aus (möglichst von beiden) besteigbar sein müßte.

Wenn es darüber hinaus noch gelingt, den ein- oder zweiachsigen Ackerwagen so zu ergänzen, daß sein An- und Abhängen tatsächlich vom Fahrersitz aus vorgenommen werden kann, dann wäre dem Einmannbetrieb sehr geholfen. Für den Einachswagen ist seit Jahren eine Ausführung bekannt, bei welcher die Zugdeichsel mittels der zwischen den unteren Lenkern befindlichen Ackerschne angehoben wird, wobei gleichzeitig die Stützrolle mit hochgeklappt wird. Durch kurzes Zurückstoßen mit dem Schlepper kann die Zugöse mit der Zugvorrichtung des Schleppers verbunden und zugleich die Zapfwelle selbständig mitgekuppelt

werden. Vielleicht wäre beim Einachser, der als Mehrzweckfahrzeug schon viele Freunde gefunden hat, nicht nur über eine zuverlässige Schnellkupplung mit dem Schlepper, sondern auch dadurch einiges zu erreichen, daß man ihn wirklich verwindungssteif baut und das oft recht unzureichende Stützrad so auslegt, daß die bei ungünstiger Lastverteilung auftretenden Beanspruchungen auch sicher aufgefangen werden. Es sei schließlich für den Zweiachsler eine Einrichtung angeregt, die man auf das Zugdreieck setzen könnte, die dem knapp vorgefahrenen Schlepper eine Höhenverstellung dieses Zugdreiecks vom Fahrersitz aus ermöglicht.

Für den „Übergang von einer Arbeit zur anderen“ günstigere Voraussetzungen zu schaffen, ist nach den Beobachtungen bei den DLG-Prüfungen vordringlich. Der eine Mann, der künftig noch mehr als bisher mit dem Schlepper und einer Reihe von Geräten wirklich allein zurechtkommen muß, ist darauf angewiesen, daß er auch die Arbeiten des „Überganges“ schneller, mit geringstem Kraftaufwand und auf einfache, bequeme und auch sichere Weise bewältigen kann.

Prüfstandversuche mit Kunststoffgleitlagern

Von **Rudolf von Ow**, Aachen

Im Rahmen einer Untersuchung über die Anwendung von Kunststoffen im Landmaschinenbau werden Versuche mit Kunststoffgleitlagern durchgeführt¹⁾, über die nachstehend kurz berichtet wird.

Die Anwendung von Kunststoffen als Lagermaterial verspricht eine ganze Anzahl von Vorteilen, die den Wünschen des Landmaschinenbaues entgegenkommen. Diese sind: leichtes Gewicht, niedriger Preis, gute Anpassungsfähigkeit bei Verwindungen der Maschine, anspruchslosigkeit gegenüber der Genauigkeit des Einbaues, Unempfindlichkeit gegen Kantenpressung, Widerstandsfähigkeit gegen Korrosion und staubige oder schmutzige Betriebsverhältnisse und vor allem Wegfall der täglichen Schmierarbeit.

Schon die ersten in Völknerode von Finkenzeller durchgeführten Versuche mit Lagern aus Polyamid und Teflon zeigten²⁾, daß die im Schrifttum zu findenden Belastungswerte für die Verhältnisse des Landmaschinenbaues nicht annähernd erreicht werden. Im Aachener Institut für Landtechnik wurde deshalb

¹⁾ Die Untersuchungen werden im Auftrag des Kuratoriums für Technik in der Landwirtschaft (KITL) in Frankfurt durchgeführt.

²⁾ Finkenzeller, R.: Anwendungsmöglichkeiten von Kunststoffen in der Landtechnik. Grundle. d. Landtechnik Heft 11. Düsseldorf 1959. S. 95/105.

Dipl.-Ing. Rudolf von Ow ist wissenschaftlicher Assistent im Institut für Landtechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Hans Sack) der Rhein.-Westf. Technischen Hochschule Aachen.

ein Lagerprüfstand gebaut, der die Gegebenheiten des Landmaschinenbaues berücksichtigt. Der Versuchsstand ermöglicht die Prüfung von Kunststofflagern für umlaufende und schwingende Wellen. Wie bei jedem Prüfstand liegen auch bei ihm idealisierte Bedingungen vor, die eine Übertragung der Ergebnisse in die Praxis nicht ohne weiteres gestatten. Es wurden Fettschmierung und schmierungsfreier Lauf vorgesehen, ebenso die Möglichkeit, die Prüflager in staubhaltiger Luft arbeiten zu lassen. Die umlaufenden Wellen haben 40 mm, die schwingenden 30 mm Durchmesser.

Bild 1 zeigt die Belastungseinrichtung für die umlaufenden Wellen. Sie wurde in Anlehnung an eine Konstruktion der Materialprüfungsanstalt Darmstadt durchgeführt und ermöglicht die Bestimmung der im Lager auftretenden Reibung. Durch Gewichtbelastung des Winkelhebels 6 wirkt auf die drehbar gelagerte Schneide 8 die Kraft P , die über den Belastungskopf 10 und die zwei Stahlbänder 11 auf den geteilten Lagerträger 4 übertragen wird. Das infolge Lagerreibung auf den Lagerträger wirkende Reibungsmoment M_R wird von der Stange 5 durch die Kraft S im Abstand l aufgenommen. Die Kraft S wird mittels Biegefeder, auf die ein Dehnungsmeßstreifen aufgeklebt ist, gemessen. Das auf die Lagermitte bezogene Reibungsmoment ist dann

$$M_R = S l = \mu P d/2 \quad (1),$$

daraus die Reibungszahl

$$\mu = 2 M_R / d P \quad (2).$$

Der geteilte Lagerträger wurde gewählt, um die Kunststoffbuchsen nicht in die Bohrung einpressen zu müssen; durch das Einpressen entsteht nämlich ein unbestimmbarer Abrieb, der eine Verschleißbestimmung durch Wägen der Lagerbuchsen in Frage stellt. Eine Wägung der Buchsen im eingepreßten Zustand war nicht möglich, da die zur Verfügung stehende Feinwaage nur für Gewichte bis 160 p geeignet war. Durch die drehbare Lagerung der Schneide auf dem Zapfen des Winkelhebels werden Kantenpressungen im Gleitlager vermieden. Um durch das Gewicht des Belastungskopfes kein zusätzliches Drehmoment zu erzeugen, ist dieser im Drehpunkt aufgehängt, wobei sich ein Gegengewicht 13 so einstellen läßt, daß der Drehpunkt gleichzeitig Schwerpunkt des Belastungskopfes ist. Außer Belastung und Reibungszahl wurden durch Thermolemente die Temperaturen der belasteten Zone der Lagerbuchse gemessen. Der Antrieb des Prüfstandes erfolgt durch einen Drehstrommotor; die Drehzahl kann durch ein Getriebe in acht Stufen verändert werden. Die bei den Versuchen verwendeten Wellen hatten geschlichtete, gezogene und geschliffene Oberflächen; es wurden keine gehärteten Wellen verwendet. Um die Oberfläche der Welle verändern zu können und um bei Fressen der Lager und Beschädigung der Lauffläche nicht die gesamte Welle auswechseln zu müssen, wurden über die eigentlichen Wellen auswechselbare Buchsen 2 von 3 mm Wandstärke und 50 mm Länge geschoben.

Als Hauptvorteil der Kunststofflager wird vielfach der wartungsfreie Lauf angeführt. Als wartungsfrei kann man ein Lager bezeichnen, das entweder überhaupt nicht geschmiert zu werden braucht, oder ein beim Einbau auf Lebenszeit geschmiertes Lager. Es soll zunächst auf die Möglichkeiten ungeschmierter Lager eingegangen werden. Um es gleich vorweg zu sagen, die in dieser Hinsicht in die Kunststoffe gesetzten Erwartungen haben sich nicht ganz erfüllt. Dies kommt auch im Prospekt eines Lagerherstellers zum Ausdruck. Noch vor einigen Jahren wurde der gleiche Werkstoff als „ölloser Lagerwerkstoff für vollkommenen Trockenlauf“ bezeichnet, heute heißt es an gleicher Stelle: „ein Werkstoff mit besten Notlaufeigenschaften für Gleitteile mit und ohne Schmierung“. Trotzdem sind die Untersuchungen mit ungeschmierten Kunststofflagern interessant, denn sie zeigen die untere Leistungsgrenze der mit Fett geschmierten Lager und geben Antwort auf die Frage, was passiert, wenn die Schmierung lange Zeit ausbleibt; sie zeigen gleichzeitig, welche hohen Leistungen auf diesem Gebiet inzwischen doch erreicht wurden.

Nachstehend sollen an einem Versuch mit umlaufenden Wellen, die geschliffen und nicht gehärtet sind, die bei Kunststofflagern in staubfreier Luft auftretenden Probleme erörtert werden. An diesem Versuch waren vier Gleitlagerwerkstoffe beteiligt:

1. Ein mit Graphit versetztes Epoxyharz (Kufalit); aus einem Rohteil dieses Werkstoffes wurden Lagerbuchsen von 40 mm Durchmesser, 40 mm Länge und 2 mm Wandstärke hergestellt. Als Lagerspiel wurde mit Rücksicht auf die Wärmedehnung von Kunststoffen $50/00$ des Wellendurchmessers, d. s. $200 \mu\text{m}$, gewählt. Laut Vorschrift des Herstellers darf die Wellentemperatur für dieses Lager aus einem duroplastischen Kunststoff im Dauerbetrieb 100°C nicht überschreiten.
2. Ein mit Molybdändisulfid (MoS_2) versetztes Polyamid (Bekamol); die Lagerabmessungen waren die gleichen wie bei Lager 1. Das Spiel wurde auf 6 bis $70/00$ des Wellendurchmessers, d. s. etwa $260 \mu\text{m}$, vergrößert. Da es sich hier um einen thermoelastischen Kunststoff handelt, muß die Betriebstemperatur noch etwas niedriger liegen; der Hersteller gibt 60°C an.
3. Eine ebenfalls mit Molybdändisulfid gefüllte Polyamidfolie von 1,05 mm Dicke (Nylatron GS), die als Lagerbüchse in eine Stahlstützschale eingelegt werden muß; die Folie ist beiderseits geschliffen. Die zulässige Wellentemperatur beträgt auch hier 60°C ; das Lagerspiel wurde entsprechend dem Lager aus dem Werkstoff 2 mit $260 \mu\text{m}$ ausgeführt, ebenso die Lagerlänge und der Durchmesser mit 40 mm.
4. Das vierte Lagermaterial (DU-Trockenlager) kann schon nicht mehr als reines Kunststofflager angesehen werden, obwohl es ein Kunststoff ist, der ihm die guten Gleiteigenschaften verleiht.

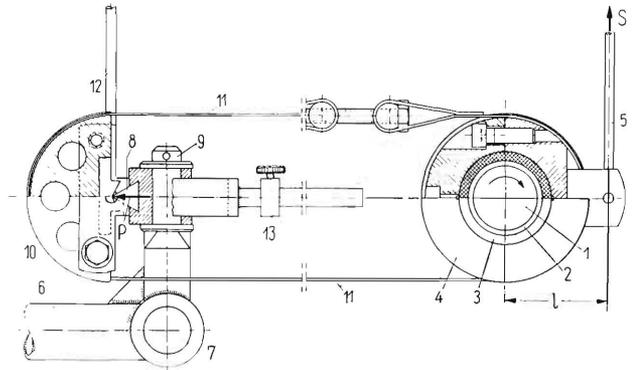


Bild 1. Belastungseinrichtung des Prüfstandes für Kunststoffgleitlager für umlaufende Wellen.

- 1 angetriebene Welle (läuft in zwei nicht dargestellten Lagern)
- 2 auf der Welle 1 befestigte Lauffüchse (Außendurchmesser 40 mm)
- 3 Kunststofflagerbüchse
- 4 geteilter Lagerträger für die Kunststoffbüchse
- 5 die im Abstand l von der Lagermitte am Lagerträger angreifende Stange zum Übertragen der Kraft S auf das Meßglied (Biegefeder mit Dehnungsmessstreifen)
- 6 Winkelhebel mit Lastarm zur Belastung des Gleitlagers
- 7 festes Lager des Winkelhebels
- 8 im Zapfen 9 drehbar gelagerte Schneide
- 10 Belastungskopf
- 11 Stahlbänder zur Übertragung der Last P auf das zu prüfende Gleitlager
- 12 Aufhängung des Belastungskopfes 10
- 13 Ausgleichgewicht für den Belastungskopf

Dieses Lagermaterial besteht aus drei Schichten, einer Rückenschicht aus verzinnemtem Stahl, einer Mittelschicht aus poröser Zinnbronze, die vollständig mit einer Mischung aus Blei und Polytetrafluoräthylen (P.T.F.E.), unter dem Namen Teflon bekannt, aufgefüllt ist und einer Überzugsschicht von etwa $25 \mu\text{m}$, die aus der gleichen Blei-P.T.F.E.-Mischung besteht. Dieses Lager kann auf Grund seines Aufbaues sehr hohe Temperaturen (bis 280°C) ertragen. Es leitet die Wärme im Gegensatz zu den Kunststoffbuchsen sehr gut; seine Wärmeleitfähigkeit liegt mit $36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ 164mal höher als die von Polyamid ($0,22 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$). Das Lager wird einbaufertig geliefert.

Es wurden zunächst Belastungssteigerungsversuche mit den vier verschiedenen Lagerwerkstoffen durchgeführt. Die Belastung wurde unter Beobachtung der Temperatur bei konstanter Drehzahl so lange gesteigert, bis die als Grenze angesehene Lagertemperatur für einen Dauerbetrieb von fünf Stunden erreicht war. Die zugehörige Lagerbelastung wurde als zulässig betrachtet.

Der Besprechung der Ergebnisse des Versuches soll eine theoretische Überlegung vorausgestellt werden, aus der sich das Verhalten der untersuchten Lager erklärt. Die infolge der Reibungsarbeit im Lager je Zeiteinheit erzeugte Wärmemenge Q errechnet sich aus

$$Q/427 = \mu P v \text{ kpm/s} \quad (3).$$

Hierbei ist μ die Reibungszahl, P die gesamte Lagerlast in kp und v die Umfangsgeschwindigkeit der Welle in m/s.

Die im Lager entstehende Wärme muß aus dem Lager abgeführt werden. Bei Trockenlagern geschieht das vornehmlich durch Wärmeabgabe an die Luft von der Oberfläche des Lagerkörpers und der Welle aus. Bei Kunststoffbuchsen ist durch die schlechte Wärmeleitung der Kunststoffe vor allem die Welle für die Wärmeabgabe wichtig. Nimmt man vereinfachend an, daß sich für Dauerbetrieb Lagerkörper und Welle auf eine bestimmte für den Kunststoff noch zulässige Temperatur ϑ_a einstellen, so kann man schreiben:

$$\mu P v = a F (\vartheta_a - \vartheta_o) \quad (4).$$

Hierbei ist a die Gesamtwärmeübergangszahl in $\text{kpm/m}^2\text{s } ^\circ\text{C}$, die bei gegebener Form des Lagergehäuses und gegebenen Umweltbedingungen (ruhende oder bewegte Luft) als konstant angenommen werden kann. F ist die an der Wärmeabführung beteiligte Oberfläche von Welle und Lager und ϑ_o die Temperatur der Umgebung. Die Oberfläche F kann nicht beliebig vergrößert

werden, die Umgebungstemperatur ϑ_0 ist in gewissen Grenzen konstant. Soll nun die Lagerlast P oder die Umfangsgeschwindigkeit v gesteigert werden, so muß die Reibungszahl μ möglichst klein gehalten werden und ϑ_a möglichst groß. Hieraus geht hervor, daß von den unter 4. genannten Lagerbuchsen wegen deren hoher Grenztemperatur bei Trockenlauf viel höhere Leistungen zu erwarten sind als von den drei anderen.

Bild 2 zeigt die bei den Belastungssteigerungsversuchen ermittelten Reibungszahlen. Beachtlich ist vor allem, wie hoch diese Werte liegen; die Kurven zeigen zwar alle eine fallende Tendenz bei höherer Belastung, doch ist die Ausnutzung dieser Tatsache bei den hier gegebenen Verhältnissen im Dauerbetrieb wegen Überschreitens der Grenztemperatur nicht möglich.

Die Kurven zeigen Mittelwerte aus vier Versuchsläufen. Die Wellendrehzahl betrug bei diesen Versuchen 175 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit von 0,366 m/s entspricht. Die günstigsten Reibungszahlen zeigt das Bekamolager, das Massivlager aus Polyamid mit MoS₂. Die Belastungsgrenze lag bei diesem wegen unzulässig hohen Temperaturen jedoch schon bei 4 kp/cm². Zu den beiden Kurven für Nylatron GS und Kufalit

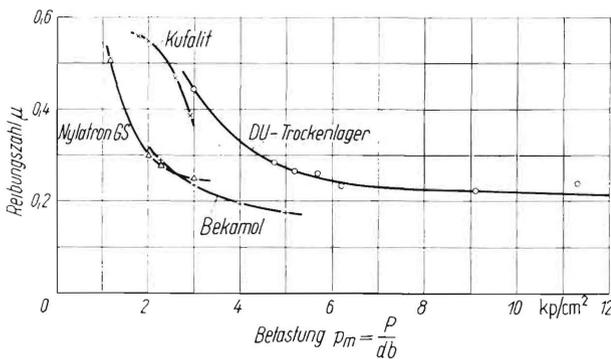


Bild 2. Reibungszahlen von Kunststoffgleitlagern in Abhängigkeit von der Belastung auf Grund von Belastungssteigerungsversuchen.

Lagerdurchmesser $d = 40$ mm Umfangsgeschw. $v = 0,366$ m/s
Lagerbreite $b = 40$ mm Lagerbelastung $p_m = \frac{P}{db}$ kp/cm²
Wellendrehzahl $n = 175$ U/min

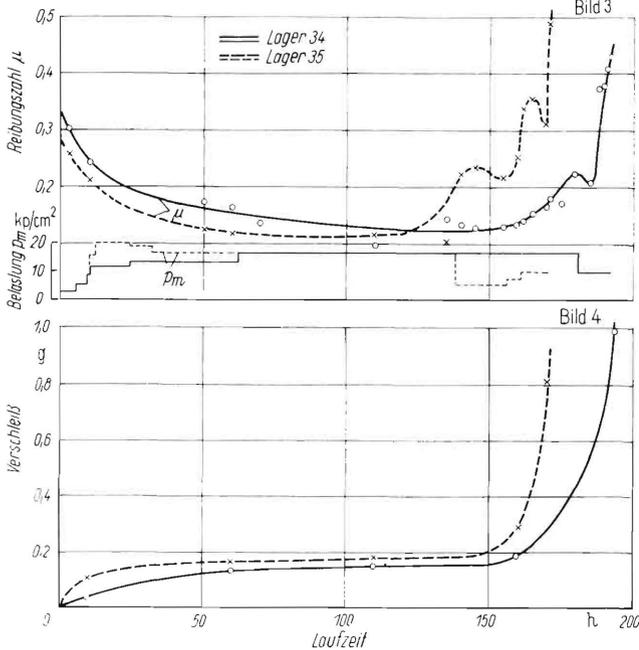


Bild 3. Reibungszahlen und Belastungen von zwei DU-Trockenlagern während der Laufzeit.

Lagerdurchmesser $d = 40$ mm mittl. Lagerbelastung $p_m = 16,8$ kp/cm²
Lagerbreite $b = 30$ mm Grenztemperatur $\vartheta_a = 200^\circ\text{C}$
Wellendrehzahl $n = 175$ U/min (i. M. 160°C)

Bild 4. Verschleiß der beiden DU-Trockenlager in Bild 3 während der Laufzeit.

ist zu sagen, daß es sich hier nicht um ausgesprochene Trockenlager handelt; geschmiert sind mit diesen Materialien recht gute Ergebnisse zu erzielen, worauf später noch eingegangen werden soll.

Interessant sind die beim DU-Trockenlager erreichten Belastungswerte. Welchen Belastungen DU-Trockenlager im Dauerbetrieb gewachsen sind, zeigt **Bild 3**, auf dem für zwei verschiedene Versuchslager die Belastungen und die Reibungszahlen über der Laufzeit aufgetragen sind. Nach längerem Einlauf sinkt die Reibungszahl auf etwa 0,12; bei einer durchschnittlichen Lagerbelastung von 16,8 kp/cm² hielt ein Lager 135, das andere 175 Stunden durch, ehe sich durch übermäßigen Anstieg der Reibungszahlen die Zerstörung der Lager ankündigte. Bei diesem Versuch wurden als Grenztemperatur 200°C und als mittlere Temperatur etwa 160°C eingehalten.

Für die beiden Lager wurde in **Bild 4** auch der Verschleiß über der Laufzeit aufgetragen. Es ergibt sich ein dem Bild 3 entsprechender Verlauf, nach einem etwas stärkeren Einlaufverschleiß bleibt die Masse der Buchsen annähernd konstant, bis am Ende der Lebenszeit der Stoffverlust rapide zunimmt.

Über das Verhalten von Reibungszahl und Temperatur beim Anlaufen eines DU-Trockenlagers mit einer Lagerlast von 16,8 kp/cm² gibt **Bild 5** Aufschluß; die Reibungszahl sinkt zunächst mit zunehmender Temperatur und bleibt dann annähernd konstant.

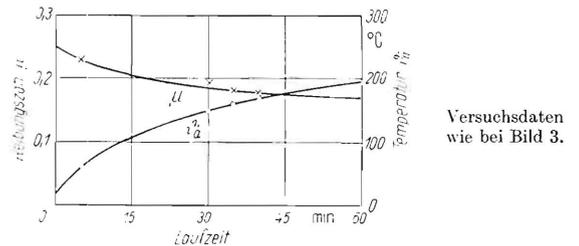


Bild 5. Reibungszahl und Temperatur beim Anlaufen eines DU-Trockenlagers.

Wo liegen nun diese DU-Lager im Vergleich zu den schon länger bekannten ölhaltigen Sinterlagern? Es liegt nahe, den Vergleich mit einem Lager aus poröser Bronze, die in ihren Poren Öl enthält, anzustellen, obwohl die Herstellerfirma des DU-Trockenlagers ausdrücklich erwähnt, daß DU-Lager im allgemeinen nicht im Wettbewerb mit ölhaltigen Sinterlagern treten. Um das Laufverhalten von zwei Sinterbronzelagern kennenzulernen, wurde ein Versuch durchgeführt, der in **Bild 6** dargestellt ist. Die Reibungszahl erreicht etwa nur die Hälfte der bei den DU-Trockenlagern gemessenen Werte, das liegt daran, daß man hier vorwiegend flüssige Reibung erwarten kann. Nach 200 Stunden Laufzeit war kein merklicher Verschleiß an den Lagern festzustellen; die spezifische Lagerbelastung lag mit durchschnittlich 12 kp/cm² nicht ganz so hoch wie bei den DU-Trockenlagern; als Grenztemperatur wurde 100°C erreicht. Auch bei diesen Lagern kann die Leistungsfähigkeit durch Verwendung gehärteter Wellen noch beträchtlich verbessert werden.

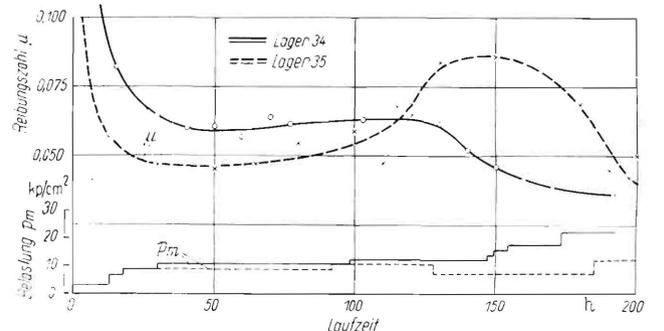


Bild 6. Reibungszahlen und Belastungen von zwei ölhaltigen Sinterbronzelagern Hekusint-Bz während der Laufzeit.

Lagerdurchmesser $d = 40$ mm mittl. Lagerbelastung $p_m = 12$ kp/cm²
Lagerbreite $b = 40$ mm Grenztemperatur $\vartheta_a = 100^\circ\text{C}$
Wellendrehzahl $n = 175$ U/min

Als weitere Vergleichslager wurden zwei Hartholzlager untersucht, **Bild 7**. Die Lager waren in Öl getränkt und liefen mit Fettschmierung. Die Reibungszahlen schwankten sehr stark, was auf die Wirkung von Mischreibung hinweist. Während einer

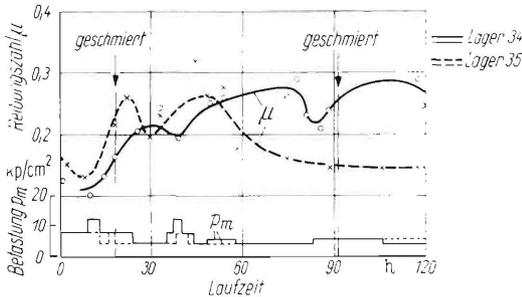


Bild 7. Reibungszahlen und Belastung von ölgetränkten Hartholzlagern aus Buchenholz mit Fettschmierung während der Laufzeit.

Lagerdurchmesser $d = 40$ mm Wellendrehzahl $n = 175$ U/min
Lagerbreite $b = 40$ mm Grenztemperatur $\vartheta_a = 100^\circ\text{C}$

Laufzeit von 120 Stunden mußten diese Buchenholzlager trotz niedriger Belastung zweimal nachgeschmiert werden. Das Quellen des Holzes machte ein Spiel von 0,6 mm, d. s. $15^0/00$ des Wellendurchmessers, erforderlich.

Zahlreiche Versuche wurden mit Fett geschmierten Lagern, die mit Kufalit-, Polyamid- und Vullkollanbuchsen ausgerüstet waren, durchgeführt. Es wurden hierbei sehr starke Schwankungen in der Leistungsfähigkeit festgestellt, je nachdem ob sich der Laufzustand der Lager mehr einem hydrodynamischen Schmierzustand oder einer trockenen Reibung zuneigte; alle Zustände sind möglich, sie sind jedoch bei Fettschmierung noch nicht einwandfrei zu beherrschen.

Als Beispiel mögen die in **Bild 8** gezeigten Diagramme von zwei mit einer Polyamidfolie ausgerüsteten und mit Fett geschmierten Lagern dienen. Es sind die gleichen Folienlager, wie sie auch bei den Trockenlaufversuchen verwendet wurden. Obwohl die beiden Lager unter den gleichen Bedingungen ar-

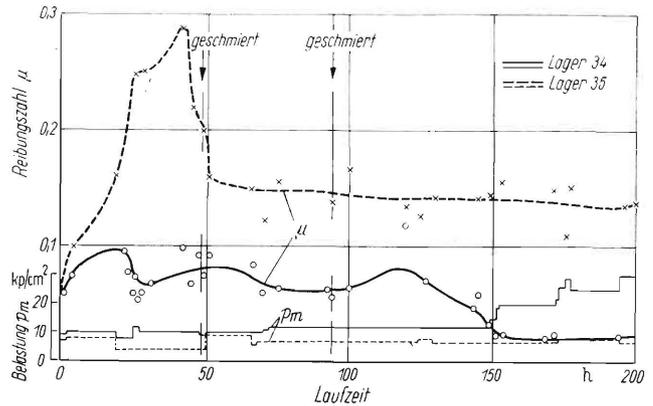


Bild 8. Reibungszahlen und Belastung von zwei mit Polyamidfolien (Nylatron GS) ausgestatteten Lagern während der Laufzeit. Die Lager wurden mit Fett geschmiert.

Lagerdurchmesser $d = 40$ mm Wellendrehzahl $n = 260$ U/min
Lagerbreite $b = 40$ mm Grenztemperatur $\vartheta_a = 70^\circ\text{C}$

beiten, ergeben sich vollständig verschiedene Reibungszahlen, die bei beiden Lagern sehr stark schwanken. Wegen der für beide geltenden gleichen Grenztemperatur waren die möglichen Belastungen auch sehr verschieden. Bei beiden Lagern waren die Folien noch am Ende des Versuches im guten Zustand, obwohl mindestens Lager 35 200 Stunden im Mischreibungsgebiet lief. Die Lager wurden beim Einbau und nach einer Laufzeit von 49 und 94 Stunden mit Fett geschmiert. Die Drehzahl betrug abweichend von den vorher beschriebenen Versuchen 260 U/min.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß auch Kunststofflager zur Verminderung der Lagerreibung nach Möglichkeit geschmiert werden sollten; das erhöht ihre Leistungsfähigkeit und ihre Lebensdauer. Ungeschmiert eignen sich diese Lager, mit Ausnahme von Sonderkonstruktionen, nur für sehr kleine Gleitgeschwindigkeiten oder geringe Belastungen. Bei aussetzendem Betrieb können die Belastungswerte gesteigert werden, denn der größte Feind der Lagerhaltbarkeit ist die Reibungswärme.

Stand der Wälzlager-technik im Landmaschinenbau und Entwicklungstendenzen

Von Leonhard Halliger, Schweinfurt

Wälzlager haben sich auch im Landmaschinenbau in den letzten Jahrzehnten gegenüber Gleitlagern mehr und mehr durchgesetzt und nehmen heute eine führende Stellung ein. Die weite Verbreitung der Wälzlager ist darin begründet, daß sie unter normalen Einbaubedingungen praktisch keinen Verschleiß haben. Ein weiterer beachtlicher Vorteil gegenüber Gleitlagern ist ihre einfache Wartung und der geringe Schmiermittelverbrauch. In bestimmten Fällen wird auch die Leistungersparnis durch Wälzlager eine Rolle spielen.

Die zum Teil preislich bedingten konstruktiven Besonderheiten des Landmaschinenbaues haben zur Entwicklung spezieller Lagereinheiten geführt, die unter dem Oberbegriff „Landmaschinenlager“ zusammengefaßt werden können und die in den Katalogen der meisten Wälzlagerhersteller einen besonderen Platz einnehmen.

Wälzlager in Landmaschinen Gebräuchliche Landmaschinenlager

Da die meisten Landmaschinen nachgiebige Blechwände haben, kann auf die im allgemeinen Maschinenbau übliche Trennung zwischen Fest- und Loslager verzichtet werden. Auch eine etwaige Verspannung der Lager führt innerhalb gewisser Grenzen nicht zur Überlastung und damit zum baldigen Ausfall der Lager.

Auf diese Weise ist es möglich, die einzelnen Bauteile der Maschinen ohne hohe Genauigkeit herzustellen. An die Lager werden eine Reihe Forderungen gestellt:

- Die Lager sollen einstellbar sein, damit Fluchtfehler ausgeglichen werden.
- Die Lager sollen auf der Welle leicht montiert werden können; man verwendet meist gezogene Wellen.
- Das Ausschlagen der Welle an der Lagersitzstelle sowie die Bildung von Passungsrost durch Wandern des Innenringes auf der Welle sollen möglichst vermieden werden.
- Die Lager sollen möglichst billig sein.

Es hat sich gezeigt, daß das in **Bild 1** dargestellte Pendelkugellager die beschriebenen Anforderungen gut erfüllt. Die Bohrungstoleranz dieser einstellbaren Lager ist abweichend von den üblichen Wälzlagertoleranzen zur Ausschußseite hin auf J7 verschoben worden. Der beidseitig verlängerte Innenring hat auf der einen Seite einen Schlitz, in den nach der Montage ein Stift zur Arretierung des Innenringes auf der Welle eingreift. Je

Dipl.-Ing. Leonhard Halliger ist Beratungsingenieur bei der Firma SKF Kugellagerfabriken GmbH, Schweinfurt, u. a. für das Fachgebiet Landmaschinen.