

Schadensanalytische Untersuchungen an Zahnradpumpen

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

Hydraulikbaugruppen unterliegen wie alle anderen technischen Arbeitsmittel während ihres Einsatzes unerwünschten schädigenden Einflüssen. Dadurch wird ihre Betriebstauglichkeit gemindert oder sie geht vollständig verloren. Zu den schädigenden Einflüssen sind Verschleiß, Korrosion, Ermüdung, Alterung und Überlastung zu zählen, wobei der Verschleiß die Hauptursache für die Schädigung der Bauelemente von Hydraulikanlagen ist. Konkrete Angaben zum Ausfall von Hydraulikanlagen in mobilen Landmaschinen und Traktoren sind nur sehr selten zu finden. So ermittelte z. B. Pietschmann [1] beim Einsatz des Feldhäckslers E 280 bei der Silomaiserntee einen Anteil der Störungen an der Hydraulikanlage von etwa 2 % an der gesamten Standzeit der Maschine zur Beseitigung der technischen Störungen. Zein [2] gibt an, daß beim Einsatz des Rübenrodelladers KS-6 etwa 11 % der Instandsetzungsbedingten Stillstandszeiten durch Schäden an der Hydraulikanlage hervorgerufen wurden. Wukasch [3] ermittelte die Häufigkeit des Ausfalls der Hydraulikanlage des Mähdeschers E 512 mit 16 % an der Gesamtausfallzeit.

Zur Klärung des Umfangs und der Art der Schäden an Hydraulikbaugruppen wurden in mehreren Instandsetzungsbetrieben der DDR Schadensanalysen an zur Instandsetzung angelieferten Baugruppen angefertigt. Als Untersuchungsobjekte wurden die Zahnradpumpen mit axialem Spielausgleich nach Standard TGL 10859 der Baugrößen A 16 und A 25 ausgewählt. Die an 150 Zahnradpumpen gewonnenen Ergebnisse sind nachfolgend dargestellt.

Zahnradpumpe A 25

Einer Untersuchung wurden die die Flüssigkeitsförderung unmittelbar beeinflussenden Bauteile der Zahnradpumpe unterzogen. Die im Bild 1 angegebenen Maße wurden ermittelt und einer statistischen Analyse unterzogen. Die Ergebnisse sind in Tafel 1 zusammengefaßt und gestatten folgende Aussagen:

Der größte Verschleiß tritt in der Radkammerbohrung des Gehäuses auf. Das arithmetische Mittel \bar{x} des Durchmessers der Radkammerbohrung liegt über dem vom Hersteller angegebenen Aussonderungsgrenzmaß; die Standardabweichung ist relativ groß. 72 % der untersuchten Gehäuse hatten das Aussonderungsgrenzmaß bereits erreicht. Es konnte nachgewiesen werden, daß

der Verschleiß auf der Seite der Ritzelwelle größer ist als auf der Antriebswellenseite. Die Feststellung kann damit begründet werden, daß die Resultierende aus der Zahnkraft und der durch den Flüssigkeitsdruck erzeugten Kraft an der Ritzelwelle größer ist als an der Antriebswelle. Markant ist auch, daß der Verschleiß in der Radkammerbohrung von der Druck- und Saugseite hin zunimmt, was ebenso auf die bereits genannten Kräfte zurückgeführt werden kann.

Die Gleitlagerbuchsen verschleßen hauptsächlich in den Lagerbohrungen und an den Stirnseiten. Das Mittel der Lagerbohrungsdurchmesser liegt innerhalb der Toleranz der Maße für die Neufertigung. 16 % der Gleitlagerbuchsen überschritten das Aussonderungsgrenzmaß der Lagerbohrung und 32 % erreichten das Aussonderungsgrenzmaß infolge Verschleißes an den Stirnseiten. Der mittlere Verschleiß an den Stirnseiten wurde mit 10 bis 50 μm ermittelt. Der Verschleiß an den Stirnseiten ist jedoch nicht so groß, daß das Neufertigmaß der zweiten Bearbeitungsstufe erreicht wird. Da bis dahin noch eine Bearbeitungsreserve von etwa 150 μm verbleibt, können sämtliche Lagerbuchsen an ihrer Anlaufseite nachgearbeitet werden.

Der Verschleiß der Ritzel- und Antriebswelle an den Lagerstellen ist sehr gering. Auch die Standardabweichung ist sehr niedrig. Beide verschleßen hauptsächlich an den Stirnflächen und am Zahnkopf. Der mittlere Verschleißbetrag an den Zahnradstirnseiten wurde mit 19 μm ermittelt. Da dadurch das Aussonderungsgrenzmaß nicht erreicht wurde, dürfte die Mehrzahl der Zahnradpumpen nicht infolge des Verschleißes an den Zahnradstirnflächen ausgefallen sein. Zum Nacharbeiten steht noch eine Bearbeitungsreserve von mindestens 25 μm zur Verfügung. Der mittlere Verschleißbetrag am Zahnkopf wurde mit 26 μm bis 41 μm ermittelt.

Beim Bestimmen der vorhandenen Spiele der zum Instandsetzen angelieferten Zahnradpumpen wurde festgestellt, daß 31 % unzulässig große Spiele in der Paarung Radkammerbohrung — Antriebswelle und 36 % in der Paarung Radkammerbohrung — Ritzelwelle hatten. Das mittlere Radialspiel wurde mit 202 μm ermittelt und liegt damit knapp unter dem Aussonderungsspiel.

Die Untersuchung der vorhandenen Spiele in den Gleit-

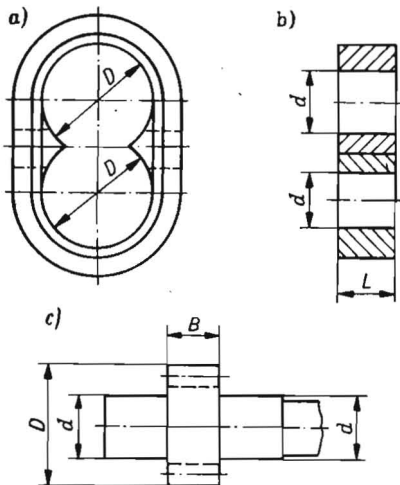


Bild 1. Bezeichnung der Meßstellen an Bauelementen der Zahnradpumpe; a) Gehäuse, b) Gleitlagerbuchsen, c) Ritzel- bzw. Antriebswelle

Tafel 1. Zusammenstellung statistischer Werte für Einzelteile und Spiele verschiedener Zahnradpumpen

Einzelteilmaße bzw. Spiele	Pumpen-typ	\bar{x} mm	s^2 μm^2	s μm	v %	v_G μm	f %
Wellendurchmesser	A 16	22,942	58	7,6	0,81	$\pm 1,06$	0,113
	A 25	22,947	13,16	3,6	0,38	$\pm 0,50$	0,05
Kopfkreisdurchmesser	A 16	44,295	138	11,8	3,99	$\pm 2,32$	0,79
	A 25	44,274	1086	33,0	12,05	$\pm 6,54$	2,38
Zahnradbreite	A 16	14,973	369	19,2	1,98	$\pm 3,8$	0,39
	A 25	22,971	547	23,4	2,40	$\pm 3,39$	0,35
Gleitlagerdurchmesser	A 16	23,078	120,6	11,0	14,16	$\pm 1,53$	1,96
	A 25	23,078	127	11,3	14,45	$\pm 1,56$	2,00
Gleitlagerbuchsenbreite	A 16	28,730	11430	107,0	14,66	$\pm 14,85$	2,03
	A 25	28,740	4799	69,3	9,35	$\pm 6,98$	0,95
Radkammerdurchmesser	A 16	44,450	3000	54,8	12,16	$\pm 10,85$	2,41
	A 25	44,415	10495	103,0	19,93	$\pm 20,30$	3,96
Radialspiel	A 16	0,158	2750	52,5	31,3	$\pm 10,4$	6,61
	A 25	0,202	2884	53,6	26,5	$\pm 7,50$	3,71
Gleitlagerspiel	A 16	0,131	221	14,9	11,36	$\pm 2,06$	1,58
	A 25	0,142	608	24,7	17,38	$\pm 3,42$	2,40
Radialspiel [4]	U 650	0,243	10100	100,5	41,4	$\pm 28,6$	11,75
Gleitlagerspiel [4]	U 650	0,148	784	28,0	18,94	$\pm 7,95$	5,38

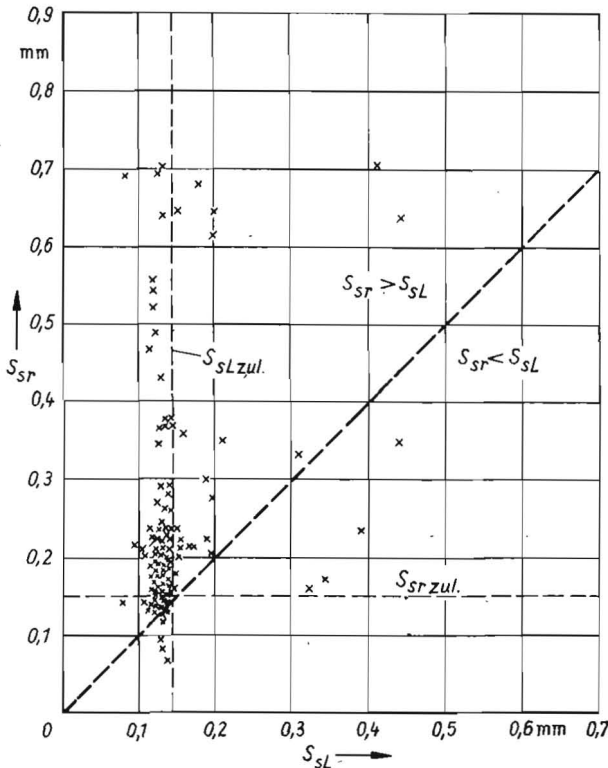


Bild 2. Beziehungen zwischen Gleitlager- und Radialspalt bei Zahnradpumpen A 25, Standard TGL 10859

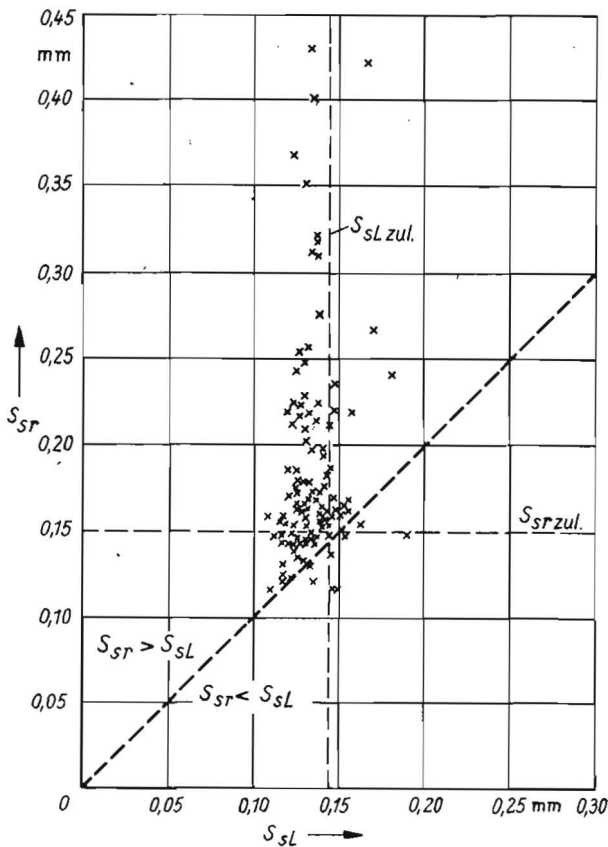


Bild 3. Beziehungen zwischen Gleitlager- und Radialspalt bei Zahnradpumpen A 16, Standard TGL 10859

lagerbuchsen ergab ein mittleres Lagerspiel von $142 \mu\text{m}$, so daß auch hier annähernd das Aussonderungsgrenzspiel erreicht wurde. Bezeichnend ist auch die nur etwa halb so große Standardabweichung des Lagerspiels gegenüber dem Radialspiel. Es konnte festgestellt werden, daß die Lagerbohrung der Ritzelwelle stärker verschleißt als die der Antriebswelle. 19 bzw. 15 % der Paarungen Gleitlagerbuchse — Ritzelwelle oder — Antriebswelle hatten das Aussonderungsgrenzspiel bereits erreicht.

Zahnradpumpe A 16

Das Verschleißverhalten dieser Zahnradpumpe entspricht im wesentlichen dem der Zahnradpumpe A 25. Unterschiede sind in der Höhe des Verschleißes zu erkennen. Die Standardabweichung (Tafel 1) ist mit wenigen Ausnahmen kleiner als bei der Zahnradpumpe A 25. Diese Pumpe hat mit Ausnahme der Zahnradbreite die gleichen Abmessungen wie die A 25. Auf die infolge der geringeren Zahnradbreite verminderte Belastung kann zurückgeführt werden, daß der Verschleiß laut Tafel 1 an den das Gleitlager- und Radialspiel bildenden Bauelementen geringer ist. Die Spiele der zur Instandsetzung angelieferten Zahnradpumpen A 16 sind damit kleiner als die der Zahnradpumpe A 25. Andererseits bedeutet das, daß die Zahnradpumpe A 16 bereits bei kleinerem Verschleiß ausgesondert wird.

Allgemeine Aussagen zum Verschleißzustand

Welche Bauteile der Zahnradpumpen so stark verschleifen, daß das Aussondern notwendig wird, ist den Bildern 2 und 3 zu entnehmen, die den Zusammenhang zwischen den Radial- und Gleitlagerspielen der zur Instandsetzung vorgesehenen Zahnradpumpen darstellen. Folgende Sachverhalte sind daraus zu erkennen:

- Das Gehäuse unterliegt einem größeren Verschleiß als die Gleitlagerbuchsen. Demnach ist die Masse der Zahnradpumpen infolge zu großen Verschleißes im Radialspalt ausgefallen.
- Da die Radialspaltweite der instandsetzungsbedürftigen Zahnradpumpen größer ist als die Gleitlagerspaltweite, müssen feste Fremdstoffe im Hydrauliköl diese Spaltvergrößerung hervorgerufen haben. Die festen Fremdstoffe müssen deshalb den Radialspalt passiert haben, ohne in den Lagerspalt einzudringen.
- Da die Vergrößerung des Radialspaltes bei der überwiegenden Mehrzahl der Zahnradpumpen den Schaden oder den Ausfall hervorruft (der Verschleiß an den den Gleitlagerspalt bildenden Bauelementen bleibt mit wenigen Ausnahmen im zulässigen Bereich), ist die Radialspaltvergrößerung bei den aus dem Bereich der Landtechnik kommenden Zahnradpumpen als ein echtes Kriterium zum Bestimmen der Aussonderungsgrenzen anzusehen.
- Eine nicht unerhebliche Zahl der Zahnradpumpen erreicht die vom Hersteller angegebenen zulässigen Spiele im Gehäuse oder in den Gleitlagern nicht. Diese Pumpen müssen deshalb mangels geeigneter Prüfmöglichkeiten der Hydraulikanlage im Einsatzbetrieb oder wegen des grundsätzlichen Aussonderns aller Baugruppen bei einer Grundüberholung der Gesamtmaschine ausgesondert worden sein.

Zur Charakterisierung des Schädigungszustandes der zur Instandsetzung angelieferten Zahnradpumpen sind in den Bildern 4 und 5 die Verteilungsfunktionen der ermittelten Radial- und Lagerspiele dargestellt worden. Sie gestatten folgende Aussagen:

- Die meisten Zahnradpumpen A 16 werden bereits bei geringerem Verschleiß im Radial- und auch im Lagerspalt als die Pumpe A 25 ausgesondert. Aus der Tatsache, daß erstere bei sonst gleichen Abmessungen nur eine geringere Zahnradbreite hat, läßt sich ableiten, daß das Verhältnis der Gesamtlässigkeitsverluste zum effektiven Förderstrom mit abnehmender Radbreite immer größer wird und damit die Auswirkungen des Verschleißes wachsen.
- Die Maxima der relativen Häufigkeiten der festgestellten Radialspiele liegen bei größeren Werten als die der Gleitlagerspiele, wodurch die früher getroffene Aussage betreffs des Verschleißes in den beiden Spalten erhärtet wird.

Tafel 2. Ausfallcharakteristik der Zahnradpumpen A 16 und A 25, Standard TGL 10859

Einzelteil bzw. Paarung	Anteil der betriebsuntauglichen Elemente bzw. Paarungen in %	
	A 16	A 25
Pumpengehäuse	78	92
Gleitlagerbuchsenbohrung	21	16
Gleitlagerbuchsenstirnseite	20	32
Ritzel- bzw. Antriebswelle	7	0
Radkammerbohrung / Antriebswelle	29	31
Radkammerbohrung / Ritzelwelle	35	36
Gleitlagerbuchse / Ritzelwelle	17	19
Gleitlagerbuchse / Antriebswelle	11	15

— Wegen der zu geringeren Spielen verschobenen Kurven der Verteilungsfunktionen muß die kleinere Zahnradpumpe A 16 als verschleißempfindlicher bezeichnet werden als die Baugröße A 25. Dieselbe Tendenz wurde auch bei den von Binar [4] ausgemessenen Zahnradpumpen rumänischer Konstruktion festgestellt, so daß diese Aussage als allgemeingültig bezeichnet werden kann.

Die Ergebnisse der Schadensanalyse wurden in Tafel 2 zusammengefaßt.

Nachdem die Einzelelemente der Zahnradpumpe hinsichtlich ihres Verschleißzustandes untersucht wurden, soll nun der Schädigungsgrad der Gesamtpumpe ermittelt werden. Folgende Definition soll den Schädigungsgrad charakterisieren:

— Schädigungsgrad $\varphi = 0$

Alle Teile weisen die zur Gewährung der Betriebstauglichkeit erforderlichen Toleranzen und ihre Paarungen die zulässigen Spiele auf.

— Schädigungsgrad $\varphi = 1$

Sämtliche Teile sind unzulässig stark verschlissen; die ermittelten Toleranzen und Spiele liegen außerhalb des Betriebstoleranz- bzw. Betriebsspielbereichs.

Entsprechend dieser Definition wurden die Meßergebnisse ausgewertet. Das Ergebnis wurde in Form der Verteilungsfunktion der ausgefallenen Zahnradpumpen (Bild 6) dargestellt. Die Untersuchungen beweisen, daß ein hoher Anteil (28 % bzw. 22 %) der zur Instandsetzung angelieferten Zahnradpumpen den Schädigungsgrad $\varphi = 0$ haben. Diese Pumpen haben nur geringfügige Schäden, wie defekte Dicht- und Radialwellendichtringe, bzw. bedürfen überhaupt keiner Instandsetzung. Sie sind wahrscheinlich aufgrund nicht erkannter anderer Schäden der Hydraulikanlage ausgebaut und zur Instandsetzung abgeliefert worden.

Der mittlere Schädigungsgrad der Zahnradpumpen läßt sich aus der Abgangskurve (Bild 7) entnehmen, etwa 7% bzw. 18%. Er fällt sehr gering aus. Es kann also festgestellt werden, daß mindestens 28 % der Zahnradpumpen der Baugröße A 16 und 22 % der Baugröße A 25 durch den Tausch der Dichtungen betriebstauglich werden und deren Gesamtinstandsetzung nicht gerechtfertigt ist. Auch Binar [4] wies ähnliche Verhältnisse beim Untersuchen des Schädigungszustandes axialspielausgeglichener Zahnradpumpen des Traktors U 650 nach. Er fand, daß in einem Falle 40% und im anderen Falle 32 % der untersuchten Zahnradpumpen Undichtigkeiten infolge schadhafter oder zerstörter Dichtungen aufwiesen. Aus der Feststellung, daß ein hoher Anteil der aus Landmaschinen und Traktoren ausgesonderten Zahnradpumpen nicht instandsetzungsbedürftig ist, kann abgeleitet werden, wie notwendig das Vorhandensein von Prüf- und Diagnosegeräten zur Ermittlung schadhafter Baugruppen im Bereich der in der Landwirtschaft eingesetzten Maschinen ist. Schon durch Benutzen des Hydraulikprüfgerätes HP 80/160 können Schäden in der Hydraulikanlage ohne besondere Schwierigkeiten lokalisiert werden, und das „Rätselraten“ bei der Suche nach der betriebsuntauglichen Hydraulikbaugruppe entfällt. Die zielgerichtete und planmäßige Überprüfung aller Hydraulikanlagen ist damit nicht nur ein Weg

Fortsetzung auf Seite 427

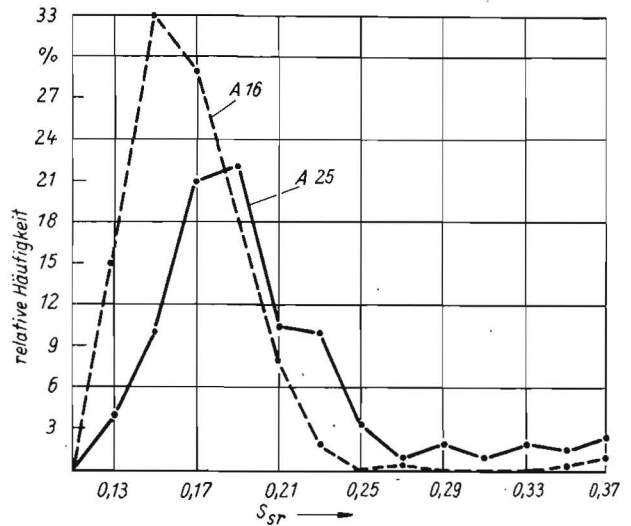


Bild 4 Verteilungsfunktion der Radialspiele

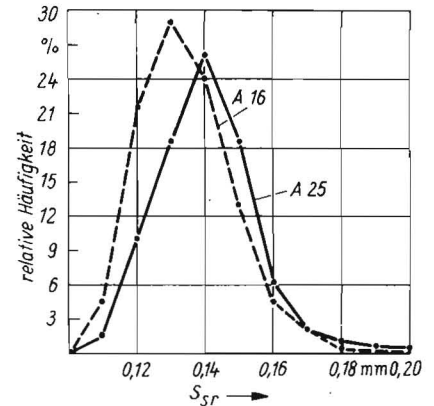


Bild 5 Verteilungsfunktion der Gleitlagerspiele

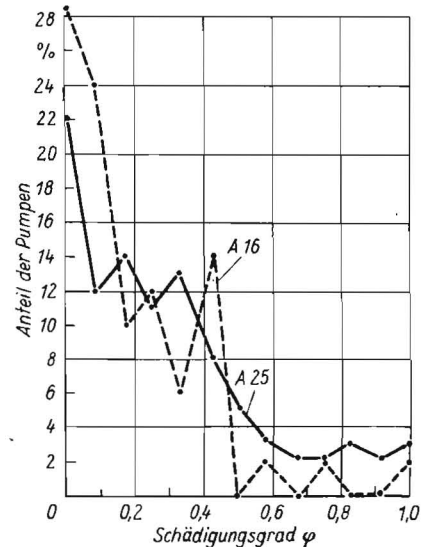


Bild 6 Verteilungsfunktion der ausgefallenen Zahnradpumpen

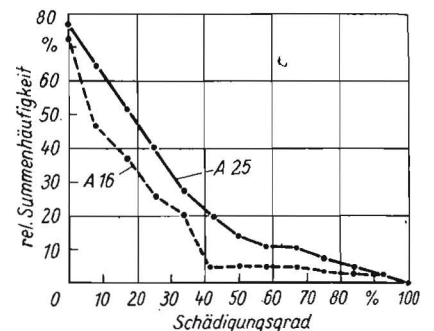


Bild 7 Abgangskurve der Zahnradpumpen

Bestimmung der mittleren Transportkosten eines spezialisierten Instandsetzungsbetriebs für landwirtschaftliche Großmaschinen

Dipl.-Ing. W. Sell, KDT, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik

1. Problemstellung

Mit der weiteren Spezialisierung und Konzentration sind bestimmte Transportaufwendungen erforderlich, die als eine wichtige Größe für den spezialisierten Instandsetzungsbetrieb (SIB) anzusehen sind. Aus diesem Grunde sind bei der Erarbeitung der Konzeption und Planungen für SIB schon vor der Produktionsaufnahme die im Zusammenhang mit dem Transport verbundenen Probleme zu beachten. Das betrifft insbesondere den Transport von kompletten landwirtschaftlichen Großmaschinen. Durch die dadurch auftretenden Transportaufwendungen entstehen dem SIB bzw. der Volkswirtschaft Transportkosten, die durch eine entsprechende Senkung der Fertigungskosten je Maschine bei einer bestimmten Produktionsstückzahl je Jahr (Seriengröße)

Fortsetzung von Seite 426

zur Senkung der instandsetzungsbedingten Stillstandszeiten, sondern kann damit nachweislich zur Senkung der gesamten Instandsetzungsaufwendungen bei Zahnradpumpen beitragen und die Instandsetzungsbetriebe erheblich entlasten. Gleichzeitig kann aus diesem Beispiel die volkswirtschaftliche Wirksamkeit der Maßnahmen in der vorbeugenden Instandhaltung abgeleitet werden.

Zusammenfassung

Zur Ermittlung des Schädigungszustandes von zur Instandsetzung angelieferten Zahnradpumpen mit axialem Spielausgleich nach Standard TGL 10859 aus Landmaschinen und Traktoren wurden schadensanalytische Untersuchungen in verschiedenen Instandsetzungsbetrieben angestellt. Folgende Feststellungen kennzeichnen diese Analyse:

- In den untersuchten Zahnradpumpen tritt der maximale Verschleiß im Radialspalt zwischen Gehäuse und Zahnkopf auf.
- Der geringere Verschleiß an den Ritzel- und Antriebswellen und den Gleitlagerbuchsen gestattet das Auf- oder Nacharbeiten dieser Elemente.
- Ein hoher Anteil von Zahnradpumpen wird zur Instandsetzung angeliefert, obwohl diese nur geringfügige oder gar keine Schäden haben.
- Der mittlere Schädigungsgrad der aus mobilen Landmaschinen und Traktoren ausgesonderten Zahnradpumpen ist sehr niedrig.
- Die angestellten Untersuchungen beweisen die Notwendigkeit des Einsatzes von Hydraulikprüfgeräten in der Landtechnik.

Literatur

- [1] Pietschmann, I.: Untersuchungen über den Einsatz landtechnischer Maschinen in kooperativen Abteilungen der Pflanzenproduktion und entsprechende Schlußfolgerungen. Universität Rostock, Sektion Melioration und Pflanzenproduktion, Diplomarbeit 1974.
- [2] Zein, G.: Technologische Untersuchungen zum Einsatz des Exaktfeldhäckslers E 280 und des Rübenverladeroders KS-6 unter besonderer Berücksichtigung der Verfügbarkeit und der Kontinuität. Universität Rostock, Sektion Melioration und Pflanzenproduktion, Diplomarbeit 1974.
- [3] Wukasch, H.: Untersuchungen zur Verfügbarkeit ausgewählter landtechnischer Produktionsmittel der Pflanzenproduktion unter Nutzung der 1973 ermittelten Ergebnisse. Ergebnisbericht des WTZ Schlieben.
- [4] Binar, J.: Untersuchungen über das Schädigungsverhalten der Hydraulikpumpen des Traktors U 650. IH Zwickau, Abschlußarbeit Nr.: KV-55-74 A 1974. A 1363

wieder erwirtschaftet werden müssen [1]. Auf die letztgenannten Kosten soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden.

Für den spezialisierten Instandsetzungsbetrieb sind neben einer Vielzahl anderer Kostenarten insbesondere auch die mittleren Transportkosten je Maschine interessant. Bei der Bestimmung dieser sind neben den beeinflussenden Faktoren, wie

- Anzahl und Masse der Transportgüter
- Transportentfernung
- Eigenschaften der Transportmittel
- Transportorganisation

auch die folgenden praktischen Gegebenheiten zu berücksichtigen:

- Geometrische Form des Einzugsbereichs
- Größe des Einzugsbereichs
- Lage des Instandsetzungsbetriebs im Einzugsbereich.

Für die Berechnung der mittleren Transportkosten ist die Kenntnis der spezifischen Transportkosten in Mark je Kilometer notwendig, die abhängig vom Maschinentyp sind. Im folgenden Abschnitt soll nur kurz auf die Bestimmung der spezifischen Transportkosten eingegangen werden, da umfassende Ergebnisse in [2] vorliegen.

2. Bestimmung der spezifischen Transportkosten

Unter den spezifischen Transportkosten sind die Kosten zu verstehen, die dem Instandsetzungsbetrieb für die verschiedenen Transportvarianten und abhängig vom Maschinentyp je Kilometer Transportentfernung entstehen. Die Bestimmung der spezifischen Transportkosten gestattet die Auswahl der optimalen Transportvarianten in Abhängigkeit von der Transportentfernung.

Die Grundlage für die Berechnung der spezifischen Transportkosten für alle Selbstfahrervarianten bildet die Preisanordnung 3030/3 Teil B Preistafel 2 bzw. Teil C [3]. Die dadurch festgelegten Zeit- und Kilometersätze, die einschließlich des Maschinenbedieners kalkuliert wurden, sind den entsprechenden Motorleistungen der selbstfahrenden Landmaschinen zugeordnet. Entsprechend der gewählten Transportvariante sind weiterhin folgende Kosten bei der Bestimmung der spezifischen Transportkosten zu berücksichtigen:

- Kosten für den Rücktransport der Fahrer
- Kosten für die Be- und Entladung der Anhänger
- Kosten für die Demontage und Montage von Baugruppen zur Transportrealisierung
- Kosten für die Begleitfahrzeuge u. a.

Einen entscheidenden Einfluß auf die Höhe der spezifischen Transportkosten besitzt die Anzahl der gemeinsam transportierten Landmaschinen.

Auf weitere Einzelheiten zur Bestimmung der spezifischen Transportkosten und der somit möglichen Auswahl der optimalen Transportvarianten in Abhängigkeit von der Transportentfernung soll in einer späteren Veröffentlichung eingegangen werden.

3. Ermittlung der Transportkosten in Abhängigkeit von der Seriengröße

Den Ausgangspunkt für die Bestimmung des Zusammenhangs zwischen den Transportkosten und der Seriengröße stellen die Beziehungen zwischen dem Einzugsbereich und der zur Instandsetzung anfallenden Stückzahl C dar. Bisherige Ergebnisse [1] [4] basieren auf einem kreisförmigen Einzugsbereich. Da für den praktischen Fall diese Näherung oftmals nicht ausreichend ist, sind auch andere geometrische Formen von Einzugsbereichen zu beachten. Ausgehend von der bezirklichen Spezialisierung bei der