# Entwicklung und praktischer Einsatz von pulsationsarmen Drehkolbenpumpen für organische Suspensionen Development and Practical Use of Low-pulsation Rotary-lobe

**Pumps for Organic Suspensions** 

Hugo Vogelsang<sup>1</sup>, Burkhard Verhülsdonk<sup>1</sup>, Meno Türk<sup>2</sup> und Günter Hörnig<sup>2</sup>

1) HUGO VOGELSANG Maschinenbau GmbH, Essen (Oldb.)

2) Institut für Agrartechnik Bornim e. V., Potsdam

Kurzfassung: Ventillose rotierende Verdrängerpumpen werden oft zum Fördern von konzentrierten organischen Suspensionen, z. B. von Flüssigmist oder Bioschlämmen in der Landwirtschaft, eingesetzt. Nachteilig ist der ungleichmäßige Verdrängungsvorgang, der zu Druckpulsationen und Vibrationsschwingungen von Pumpe und Rohrleitungen führen kann.

Die mechanischen Ursachen des ungleichförmigen Verdrängungsvorgangs werden analysiert und als Konsequenz wird eine neuentwickelte Kolbenbauform mit gleichförmiger Verdrängung beschrieben. Anhand praktischer Messungen wird das Förderverhalten dieser schrägverzahnten Kolben bei verschiedenen Fördermedien im Druck- und Saugbereich gezeigt. Besonders durch das gute Saugverhalten wird der Anwendungsbereich für hochviskose Suspensionen erweitert.

Abstract: Rotary piston pumps without valves are often used for pipeline flow of highly concentrated organic suspensions such as liquid manure or organic sludges. Negative consequences of rotary piston pumps are pressure pulsation and therefore vibrations of pumps and pipelines. The mechanical reasons for pulsations of pressure and flow are analysed and a new type of rotary piston was developed as a logical conclusion. Practical results of measured data are presented. Pulsation and aspiration behaviour were considerably improved and the field for application is enlarged for high-viscosity materials.

# 1 Problemstellung

Schlämme und Dickstoffe mit einer Scheinviskosität von mehr als 500 mPa s sind mit Kreiselpumpen wirtschaftlich nicht mehr förderbar. Das betrifft in der Landwirtschaft organische Suspensionen wie Flüssigfuttermischungen, Flüssigsilagen, Gülle, Faul- oder Bioschlämme. Dann werden, insbesondere bei inhomogenen Suspensionen, selbstabdichtende ventillose rotierende Verdrängerpumpen mit großen Querschnitten vorteilhafter eingesetzt. Das sind Exzenterschneckenpumpen oder nach dem Roots-Prinzip arbeitende Drehkolbenpumpen. Mit diesen Pumpenbauarten können durch die konstanten Kammervolumina und die geringen Drehzahlen empfindliche Stoffe schonend gefördert und Dosieraufgaben einfach erfüllt werden.

Die Drehkolben der zweiwelligen Pumpenbauarten werden zwei- oder dreiflügelig ausgeführt und beim Einsatz für fremdkörperbeladene Suspensionen vorzugsweise mit einer Gummibeschichtung versehen. Aufgrund ihrer kompakten Bauweise haben sich Drehkolbenpumpen bei großen Förderdurchsätzen gegenüber Exzenterschnekkenpumpen durchgesetzt. Bevorzugte Einsatzgebiete sind:

- Pumpanlagen für landwirtschaftliche Suspensionen (Gülle und Bioschlämme) mit langen Druckrohrleitungen (bis 500 m, in Ausnahmefällen sogar bis 5 km);
- Flüssigfütterungsanlagen, vorzugsweise für große Förderentfernungen und variablen Einsatz beliebiger hochviskoser stärke- oder eiweißhaltiger Futtermittel;
- Pumpanlagen f
  ür Kl
  ärschl
  ämme und industrielle Dickstoffe;
- mobile Pumpanlagen auf Tankfahrzeugen zum Absaugen flüssiger organischer Abfallstoffe und Fäkalien.

Nachteilig ist beim Einsatz von Drehkolbenpumpen der ungleichmäßige Verdrängungsvorgang, der insbesondere in langen und starren Rohrleitungen mit kompressionsfreien, "harten" Flüssigkeiten zu Druckpulsationen führt. Vibrationsschwingungen von Pumpe und Rohrleitungen sind die Folgen und die Kavitationsgefahr auf der Saugseite wird erhöht.

Im vorliegenden Beitrag werden die mechanischen Ursachen des ungleichförmigen Verdrängungsvorgangs erläutert und als Konsequenz wird die technische Entwicklung einer neuen Kolbenform begründet und beschrieben. Anhand praktischer Messungen von Druck, Drehmoment und Durchsatz wird das Förderverhalten dieser neuen schrägverzahnten Kolbenform bei verschiedenen Fördermedien im Druck- und Saugbereich charakterisiert. Die Vorteile und Einsatzgrenzen werden im Vergleich zu herkömmlichen Drehkolbenpumpen diskutiert.

#### 2 Grundlagen der Drehkolbengeometrie

### 2.1 Theorie des Verdrängungsvorgangs

Rotierende Verdrängerpumpen mit einem periodisch schwankenden Volumenstrom Q erzeugen in den angeschlossenen Rohrleitungen durch das Beschleunigen und Verzögern der Flüssigkeitssäule eine Druckpulsation. Drehkolbenpumpen nach dem Roots-Prinzip herkömmlicher Bauart bewirken durch den internen Verdrängungsmechanismus eine Volumenstromschwankung, deren Extremwerte durch die grundlegenden Konstruktionsmerkmale Achsabstand A und Kolbenkopfkreisdurchmesser D bestimmt werden (**Bild 1**).



Bild 1: Auf die Kolben einwirkende Druckkräfte *Fig. 1: Pressure loads on the lobes* 

Das Antriebsdrehmoment ist dem Hubvolumen direkt proportional und zwar in jeder Winkelstellung. Reibungsanteile durch Lager, Getriebe und Kolben (Reibung der Kolben untereinander und am Pumpengehäuse) seien vorerst vernachlässigt. Der Verlauf der Volumenstromschwankung mit dem Drehwinkel entspricht dem Verlauf des Drehmoments. Das Drehmoment in einer bestimmten Winkelstellung kann entsprechend Bild 1 bei Kenntnis der Eingriffslinie berechnet werden. Dazu zerlegt man die Druckkräfte, die von der Förderflüssigkeit auf die Kolben ausgeübt werden, in eine Kraftkomponente in Drehrichtung und eine Kraftkomponente entgegen der Drehrichtung. Die Summe der Drehmomente beider Kolben ergibt das Gesamtdrehmoment. So lassen sich auch die maximalen und minimalen Drehmomente und Hubvolumina bestimmen. Wenn sich die Kolben in den Punkten S der Eingriffslinie berühren, d. h. der Kopfscheitel eines Kolbens berührt den Fußscheitel des Gegenkolbens, fördert die Pumpe am wenigsten. Das maximale Hubvolumen wird dagegen erreicht, wenn sich die Kolben im Wälzpunkt W berühren.

Alle Drehkolbenpumpen, deren Kolbengeometrie eine Rückströmung durch die Pumpenmitte ausschließt, haben eine achtförmige Eingriffslinie der Kolben. Unabhängig von Kolbenform und Zähnezahl bestimmen sich die Extremwerte der Volumenstromschwankungen aus Achsabstand A und Kopfkreisdurchmesser D. **Bild 2** zeigt die Veränderung der Volumenstromschwankung für verschiedene Kolbenformen, ausgedrückt durch das Verhältnis  $Q_{max}/Q_{min}$  in Abhängigkeit vom Quotienten D/A.

Bei konstantem Achsabstand A und konstanter Pumpenlänge verändert sich das mittlere Hubvolumen annähernd quadratisch mit dem Kopfkreisdurchmesser D. Für den Extremfall D = A (runde Kolben, Form 1) wird Q = 0, d. h. es ist keine Förderung möglich. Das maximale Hubvolumen wird durch die Verzahnbarkeit der Kolben begrenzt. Der größte Kopfkreisdurchmesser beträgt für die zweiflügelige Kolbenform 6 etwa:  $D_{max} = 1,6 \cdot A$ . Die weiteren Kolbenformen entsprechen ausgeführten Pumpenbaureihen der Fa. Vogelsang.

Auch der Fördervolumenstrom einer dreiflügeligen Drehkolbenpumpe entspricht einer harmonischen Schwingung (**Bild 3**). Berühren sich die Kolben im Punkt S der Eingriffslinie (Grundstellung) wird das kleinste Volumen gefördert. In der zweiten Kolbenstellung berühren sich die Drehkolben im Punkt W und fördern das größte Volumen. Die Flüssigkeitssäule muss in den druck- und saugseitig angeschlossenen Rohren periodisch beschleunigt und verzögert werden. Das ist auch die Hauptursache der Druckpulsation. Die untere Kurve im Bild 3 stellt die Beschleunigung dQ/dt in Abhängigkeit vom Drehwinkel dar.

Die Minimal- und Maximalwerte des Fördervolumenstroms sind lediglich vom Achsabstand A und Kopfkreisdurchmesvom ser D abhängig. Je mehr Zähne ein Kolben hat, desto wechseln schneller Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen, d. h. es erhöht sich die Pulsationsfrequenz. Bei konstanter Drehzahl wachsen die Druckspitzen etwa linear mit der Zähnezahl, weil sich die Zeit für einen Lastwechsel entsprechend der Zähnezahl vermindert. Auf das mittlere Fördervolumen hat die Zähnezahl keinen Einfluss, nur in geringfügigem Maße die Form der Kolbenflanke.



Bild 2: Förderstromschwankung und Kolbenform *Fig. 2: Flow fluctuation and lobe shape* 



Bild 3: Fördervolumenstrom und resultierende Pulsation *Fig. 3: Pulsation as a result of flow fluctuation* 

2.2 Lösungen zur Verringerung der Druckpulsation Die Aufgabe besteht also vordringlich in der Verminderung der Volumenstromschwankungen. Das kann am Einfachsten durch phasenversetztes Überlagern zweier paralleler Volumenströme erreicht werden (Bild 4).

Das erfordert allerdings den parallelen Betrieb zweier gleicher Pumpenkammern mit einer Phasenverschiebung von ½ Periode. Die Pulsation des resultierenden Volumenstroms wird auf weniger als 5 % vermindert. Bei der

Überlagerung verdoppelt sich auch die Zähnezahl der Pumpenkombination, d. h. die Beschleunigungswerte verringern sich auf weniger als 10 % der Ursprungswerte. In realen Pumpenanlagen, in denen zur geometrischen Pulsation noch Schwingungen aufgrund wechselnder Leckvolumenströme und elastischer Verformungen von Bauteilen auftreten, erhält man mit dieser Lösung geringste Pulsationsbelastungen und optimale Laufruhe. Allerdings ist ein höherer konstruktiver Aufwand erforderlich, denn es sind zwei getrennte Pumpenkammern notwendig. Das bedeutet zusätzliche Dichtspalte, höhere Reibungskräfte, keine fliegende Lagerung der Pumpenkolben, höherer Montageaufwand u. a. Diese Variante wird trotzdem seit längerem mit Erfolg praktiziert.

Als neue Lösung wurde jetzt ein pulsationsarmer schrägverzahnter Kolben entwickelt. Stellt man sich eine unendliche Zahl in o. g. Weise parallel geschalteter Drehkolbenpumpen vor, die über mindestens eine volle



Bild 4: Überlagerung von 2 Teilvolumenströmn einer Zweikammerpumpe Fig. 4: Superimposed flow of a two-chamber pump

Verdrängungsperiode in allen Eingriffspunkten miteinander wirken, verschwindet theoretisch jegliche Ungleichförmigkeit des Volumenstroms.

Geometrisch bedingte Pulsation tritt nicht mehr auf. Jeder Drehkolben wird schrägverzahnt, so dass der Umschlingungswinkel über die Kolbenlänge genau eine halbe Zahnteilung beträgt. So ergibt sich innerhalb einer Periode eine unendliche Anzahl kleinster Teilvolumenströme mit gleichförmigem pulsationsfreien Gesamtvolumenstrom. Der Umschlingungswinkel muss ein ganzzahliges Vielfaches einer halben Zahnteilung betragen, andernfalls wird die Pulsation zwar vermindert, aber nicht vollständig beseitigt.

Um die Abdichtung der Pumpe in jedem Betriebspunkt zu gewährleisten, muss das Gehäuse jeden Kolben (bei geraden Austrittskanten) mindestens über eine Zahnteilung plus Umschlingungswinkel umschließen. Bei zweiflügeligen Kolben beträgt dieser Gehäusewinkel 270°, der nur mit hohem Aufwand und schlechten Ein- und Austrittsquerschnitten realisiert werden kann. Praktischer sind daher dreiflügelige Kolben (**Bilder 5** und 6b), für die der Gehäusewinkel mindestens  $120^\circ + 60^\circ =$  $180^\circ$  betragen muss und die daher in vorhandene Pumpengehäuse eingebaut werden können.



Bild 5: Drehkolben in schrägverzahnter Ausführung (HiFlo®) Fig. 5: Helical geared lobes (HiFlo®)

Die Schrägverzahnung des Kolbens um eine ganze Zahnteilung hat den Vorteil, dass nicht nur das Antriebsmoment der Pumpe, sondern auch das Drehmoment jeder Einzelwelle gleichförmig wird. Die Mindestzähnezahl beträgt dann 4 bei einem Gehäusewinkel von 180°. Der Fertigungsaufwand ist jedoch aufgrund steilerer Kolbenflanken erheblich höher.

Schrägverzahnte Drehkolben haben den Nachteil, dass Axialkräfte erzeugt werden. Diese sind jedoch gegenüber den auftretenden Radialkräften verhältnismäßig gering und werden von üblichen Festlagern zumeist sicher aufgenommen. Die Kolben können auch geteilt ausgeführt und auf jeder Welle V-förmig angeordnet werden. Dann heben sich die Axialkräfte auf.

**Bild 6** zeigt die technische Ausführung einer Drehkolbenpumpe mit herkömmlichen Ovalkolben und mit neuentwickelten schrägverzahnten gummibeschichteten Kolben.





Fig. 6a: Rotary-lobe pump with two-bladed oval pistons



Bild 6b: Drehkolbenpumpe mit dreiflügeligen schrägverzahnten Kolben in V-Form Fig. 6b: Rotary-lobe pump with three-bladed helical geared pistons in V-shape

Diese Einkammerpumpen weisen keine geometrisch bedingten Volumenstromschwankungen mehr auf. Die neue Kolbenform im Bild 6b kann in herkömmliche Pumpengehäuse eingebaut werden und weist alle bisherigen konstruktiven Vorteile auf, so z. B. minimale Leckspaltlänge sowie fliegende Lagerung mit schnellem Zugang zum Pumpenraum für Reinigung, Wartung oder Reparatur. Neben der Pulsationsfreiheit hat sich in praktischen Tests auch eine bessere Ansaugfähigkeit gezeigt, so dass höhere Drehzahlen mit höheren Fördermengen möglich werden.

# 3 Praktische Untersuchungen

## 3.1. Material und Methoden

In der Regel werden Pumpenkennlinien mit Wasser ermittelt. Konzentrierte organische Suspensionen aus dem Bereich der Landwirtschaft (Gülle, Bioschlämme oder Flüssigfutter) haben ein nicht-Newtonsches Fließverhalten mit bis zu 103-fach höheren scheinbaren Viskositäten. Die Stoffsysteme sind inhomogen und haben stark unterschiedliche Struktureigenschaften, so dass sich auch das Förderverhalten der Pumpen verändert. Daher sind exakte Rohr- und Pumpenkennlinien in Verbindung mit den Fließeigenschaften der realen Fördermedien für die Bemessung von Pumpanlagen wichtig. Am Förderversuchsstand im Institut für Agrartechnik (Bild 7) können Rohr- und Pumpenkennlinien bei unterschiedlich einstellbarem Druck und Durchsatz zugleich in einem Versuch gemessen werden. So lässt sich ein direkter Zusammenhang zwischen den rheologischen Stoffeigenschaften und den Betriebsdaten der Pumpe herstellen.

Der Versuchsstand besteht aus einem Wiegemischer, dem Pumpenaggregat und Messrohren aus PVC und Stahl. Der Pumpenantrieb wird mittels Frequenzumformer stufenlos gesteuert. Für Belastungsversuche ist hinter der Förderpumpe eine sog. Bremspumpe (ebenfalls eine Drehkolbenpumpe) in Reihe angeordnet. Durch Drehzahlverstellung mittels Frequenzumformer im Vier-Quadranten-Betrieb wird auch bei hochkonzentrierten Dickstoffen eine stufenlose Druckeinstellung im Bereich von 0 bis 10 bar realisiert. Im Saugstutzen ist eine Drosselklappe zur Saugdruckeinstellung angeordnet.

Folgende Messdaten wurden für das statische Betriebsverhalten aufgenommen und mittels Messrechner gespeichert:

- Volumendurchsatz Q (induktiver Durchflussmesser),
- Druck p<sub>s</sub> vor und Druck hinter der Pumpe p<sub>d</sub> (Drucktransmitter),
- Drehmoment M<sub>d</sub> und Drehzahl n<sub>P</sub> der Pumpe (Messwelle),
- Differenzdruck Δp in den Messrohren (Differenzdrucktransmitter über Druckmittler).

Zur Darstellung des Pulsationsverhaltens wurden diese Messgrößen in speziellen Versuchen mit hoher zeitlicher Auflösung (z. B. 2000 Abtastungen/s) aufgenommen und auf den Messrechner übertragen.

Dazu wurde ein mehrkanaliger A/D-Wandler mit Counter/Timer (sog. DAQBOOK) mit entsprechender Steuerungssoftware verwendet. So konnten Drehmoment-, Druck- und Volumenstromschwingungen beim Pumpen gemessen und dargestellt werden.





Die statischen Arbeitskennlinien der Drehkolbenpumpe wurden bei schrittweiser Abstufung von Drehzahl und Pumpendruck bestimmt. Die Leistungscharakterisierung wird im Druck- und im Saugbereich ermittelt.

Vor allem im Saugbereich ist das Schwingungsverhalten bei einsetzender Kavitation von Interesse.

Aus den Rohrkennlinien kann man für Laminarströmung eine Fließkurve (**Bild 8**) berechnen und mit Hilfe bekannter Fließmodelle (Potenzgesetze nach Ostwald und de Waele oder Herschel und Bulkley) approximieren.



Bild 8: Fließ- und Viskositätskurve von Flüssigfutter aus Getreideschrot (TS = 29,1 %) beim Fördern in PVC-Rohren mit d = 56,7 und 80,7 mm Fig. 8: Flow and viscosity curve of liquid feed flow (DM = 29.1%) in plastic tubes with i.d. 56.7 and 80.7 mm

von Getreideschrot und Wasser im Massenverhältnis von 1:2. Das Flüssigfutter ist ein Beispielsmedium einer hochkonzentrierten landwirtschaftlichen Suspension und wie folgt gekennzeichnet: Trockensubstanzgehalt TS = 29,1 %; Dichte  $\rho = 1.110 \text{ kg/m}^3$ ; Fließgrenze  $\tau_0 = 41,05$ Pa; Konsistenzkoeffizient  $k = 0,5727 \text{ Pa s}^n$ ; Fließexponent n = 0,8856. Die Versuche wurden mit Drehkolbenpumpen verschiedener Baugrößen, Typ V 186-130 Q und V 136-140 Q, der HUGO VOGELSANG Maschinenbau GmbH in Essen durchgeführt. Dabei kamen

> zweiflügelige Ovalkolben und dreibzw. vierflügelige schrägverzahnte Drehkolben mit Gummioberfläche zum Einsatz. Diese entstammten der Serienfertigung. Bei Bedarf wurden die Kolbentypen im gleichen Pumpengehäuse ausgewechselt.

## 3.2 Ergebnisse der Förderversuche

Die statischen Kennlinien des Volumenstroms einer Pumpe mit schrägverzahnten Drehkolben im Druckbereich bis 10 bar sind besonders vom Fördermedium abhängig (Bild 10). Diese Kolben hatten aus Fertigungsgründen zum leichteren Kolbenwechsel und zur Reibungsverminderung größere Spalten als bei Ovalkolben.



Bild 9: Viskositätsbereiche landwirtschaftlicher Fördermedien <u>Rechenbeispiel</u>: Rohrinnendurchmesser: 100 mm; mittlere Fördergeschwindigkeit: 2,5 m/s; Volumenstrom: 70, 7 m<sup>3</sup>/h; Schergradient: 200 1/s

Fig. 9: Viscosity anges of agricultural suspensions.

<u>Calculation example</u>: Tube inside diameter 100 mm; average flow velocity 2.5 m s<sup>-1</sup>; volume flow rate 70.7 m  $h^{-3}$ ; Newtonian shear rate 200 s<sup>-1</sup>

Die Rohrleitung wird dann als Rohrviskosimeter benutzt und man kann Veränderungen der Fließeigenschaften ständig beobachten.

So können die unterschiedlichsten Fördermedien charakterisiert und definiert werden. Bild 9 gibt eine Übersicht der Viskositätsbereiche verschiedener im ATB untersuchter landwirtschaftlicher Flüssigkeiten und Dickstoffe bis hin zur Grenze der Pumpfähigkeit.

Diese Vergleiche sind möglich durch Berechnung von Scheinviskositäten bei konstanter gleicher Scherbelastung. Es zeigt sich, dass Stoffe mit gleichem TS-Gehalt ein äußerst unterschiedliches Fließverhalten aufweisen.

Die Pumpversuche erfolgten mit Wasser und mit Flüssigfutter aus einer Mischung Die innere Dichtheit der Pumpen war daher unterschiedlich.

Die Wasserkennlinien nähern sich erst bei größeren Drehzahlen einer Geraden. Durch die Spalte kann Wasser zurückströmen. Bei Förderung von hochviskosem Flüssigfutter verändert sich der Durchsatz auch bei kleineren Drehzahlen linear mit dem Druck. Die Verlustspaltströmung wird erheblich vermindert.

Prinzipiell unterscheiden sich die statischen Kennlinien der Kolbenbauformen (Ovalkolben entsprechend Bauform 4 im Bild 2 und schrägverzahnte Kolben nach Bild 5) nicht wesentlich

voneinander. Entscheidend ist stets die Dichtheit der Pumpe in Abhängigkeit von Laufzeit und Verschleiß.

Auch das Saugverhalten (Bild 11) unterscheidet sich beim Wasser- und beim Futtertransport. Mit steigender Drehzahl spielen die Fließeigenschaften eine zunehmende Rolle, weil hochviskose Fördermedien schwerer nachfließen können und sich so auch der Füllungsgrad der Pumpe verschlechtert.

Von besonderer Bedeutung ist das Förderverhalten der Pumpe bei instabilen Strömungszuständen, wie z. B. beim saugseitigen Drosseln mit auftretender Kavitation. Im Bild 12 ist der Verlauf von Drehmomentund Druckschwingungen einer Drehkolbenpumpe mit schrägverzahnten Kolben bei Wasserförderung dargestellt. Eine Drosselklappe in der Saugleitung vor der Pumpe wird stetig geschlossen (1). Bei 2 vergrößern sich die Drehmomentschwingungen, Förderdruck und Durchsatz sinken rapide.

Man hört laute Druckschläge in der Pumpe als Zeichen für Kavitation. Der Dampfdruck

des Fördermediums ist unterschritten und es bilden sich Dampfblasen, die durch Kondensation schlagartig zusammenbrechen. Dieser instabile Zustand führt schnell zum Abreißen des Förderstroms (bei 3). Danach vermindern sich die Kavitations-Druckschläge und die Drehmomentschwingungen. Beim Öffnen der Drosselklappe wiederholt sich dieser Prozess und der stabile Förderzustand wird schnell wieder erreicht. Trotz dieser



Bild 10: Volumenstromkennlinien der Drehkolbenpumpe V 186-130 Q mit schrägverzahnten Kolben beim Fördern von Flüssigfutter und Wasser







Fig. 11: Suction characteristic curves of rotary-lobe pump V 186-130 Q with helical geared pistons for water and liquid feed flow

> extremen Schwingungsbelastungen läuft die Pumpe anschließend ruhig wie zuvor.

> Ein Vergleich der Kolbenbauformen bei hohen Pumpendrehzahlen zeigt im Saugversuch deutliche Unterschiede der Drehmomentschwingungen (Bild 13). Während bei den geraden Ovalkolben bei Kavitation extreme Pulsationen auftreten und den Pumpenantrieb erheblich belasten, verändern sich die Schwingungsamplituden der schrägverzahnten Kolben vergleichsweise nur unwe

sentlich. Daraus ergibt sich ein wichtiger Vorteil der schrägverzahnten Drehkolben. Der Drehzahlbereich kann auch bei Saugbelastungen mit Kavitation wesentlich erweitert werden. Das Schwingungsverhalten von Ovalkolben und schrägverzahnten Gummikolben beim "normalen" Fördern von Wasser und Flüssigfutter mit maximaler Drehzahl, aber geringem Gegendruck von 2 bar, ist im Bild 14 gegenübergestellt. Über eine volle Umdrehung lässt sich der Förderzyklus nachvollziehen. Auch hier sind eindeutige Unterschiede zu erkennen. Beim Fördern von Wasser treten bei der Ovalkolbenpumpe auch negative Drehmomente auf. Das ist ein Hinweis auf druckseitige Kavitation in der Pumpe. Beim plötzlichen Abbremsen der Flüssigkeitssäule wird der Dampfdruck erreicht und der Förderstrom reißt ab. Das führt zu ganz erheblichen Belastungen von Pumpe und Antriebselementen. Die obere Drehzahlgrenze der Ovalkolbenpumpe ist demnach weit überschritten.

Die Pumpe mit schrägverzahnten Kolben arbeitet dagegen vergleichsweise pulsationsfrei. Generell überlagern sich Pulsationen infolge des ungleichförmigen Verdrängungsvorgangs und infolge der Rückströmung durch mit dem Drehwinkel wechselnde Spalte. Die Pumpe mit den schrägverzahnten Kolben hatte größere Spalte und war erheblich undichter als die Ovalkolbenpumpe. Daher sind hier Rückstrompulsationen bei Wasser und auch bei Flüssigfutter erkennbar. Durch die Dämpfung des mit organischen Feststoffen und Gasblasen beladenen "elastischen" Flüssigfutters wirken sich die geometrisch bedingten Pulsationen der Ovalkolben nicht so gravierend aus wie bei Wasserförderung. Insbesondere





Bild 12: Schwingungsverhalten beim Wassertransport mit saugseitiger Drosselung:

V 136-140 Q, schrägverzahnte Kolben, 4 Flügel, 600 U/min

1 - Beginn der Drosselung; 2 - Kavitation; 3 - Abreißen der Strömung Fig. 12: Suction throttling of water flow. Torque and pressure pulsation of rotary-lobe pump:

V 136-140 Q with four-bladed helical geared pistons at 600 rpm.

1 - Start of suction throttling; 2- Cavitation; 3- Break of flow



Bild 13: Schwingungsverhalten beim Fördern von Wasser (saugseitiges Drosseln): V 136-140 Q mit zweiflügeligen Ovalkolben und vierflügeligen schrägverzahnten Kolben bei 900 U/min

Fig. 13: Pulsation at water flow (suction throttling): Rotary-lobe pump V 186-130 Q with two-bladed oval pistons and four-bladed helical geared pistons at 900 rpm

kommt es nicht zu druckseitigen Kavitationserscheinungen. Bei beiden Fördermedien dominieren die Pulsationen der Ovalkolbenpumpe. Damit bestätigen sich die unter Punkt 2.2 dargelegten theoretischen Überlegungen zur Entwicklung pulsationsarmer Drehkolben. Der Fertigungsaufwand ist natürlich höher als für Ovalkolben.



Bild 14: Drehmomentschwingungen über 360° beim Fördern von Wasser und Flüssigfutter bei  $p_d = 2$  bar und  $n_P =$ 800 U/min: V 136-140 Q mit zweiflügeligen Ovalkolben und schrägverzahnten vierflügeligen Gummikolben

Fig. 14: Torque pulsation over 360° at water and liquid feed flow at 2 bar and 800 rpm: Rotary-lobe pump V 186-130 Q with two-bladed oval pistons and four-bladed helical geared rubber pistons

Diese haben kürzere Dichtlinien und eine bessere innere Dichtheit. Ovalkolben sind für kleinere Drehzahlen unter 500 U/min und Gegendrücke bis 5 bar, insbesondere für Dosieraufgaben, nach wie vor gut geeignet. Bei hohen Belastungen und instabilen Förderbereichen haben die schrägverzahnten Drehkolben dagegen eindeutige Vorteile.

## 4 Zusammenfassung

Anhand geometrischer Zusammenhänge kann man die Ursachen der oft auftretenden Druckpulsationen beim Förderprozess begründen. Zur Vermeidung dieser Schwingungsbelastungen wurde eine neue schrägverzahnte Kolbenbauform entwickelt. Damit werden Drehmomentschwingungen deutlich gemindert. Besonders bei hohen Drehzahlen ergibt sich ein wesentlich stabileres Förderverhalten im Druck- und im Saugbereich, sogar bei Kavitation. In praktischen Förderversuchen mit Wasser und Flüssigfutter wird das Schwingungsverhalten beider Drehkolbenbauformen gegenübergestellt. Bei extremen Drehzahl- und Druckbelastungen haben die neuen schrägverzahnten Kolben deutliche Vorteile. Bei geringeren Drehzahlen erfüllen die Ovalkolben aufgrund der größeren inneren Dichtheit die Dosieraufgaben besser. Durch die Analyse der gemessenen Drehmomentschwingungen können die Einsatzgrenzen der Pumpen verdeutlicht werden.

#### Literatur

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

Vogelsang, H.; Türk, M.: Pulsationsfreies Fördern von organischen Dickstoffen mit Drehkolbenpumpen. Umwelt 28 (1998) 10, S. 14-16.

Vogelsang, H.; Verhülsdonk, B.; Türk, M.; Hörnig, G.: Pulsationsprobleme von Drehkolbenpumpen beim Rohrtransport organischer Suspensionen. Intern. Kolloquium HYDROMECHANISATION 10,Zakopane 1998.

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

Vogelsang, H.; Verhülsdonk, B.; Türk, M.; Hörnig, G.: Pulsation Problems in Rotary Lobe Pumps During Pipeline Flow of Organic Suspensions. World Pumps 1999/2.