Influence of Abrasive Wear on Pump Behaviour of Rotary Lobe Pumps

Meno Türk[1], **Thomas Zenke**[1], **Burkhard Verhülsdonk**[2] and **René Brückner**[2]
[1] Institut für Agrartechnik Bornim e.V. (ATB), Potsdam
[2] Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH, Essen

Double shaft rotary lobe pumps are often used for conveying slurries in liquid manure, biogas and sewage plants. Increasing abrasive wear enlarges the gaps and decreases the backflow leakage accordingly. The effects on the pump characteristic of helical toothed rotary lobe pumps were systematically analyzed and the influence factors were valuated. The research is carried out on the test stand for pumps at ATB (Fig. 1).

The most important influence factors are the dimensions of head gaps and front gaps (Fig. 2, 3) as well as the viscosity of fluid. The effect of viscosity on the gap flow rate is considerably important (Fig. 4). The gap leakage rate is reduced due to increasing liquid viscosity. The effective flow rate as well as the total efficiency (Fig. 5) increases with increasing viscosity. This effect makes clear that enlarged gap dimension should be taken into consideration when pumping high viscous fluids. The effect of the pump speed on the leakage rate is negligible. Gap flow rates measured on a blocked pump therefore can be taken as the leakage rates of a running pump. The effect of lobe shape (straight or helically toothed) on the leakage rate is nearly insignificant. Helically toothed lobes with high number of wings have better pump behavior then lobes with less number of wings.
At high pump pressure double-side bearing rotary lobe pumps should preferably applied instead of pumps with cantilevered shafts (Fig. 6). Double-side bearing pumps have less abrasion at the lobe's wing tips and better suction behaviour (Fig. 7). The pressure-flow characteristic curve $p = f(n_p)$ plotted at closed discharge pipe (Fig. 8) or the direct measurement of leakage flow $Q_S = f(p)$ is able to describe the pump's wear status. Based on these tests the real pump characteristic curve can be calculated (Fig. 9).

Keywords
Rotary lobe pumps, mechanical pump wear, gap leakage, helically toothed lobes, pumping behaviour

Problemstellung

Zum Fördern von hochviskosen Flüssigkeiten, Schlämmen und Dickstoffen in der Landwirtschaft, Kommunaltechnik und Industrie werden häufig zweiwellige selbstabdichtende Drehkolbenpumpen eingesetzt. Diese rotierenden Verdrängerpumpen haben große Querschnitte im Förderraum zwischen Drehkolben und Gehäuse und werden aufgrund ihrer kompakten Bauweise für große Förderdurchsätze anstelle von Exzenterschneckenpumpen gern verwendet. Eine Welle wird direkt, die andere über ein außen liegendes Ausgleichsgetriebe angetrieben. So wird die berührungslose Bewegung der Drehkolben gesichert. Diese sind zumeist mit einer Gummibeschichtung versehen und haben die Aufgabe, ein konstantes Kammervolumen von der Saug- zur Druckseite zu bewegen und die Pumpe abzudichten. Die Form der Drehkolben ist durch die Flügelanzahl sowie die Flügelform (gerade oder schräg verzahnt) bestimmt [1]. Zum Kennlinienverhalten von Drehkolbenpumpen mit gerade verzahnten Ovalkolben in der Landwirtschaft liegen ausführliche Erkenntnisse vor [2]. Durch die Entwicklung von schräg verzahnten Drehkolben konnte auch das funktionsbedingte Pulsationsproblem gelöst werden [1, 3]. Der volumetrische Wirkungsgrad wird vor allem durch Undichtheiten in der Pumpe vermindert, also durch Rückströmungsverluste (Leckage). In der Regel werden Pumpen für Wasser ausgelegt, d. h. die Spalte zwischen Drehkolben und Gehäuse sowie zwischen den beiden Kolben werden minimiert. Werden diese Pumpen jedoch für hochviskose Schlämme mit abrasiven Fremdstoffen, wie z. B. Klärschlamm, eingesetzt, tritt erheblicher Verschleiß auf, und die Nutzungsdauer der Pumpen ist unbefriedigend. Zur optimalen Pumpenauslegung mit maximaler Lebenszykluszeit (Nutzungsdauer) ist daher auch eine Anpassung der Spaltweiten an die realen Stoffeigenschaften der Fördermedien erforderlich. Dazu sind grundlegende Kenntnisse zu Wirkung von Verschleiß auf das Strömungsverhalten praktischer fluider Stoffe in Drehkolbenpumpen notwendig. Diese Untersuchungen erfolgen am Pumpenversuchsstand im ATB (**Bild 1**) und sind Voraussetzung für ein optimierendes Aus-



Figure 1: Test stand at ATB

legungsprogramm für Drehkolbenpumpen [4], das gegenwärtig entwickelt wird.

Untersuchungsmethode

Die Rückströmungsverluste in einer Drehkolbenpumpe beeinflussen die Kennlinien erheblich und sind von verschiedenen Einflussgrößen abhängig, die einzeln und im Komplex zu bewerten sind:

- Spaltform (Kopf-, Mitten-, Stirnspalt),
- Spaltgröße (Höhe, Breite, Länge),
- Fließverhalten des Fördermediums (Viskosität, Stoffstruktur),
- Pumpendrehzahl,
- Förderdruck (Wellendurchbiegung bei einseitig gelagerter Pumpe, Spaltstromgeschwindigkeit),
- Drehkolbenform (gerade oder schräg verzahnt, Flügelanzahl),
- Kolbenwerkstoff (PE, mit Gummi beschichteter Stahlkern).

Folgende Spalte werden unterschieden (**Bild 2**):

- Kopfspalte zwischen Kolbenkopf und Pumpengehäuse,
- Mittenspalt zwischen den verzahnten Drehkolben (abhängig von der Kolbenstellung),
- Stirnspalte zwischen Drehkolben und den Stirnplatten des Gehäuses.

Diese Spalte vergrößern sich durch Verschleiß während der Betriebszeit einer Pumpe, zumeist durch Gleit- und Strahlverschleiß [5] beim Fördern von Suspensionen mit abrasiven Fremdstoffen. Die Drehkolben sind mit einer Gummischicht versehen und am Kolbenkopf erfolgt der größte Materialabtrag. Das ist begründet durch die Gleitgeschwindigkeit des rotierenden Kopfes gegenüber dem feststehenden Pumpengehäuse (Gleitverschleiß) sowie durch die hohe Geschwindigkeit der Leckageströmung durch die schlitzförmigen Kopfspalte (Strahlverschleiß). Bei hohen Förderdrücken kann auch die Wellendurchbiegung einseitig gelagerter Pumpen eine Ursache für die Berührung von Kolben und Gehäusehalbschalen sein. Das führt an den Berührungsstellen zu erhöhtem Verschleiß.

Zur Versuchsdurchführung bei simuliertem Pumpenverschleiß steht eine Versuchspumpe vom Typ VX 136-140 Q der Fa. Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH, Essen/Oldbg., zur Verfügung. Diese Drehkolbenpumpe ist einseitig gelagert und kann über den rückseitigen Pumpendeckel einfach geöffnet werden.

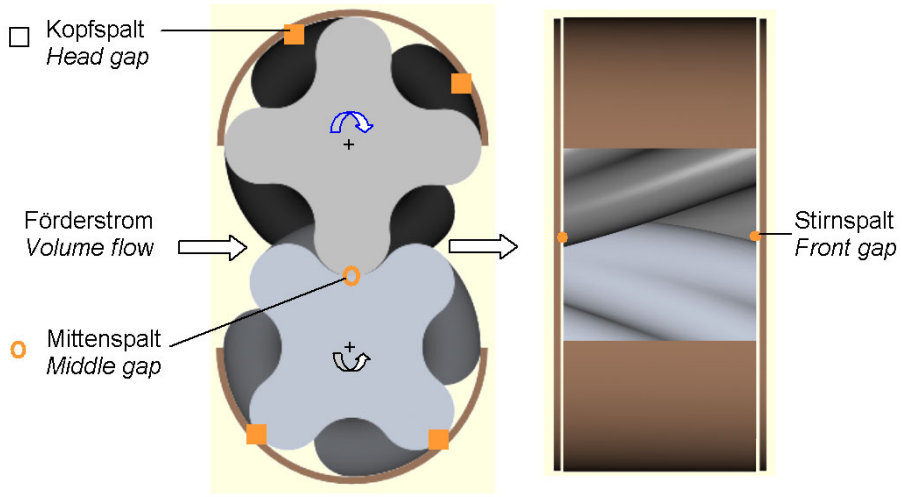


Figure 2: Gap definition at a helically toothed rotary lobe pump

Auf diese Weise können folgende Bauteile schnell ausgewechselt werden:

- Gehäusehalbschalen mit unterschiedlicher Dicke,
- Drehkolben mit unterschiedlich abgefrästen Kolbenköpfen, also verschiedenen Kopfkreisdurchmessern und
- Stirnplatten verschiedener Dicke.

Dadurch lässt sich die Wirkung einzelner Spaltarten abschätzen, und es können die Spalthöhen stufenweise verändert werden. Die Kopfspalte lassen sich im Bereich 0 bis 2,5 mm, die Mittenspalte 0 bis 5 mm und die Stirnspalte 0 bis 2,5 mm variieren. Durch Kombination der Spaltgrößen kann man auch "realen Verschleiß", also eine gleichmäßig verschlissene Pumpe, simulieren. Die Förderversuche wurden schwerpunktmäßig mit vierflügeligen schräg verzahnten Drehkolben in gummierter Ausführung durchgeführt. Bei einigen Versuchen wurden gerade verzahnte zweiflügelige Ovalkolben mit gleichen geometrischen Abmessungen (Kopfkreisdurchmesser und Breite) eingesetzt. Als alternativer Kolbenwerkstoff wurde auch Polyamid verwendet, vor allem um den Einfluss der Kolbenoberfläche hinsichtlich elastischer Eigenschaften bei hohen Förderdrücken zu testen.

Der Pumpenversuchsstand (Bild 1) besteht im Wesentlichen aus zwei baugleichen in Reihe angeordneten Drehkolbenpumpen, die in beiden Förderrichtungen arbeiten können und deren Drehzahl jeweils über Frequenzumrichter eingestellt wird. An jeder Pumpe kann der saug- und druckseitige Druck, die Drehzahl, das Drehmoment sowie generell der Volumendurchsatz und die Temperatur gemessen werden. Auf der Saugseite ist eine Drosselklappe angeordnet. Zur Regelung des Gegendruckes hinter der Förderpumpe kann die zweite drehzahlstellbare Drehkolbenpumpe als Drosseleinrichtung wirken. Am Pumpenversuchsstand werden folgende Messaufgaben erfüllt:

- Indirekte Messung des Verschleißzustandes an einer abgesperrten Pumpe, d. h. Fördern gegen einen geschlossenen Schieber. Der Förderstrom ist $Q = 0$ und $Q_{th} = Q_S$, d. h. die Kammerfüllung muss durch die Spalte zurück strömen [6]. Demnach ist der aufgebaute Druck in der Pumpe $p = f(n_P)$ ein integrales Maß für die Spaltegrößen und den realen Verschleiß.
- Direkte Messung des Spaltvolumenstroms an der blockierten Versuchspumpe $Q_S = f(p)$. Mit Hilfe der zweiten Drehkolbenpumpe wird der Volumenstrom Q_S durch die Spalte der still stehenden Pumpe gefördert und der Strömungswiderstand $p = p_d - p_S$ gemessen.
- Pumpenkennlinien bei druck- oder saugseitiger Drosselung $Q = f(p; n_P)$ und $M_d = f(Q; n_P)$. Hierbei gilt für den gemessenen Volumenstrom $Q = Q_{th} - Q_S$. Da der theoretische Volumenstrom Q_{th} bekannt ist, lassen sich die Spaltverluste einfach ermitteln.

Im Drehzahlbereich $n_P = 50$ bis 800 U/min wurden Druckkennlinien im Bereich $p = 0$ bis ca. 10 bar sowie Saugkennlinien bis zur beginnenden Kavitation und Strömungsabriss aufgenommen. Für vorgegebene Spaltgeometrien erfolgten Förderversuche mit Wasser, Glycerin 81 % und Glycerin 99,7 % als Newtonsche viskose Flüssigkeiten sowie verschiedenen Flüssigfuttermischungen ($m_F : m_W = 1:2$ bis 1:3) aus Getreideschrot und Wasser als Beispiele für nicht-Newtonsche Suspensionen. Nicht-Newtonsche Suspensionen werden hier mit Hilfe des Ostwalde Waele- Potenzgesetzes $\tau = K \gamma^n$ beschrieben. Die Viskosität dieser Stoffe $\eta = \tau / \gamma$ ist deshalb keine Stoffkonstante,

sondern grundsätzlich vom Schergradienten $\dot{\gamma}$ abhängig [7].

Im Mittelpunkt der Untersuchungen steht die Frage nach der Wirkung von Pumpenverschleiß auf die Kennliniencharakteristik und der Bewertung von Einflussgrößen.

Versuchsergebnisse und Schlussfolgerungen

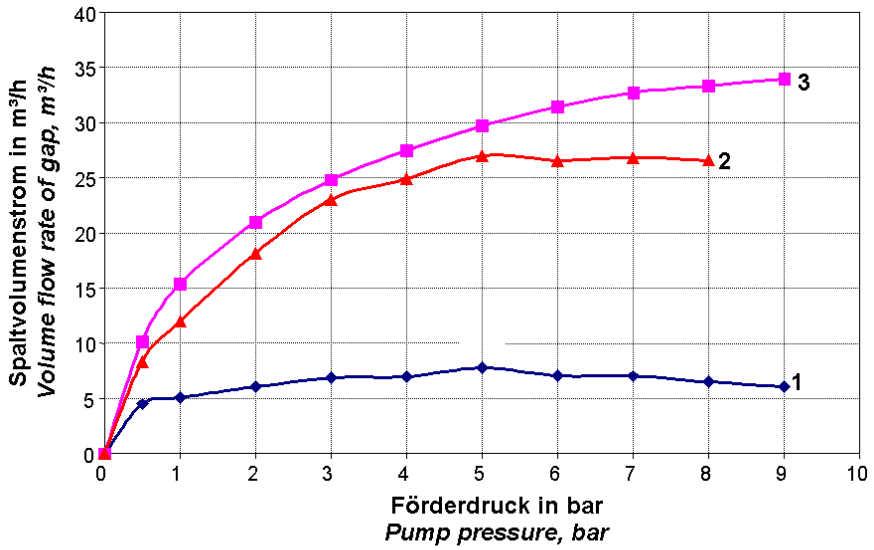
Folgend werden die wichtigsten der o.g. Einflussgrößen auf die Rückströmungsverluste in der Drehkolbenpumpe diskutiert.

Den größten Einfluss haben die *Kopf- und Stirnspalte* (**Bild 3**). Die Spaltverluste unterscheiden sich kaum, für p > 5 bar werden die Differenzen jedoch größer. Zwischen den Stirnspalten der Getriebe- und der Deckelseite gibt es nur geringe Unterschiede. Die Leckage durch den Mittenspalt ist bedeutend geringer und weitgehend unabhängig vom Förderdruck. Auch mit zunehmendem Kopfverschleiß ist die Pumpenmitte durch die Verzahnung der Kolben gut abgedichtet, es besteht zumeist eine durchgehende Dichtlinie.

Der Einfluss der *Pumpendrehzahl* auf den Verlustvolumenstrom ist nur unbedeutend. Daraus folgt, dass die an einer stehenden, also blockierten Pumpe, gemessenen Spaltströme viskoser Flüssigkeiten gut auf die rotierende Förderpumpe übertragen werden können.

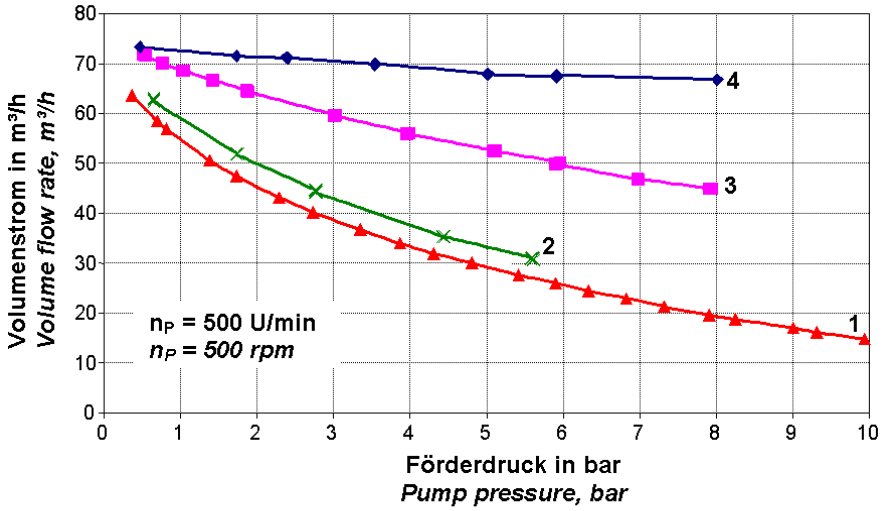
Der Einfluss der *Viskosität* der Förderflüssigkeit auf die Spaltverluste ist von erheblicher Bedeutung (**Bild 4**). Die Spaltströme vermindern sich mit steigender Viskosität, der effektive Volumenstrom und der energetische Wirkungsgrad (**Bild 5**) erhöhen sich. Hieraus wird die Notwendigkeit einer Anpassung der Spaltgrößen an die Viskosität der Förderflüssigkeit deutlich. Während der Wirkungsgrad für Wasser (1) mit steigendem Druck ständig geringer wird, erhöht er sich bei hochviskosen Flüssigkeiten (4). Hier könnten größere Spalte gewählt werden, denn die optimale Spalthöhe ist direkt von der Viskosität abhängig.

Für Flüssigfutter aus Getreideschrot und Wasser (2) wurde zur besseren Vergleichbarkeit im o.g. Durchsatzbereich eine quasikonstante Viskosität angenommen. Beim Fördern dieser grob strukturierten, organischen Suspensionen treten allerdings Phänomene auf, die sich allein mit der Viskositätsgröße nicht erklären lassen. Bei den vergleichsweise hohen Strömungsgeschwindigkeiten in den Spalten vermindert sich die Viskosität erheblich und strebt einem nahezu konstanten



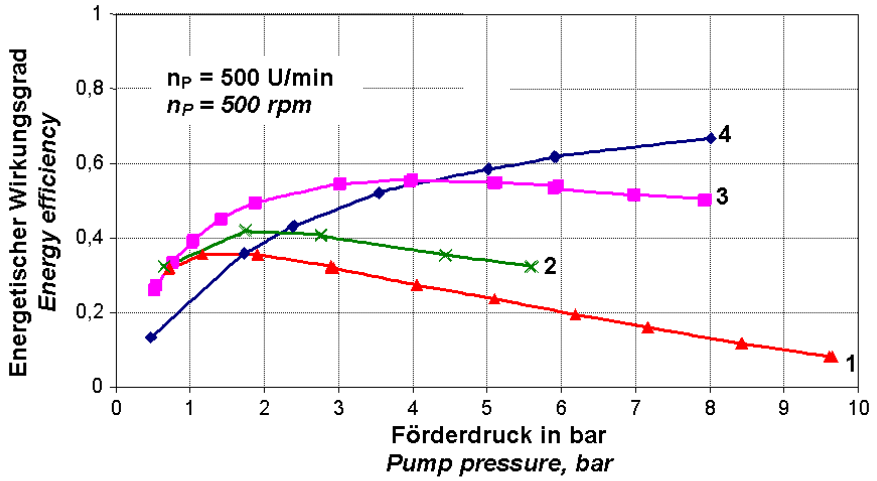
1 - Mittelspalt *middle gap*
2 - Stirnspalt *front gap*
3 - Kopfspalt *head gap*

Figure 3: Leakage flow rates (water) through head, front and middle gaps at equal gap heights of 1 mm (0.04 “)



1 - Wasser *water* (η = 1 mPas)
2 - Flüssigfutter *liquid feed* (η = 75 mPas)
3 - Glycerin *glycerin* (η = 230 mPas)
4 - Glycerin *glycerin* (η = 1500 mPas)

Figure 4: Influence of viscosity on the flow characteristic at equal head gap



1 - Wasser *water* (η = 1 mPas)
2 - Flüssigfutter *liquid feed* (η = 75 mPas)
3 - Glycerin *glycerin* (η = 230 mPas)
4 - Glycerin *glycerin* (η = 1500 mPas)

Figure 5: Influence of viscosity on the total efficiency at equal gap dimension

Wert an. Es treten in den Spalten vermutlich auch Entmischungen, örtliche Verstopfungen durch grobkörnige Teilchen und hochgradig turbulente Strömungsbereiche auf. Die mit Rohr- und Rotationsviskosimeter gemessenen Viskositätskurven sind deshalb nur bedingt zur Berechnung der Spaltvolumenströme verwendbar, weil Viskosimeterströmungen grundsätzlich laminar sind und der Messbereich erheblich geringer ist als bei realer Scherung in den Spalten der Pumpe.

Bei höheren Förderdrücken (p > 4 bar) biegen sich die *Wellenenden* bei einseitig gelagerten Drehkolbenpumpen derartig auseinander, dass die Kolben bei zu engem Kopfspalt das Gehäuse berühren können. Dann erhöht sich örtlich der Verschleiß, die Spaltquerschnitte verändern sich und damit auch die Pumpenkennlinien. In diesem Fall ist die Einsatzgrenze der Pumpe erreicht. Hier ist eine doppelseitig gelagerte Drehkolbenpumpe von Vorteil. Das zeigen die vergleichenden Förderversuche einer einseitig gelagerten mit einer baugleichen zweiseitig gelagerten Pumpe mit schräg verzahnten Drehkolben (**Bild 6**). Die Wellendurchbiegung wird so vermieden und die Spalthöhen bleiben konstant. Das führt zu kleineren Spaltverlusten und demnach zu höherem effektiven Durchsatz. Die Spalte können daher kleiner ausgelegt werden. Die Fördercharakteristik wird auch bei saugseitiger Belastung (**Bild 7**) deutlich verbessert. Die typischen Kavitationsdruckschläge treten bei Wasser erst bei Saugdrücken von etwa p_S = 0,85 bar auf, also kurz bevor die Strömung abreißt. Bei hoher druck- oder saugseitiger Dauerbelastung sowie hohen Drehzahlen ist demnach eine doppelt gelagerte Drehkolbenpumpe von Vorteil.

Der Einfluss der *Kolbenform* (gerade oder schräg verzahnte Drehkolben) auf die Spaltverluste ist von geringerer Bedeutung. Grundsätzlich haben schräg verzahnte Kolben mit höherer Flügelzahl auch bei Verschleiß ein besseres Förderverhalten. Das wird besonders bei geringeren Drehzahlen und größeren Spalthöhen deutlich. Schräg verzahnte Drehkolben haben eine erheblich geringere Druckpulsation und damit eine bessere Laufruhe gegenüber gerade verzahnten ovalen Drehkolben. Hinzu kommt ein deutlich stabileres Förderverhalten bei saugseitiger Belastung vor allem im Bereich beginnender Kavitation [1].

Der *Kolbenwerkstoff* beeinflusst das Förderverhalten bei simuliertem Verschleiß nur unwesentlich. Es wurde anfangs vermutet, dass gummierte Drehkolben aufgrund ihrer elastischen Oberfläche bei hohen Drücken Formänderungen und damit eine veränderte Fördercharakteristik aufweisen könnten. Im direkten Vergleich mit starren Polyamidkolben gleicher Dimensionierung zeigten sich jedoch keine wesentlichen Unterschiede der Pumpenkennlinien. Natürlich sind gummierte Kolben für Suspensionen mit abrasiven Feststoffen von erheblichem Vorteil.

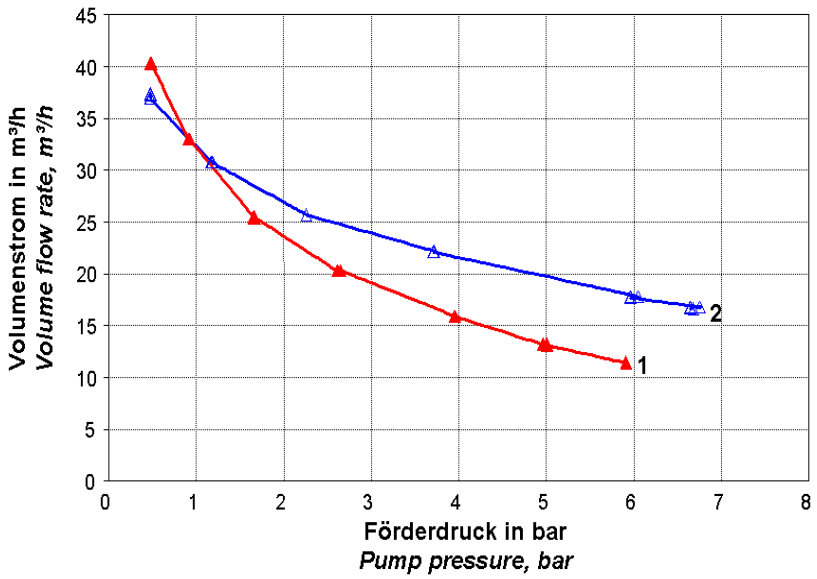


Figure 6: Influence of shaft deflection on the flow rate curve (water) at 0.5 mm (0.02") head gap

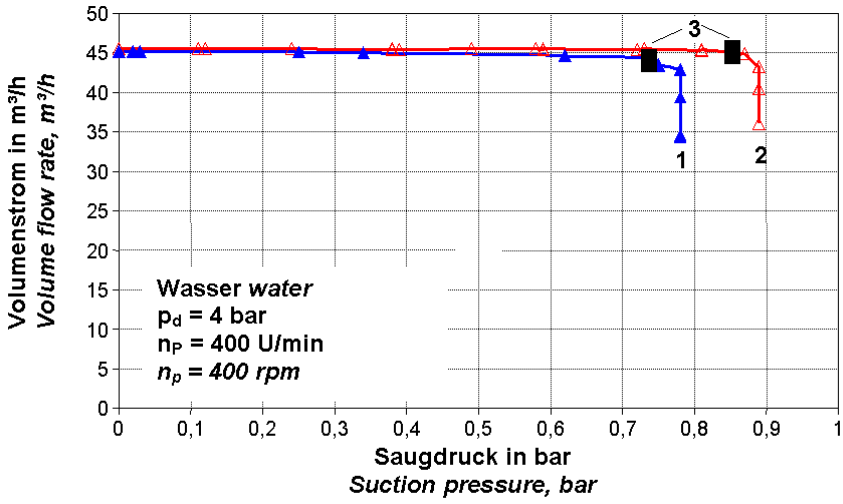


Figure 7: Influence of shaft deflection on suction behaviour

Durch Verschleiß verändern sich die Pumpenkennlinien. Dann müssen beim praktischen Einsatz vor Ort ohne Pumpendemontage oft sofortige Entscheidungen gefällt werden. Dazu ist eine *Verschleißdiagnose* anhand gemessener Förderdaten oder einfacher Messverfahren notwendig. Vorteilhaft ist eine näherungsweise Berechnung der veränderten Pumpenkennlinien Q = f (p; n_P). Lässt man eine verschlissene Drehkolbenpumpe bei langsam steigender Drehzahl gegen einen geschlossenen Schieber fördern, wird Q = 0 und $Q_{th} = Q_S$ [5]. Der theoretische Durchsatz entspricht dem der Spaltströmung und man erhält eine für den Verschleißzustand der Pumpe charakteristische Druck-Drehzahl-Kennlinie p = f (n_P) (**Bild 8**). Diese Kennlinien wurden für die verschiedenen Spaltgrößen und -formen sowie unterschiedliche Fördermedien aufgenommen. Ein Punkt dieser Kennlinie entspricht bei einer konstanten Drehzahl dem Schnittpunkt der Pumpenkennlinie Q = f (p) mit der p-Achse, wenn nach kontinuierlicher Druckerhöhung Q = 0 wird (**Bild 9**). Wenn man weiterhin unterstellt, dass alle Pumpenkennlinien unterschiedlicher Drehzahlen sich für

$p \rightarrow 0$ dem konstanten Wert Q_{th} nähern, also auch $Q_S = 0$ wird, sind die Schnittpunkte der Pumpenkennlinien mit der Durchsatz- und der Druckachse bekannt. Die realen Pumpenkennlinien können näherungsweise konstruiert werden. Dazu wird ein Programm vorbereitet.

Eine weitere Diagnosemethode ist die direkte Messung des Leckage-Volumenstroms $Q_S = f(p)$ mit Hilfe einer zweiten Pumpe. Diese Hilfspumpe drückt das Fördermedium durch die Spalte der still stehenden verschlissenen Pumpe. Dann kann man den Durchsatz Q berechnen und entscheiden, ob und welche Verschleißteile auszutauschen sind oder ob ein neuer Arbeitspunkt per Drehzahlveränderung eingestellt werden kann. Bei diesem Verfahren können allerdings bei grob strukturierten Suspensionen aufgrund von Entmischungen in engen Spalten zuweilen örtliche Verstopfungen auftreten.

Zusammenfassung

Die Auswirkungen von Verschleiß auf das Förderverhalten von Drehkolbenpumpen sind vielfältig jedoch noch wenig untersucht worden. Hierzu wurden mit schräg verzahnten Drehkolbenpumpen bei systematischer Veränderung der Spaltmaße praxisnahe Förderversuche durchgeführt. Die Versuchsergebnisse wurden hinsichtlich der wichtigsten Einflussgrößen diskutiert. Von größtem Einfluss sind die verschleißbedingten Kopf- und Stirnspalte in der Pumpe sowie die Viskosität des Fördermediums. Bei hohen Förderdrücken ist der Einsatz von zweiseitig gelagerten Drehkolbenpumpen von Vorteil, weil der Kopfverschleiß vermindert wird und auch bei Saugbelastung ein stabileres Förderverhalten vorliegt. Zur Verschleißdiagnose sind Druckmessungen beim Fördern gegen einen geschlossenen Schieber $p = f(n_P)$ oder direkte Leckstrommessungen $Q_S = f(p)$ an einer blockierten Pumpe aussagefähig und auf reale Pumpenkennlinien übertragbar.

Die Untersuchungen zum verschleißabhängigen Förderverhalten sind Voraussetzung für die Erarbeitung von Berechnungsprogrammen für reale Pumpenkennlinien unter Berücksichtigung von Verschleiß und Fördermedien unterschiedlicher Viskosität [4]. Damit kann zusammen mit einem Programm zur Rohrleitungsberechnung [7] eine optimierende Pumpen- und Anlagenauslegung erfolgen. Hierzu wird in einer späteren Arbeit berichtet.

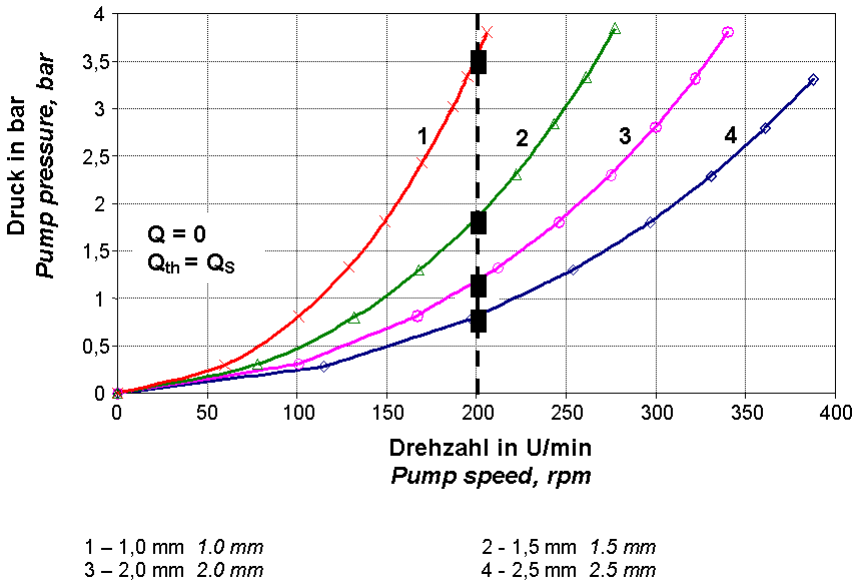


Figure 8: Wear diagnosis pumping against closed valve at different head gap dimensions (water)

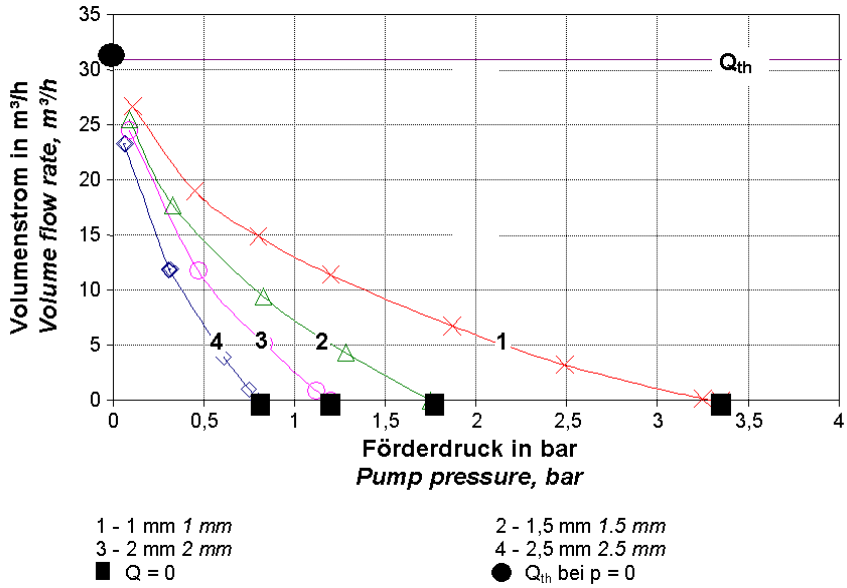


Figure 9: Flow rate characteristic (water) at different head gaps and constant speed of 200 rpm

Literatur

[1] *Vogelsang, H.; Verhülsdonk, B.; Türk, M.; Hörnig, G.*: Entwicklung und praktischer Einsatz von pulsationsarmen Drehkolbenpumpen für organische Suspensionen. Landtechnische Forschung 5 (1999) 1, S. 37-45.

[2] Türk, M.; Hörnig, G.: Kennlinienverhalten rotierender Verdrängerpumpen. Das Fördern landwirtschaftlicher Dickstoffe. Landtechnik 51 (1996) 5, S. 262-263.

[3] *Türk, M.; Hörnig, G.; Verhülsdonk, B.:* Schwingungsprobleme beim praktischen Einsatz von Drehkolbenpumpen. Landtechnik 54 (1999) 1, S. 34-35.

[4] *Brückner, R.:* Berechnung der Kennlinien von Drehkolbenpumpen in Abhängigkeit vom Verschleißzustand beim Fördern von organischen Suspensionen mit unterschiedlicher Viskosität. Diplomarbeit, FH für Technik und Wirtschaft Berlin, 2002.

[5] *Vetter, G.; Wirth, W.; Kießling, R.:* Abrasiver Verschleiß in Pumpen - Tribometrische Untersuchungen als Methode zur Verlängerung der Pumpenlebensdauer. 3 R International, Essen (1997) 4/5.

[6] *Albers, F.; Müller, D.*: Spaltverluste von Drehkolbenpumpen. Diplomarbeit, FH Osnabrück, 1997.

[7] *Türk, M.:* Gülleförderung in Rohrleitungen. Druckverlustberechnung zur Rohrleitungsdimensionierung. Landtechnik 49 (1994) 6, S. 358-359.

Formelzeichen

K	Pa s	Fließparameter
M_d	Nm	Pumpendrehmoment
m	%	Massenanteil
n	-	Fließexponent
n_P	U/min	Pumpendrehzahl
$p = p_d - p_S$	bar	Pumpendruck

p_d	bar	druckseitiger Förderdruck
p_S	bar	saugseitiger Druck
Q	m³/h	Pumpendurchsatz
Q_S	m³/h	Spaltvolumenstrom, Leckage
Q_{th}	m³/h	theoretischer verlustfreier Durchsatz
$\dot{\gamma}$	1/s	Schergradient
η	mPa s	dynamische Viskosität
τ	Pa	Schubspannung

Autoren

Dr. Meno Türk
Institut für Agrartechnik Bornim e.V.
Abteilung Technik in der Tierhaltung
Max-Eyth-Allee 100
14469 Potsdam
Tel.: +49/(0)331/5699-513
Fax: +49/(0)331/5699-849
E-mail: mtuerk@atb-potsdam.de
www.atb-potsdam.de

Dipl.-Ing. (FH) Thomas Zenke
Institut für Agrartechnik Bornim e.V.
Abteilung Technik in der Tierhaltung
Max-Eyth-Allee 100
14469 Potsdam
Tel.: +49/(0)331/5699-513
Fax: +49/(0)331/5699-849
E-mail: tzenke@atb-potsdam.de

Dipl.-Ing. Burkhard Verhülsdonk
Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH
Holthöge
49632 Essen (Oldbg.)
Tel.: +49/(0)5434/83-113
Fax: +49/(0)5434/83-10
E-mail: verhuelsdonk@vogelsang.gmbh.com
www.vogelsang-pumpen.de

Dipl.-Ing. (FH) René Brückner
ehem. Hugo Vogelsang Maschinenbau GmbH
Holthöge
49632 Essen (Oldbg.)