

Dr.-Ing. E. Hlowitschko, KDT*

Hydraulische Bauelemente werden immer häufiger in modernen Maschinen und Anlagen der Landwirtschaft eingesetzt. Hier liegen jedoch sehr häufig ungünstige Bedingungen für deren Einsatz vor. Mangelnde Kenntnisse über die Vorgänge in Hydraulikbauelementen, unsachgemäßes Bedienen und ungenügende Pflege und Wartung sind Gründe dafür, daß derzeit viele Hydraulikbaugruppen die geforderte Nutzungsdauer in landwirtschaftlichen Maschinen nicht erreichen.

Der vorzeitige Ausfall von Hydraulikpumpen ist in den meisten Fällen auf den starken Verschleiß der an der Flüssigkeitsförderung vornehmlich beteiligten Bauelemente zurückzuführen. Dagegen sind durch Gewaltbruch einzelner Bauteile hervorgerufene Schäden relativ selten. Die oft ungenügende Wartung und Pflege der Hydraulikanlagen und der in der Folge auftretende hohe Verschmutzungsgrad des Hydrauliköls wirken besonders verschleißfördernd und tragen zum frühzeitigen Absinken der durch den Hersteller angegebenen Betriebsparameter bei.

Die Zahnradpumpe ist wegen ihrer Einfachheit und Robustheit heute immer noch die günstigste Pumpenbauart in Traktoren und landwirtschaftlichen Maschinen. Sie wird auch in nächster Zukunft ihr Einsatzfeld behaupten, da konstruktive Verbesserungen der letzten Zeit die Unabhängigkeit des Betriebsverhaltens vom Verschleiß in gewissem Maß garantieren. Zahnradpumpen mit axialem Spielausgleich nach TGL 10 859 sind deshalb ein Schritt auf dem Weg zur Schaffung stabiler Betriebsverhältnisse. Dennoch beeinflusst der Verschleiß innerhalb der Pumpe heute noch vornehmlich die Leckverluste. Infolge des Verschleißes vergrößert sich das Spiel in den Bewegungssitzen der Pumpe und der Förderstrom, der erreichbare Druck und der Wirkungsgrad der Pumpe ändern sich. Es wurden deshalb Untersuchungen zum Einfluß des Verschleißes, der in den verschiedenen Dichtstellen innerhalb der Zahnradpumpe auftritt, auf das Verhalten von Förderstrom, Druck und Gesamtwirkungsgrad der Pumpe angestellt.

Literaturrecherchen haben ergeben, daß man sich bisher diesem Problem nicht in genügendem Maß gewidmet hat. So beziehen sich verschiedene Mitteilungen dieser Art, z. B. in [1] [2] [3] [4], auf Pumpen mit vorgeschriebenen Einbauspielen für die Bauelemente und enthalten im wesentlichen Kennlinien bzw. Kennfelder für neue oder neuwertige Pumpen und beschäftigen sich mit dem grundsätzlichen oder speziellen Verhalten des volumetrischen oder des Gesamtwirkungsgrads in Abhängigkeit von Druck, Drehzahl und Betriebstemperatur. Lediglich in der Arbeit von Hagen [5] wird auf den Einfluß des Flankenspiels der Zahnräder einer Zahnradpumpe auf den Förderstrom eingegangen. Hagen hat festgestellt, daß bei einer Zahnradpumpe mit einem Förderstrom von $Q = 20 \text{ l/min}$ die Vergrößerung des Flankenspiels von 0,030 mm auf 0,080 mm eine Einbuße des Förderstroms von etwa 1,5 Prozent brachte. Der Einfluß des Flankenspiels auf den Förderstrom kann deshalb als klein angesehen werden. Gleiches kann man vom Spiel in axialer und radialer Richtung zwischen den Zahnradern und dem Gehäuse nicht ohne weiteres behaupten.

Beziehungen zwischen Verschleiß und Betriebsverhalten bei Zahnradpumpen

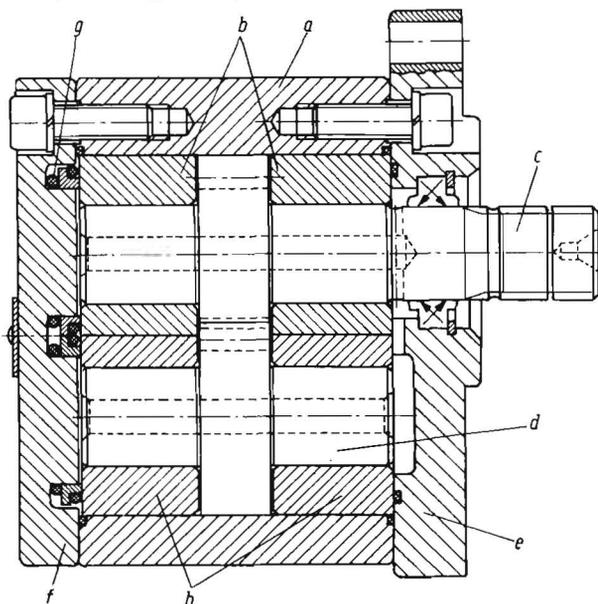
1. Untersuchungsgegenstand

Im Bild 1 ist eine Zahnradpumpe mit axialem Spielausgleich nach TGL 10 859, Baugröße A 25, Hersteller VEB Industriewerke Karl-Marx-Stadt, dargestellt, wie sie für die oben genannten Untersuchungen benutzt wurde. In dem beiderseits offenen Gehäuse *a* sitzen vier abgeflachte und damit gegen Verdrehen gesicherte, aber axial verschiebbare Gleitlagerbuchsen *b*, in denen die Antriebswelle *c* und die Ritzelwelle *d* laufen. Den Abschluß des Gehäuses bildet antriebsseitig die Befestigungsplatte *e*, die gleichzeitig die Pumpe beim Einbau zentriert, und auf der anderen Seite der Deckel *f* mit den Dichtungsringen *g* für den axialen Spielausgleich. Das dem Deckel zugewandte Lagerbuchsenpaar wird stirnseitig sowohl durch den Arbeitsdruck des Öls beaufschlagt als auch durch die Gummiringe axial verspannt. Diese konstruktive Maßnahme gleicht das durch den Verschleiß hervorgerufene axiale Spiel aus und bewirkt das Andrücken der Gleitflächen der Gleitlagerbuchsen an die Zahnradstirnflächen.

Die Konstruktion der Zahnradpumpe muß gewährleisten, daß im Betrieb möglichst wenig Öl von der Druck- zur Saugseite übertreten kann bzw. an anderen Stellen als Lecköl auftritt. Als Dichtstellen in der Zahnradpumpe können nach Bild 1 folgende Gleitpaarungen angesehen werden:

- Die Lagerbuchsen verhindern in Verbindung mit den Stirnflächen der Zahnräder das Austreten des Öls aus den Kammern in radialer Richtung. Der hier vorliegende Dichtspalt ist nur wenige Millimeter lang. Ein Vergrößern des Spiels, z. B. durch den Verschleiß, würde deshalb die Leckverluste sehr rasch und hoch ansteigen lassen.
- Die vom Zahnkopf gebildete Fläche dichtet zusammen mit dem Pumpengehäuse infolge des geringen Spiels und verhindert den Abfluß des Drucköls entlang der Gehäusewand.

Bild 1. Zahnradpumpe mit axialem Spielausgleich nach TGL 10 589 (Erläuterung im Text)



* Universität Rostock, Sektion Landtechnik
(Direktor: Prof. Dr.-Ing Chr. Eichler)

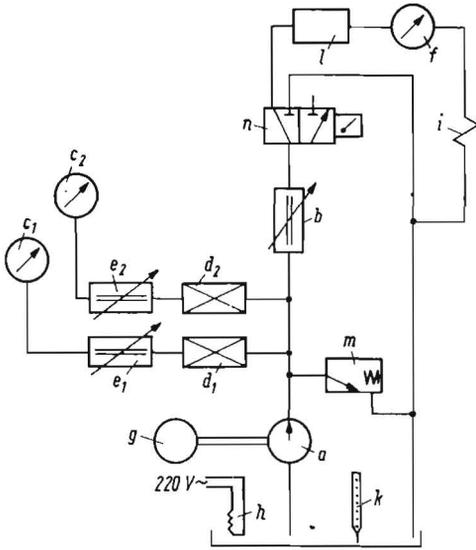
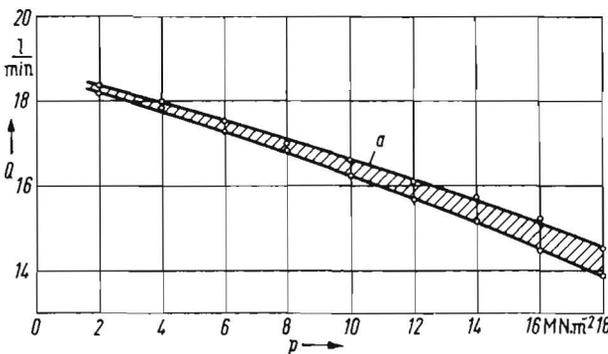


Bild 2. Aufbauschema des Prüfstands (Erläuterung im Text)

- c) Die Druckflüssigkeit kann nach Passieren der unter a) bezeichneten Dichtstellen zwischen Gleitlagerbuchse und Welle austreten, so daß das Lagerspiel primär auch die Leckverluste bestimmt. Als sekundäre Erscheinung stellt sich beim Vergrößern des Lagerspiels ein Verändern des Spalts zwischen Zahnkopf und Gehäuse ein, wodurch gleichzeitig auch die dort auftretenden Leckverluste beeinflußt werden. Größeres Lagerspiel wird also zwangsläufig zu erhöhtem Verschleiß des Gehäuses durch den Zahnkopf führen.
- d) Am Ort des Zahneingriffs besteht die kürzeste Verbindung zwischen Druck- und Saugraum. Hier verhindern die sich berührenden Zahnflanken den Öldurchfluß.
- e) Die Antriebswelle ist gegenüber der Befestigungsplatte durch eine Wellendichtung abgedichtet. Diese Wellendichtung verhindert das Austreten von Öl, das als Lecköl innerhalb der Pumpe auftritt und dem Saugraum der Pumpe zugeführt wird.

Es lag nahe, daß die unter a) bis c) genannten Gleitpaarungen, die zugleich Dichtungsfunktionen ausüben, das Betriebsverhalten bei auftretendem Verschleiß am stärksten beeinflussen. Deshalb konzentrierten sich die entsprechenden Messungen auf den Einfluß dieser drei Verschleißpaarungen. Zu diesem Zweck wurden in einer Zahnradpumpe oben genannter Ausführung mit einem Nennförderstrom von $Q = 25 \text{ l/min}$ durch Nachschleifen der jeweiligen Bauteile exakt definierbare Verschleißzustände hergestellt und dann das Betriebsverhalten untersucht. Als einheitlicher Bezugszustand für alle Versuche diente der Neuzustand der Pumpe.

Bild 3. Verschleißkennlinie bei Veränderung der Zahnradbreite
 $Q = f(p)$; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$; V in mm: 0; 0,015; 0,027; 0,039; 0,054; 0,070; 0,107; a Streubereich der Meßwerte, Q Förderstrom, p Druck



2. Aufbauschema des Prüfstands

Die zu untersuchende Zahnradpumpe a (Bild 2) saugt das Öl aus dem Ölbehälter an und fördert es in den Kreislauf. Mit Hilfe des Drosselventils VDr 3 (b) kann jeder beliebige Betriebsdruck einreguliert werden. Zwei Manometer c mit unterschiedlichem Meßbereich — geschützt durch je ein Absperrventil d und Drosselventil e — gestatten das Messen des Öldrucks. Das Bestimmen des Förderstroms der Zahnradpumpe erfolgt durch das Messen der Flüssigkeitsmenge mit Hilfe eines Wälzkolbenzählers f und der jeweiligen Zeit.

Die Pumpe a wurde durch eine Pendelmaschine g angetrieben, die gleichzeitig das Messen des Antriebsmoments gestattet. Bei gleichzeitigem Ermitteln der Drehzahl ließ sich der Pumpengesamtwirkungsgrad aus folgender Gleichung berechnen:

$$\eta_{\text{ges}} = \frac{Q \cdot p}{M \cdot \omega}$$

Darin bedeuten:

- Q Förderstrom in m^3/s
- p Druck in kp/m^2
- M Antriebsdrehmoment in $\text{kp}\cdot\text{m}$
- ω Antriebswinkelgeschwindigkeit in s^{-1}

Um den Einfluß der Viskositätsänderung des Öls während der Versuche eliminieren zu können, wurde die Betriebstemperatur durch den Einsatz einer elektrischen Heizung h und eines Ölkühlers i konstant gehalten. Durch entsprechendes Zu- oder Abschalten der elektrischen Energie bzw. des Kühlwassers konnte während der Versuchszeit die Öltemperatur bei $t = 50 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ gehalten und durch einen Temperatormesser k kontrolliert werden. Zwischengeschaltet waren noch ein Filter l , ein Druckbegrenzungsventil m und ein Wegeventil n .

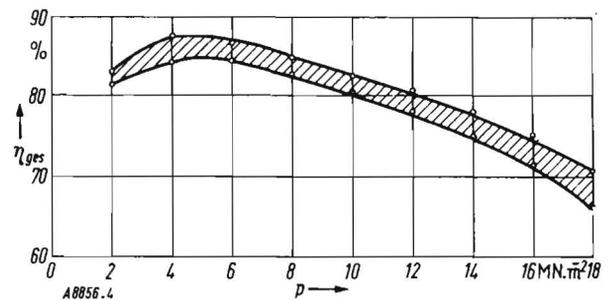
Die Versuchsanordnung gestattete, jeweils den Einfluß nur einer Verschleißpaarung zu ermitteln.

3. Meßergebnisse

Bild 3 zeigt die Kennlinien $Q = f(p)$ für verschiedenen Verschleiß V für den Fall, daß die Zahnradbreite einer Veränderung durch Verschleiß unterliegt. Aus den Meßwerten läßt sich bei unterschiedlichem Verschleiß keine einheitliche Tendenz bezüglich der Beeinflussung des Förderstroms feststellen. Nur bei hohem Druck lassen die hier nicht angegebenen Meßwerte einen geringfügigen Rückgang des Förderstroms Q mit zunehmendem Verschleiß erkennen. Mit zunehmendem Druck wächst zwar der Streubereich der Meßwerte, überschreitet jedoch beim maximalen Druck von $18 \text{ MN}/\text{m}^2$ den Wert von 4 Prozent nicht.

Den Einfluß des Verschleißes an der Zahnradstirnseite auf den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe zeigt Bild 4. Trotz veränderter Zahnradbreite weichen die Meßwerte nur wenig voneinander ab, so daß auch hier nur der Streubereich des Gesamtwirkungsgrads für verschiedenen Verschleiß an den Zahnradstirnseiten angegeben werden kann.

Bild 4. Verhalten des Gesamtwirkungsgrads der Zahnradpumpe bei veränderter Zahnradbreite; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$; V in mm: 0; 0,015; 0,027; 0,039; 0,054; 0,070; 0,107



Die Messungen zeigten deutlich, daß der Verschleiß in der genannten Dichtpaarung keinen nennenswerten Einfluß auf den Förderstrom und den Gesamtwirkungsgrad der Zahnradpumpe hat. Diese Tatsache ist auf die Wirksamkeit des axialen Spielausgleichs zurückzuführen. Dieser Spielausgleich ist jedoch nur so lange funktionsfähig, wie die Vorspannung der Gummidichttringe auf die Gleitlagerbuchsen wirkt. Nach einem Verschleiß von max. 0,2 mm hat sich nach Angaben des Herstellers der Dichttringsatz nahezu entspannt, so daß die axialen Kräfte an den Gleitlagerbuchsen durch den Druck des Arbeitsmittels im Gleichgewicht stehen und nun der Spielausgleich nicht mehr wirksam ist.

Die Veränderungen im Betriebsverhalten der Pumpe bei auftretendem Verschleiß in der Paarung Gehäuse — Zahnradkopf sind in den Bildern 5 und 6 festgehalten. Im Bild 5 ist ein merklicher Abfall des Förderstroms mit zunehmendem Verschleiß zu erkennen. Während ein Verschleiß von $V = 0,004$ mm das Förderstromverhalten der Pumpe kaum ändert, zeigen die Kurven, daß die Pumpe bei einem Verschleiß $V = 0,064$ mm bei einem Druck von $p = 18 \text{ MN/m}^2$ nicht mehr fördert. Bei einem Verschleiß von $V = 0,108$ mm sind die Lässigkeitsverluste bereits so groß, daß die Pumpe kaum noch mehr als einen Druck von $p = 8 \text{ MN/m}^2$ aufzubringen vermag. Das Verhalten des Gesamtwirkungsgrads kann Bild 6 entnommen werden. Mit zunehmendem Verschleiß in dieser Paarung fällt der Gesamtwirkungsgrad recht schnell in unwirtschaftliche Bereiche ab. Aus den letzten beiden Darstellungen läßt sich also die Notwendigkeit kleiner Spiele zwischen Zahnradkopf und Gehäuse ableiten.

Der Einfluß veränderten Verschleißes zwischen Gleitlagerbuchse und Ritzelwelle bzw. Antriebswelle ist aus den Bildern 7 und 8 ablesbar. Schon eine geringe Abnahme des Wellendurchmessers, d. h. zunehmender Verschleiß in dieser Gleitpaarung, ruft ein erhebliches Abweichen der Kennlinie (Bild 7) von der hervor, die dem Neuzustand der Pumpe entspricht. Zu erklären ist diese Tatsache damit, daß das Verringern des Wellendurchmessers neben der Veränderung des Dichtspalts zwischen Zahnrad und Gehäuse eine Vergrößerung des Laufkammerdurchmessers des Gehäuses durch die Zahnräder für den Fall hervorruft, daß die Wellenverlagerung bei zunehmendem Lagerspiel das Spiel zwischen Zahnradkopffläche und Gehäuse überschreitet und es damit zum Abtragen von Materialteilchen im Gehäuse durch die Zahn-

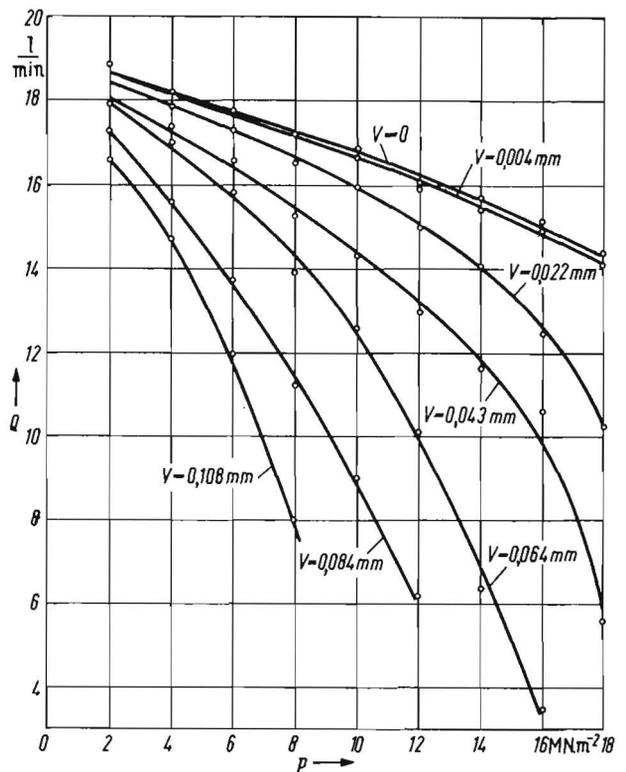


Bild 5. Kennlinien der Zahnradpumpe bei verändertem Durchmesser des Zahnkopfes; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

Bild 6. Verhalten des Gesamtwirkungsgrads der Zahnradpumpe bei verändertem Durchmesser des Zahnkopfes; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

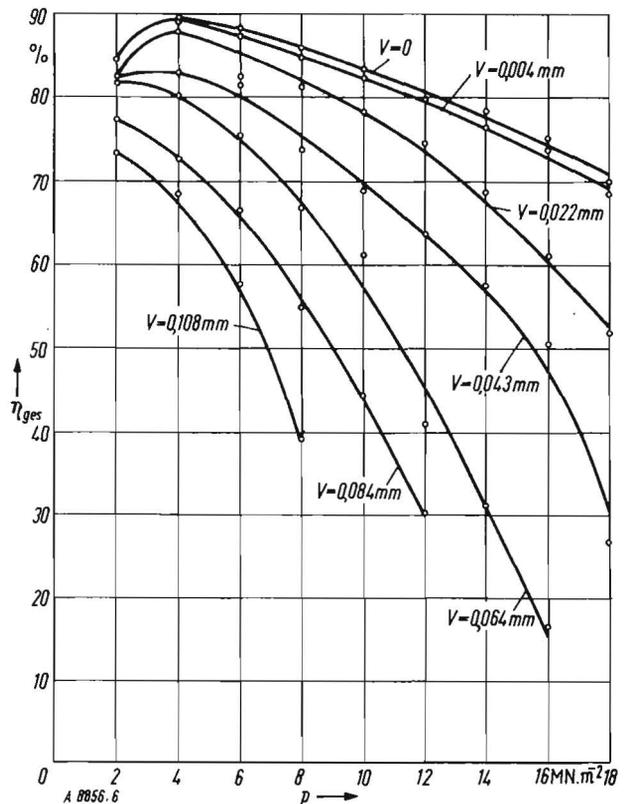
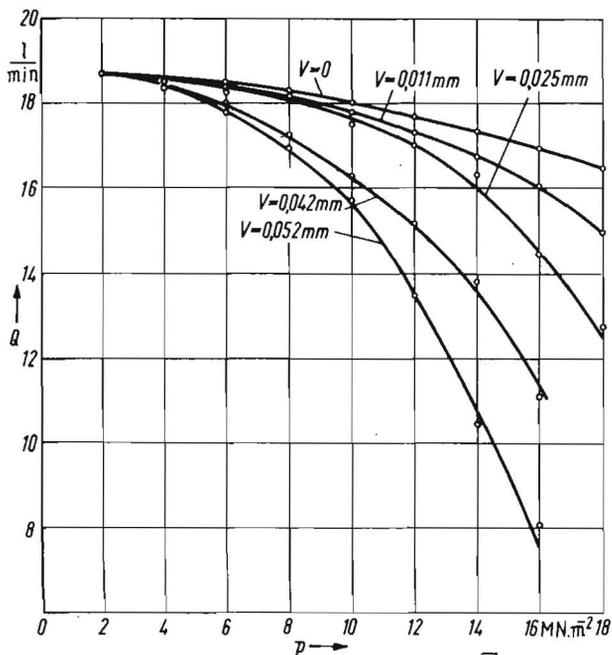


Bild 7. Kennlinien der Zahnradpumpe bei verändertem Durchmesser der Wellen; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$



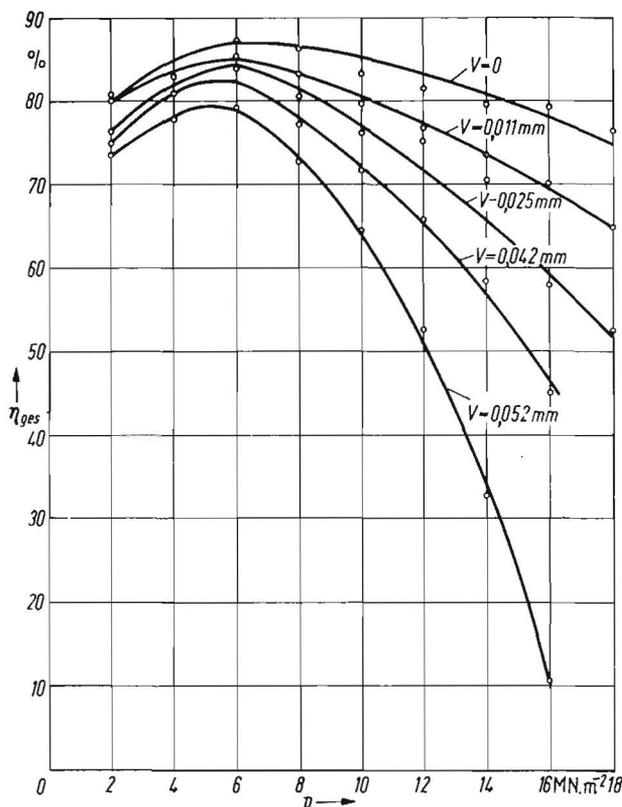


Bild 8. Verhalten des Gesamtwirkungsgrads der Zahnradpumpe bei verändertem Durchmesser der Wellen; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

räder kommt. Das Lagerspiel beeinflusst also indirekt die Lässigkeitsverluste. Auch der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe, dessen Verhalten im Bild 8 dargestellt worden ist, unterliegt starker Beeinflussung durch das Lagerspiel und erreicht sehr rasch unverträglich niedrige Werte.

Die hier dargestellten Ergebnisse der Messungen beschränken sich auf den Einfluß des Verschleißes in nur einer der oben genannten Gleitpaarungen in der Zahnradpumpe. Im prak-

tischen Einsatz wird sich jedoch mehr oder weniger starker Verschleiß in allen Gleitpaarungen gleichzeitig einstellen, so daß sich die verschiedenen Einflüsse überlagern. Angaben über das sich dann einstellende Betriebsverhalten der Pumpe lassen sich aus den bisherigen Untersuchungen noch nicht ableiten. Allerdings kann eingeschätzt werden, daß es die vorgelegten Meßergebnisse gestatten, Aussagen über den zulässigen Verschleiß zu machen und Schädigungsgrenzen für die verschiedenen Bauelemente der Zahnradpumpe festzulegen. Gleichzeitig ermöglichen die gewonnenen Meßergebnisse begründete Entscheidungen über die Größe der zulässigen Toleranzen im Fertigungs- bzw. Instandsetzungsprozeß. Sie zeigen aber auch, wie notwendig es ist, der Pflege und Wartung von Hydraulikanlagen in der landwirtschaftlichen Praxis gebührende Aufmerksamkeit zu schenken, um eine hohe Nutzungsdauer erreichen zu können.

4. Zusammenfassung

Mit Hilfe einer speziellen Prüfeinrichtung wurde das Betriebsverhalten einer Zahnradpumpe mit axialem Spielausgleich — Baugröße A 25, TGL 10 859 — für bestimmte Verschleißzustände an den vorhandenen Dichtstellen ermittelt. Im Ergebnis der Untersuchungen wurde festgestellt, daß axialer Verschleiß infolge der Wirksamkeit des Spielausgleichs keinen nennenswerten Einfluß auf die Funktion $Q = f(p)$ und den Gesamtwirkungsgrad hat. Starke Veränderungen des Betriebsverhaltens der Pumpe ergeben sich allerdings für den Fall, daß sich Verschleiß zwischen dem Gehäuse und dem Zahnradkopf und in der Wellenlagerung einstellt.

Literatur

- 1/ Kahrs, M.: Verlustleistung und Wirkungsgrad von Hydroaxialkolbengetrieben und ihre Abhängigkeit von konstruktiven Merkmalen. Grundlagen der Landtechnik 19 (1969) H. 2, S. 36—37
- 2/ Schlosser, W. M.: Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen. Öhydrologik und Pneumatik 12 (1968) H. 10, S. 415—420
- 3/ Schlosser, W. M.: The overall efficiency of positive-displacement pumps. Hydraulik pneumatic power, Mai 1969
- 4/ Lang, E.; V. Paetzold: Comandi idrostatici. Apparecchiature idrauliche e pneumatiche, Nr. 56, ottobre — anno 8
- 5/ Hagen, K.: Volumenverhältnisse, Wirkungsgrade und Druckschwankungen in Zahnradpumpen. Dissertation TH Stuttgart 1958

A 8856

Projekte für Unterstellhallen

Mit der Weisung Nr. 16/1972 zur Durchsetzung der vorbeugenden Instandhaltung der Landtechnik in den LPG, VEG, GPG und deren kooperativen Einrichtungen vom 22. September 1972 wurde u. a. festgelegt, daß im Jahr 1973 weitere einfache und zweckentsprechende Unterstellmöglichkeiten für die moderne Landtechnik zu schaffen sind. Hierzu sind vorwiegend die örtlich vorhandenen materiellen Fonds und Kapazitäten zu nutzen. Zusätzlich wird vom Staatlichen Komitee für Forstwirtschaft ebenso wie bereits im Jahr 1972 eine größere Menge Rundholz bereitgestellt.

Im Auftrag des Ministeriums für Land-, Forst- und Nahrungsgüterwirtschaft wurden einige Projekte für solche Unterstellhallen erarbeitet, die gegen Erstattung der Vervielfältigungskosten vom VEB Landbauprojekt Potsdam bezogen werden können.

Zur Verfügung stehen folgende drei Grundprojekte:

1. $9 \text{ m} \times 39 \text{ m}$, Rundholz-Dachkonstruktion
4,60 m hoch, 4,5 m Stützenabstand
2. $9 \text{ m} \times 54 \text{ m}$, Brettnagelbinder, 25% Dachneigung
3. $18 \text{ m} \times 27 \text{ m}$, Brettnagelbinder, 25% Dachneigung

Von allen drei Grundprojekten sind folgende Varianten lieferbar:

- a) allseitig offen, Pappdach
- b) allseitig offen, Wellasbest-Eindeckung o. ä.
- c) dreiseitig geschlossen, Pappdach
- d) dreiseitig geschlossen, Wellasbest-Eindeckung und -wandverkleidung.

Der Preis dieser Unterstellhallen liegt je nach Ausführung zwischen 60 000 M und 90 000 M.

Neben diesen zentral angebotenen Unterlagen gibt es in den Bezirken eine Reihe von älteren Projekten, die ebenfalls für die Errichtung von Unterstellhallen genutzt werden können.

A 9035