

der verschiedenen Teilinstandsetzungsvarianten, die gemäß den Diagnoseergebnissen, dem Ort und dem Ausführungszeitpunkt (z. B. in der spezialisierten Instandsetzungseinrichtung oder im Diagnose- und Instandhaltungstützpunkt sofort oder später je nach Charakter der konkreten Kampagne) gewählt werden.

Grundlage für die in AIK und MTS der VRB einzuführenden Diagnosetechnologien für Traktoren und Mähdrescher ist die Verwendung des aus der UdSSR importierten stationären Komplexes KI-13919-GOSNITI. Beim Vorhandensein eines relativ großen Radtraktorenparks ist der Prüfstand KI-8948-GOSNITI zusätzlich vorgesehen. Durch die bisherigen Forschungen wurde festgestellt, daß man bei der Beurteilung des Motorzustands und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des Motors (dargestellt im Netzplan – Bild 2 – bei Arbeitsschritt-Nr. 25 und 26 sowie evtl. bei der Tiefendiagnose im Anschluß) auch die Geräte MK8-007, Stroboskop 147, Rauchdichtemeßgerät RDM4/1 und DS203 sowie DS205, die im Diagnosegerätesystem DS1000 [4] vorhanden sind, verwenden kann.

### 5. Planung der Termine für die Durchführung der Überprüfungen und Instandhaltungsmaßnahmen

Bei der Planung des konkreten Zeitpunkts, der für die Überprüfung oder eine Pflegegruppe einzuhalten ist, wurde die zulässige Abweichung des Intervalls zwischen zwei

Überprüfungen oder Pflegegruppen untersucht, die, gemessen in Arbeitstagen, nach dem unteren Grenzwert des als rationell angesehenen Zeitpunkts für die Durchführung zu wählen ist [5]. Die zulässigen Abweichungen der einzuhaltenden Intervalle sind in Tafel 1 zusammengestellt. Der Tag für das Durchführen von Überprüfungen oder Instandhaltungsmaßnahmen wird zwischen dem Meister für Diagnose und dem zuständigen Leiter in Abhängigkeit von der Auslastung des Traktors und des Diagnose- und Instandhaltungstützpunkts entsprechend den zulässigen Abweichungen von den Überprüfungsintervallen nach Tafel 1 abgestimmt.

### 6. Zusammenfassung

Aufgrund von Arbeiten zur rationellen Organisation des technologischen Prozesses der Diagnose von Traktoren in der VR Bulgarien kann festgestellt werden, daß die in AIK und MTS der VRB einzuführenden Diagnose- und Instandhaltungstechnologien auf folgender Reihenfolge der Arbeitsschritte basieren:

- Bestimmen der Notwendigkeit von komplizierten Instandsetzungen
  - Bestimmen der Notwendigkeit von unkomplizierten Teilinstandsetzungen
  - Bestimmen der Notwendigkeit von weiteren Erhaltungsmaßnahmen
- Nach Möglichkeit versucht man mit unkomplizierten Teilinstandsetzungen und anderen einfachen Instandhaltungsmaßnahmen am Traktor auszukommen.

– Für die meisten AIK und MTS ist es rationell, die stationäre Form für die Diagnose- und Instandhaltungsarbeiten zu nutzen. Die Diagnose- und Instandhaltungsarbeitsgruppe besteht aus Diagnosemeister, Schlosser und Mechaniker.

### Literatur

- [1] Razrabotvane na tehnologia i organizacia na diagnostika pri tekuštoto poddyržane na sel'skostonpanska tehnika v mašino-tractornite stancii (Ausarbeitung von Technologien und Organisation der Diagnose für die laufende Überprüfung der Landtechnik in den Maschinen-Traktoren-Stationen). Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule „Angel Kintschew“ Russe (1984).
- [2] Tehničeskie priznaki (kriterii) predelnogo sostojanija osnovnyh častej sel'skokochozjajstvennyh traktorov (Technische Kriterien für die Beurteilung des Grenzzustands von Bauteilen landwirtschaftlicher Traktoren) 1982.
- [3] Vremennije kriterii predelnogo sostojanija i pravila opredelenija neobchodimosti postanovki v kapitalny remont traktorov i sostavnyh častej (Zeitlich begrenzte Kriterien des Grenzzustands und Vorschriften für die Teilinstandsetzung von Traktoren und ihren Teilen) 1982.
- [4] Wosniak, R., u. a.: Verfahrensbezogene Diagnosetechnologie für Traktoren. Markkleeberg: agrabuch 1983.
- [5] Naidenov, N.; Spiridonov, G.: Punktoveta za diagnostirane i poddyržane na traktorite (Teil-diagnose und Überprüfung von Traktoren). Mechanizacija na sel'skoto stopanstvo, Sofia (1983) 10. A 4488

## Einfluß der Temperatur auf das Betriebsverhalten von Zahnradpumpen

Dozent Dr. sc. techn. E. Hlawitschka, KDT, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik  
Dr.-Ing. M. Blum, Ingenieurbüro für Landtechnik beim VEB Kombinat Landtechnik Rostock

### 1. Einleitung

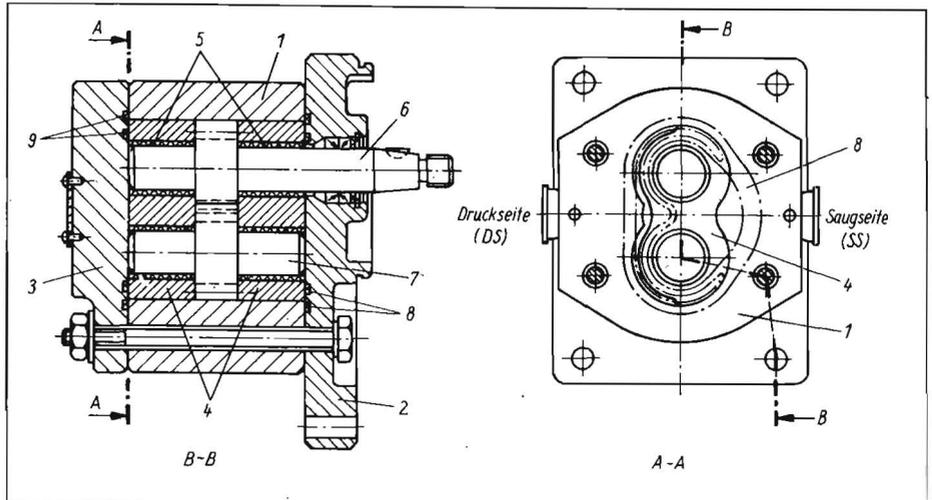
Zahnradpumpen gelangen derzeit in Hydraulikanlagen vieler mobiler Maschinen zum Einsatz. Die gegebenen Einsatzbedingungen solcher Maschinen schaffen häufig sehr ungünstige Betriebsverhältnisse für Zahnradpumpen, besonders bezüglich der vorhandenen Betriebstemperaturen. Je nach der Jahreszeit muß sowohl mit sehr tiefen, in der Nähe des Stockpunkts des Öls liegenden Temperaturen als auch mit sehr hohen Öltemperaturen, die eine erhebliche Verringerung der Ölviskosität bedingen, gerechnet werden. Besonders kritisch sind die Erwärmungsphasen, die sich nach dem Starten bei tiefen Umgebungstemperaturen einstellen. Zur Zeitdauer solcher Erwärmungsvorgänge in Abhängigkeit von der Wärmekapazität der Hydraulikanlagen von Traktoren enthält [1] besondere Ergebnisse.

Zur Minderung der Schädigung von Hydraulikgeräten werden von den Herstellern Temperatur- bzw. Viskositätsgrenzen angegeben, die nicht unter- bzw. überschritten werden dürfen. Dennoch werden – wie die Erfahrungen und entsprechende Untersuchungen bestätigen – in der Praxis Zahnradpumpen auch bei extremen Temperaturen betrieben. Daher interessiert das Verhalten der Zahnradpumpen bei solchen Zuständen. Im

folgenden werden Ergebnisse vorgestellt, die an Zahnradpumpen der neuen Generation nach Standard TGL 37069 gewonnen wurden.

Dem internationalen Trend nach Erhöhung der Nenndrücke und Verbesserung der Gebrauchseigenschaften folgend, wurde von der DDR-Hydraulikindustrie eine Zahnrad-

Bild 1. Zahnradpumpe nach Standard TGL 37069 mit einem Volumenstrom, Nenndruck 20 MPa [2]; 1 Gehäuse, 2 Befestigungsplatte, 3 Deckel, 4 Stützkörper, 5 PTFE-beschichtete Rollbuchsen, 6 Antriebswelle, 7 Ritzelwelle, 8 Druckfelddichtung, 9 Stützring



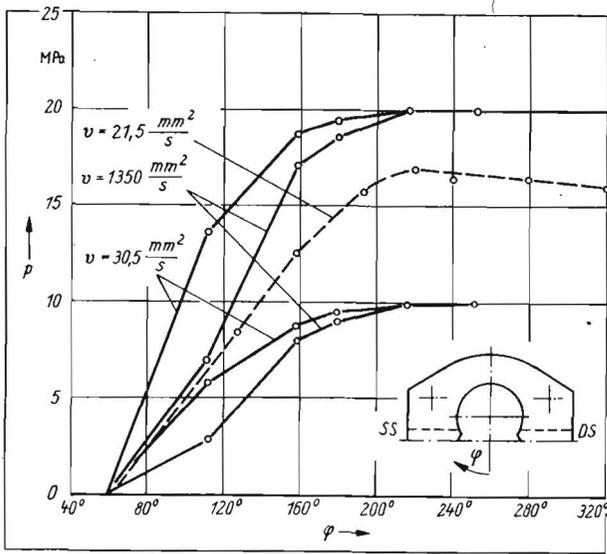


Bild 2. Druckverlauf im Radialspalt;  
 — Zahnradpumpe nach Standard TGL 37069  
 - - - Zahnradpumpe nach Standard TGL 10859

pumpe entwickelt (Bild 1) [2], die sich durch konstruktive Besonderheiten von der bekannten Zahnradpumpe nach Standard TGL 10859 unterscheidet. Dazu zählen vor allem der Ersatz der früher verwendeten Lagerbuchsen durch je eine Buchsenbrille 4, die Lagerung der Wellen in Rollbuchsen 5, die mit einer dünnen PTFE-Schicht versehen sind, die besondere konstruktive Gestaltung der Buchsenbrillen in Verbindung mit einer elastischen Druckfeldichtung 8 zur Beeinflussung des Axialdichtspalts durch Ausnutzung eines gezielt aufgebauten Druckfelds und die der Beanspruchung des Werkstoffs angepaßte äußere Form des Pumpengehäuses 1. Durch diese Maßnahmen werden eine Erhöhung des Nenndrucks auf 20 MPa und eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades und der Zuverlässigkeit erreicht. Zur Sicherung der Betriebsparameter ist jedoch die Verwendung von Filtern mit einer Maschenweite von 25 µm erforderlich. Bezüglich des Öls wird vom Hersteller ein Viskositätsbereich von 8 bis 2000 mm<sup>2</sup>/s bei einer Betriebsviskositätsspanne von 8 bis 1000 mm<sup>2</sup>/s zugelassen [3].

## 2. Betrieb bei tiefen Temperaturen

Das Betreiben bzw. Inbetriebsetzen von Zahnradpumpen bei Temperaturen von etwa 253 K erfordert Untersuchungen zum Einfluß der Ölviskosität, des Werkstoffs und der konstruktiven Gestaltung der Bauteile bzw. zu den Veränderungen dieser Größen, die durch tiefe Temperaturen hervorgerufen werden.

Neben der allgemein bekannten Tatsache, daß sehr hohe Viskositätswerte die Schmierung negativ beeinflussen und den Strömungswiderstand erhöhen, konnte nachgewiesen werden, daß die Änderung der Viskosität des benutzten Hydrauliköls zu veränderten Druck- und damit Belastungsverhältnissen in der Zahnradpumpe führt. Maßgebend dafür ist der Druckverlauf im Radialspalt. Im Bild 2 ist dieser für unterschiedliche Viskositätswerte, wie er auf experimenteller Grundlage [4] für zwei verschiedene Drücke für die Zahnradpumpe p<sub>n</sub> 20, TGL 37069, ermittelt wurde, dargestellt worden. Dabei entspricht die Ölviskosität v = 1350 mm<sup>2</sup>/s für das Öl HLP 22F den Kältebedingungen (θ = 250 K) und

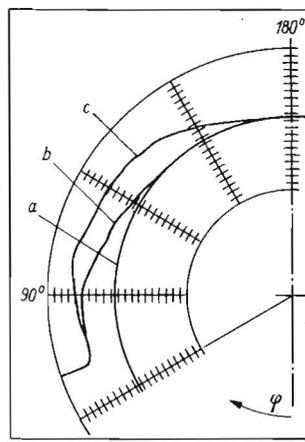


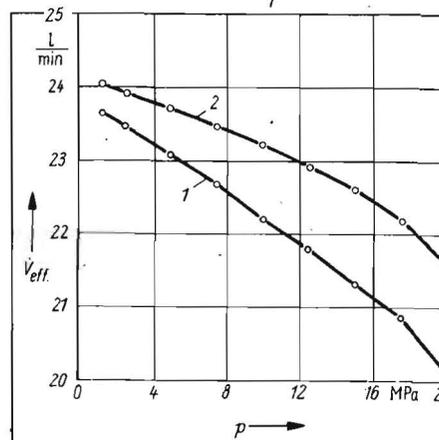
Bild 3. Ausschnitte des Gehäuses der Zahnradpumpe nach einer Betriebsdauer von 5 min (typische Beispiele);  
 a Ausgangskontur der Radkammer, b Normalbedingungen, c Kältebedingungen

v = 30,5 mm<sup>2</sup>/s für das Öl HLP 46F den Normalbedingungen (θ = 323 K). Die bei Zahnradpumpen nach Standard TGL 10859 festgestellte Druckerhöhung auf das 1,05fache des Betriebsdrucks [5] tritt durch eine veränderte Konstruktion der Zahnradpumpen p<sub>n</sub> 20 nicht mehr auf.

Bei tiefen Temperaturen erfolgt der Druckanstieg infolge der hohen Viskosität und die verbesserte Zuordnung der radialspaltbildenden Bauteile erst bei größerem Winkel φ (Bild 2). Unter Benützung des Radialspalt-druckverlaufs und der geometrischen Abmessungen der Zahnradpumpe ergab sich, daß die resultierende belastende Kraft mit ansteigender Viskosität sowohl im Betrag wächst als auch unter einem größeren Winkel φ angreift. Damit verlagert sich die resultierende Wellenbelastung trotz gleichbleibender Zahnkräfte unter dem Einfluß tiefer Temperaturen in Richtung zur Druckseite. Dieses Verhalten stellt sich in besonderem Maß auch bei der Inbetriebnahme der Zahnradpumpe ein.

Die Toleranzen und Spiele der in der Zahnradpumpe angeordneten Teile sind so ausgelegt, daß bei der Erstinbetriebnahme die Verlagerung der Ritzelwelle in Richtung der resultierenden Kraft infolge der Druckeinwir-

Bild 4. Förderstromkennlinien der Zahnradpumpe nach Standard TGL 37069 bei Kältebetrieb (Kurve 1) und bei Normalbetrieb (Kurve 2); Öl HLP 46, n = 1446 min<sup>-1</sup>



kung das Ausschaben des Gehäuses durch die Zahnköpfe zur Folge hat. Fertigungs-genauigkeiten werden dadurch ausgeglichen, und die Radialspaltweite nimmt selbständig ein Minimum an.

Wegen unterschiedlich verwendeter Werkstoffe für die Paarungsteile Gehäuse und Zahnrad (Gehäuse aus einer Aluminiumlegierung, Zahnrad aus Stahl) und der damit verschiedenen Wärmeausdehnungskoeffizienten führt die Wärmedehnung zu veränderten Radialspielen. Tiefe Temperaturen ziehen demnach eine Verringerung des Radialspiels und somit ein weiteres Ausschaben des Gehäuses durch die Zahnköpfe nach sich.

Der Einsatz einer Aluminiumlegierung für die Stützkörper hat sich wegen des mit dem Gehäuse gleichen Wärmedehnungsverhaltens des Werkstoffs als vorteilhaft erwiesen. Dadurch ist das Festklemmen der Stützkörper im Gehäuse nicht mehr möglich, und der axiale Spielausgleich wird nicht behindert. Letztere Erscheinung führte bei Zahnradpumpen nach Standard TGL 10859 wegen der aus Bronze hergestellten Lagerbuchsen gelegentlich zur erheblichen Minderung des Förderstroms bzw. zum völligen Versagen der Pumpe [6].

Die in Bild 1 erkennbare Aussparung der Stützkörper auf der dem Druckkanal zugewandten Seite sichert in Verbindung mit der besonders geformten Druckfeldichtung eine nahezu parallele Lage von Stützkörper- und Zahnradstirnseite und somit geringe Volumenstromverluste im Axialspalt. Die dadurch geschaffene große Angriffsfläche für den Öldruck verursacht jedoch eine hohe mechanische Beanspruchung des Pumpengehäuses. Experimentelle Untersuchungen und auch eine Verformungsberechnung auf der Basis der Methode der finiten Elemente erbrachten den Nachweis, daß das Gehäuse in Richtung der Druck- und der Saugölbohrung gestreckt wird und sich im Bereich von φ = 180° einschnürt. Eine Verminderung des radialen Spiels ist die Folge. Die dadurch hervorgerufene Ausschabung des Gehäuses kann solange nicht als Schädigung angesehen werden, wie die Betriebsbedingungen (Druck, Temperatur, Ölart) konstant bleiben, da sich dann jeweils die gleiche geometrische Lage der Bauteile in der Pumpe einstellt. Verändert sich jedoch die Temperatur, so überlagern sich temperatur- und druckbedingte Verformungen. Im Zusammenhang mit der durch die veränderten Druckverhältnisse hervorgerufenen Wellenlagerung beschreiben dann die Ritzelzähne eine andere Bewegungsbahn gegenüber der Gehäusewand. Im Bild 3 sind Beispiele von experimentell ermittelten Ausschabungsverläufen angegeben, wie sie für Normal- und Kältebedingungen typisch sind. Man erkennt bei Kältebedingungen die größere Ausschabtiefe und die Verlagerung der Ausschabung zur Druckseite hin. Da der Tieftemperaturbetrieb eine größere Gehäuseausschabung verursacht, sind im anschließenden Betrieb bei üblichen Öltemperaturen wegen des dann größeren Radialspalts die inneren Leckverluste größer, und der Förderstrom sinkt.

Bemerkenswert ist, daß sich die Schädigung beim Tieftemperaturbetrieb bereits nach wenigen Sekunden Betriebsdauer einstellt. Selbst für den Fall, daß nur der geringe Leitungswiderstand die Pumpe belastet, konnte wegen der veränderten viskositätsbedingten Winkellage der resultierenden Kräfte eine zusätzliche kältebedingte Schädigung theo-

retisch und experimentell nachgewiesen werden. Diese Erscheinung ist typisch für Zahnradpumpen und beschränkt sich nicht allein auf die Pumpen nach Standard TGL 37069. Konkretere und auch weiterführende Angaben hierzu enthält [7]. In Versuchen unter Normal- und Kältebedingungen ergaben sich Veränderungen des effektiven Förderstroms. Im Bild 4 sind die gemittelten Förderstromkennlinien der Versuchsgeräte dargestellt [8].

### 3. Betriebsverhalten bei hohen Temperaturen

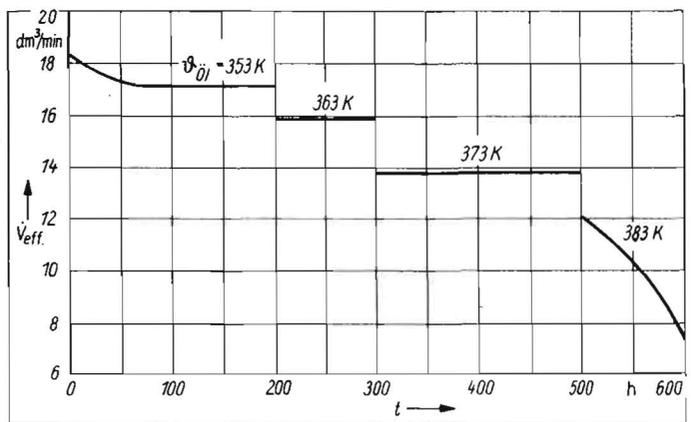
Bei hohen Umgebungstemperaturen ist nicht auszuschließen, daß Hydraulikanlagen bei Temperaturen des Öls im Behälter von über 353 K betrieben werden. In diesem Fall muß davon ausgegangen werden, daß bei Nennbelastung zusätzlich zur mechanischen Beanspruchung infolge hohen Drucks thermisch bedingte Veränderungen der Hydraulikflüssigkeit und des Werkstoffs besonders in Erscheinung treten. Zur Aufrechterhaltung einer minimalen Schmierfilmdicke einerseits und zur Vermeidung hoher innerer Leckverluste andererseits beeinflussen dann besonders folgende Faktoren das Betriebsverhalten von Zahnradpumpen:

- Viskosität des Hydrauliköls
- Wärmedehnung der verschiedenen Werkstoffe
- Ölalterung bei hohen Temperaturen.

Für die Gleit- und Schmierungsverhältnisse in der Zahnradpumpe ist die Viskosität ausschlaggebend. Sie beeinflußt die Haftfähigkeit und die in den funktionsbedingten Spalten auftretenden Leckverluste. Die Schmierfilmdicke nimmt mit zunehmender Schmiermitteltemperatur ab und wird bei Temperaturen über 373 K, d. h. Viskositätswerten von rd.  $6 \text{ mm}^2/\text{s}$ , so klein, daß Mischreibungszustände zwischen den Gleitpartnern und damit eine teilweise metallische Berührung derselben auftreten können. Durch Mischreibung geschädigte Oberflächen der Bauteile der Zahnradpumpen wurden nach dem Betreiben mit extrem hohen Öltemperaturen tatsächlich festgestellt. Damit ist ein hoher Verschleiß der Gleitpartner verbunden. Sehr niedrige Viskositäten des Öls bedingen große innere Leckverluste, die zu einem größeren Abfall der Kennlinie  $\dot{V} = f(p)$  führen und damit die Druckabhängigkeit des Förderstroms erhöhen. Außerdem reduzieren sie den Gesamtwirkungsgrad und verschlechtern die Energieökonomie.

Ebenso wie beim Tieftemperaturbetrieb führen die unterschiedlichen Wärmedehnungen der verwendeten Werkstoffe zu veränderten Spaltabmessungen. Hiervon werden besonders der Radial- und der Lagerspalt betroffen. Betrachtet man allein den Radialspalt, der durch die Paarung Gehäuse-Ritzel gebildet wird, und führt eine einfache Überschlagsrechnung auf der Grundlage der bekannten Ausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe und der vorliegenden Abmessungen durch, so ergibt sich durch die unterschiedlichen Wärmedehnungsverhältnisse eine Radialspielzunahme in der Größenordnung von 10 bis 15  $\mu\text{m}$ , falls die Pumpe bei Temperaturen betrieben wird, die 20 bis 30 K über der zulässigen Betriebstemperatur liegen. Da die Spaltweite mit der 3. Potenz die Höhe der Leckverluste bestimmt, ist die Wärmedehnung neben der Druckbeanspruchung ein das Förderstromverhalten wesentlich bestimmender Faktor.

Bild 5  
Förderstromverhalten der Zahnradpumpe 16/20 nach TGL 37069 bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen;  $n = 1470 \text{ min}^{-1}$ ,  $p = 20 \text{ MPa}$



Nicht ohne Einfluß auf die Öleigenschaften ist das Alterungsverhalten von Hydrauliköl. Bekannt ist, daß die Alterungsgeschwindigkeit bei Temperaturen über 343 K besonders hoch ist. Dadurch verändert sich die Ölqualität negativ, und die Alterungsprodukte fördern den Abnutzungsprozeß. Da der Alterungsprozeß aber relativ langsam abläuft, werden erst bei langandauerndem Betrieb mit hohen Temperaturen die durch die Ölalterungsbedingten Eigenschaftsänderungen das Betriebsverhalten der Pumpe infolge der sich verstärkt einstellenden Schädigung beeinflussen.

Zur Festlegung der Temperatureinsatzgrenzen wurden Zahnradpumpen 16/20, TGL 37069, bei verschiedenen Öltemperaturen betrieben und das Förderstromverhalten ermittelt [9, 10]. Im Bild 5 ist der Förderstromverlauf zu erkennen, der sich bei allen untersuchten Pumpen einstellte. Bis zur Öltemperatur von 373 K – gemessen im Ölbehälter – änderte sich das Förderstromverhalten während der angegebenen Betriebszeit nicht, d. h., die o. g. Zahnradpumpen blieben funktionstüchtig. Die Reduzierung des Förderstroms bei höheren Öltemperaturen hat ihre Ursachen in der Viskositätsminderung und in der temperaturbedingten Spaltweitenvergrößerung. Eine bleibende Schädigung trat beim Betreiben mit Öltemperaturen  $> 383 \text{ K}$  ein. Der Abfall der Förderstromkennlinie ist ein Beweis dafür. Nach der Demontage der Pumpen wurde festgestellt, daß die Stirnseite der Lagerbrillen durch Mischreibung geschädigt worden waren. Die Gleitflächen zeigten beträchtlichen Werkstoffabtrag und auch Riefenbildung. Die PTFE-beschichteten Gleitlager wiesen allerdings keinerlei erkennbare Schädigung auf.

Die durchgeführten Experimente bestätigten, daß Zahnradpumpen nach Standard TGL 37069 thermisch hochbelastbare Geräte sind. Damit werden sie den Anforderungen, die besonders die Mobiltechnik stellt, gerecht. Aus Gründen der Erhaltung der Funktionstüchtigkeit und der Sicherung einer langen Lebensdauer der Geräte sollte dennoch die vom Hersteller mit 353 K angegebene maximale Betriebstemperatur nicht überschritten werden, da in der Praxis eine genaue Temperaturkontrolle nicht möglich ist und der häufig hohe Verschmutzungsanteil im Öl bei hohen Betriebstemperaturen besonders schädigend wirkt.

### 4. Anwendungshinweise

Um der Schädigung durch tiefe bzw. hohe Betriebstemperaturen entgegenwirken zu können, sind folgende Hinweise zu beachten:

- Bei Umgebungstemperaturen unter 273 K

ist die Hydraulikpumpe einschließlich des gesamten Öls in der Hydraulikanlage ohne Belastung bei leicht erhöhter Leerlaufdrehzahl des Motors warmzufahren. Das alleinige Vorwärmen des Öls im Ölbehälter schließt die Schädigung der Zahnradpumpe bei der Inbetriebnahme nicht aus.

- Bei ständig tiefen Umgebungstemperaturen ist anstelle der üblichen Öle ein geringerviskoses Hydrauliköl, z. B. HLP22, zu wählen. Die dann in der vollständig erwärmten Hydraulikanlage auftretenden Volumenstromverluste stellen einen Kompromiß zur verringerten Kälteschädigung dar.
- Bei Hydraulikanlagen, die häufig tiefen Temperaturen ausgesetzt sind, sollten Maßnahmen zur Senkung des Leerlaufdrucks bei der Inbetriebnahme realisiert und die Ansaugbedingungen verbessert werden (größere Nennweiten, geringe Saughöhe und Saugleitungslänge).
- Obwohl Zahnradpumpen nach Standard TGL 37069 bis zu minimalen Viskositätswerten von  $\nu = 6 \text{ mm}^2/\text{s}$  ohne zusätzliche Schädigung betrieben werden können, sollte die vom Hersteller angegebene Betriebsviskositätsgrenze von  $\nu = 8 \text{ mm}^2/\text{s}$  nicht unterschritten werden, anderenfalls ist eine ständige Kontrolle der Öltemperatur notwendig.
- Der Einbau eines Thermometers wird dann notwendig, wenn Zahnradpumpen ständig in der Nähe der unteren Viskositäts- bzw. oberen Temperaturgrenze betrieben werden. Dann ist auch ein hochviskoses Hydrauliköl zu verwenden.

### 5. Zusammenfassung

In der Mobiltechnik ist das Betreiben von Zahnradpumpen sowohl bei extrem niedrigen wie auch bei extrem hohen Temperaturen nicht auszuschließen. An Zahnradpumpen nach Standard TGL 37069 wurde nachgewiesen, daß das Betreiben bei Temperaturen um 253 K schon nach wenigen Sekunden Betriebszeit eine Schädigung des Gehäuses hervorruft, die sich als Folge des durch die hohe Ölviskosität bedingten Druckverlaufs im Radialspalt und der sich daraus ergebenden Kraft- und Belastungsänderung der Zahnräder und des Gehäuses gegenüber dem Betrieb bei Normaltemperaturen einstellt. Die Kälteschädigung tritt besonders dann auf, wenn bei tiefen Temperaturen gestartet wird, und führt zur Senkung des Förderstroms der Zahnradpumpe.

Zahnradpumpen nach Standard TGL 37069 zeigten bis zu einer minimalen Betriebsviskosität des Öls von  $6 \text{ mm}^2/\text{s}$  ( $\approx 373 \text{ K}$  bei HLP46) ein stabiles Förderstromverhalten.

Öltemperaturen von über 373 K führen vornehmlich zur Schädigung der den Axialspalt bildenden Gleitflächen.

## Literatur

- [1] Nogaj, M. D.; Fleer, D. E.: Opređenje teplo-tehničkih parametara gidrosistema mašinskih agregata (Ermittlung wärmetechnischer Parameter des Hydrauliksystems von Traktoren). Traktory i sel'chozmašiny, Moskau (1977) 5, S. 15–16.
- [2] Konstruktionsunterlagen des VEB Industriewerke Karl-Marx-Stadt.
- [3] Zahnradpumpen mit einem Volumenstrom, Nenndruck 20 MPa, Baugröße 3, TGL 37069. Hrsg.: VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik Leipzig 1982.

- [4] Blum, M.: Versuchsstand zur experimentellen Untersuchung der Temperaturbeanspruchung von Hydraulikpumpen. Wissenschaftliche Zeitschrift der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Mathematisch-naturwissenschaftliche Reihe, 31 (1982) 4, S. 23–25.
- [5] Hlawitschka, E.: Beitrag zur Strategie und zur Quantifizierung von Schädigungsgrenzen für hydrostatische Baugruppen – dargestellt am Beispiel der Zahnradpumpen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Dissertation B 1978.
- [6] Blum, M.: Einfluß von extremen Temperaturen auf die Schädigung des Radialspaltes einer spielausgeglichenen Zahnradpumpe. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Forschungsbericht 1981 (unveröffentlicht).
- [7] Blum, M.: Einfluß tiefer Temperaturen auf die

- Schädigung von Zahnradpumpen und ihr Einlaufen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Dissertation A 1983.
- [8] Blum, M.: Einfluß von extremen Temperaturen auf die Schädigung des Radialspaltes einer spielausgeglichenen Zahnradpumpe. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Forschungsbericht 1982.
- [9] Roschig, D.: Auswahl von Hydraulikpumpen für Traktoren unter Berücksichtigung ihres Schädigungs-Nutzungsdauerverhaltens. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Diplomarbeit 1983 (unveröffentlicht).
- [10] Schepull, B.: Einfluß hoher Betriebstemperatur auf die Schädigung in Zahnradpumpen. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik, Großer Beleg 1984 (unveröffentlicht).

A 4301

# Einsatz von Entfeuchtungswärmepumpen zur Klimatisierung eines Saatgutspeichers

Dr. sc. agr. K. Berndt/Dr. agr. K.-L. Seidel, Institut für Rübenforschung Klein Wanzleben der AdL der DDR  
Ing. P. Mickan, Wissenschaftlich-Technisches Zentrum der Holzverarbeitenden Industrie Dresden

## 1. Problemstellung

Für die Lagerung von Saatgut sind optimale Werte der relativen Luftfeuchte und der Lagertemperatur von besonderer Bedeutung. Nach [1, 2] sind für die Lagerung von Zuckerrübensaatgut eine relative Luftfeuchte von 60 bis 70% und Lagertemperaturen von etwa 10°C am günstigsten. Unter derartigen Lagerbedingungen kann die Geschwindigkeit des Keimfähigkeitsrückgangs wirksam eingeschränkt werden.

Um optimale Lagerbedingungen für Zuchtsaatgut zu erreichen, wurde nachträglich in einem 1981 gebauten Saatgutspeicher im Institut für Rübenforschung Klein Wanzleben in Zusammenarbeit mit dem VEB Ingenieurtechnik Halle eine Anlage mit Entfeuchtungswärmepumpen mit Abwärmenutzung zum Heizen des Speichers bzw. zur Brauchwassererwärmung installiert.

## 2. Aufbau des Saatgutspeichers

Der neue Saatgutspeicher ist eine Hallenkonstruktion mit seitlichem Anbau (Bild 1). Das Tragwerk bildet eine Stütze-Riegel-Konstruktion aus Fertigteilen. Dabei sind in Gebäudelängsrichtung im Abstand von 6000 mm die stehenden Stützen in Hülsenfundamente eingespannt und die aufliegenden Holzbinder in Gebäudequerrichtung gelenkig miteinander verbunden. Für die Außenteile wurden Gasbetonwandelemente verwendet. Die Decke der Lagerhalle besteht aus ebenen Asbestzementtafeln, die auf einer Holzschalung montiert sind. Der Anbau ist durch Anordnung von Doppelstützen vom Aufbereitungs- und Lagerraum getrennt. Als Tragwerk wurden Stahlbetonpfetten auf Riegel verlegt. Die Eindeckung des gesamten Gebäudes erfolgte mit Asbestzementwelltafeln. Der Lagerraum wurde fensterlos gebaut, um die Temperaturen und die relative Luftfeuchte möglichst konstant zu halten.

Das Zentrum des Saatgutspeichers ist der besonders isolierte Lagerraum. Um den Wasserdampfnachschub aus der umgebenden Luft auf ein Minimum zu bringen, wurden an Wänden, Fußböden und Decke Sperrschichten aus Bitumen bzw. Folien eingebaut. Das

Eindringen von Falschlufte bleibt somit auf die unbedingt erforderlichen technologischen Öffnungen beschränkt. Damit war der Einsatz von Entfeuchtungswärmepumpen effektiv geworden.

Die Grundfläche des Lagerraums beträgt 1150 m<sup>2</sup>. Im Saatgutspeicher besteht die Möglichkeit, große Saatgutpartien (je 50 kg) in Containern, kleine Parteien (bis je 2000 g) im Stapelrähmengerät sowie kleinste Parteien (bis 50 g) in Hebelschubstränken zu lagern [3].

Neben dem Lagerraum wurde ein Aufbereitungsraum für technologische Prozesse angeordnet. Im Anbau sind die Sozial-, Betriebs- und Maschinenräume untergebracht.

## 3. Beschreibung der Anlagentechnik und der Luftführung

Die Grundlösung der Anlagentechnik und der Luftführung im Saatgutspeicher ist im Bild 2 dargestellt. Aufgrund der Bauform des Saatgutspeichers wurden zur optimalen Gestaltung des Temperaturregimes und der relativen Luftfeuchte für das Saatgut im Lagerraum zwei Entfeuchtungswärmepumpen (Montage-Kälteanlagen mit dem Kältemittelverdichter H 2-28-058/1 in Wärmepumpenschaltung) installiert. Diese ermöglichen folgende Fahrstufen:

### Winterbetrieb: Entfeuchten/Heizen

- Entfeuchtung der Luft und Nachheizung durch Nutzung der Kondensatorwärme der Kälteanlagen
- bei extremen Außenbedingungen Nachheizung durch warmwasserbeaufschlagte Wärmeübertrager

### Sommerbetrieb: Entfeuchten/Kühlen

- Entfeuchtung und Kühlen der Luft und Abgabe der Kondensatorwärme der Kälteanlagen über Außenkondensator
- Nutzung der Kondensatorwärme zur Brauchwarmwasserbereitung.

Damit ist es möglich, das Klima im Saatgutspeicher mit folgenden Parametern ganzjährig zu gewährleisten:

- relative Luftfeuchte  $\varphi \leq 65\%$
- Temperatur  $\vartheta_R = 8 \dots 12^\circ\text{C}$ .

Die Entfeuchtungswärmepumpe arbeitet vollautomatisch nach dem Prinzip der Kompressionskälteanlage mit dem Kältemittel R 12 (F<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub>).

Die Ansteuerung erfolgt in Abhängigkeit von der geforderten relativen Luftfeuchte im Saatgutspeicher über einen Feuchteregler (Typ 1612-08 der Fa. Feutron). Zur Einhaltung geringer Abweichungen vom Sollwert wurden eine hohe Empfindlichkeit und eine kleine Hysterese am Regler eingestellt.

Die Lüftungsanlage arbeitet im reinen Umluftbetrieb. Durch zwei Radialventilatoren wird Abluft über einen Luftschacht aus dem Lagerraum in die Verdampferkammer gesaugt. Über die beiderseitig angeordneten Verdampferkörper, die luftgekühlten Kondensatoren sowie die Spiralrippenrohrwärmeübertrager wird je ein Abluftstrom von rd. 10000 m<sup>3</sup>/h gesaugt und über Papierrohrleitungen mit einem Durchmesser von 560 mm in den Lagerraum zurückgeführt. Seitlich und nach unten angeordnete Bohrungen (Durchmesser 80 mm) in den Papierrohrleitungen verteilen die Zuluft wieder gleichmäßig im Lagerraum.

Der Abluftstrom kühlt sich im Verdampfer aufgrund der niedrigen Oberflächentemperatur von 0 bis 3°C unter den Taupunkt ab, wodurch die Luftfeuchtigkeit auskondensiert. Das vom Verdampfer abtropfende Kondenswasser wird aus der Verdampferkammer abgeführt. Der abgekühlte und entfeuchtete Luftstrom wird in dem nachgeordneten Innenkondensator der Kälteanlage wieder erwärmt und dem Lagerraum zugeführt (Winterbetrieb). Reicht die diskontinuierlich anfallende Abwärme nicht zur Einhaltung der erforderlichen Lagertemperatur, so kann über den Nachheizkörper zusätzliche Wärmeenergie zugeführt werden.

Der wesentliche Vorteil des Einsatzes der Entfeuchtungswärmepumpen liegt somit in der Rückgewinnung der im Teilluftstrom enthaltenen Verdampfungswärme des Wassers, die im Verdampfer an das Kältemittel übertragen und im Kondensator an den entfeuchteten und abgekühlten Teilluftstrom wieder abgegeben wird. Diese zurückgewonnene