

# Schwingungsprobleme in Hochdruckspritzgeräten

Dr.-Ing. J. Spillecke, KDT/Dipl.-Ing. O. Kreuzmann, KDT/Dipl.-Ing. W. Bergmann, KDT/Dipl.-Ing. M. Hoelt, KDT  
 Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Anlagenbau Impulsa Elsterwerda

## 1. Einleitung

Für die Funktionssicherheit und Zuverlässigkeit von Hochdruckspritzgeräten sind die vom Druckerzeugungssystem ausgehenden dynamischen Belastungen, entstehende Schwingungen und deren Dämpfung von entscheidender Bedeutung. Die mechanischen Schwingungen und hydraulischen Stöße im Leitungssystem wirken nicht nur im Gerät, an den Anschlußbaugruppen, in der Anlage und an deren Standplatz, sondern werden auch über die Schlauchleitung zur Bedienperson übertragen und beeinflussen deren Leistungsvermögen wesentlich. Deshalb sind Ergebnisse aus Schwingungsuntersuchungen [1] und Vorschläge zur Minderung für den Konstrukteur, Projektanten und Nutzer von besonderem Interesse. Teilweise sind vorhandene Hochdruckspritzgeräte bezüglich Schwingungsdämpfung verbesserungsbedürftig, was nachträgliche Veränderungen auch an Einsatzorten erfordern kann.

Schwingungsbetrachtungen sind ferner eine Entscheidungsbasis für die Pumpenauswahl, wobei ein Optimum zwischen Wirkprinzip, Fertigungs- und Materialaufwand sowie Zu-

verlässigkeit zu finden ist. Nachfolgend werden dazu Hinweise gegeben.

## 2. Schwingungsquelle

Als Druckerzeuger werden im Normalfall 2- bis 6-Zylinderpumpen in verschiedenen Bauformen mit den jeweils typischen Merkmalen des pulsierenden Förderstroms eingesetzt. Mit steigender Kolbenanzahl und bei entsprechendem Kurbelwellenversatz werden die hydraulischen Schwingungen infolge Überlagerung geringer. Die Mehrkolbenpumpe mit ungerader Zylinderanzahl (3, 5) ist zu bevorzugen. Mit steigender Kolbenanzahl ist ferner ein besserer Masseausgleich im Pumpenantrieb gegeben. Die Massekräfte sind jedoch im Vergleich zu den hydraulischen Kolbenkräften bei Hochdruckpumpen meist minimal und ergeben im Fall der Hochdruckpumpe 2 PMY 11/25 des Reinigungsgeräts R 208 ein Verhältnis von rd. 1:100. Die Triebwerksgestaltung dieser Hochdruckpumpe entsprechend Bild 1 mit Exzenter, Gleitstein und Druckstück hat zur Folge, daß bei einer Vergrößerung des Spiels zwischen Gleitstein und Druckstück über den vom Hersteller eingestellten Wert,

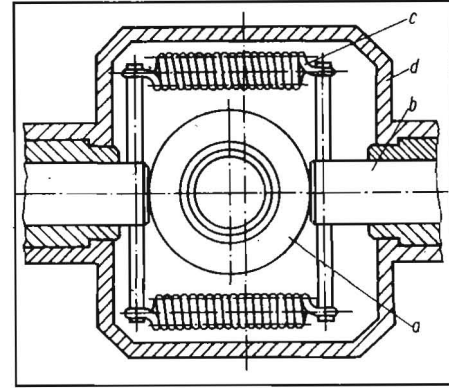
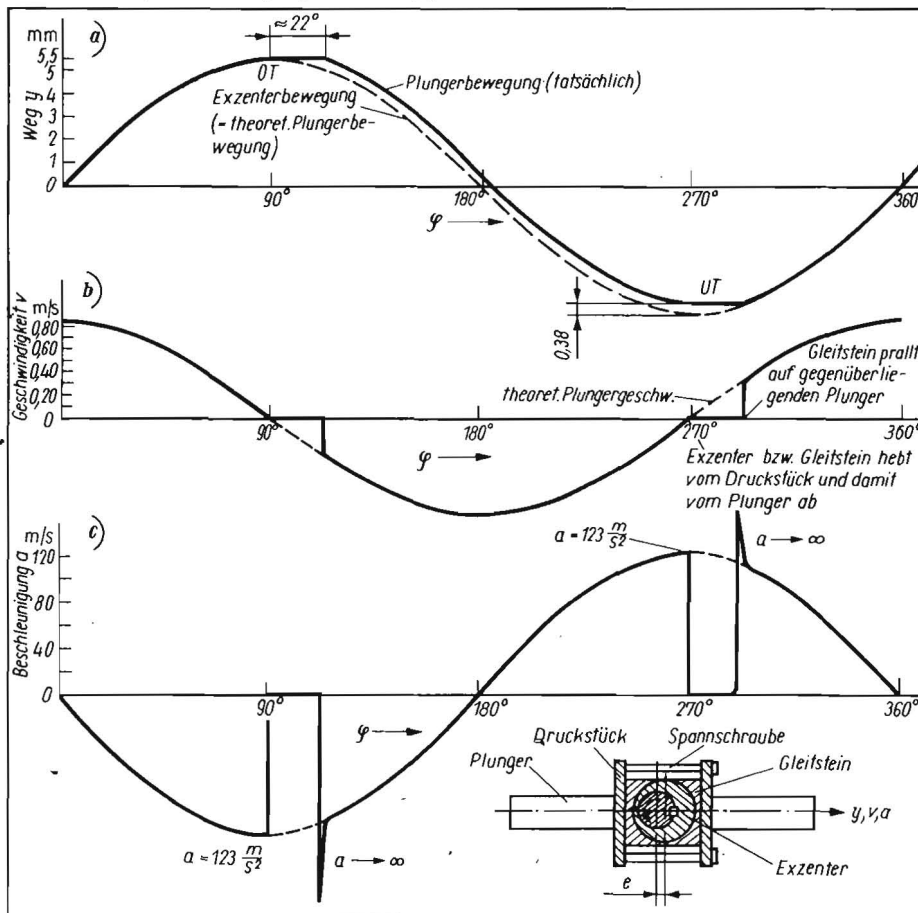


Bild 2. Triebwerk der Hochdruckpumpe im Reinigungsgerät HDS 1000 [2];  
 a Exzenter, b Plunger, c Spannfeder, d Gehäuse

Bild 1. Kinematik der Hochdruckpumpe 2 PMY (Exzentrizität  $e = 5,5$  mm, Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 1529$  s<sup>-1</sup>, theoretischer Hub 11 mm, Spiel zwischen Gleitstein und Druckstück im Beispiel 0,38 mm, praktischer Hub damit 10,62 mm, Plunger im Drucktakt in Mittelstellung zwischen unterem und oberem Totpunkt  $\varphi = 0^\circ$ );  
 a) Plungerweg  $y$  in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\varphi$   
 b) Plungergeschwindigkeit  $v$  in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\varphi$   
 c) Plungerbeschleunigung  $a$  in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\varphi$



der zum Gleiten nötig ist, die Druckstöße – wie im Bild 1 dargestellt – hohe Spitzenwerte annehmen und zu einer Gefahr für das gesamte System werden. Die als Beispiel angegebenen Werte des Spiels führen in den Umkehrpunkten zu einem Aufprallen des Gleitsteins auf das Druckstück mit eingeschraubtem Plunger und damit zu einem erheblichen Anstieg der Plungerbeschleunigung. Bei einer anderen Konstruktionsform derartiger Triebwerke – ein Beispiel zeigt Bild 2 – mit exzentrisch gelagerten Wälzlagern tritt dieser Fall nur bei Ermüdung der Spannfedern ein. Beschleunigungsspitzen wie im Bild 1 treten dabei nicht auf, da das Spiel zwischen Exzenter und Wälzlager kleiner gehalten werden kann.

Entscheidend für die Amplitude der hydraulischen Stöße sind ferner Hub und Plungerdurchmesser, für die sich in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl bestimmte Grenzwerte herausgebildet haben. Größere Ausführungen sind nur mit höherem peripheren Aufwand betriebssicher zu gestalten. Der tatsächliche Förderstrom schwankt infolge von Stromverlusten in der Pumpe durch Leck-, Füllungs- und Kompressionsverluste, die besonders bei schnellaufenden, nur mit Druckeinspeisung betriebenen Hochdruckpumpen auftreten. Die Schwankungen des Förderstroms werden durch den Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  gekennzeichnet [1]:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{mitt}}}$$

$Q_{\max}$  maximaler Förderstrom  
 $Q_{\min}$  minimaler Förderstrom  
 $Q_{\text{mitt}}$  mittlerer Förderstrom.

Analog treten bei inkompressiblen Flüssigkeiten Druckschwankungen auf. Die ungedämpfte Druckschwankung hängt neben der Verdängerkinematik der Pumpe von Durchmesser und Länge der Leitung, Elastizität des Fördermediums oder der Leitung und Abschlußwiderstand der Leitung (Drossel oder Behälter) ab.

Werden Dämpfungselemente eingesetzt, weist der Förderstrom danach eine Restpulsation auf. Diese ist das Verhältnis von ge-

dämpfter zu ungedämpfter Druckschwankung:

$$R = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \cdot 100;$$

R Restpulsation in %

$\Delta p_1$  ungedämpfte Druckschwankung

$\Delta p_2$  gedämpfte Druckschwankung.

Durch das Dämpfungselement wird auch die Pulsation des Förderstroms unmittelbar am Pumpenausgang zwischen Pumpe und Dämpfer vermindert.

### 3. Schadensfälle

Schäden entstehen infolge der hydraulischen und mechanischen Schwingungen

- im Triebwerk der Pumpe einschließlich Motor
- an Schweißnähten und Verschraubungen von Fahrwerk und Verkleidung
- an elektrischen Anschlüssen und Sicherheitseinrichtungen
- beim Korrosionsschutz, besonders an Berührungstellen
- an Ventilen und Dichtungen
- am Hochdruckschlauch
- am Regelventil.

Besonders aus ergonomischer Sicht ist die entstehende Schwingungsbelastung nicht zu vertreten. Arbeiten unter diesen Bedingungen sind gesundheitsschädlich.

Weiterhin haben die dynamischen Belastungen zur Folge, daß

- beim Reinigungsgerät R 208 flüssigkeitsgedämpfte Manometer nur eine Standzeit < 250 Betriebsstunden aufweisen
- der Reinigungseffekt sich verschlechtert, da das Spritzbild variiert und vom optimalen Wert abweicht, weil besonders bei Flachstrahldüsen düsenpezifische optimale Druckbereiche einzuhalten sind
- die Bedienperson unzulässig hoch belastet wird, Rückstoßkräfte die in [3] angegebenen Werte überschreiten
- der äußere mechanische Schlauchverschleiß anwächst, besonders an Auflagekanten
- die Genauigkeit der Chemikaliendosierung deutlich nachläßt (die Abweichungen können bis 50 % betragen, da die Saugleistung des Injektors entsprechend mitschwankt und das Rückschlagelement im Injektor durch Eigenschwingungen den Strömungswiderstand erhöht)
- die Leistungsfähigkeit weiterer Zusatzelemente auf Injektorbasis, wie z. B. Sandstrahler und Kalkeinrichtung, sinkt
- der Geräuschpegel steigt
- mobile Geräte vom Standplatz abwandern
- bei Warmwasserdruckgeräten die elektrischen und elektronischen Baugruppen überbeansprucht werden.

Obwohl verschiedene internationale Reinigungsgeräteproduzenten einen pulsierenden oder in der Richtung hochfrequent wechselnden Strahl ausbilden [4, 5] und dessen Vorteile sicher begründet sind, ist die infolge hydraulischer Schwingungen unkontrolliert ablaufende Pulsation damit nicht zu vergleichen. Die gezielte Strahlausbildung bei kontinuierlichem, pulsierendem oder richtungsvariierendem Flüssigkeitsstrom bedingt dafür typische Düsen, mit denen die jeweils gewünschten Effekte erreicht werden: Vermischungen führen meist zu Effektivitätsverlusten. Ohne vorzeitige Auflösungerscheinungen des Strahls ist das vorgesehene Spritzbild auszubilden.

Herstellerseitig wird zur Vermeidung vorzeitiger

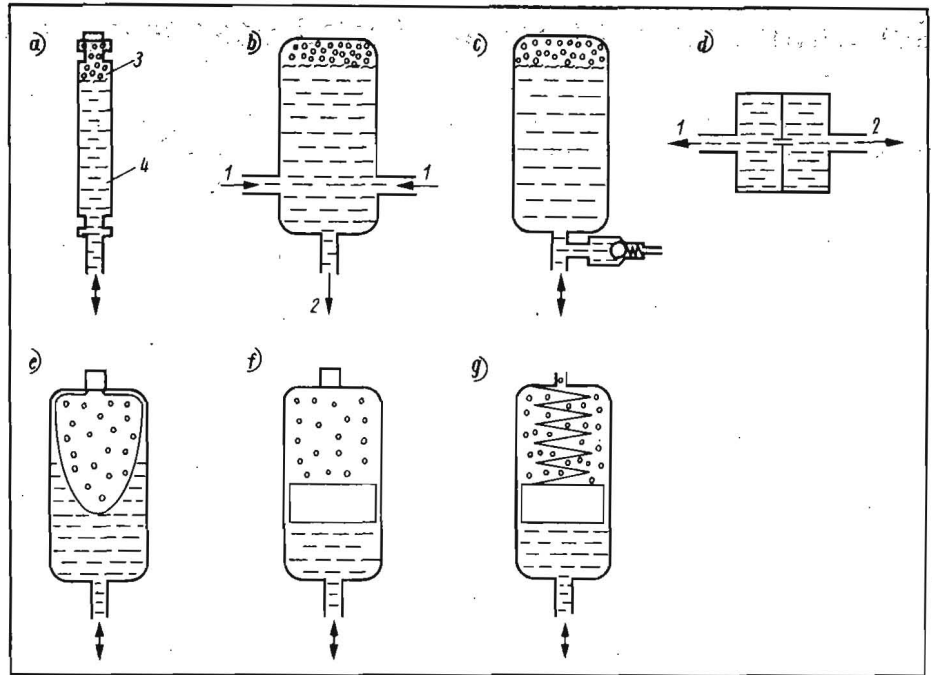
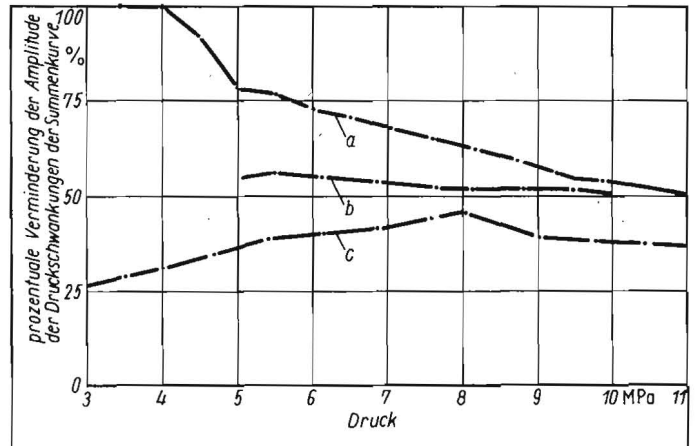


Bild 3. Bauformen von Dämpfungsgliedern in Hochdruckspritzgeräten [6, 7, 8, 9];

- Schlauchstück
  - hydro-pneumatischer Dämpfer
  - hydro-pneumatischer Dämpfer mit Belüftungsventil
  - Resonator
  - hydro-pneumatischer Dämpfer mit Trennmembran
  - hydro-pneumatischer Dämpfer mit Trennkolben
  - Dämpfer mit federbelastetem Trennkolben
- 1 von der Pumpe, 2 zur Düse, 3 Gas, 4 Druckflüssigkeit

Bild 4

Prozentuale Verminderung der Amplitude der Druckschwankungen der Summenkurve, bezogen auf den Druckverlauf in einem Zylinder der Zweikolbenpumpe 2 PMY 11/32 in Abhängigkeit vom mittleren Druck bei verschiedenartiger Schwingungsdämpfung nach Bild 5; a ohne Dämpfung, b mit 1-l-Dämpfer nach [10], c mit 0,4-l-Windkessel (nach Bild 3b)



tiger Schadensfälle die Qualitätssicherung durch eine vollständige Endkontrolle der Baugruppen und Geräte gewährleistet, wobei im Prüfstand und im Gerät die Nennparameter nachzuweisen sind. Gemessen und eingestellt werden:

- die Pumpe auf Druck und Durchsatz
- der Regler auf zulässigen Maximaldruck
- der Dosierinjektor auf Saugleistung bei Normsprühbetrieb
- das Dosierventil auf Kennlinieneinhaltung mit Norminjektorbetrieb
- die Strahlpistole auf vollkommenes Öffnen und Schließen
- die Düsen auf Nennparameter und Strahlformqualität
- das Gerät auf Nennparameter.

Überprüft wird weiterhin die Gewährleistung minimaler Schwingungsbelastungen im Fördermedium und am Gerät insgesamt.

### 4. Dämpfung

Durch Anordnung von hydro-pneumatischen

oder nach dem Reflexionsprinzip arbeitenden Dämpfungsgliedern sind die Auswirkungen der stoßweisen Förderung von Kolbenpumpen zu mindern. Die z. T. als Windkessel ausgebildeten Dämpfungsglieder werden sowohl druck- als auch saugseitig unmittelbar in kürzester Entfernung zur Pumpe geschaltet. Im Bild 3 sind Bauformen von Dämpfungsgliedern, die für Hochdruckreinigungsanlagen geeignet oder bedingt geeignet sind, vorgestellt. International haben sich hydro-pneumatische Dämpfungsglieder in gerätespezifischer Dimensionierung durchgesetzt, wobei es Ausnahmen u. a. mit dem Einsatz von Resonatoren gibt.

Da in der DDR nur Behälter mit einem Volumen  $\geq 1$  l als Dämpfungsglieder für den Einsatz in Ölhydraulikanlagen zur Verfügung stehen, machen sich Spezialentwicklungen für Hochdruckspritzgeräte erforderlich. Im Vergleich zur Ölhydraulik sind in der Hochdruckwasserstrahltechnik häufig Pumpen geringerer Kolbenanzahl im Einsatz, wodurch

zwar die Frequenz der Druckstöße, aber nicht deren Amplitude geringer ist und damit erhöhte Anforderungen an den Druckdämpfer bestehen.

Untersucht wurden in diesem Zusammenhang druckseitig der Pumpe angeordnete Windkessel mit einem Volumen von 0,4 l und einem nach Bild 3b gestalteten Aufbau. Im Ergebnis der mit Hilfe einer Zweizylinderpumpe (Durchsatz 1300 l/h) durchgeführten Messungen wurden die im Bild 4 gezeigten Dämpfungseffekte erzielt. Danach ist dieser Dämpfer prinzipiell geeignet, wobei aber im Dauerbetrieb die volle Betriebssicherheit noch nicht gewährleistet werden konnte. Diese Bauform hat den Nachteil, daß bei Dauerbetrieb im Nenndruckbereich das Luftpolster im Wasser gelöst wird und sich damit das Dämpfungsvolumen verringert. Ein regelmäßiges, praktisch jedoch in dieser Ausführung kaum durchführbares Entleeren und Belüften macht sich hierbei erforderlich. Konstruktiv ist das in [6] gelöst und im Bild 3c dargestellt.

Auf der Basis einiger im Bild 5 gezeigter Meßergebnisse wurden die im Bild 4 ausgewerteten Versuchsreihen erarbeitet.

Dämpfende Eigenschaften weisen ebenfalls die eingesetzten Hochdruckschläuche auf, wobei der Dämpfungsgrad – auch bei größeren Längen und schleifenförmigem Legen der Schläuche – nicht ausreicht. Deren Lebensdauer würde für diesen Einsatzzweck beträchtlich sinken, da Durchmesseränderungen des Schlauches mit der pumpenseitig gegebenen Frequenz von rd. 10% auftreten.

Gasgefüllte Dämpfungsglieder mit Trennmembran, exakt auf die Pumpengröße abgestimmt, bilden die am häufigsten eingesetzte Form und genügen den Anforderungen. Nachteilig ist im Vergleich zu Hydraulikanlagen, ihrem häufigsten Einsatzbereich, das in Hochdruckspritzanlagen ständig wechselnde Druckniveau von Minimal- bis Maximaldruckbereichen, auch über dem Nenndruck liegend. Der optimale Arbeitsbereich ist begrenzt, und der Betrieb außerhalb dieses Bereichs mindert den Dämpfungsgrad oder führt zu vorzeitigem Verschleiß, speziell der Trennmembran. Ein Dämpfungseffekt ist damit nicht im gesamten Druckbereich zu sichern.

Das im Reinigungsgerät R 208 eingesetzte Druckregelventil, das gleichzeitig zum Umschalten auf lastlosen Rücklauf bei geschlossener Strahlpistole dient, hat neben der Funktion der Druckregelung über die Volumensteuerung auch dämpfende Eigenschaften. Das gewählte Prinzip mit Steuerkolben und Federn sowie druckbeaufschlagten Flächen führt – in Abhängigkeit vom eingestellten Druck – zu einem teilweisen Glätten der Druckspitzen des Förderstroms. Druckspitzen und damit Volumenspitzen werden über den Rücklauf gesteuert, wobei jedoch nur niederfrequente Schwankungen ausgeglichen werden. Höherfrequente Druckstöße mit großer Amplitude werden mit diesem Regler nicht komplett abgebaut. Aus funktionalen Gründen sind sogar Druckstöße bestimmter Mindestgröße für eine exakte Schaltfunktion erforderlich.

Praxisversuche zeigten, daß Dämpfungsglieder mit einem Volumen von 1 l die Schaltfunktion unzulässig verzögerten, auch bei unterschiedlicher Gasdruckfüllung, während bei 0,25-l-Dämpfern das Regelventil des R 208 ausreichend schnell schaltete.

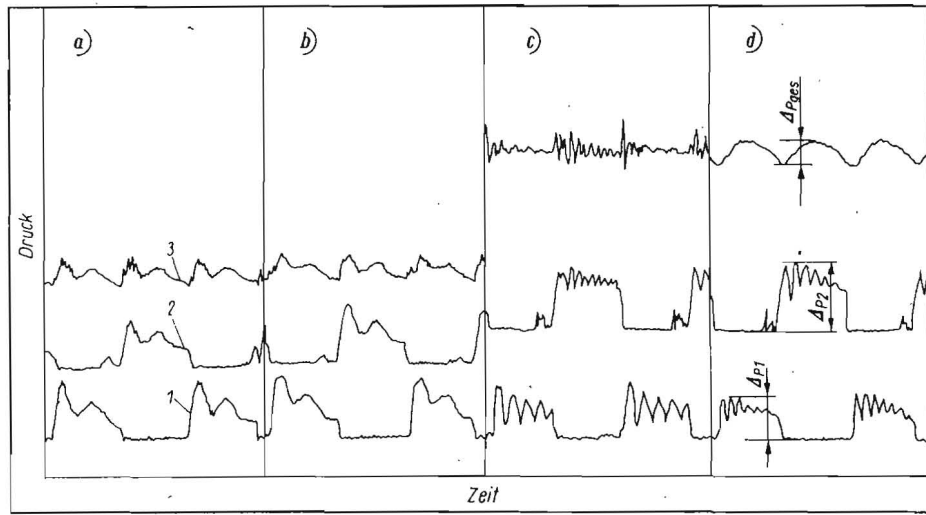


Bild 5. Druckverläufe in den Zylindern einer Zweikolbenpumpe 2 PMY 11/32 in Boxerbauart mit 1440 min<sup>-1</sup> bei verschiedenartiger Dämpfung und einem mittleren Druck von 10 MPa (teils verschiedene Maßstäbe);  
a) ohne Dämpfungsglied und ohne Regelventil  
b) ohne Dämpfungsglied  
c) hydro-pneumatischer Dämpfer mit Trennmembran und Gasfüllungsdruck von 1 MPa (Nennvolumen 1 l); s. Bild 3e  
d) hydro-pneumatischer Dämpfer ohne Trennmembran; s. Bild 3b  
1 Druckverlauf im Zylinder 1, 2 Druckverlauf im Zylinder 2, 3 Summenkurve

Wie groß der Einfluß der hydraulischen Schwingungen auf das Leistungsvermögen des Dosierinjektors ist, zeigen die im Bild 6 dargelegten Ergebnisse bei gleichen Geräte- und Betriebsbedingungen. Danach ist die Dosiermenge beim Einsatz einer Vierkolbenpumpe und damit besser geglättetem Förderstrom größer als bei einer Zweikolbenpumpe ohne Dämpfung bzw. entspricht der einer Zweikolbenpumpe mit einem durch eine 5-m-Schlauchleitung gedämpften und strömungsseitig beruhigten Treibstrom.

## 5. Schlußbetrachtungen

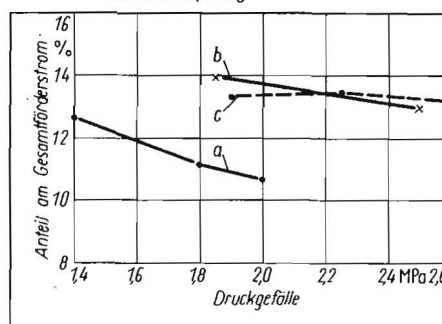
Da die Schwingungsbelastung der Geräte und der Bedienperson besonders beim Vollastbetrieb hoch ist, hat der Betreiber in Form der für ihn optimalen Parameterwahl die Möglichkeit, die Standzeit des Geräts wesentlich zu beeinflussen. Neben dem richtigen Einhalten des Abstands zum Spritzobjekt ist entsprechend der Schmutzschicht der

Druck so zu wählen, daß nur nach der Devise „so viel wie nötig“ gearbeitet wird. Dem Gerät ständig Höchstleistungen abzufordern und sich nur mit dem Variieren des Spritzabstands der Situation anzupassen ist der Standzeit abträglich und belastet zusätzlich die Bedienperson. Beim Reinigungsgerät R 208 empfiehlt sich, nutzerseitig besonders darauf zu achten, daß bei steigenden hydraulischen Stößen über das normale Maß hinaus u. a. das Pumpentriebwerk bezüglich Spiel zwischen Gleitstein und Druckstück überprüft wird, um zu verhindern, daß eine Situation entsprechend Bild 1 entsteht. Eine sofortige Schadensbeseitigung wird nötig. Eine Beobachtung der Druckschwingungen ist zur Überprüfung der ordnungsgemäßen Pumpenfunktion, speziell auch der Ventilfunktion, wichtig.

Die günstigen Effekte von Dreizylinderpumpen kommen in den Geräten des VEB Rationalisierung Gera und im Warmwasserreinigungsgerät M 805 A zum Tragen, weshalb darin auch nur kleinste oder keine Dämpfungsglieder enthalten sind.

Beim Aufbau stationärer Hochdruckspritzanlagen, z. B. mit Pumpenaggregaten des Geräts R 208, ist zu berücksichtigen, daß dennoch Dämpfungsglieder eingeordnet werden, um beim Zusammenschalten mehrerer Pumpen keine unkontrollierbaren Druckspitzen entstehen zu lassen.

Bild 6. Erreichter Anteil am Gesamtförderstrom bei der Zudosierung mit Dosierinjektor in Abhängigkeit vom Druckgefälle zwischen Injektoreingang und Sprühdüseeneingang;  
a Messung am Reinigungsgerät R 208, ungedämpft, entsprechend vorhandenem Geräteaufbau  
b Messung am R 208 bei beruhigter Treibmittelströmung durch geänderte Leitungsführung zum Dosierinjektor  
c Messung mit einer Vierzylinderpumpe als Druckerzeuger, jedoch ohne zusätzliche Dämpfung



## Literatur

- [1] Krause, W.: Gerätekonstruktion. Berlin: VEB Verlag Technik 1982, S. 331–332.
- [2] Hochdruckreinigungsgerät HDS 1000. Betriebsanleitung der Firma Kärcher (BRD) 1980.
- [3] Spillecke, J.; Demmel, L.; Bergmann, W.: Weiterentwicklung und Leistungsparameter einiger Baugruppen von Hochdruckspritzgeräten. agrartechnik, Berlin 34 (1984) 2, S. 81–84.
- [4] Neue Hochdruckreinigergeneration. Agrartechnik International, Stuttgart 35 (1983) 6.
- [5] Strahldüse für hohe impulsive dynamische Drücke. OS 1425877, 1969 (BRD); UdSSR-Anmeldung, Anmeldetag: 15. Juli 1968.

Fortsetzung auf Seite 279

# Roboter- und Handhabetechnik zum Hochdruckspritzen?

Dr.-Ing. J. Spillecke, KDT, Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Anlagenbau Impulsa Elsterwerda

## 1. Einleitung

Mit der Produktion von Industrierobotern sowie von Geräten und Baugruppen zur Hochdruckspritztechnik ergab sich im VEB Anlagenbau Impulsa Elsterwerda auch die Frage nach den Möglichkeiten der Kombination beider oder der Zuordnung von Zusatzgeräten der Hochdrucktechnik (z. B. Naßsandstrahleinrichtungen) zur Roboter- oder Handhabetechnik. Der Robotereinsatz für Aufgaben des Farbspritzens, Schweißens, Stahlkiesstrahlens usw. ist bekannt. Dabei werden grundsätzlich gleichartige Forderungen an die Bewegungsabläufe, an die Steuerung und an die aufzunehmenden Rückstoßkräfte erfüllt. Einem Robotereinsatz in der Hochdruckspritztechnik steht aus funktionell-technischer Sicht prinzipiell nichts im Wege. Für die Landwirtschaft kann sogar eingeschätzt werden, daß sich für Reinigungsaufgaben die Anwendung der Handhabe- oder Robotertechnik im Gegensatz zu anderen technologischen Aufgaben besonders anbietet. Deshalb ist zu prüfen, unter welchen technisch-technologischen Bedingungen ein Zusammenwirken mit der Hochdruckspritztechnik möglich ist.

## 2. Anwendungsmöglichkeiten

Eine Vorstufe der Roboteranwendung ist der Einsatz von Behälter-, Tank- und Rohrreinigern mit programmähnlichem Reinigungsablauf. Das entspricht dem internationalen Entwicklungsstand, ebenso das Stahlkiesstrahlen mit Hilfe von Robotern. Erste Robotereinsatzmöglichkeiten bei der Hochdruckspritztechnik könnten sein:

- Reinigung mobiler Technik und von Ausrüstungsteilen an einem Roboterstandplatz, wobei Wasserrückgewinnungsanlagen und andere Abscheidetechnik wirksam, ökonomisch und ökologisch sinnvoll einzuordnen sind
- Baugruppen- und Teilereinigung in fließenden Fertigungs- oder Instandsetzungslinien

- effektivere Behälter- und Tankreinigung als bisher durch gesteuerten Reinigungsablauf
- Gebäude- und Fassadenreinigung bzw. großflächige Flächenreinigung verschiedenster Art
- Entfetten, Entrosten usw. von Teilen aller Art.

Der Einsatz von Robotern in Stallanlagen für Reinigungs-, Konservierungs- und Desinfektionsmaßnahmen stellt eine höhere Entwicklungsstufe dar und erfordert im Normalfall Roboter mit sechs Freiheitsgraden und, was mindestens ebenso bedeutend ist, bau- und ausrüstungsseitige Voraussetzungen, d. h. unter diesem Aspekt konzipierte Anlagen. Bedingungen dafür sind u. a.

- Erreichbarkeit aller Stallbereiche mit den am Roboter angebrachten Werkzeugen
- klare, erkennbare Raumgliederung für den Roboter
- räumlich streng fixierte Einbauten, um Fehlhandlungen zu vermeiden
- Einsatz verschiedenartiger peripherer Technik zur maximalen Grundgeräteaustattung.

## 3. Voraussetzungen

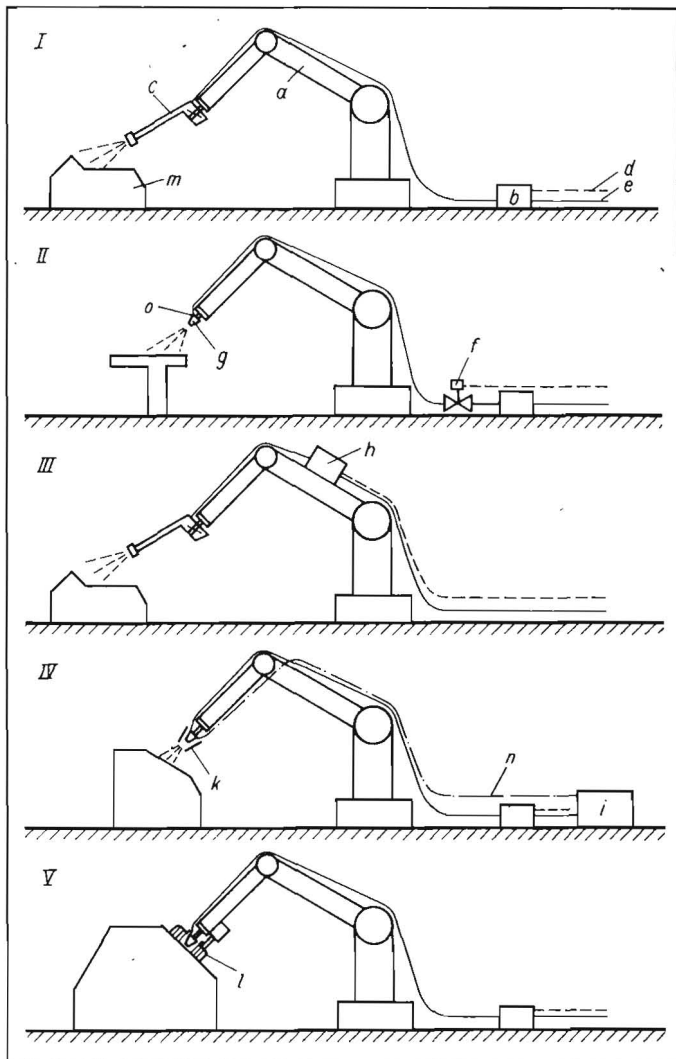
Ausgangspunkt sind die gegenwärtig vor-

handenen, überwiegend standplatzgebundenen Roboter oder Manipulatoren und deren unterschiedliche mögliche Freiheitsgrade. Die Vielfalt der zu bearbeitenden Teile wird maximal fünf Freiheitsgrade des Roboters erfordern, abhängig vom Komplexitätsgrad der Teileform. Für einen effektiven Robotereinsatz sind bei der Hochdruckspritztechnik folgende Probleme zu klären:

- Optimierung der Reinigungsparameter (Druck, Durchsatz, Strahlform, Düsenabstand zum Reinigungsobjekt), bezogen auf die konkrete Reinigungsaufgabe
- optimale Düsenführung in Bewegungsbahn und Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Kontur der zu reinigenden Teile
- Verbesserung des Masse-Leistung-Verhältnisses, um z. B. die Hochdruckspritzereinheit direkt auf dem Ausleger anbringen zu können
- Schutz des Roboters vor Spritz- und Leckflüssigkeit
- Rückstoßkräfte in Abhängigkeit von den variierbaren Parametern.

Nur mit dafür konkret vorliegenden Aussagen kann der Programmablauf zur Erzielung von kürzester Reinigungszeit und minimalem Energie- und Wassereinsatz (einschließlich

Bild 1  
Zuordnungsvarianten zum Robotereinsatz in der Hochdruckspritztechnik;  
a Roboter, b Hochdruckgerät, c abschaltbare Strahlpistole, d Elektroanschluß Hochdruckgerät, e zulaufseitiger Wasseranschluß, f steuerbares Absperrventil für Hochdruckleitung, g Düsenträger, h aufgesetztes Hochdruckgerät, i Wasserrückgewinnungsanlage, k Spritz- und Absaugeinheit, l hydromechanischer Reinigungskopf, m Reinigungsteil, n Rücklaufleitung, o Nachtropfsicherung



Fortsetzung von Seite 278

- [6] Pulsationsdämpfer für Hochdruckreinigungsgeräte. BRD P 26486599, 1976, Anmeldetag: 30. Juni 1976.
- [7] Druckflüssigkeitsspeicher. Betriebsanleitung mit Ersatzteilliste. VEB Kombinat Orsta-Hydraulik Karl-Marx-Stadt, 1977.
- [8] Lizenzofferte zum Hochdruckreinigungsgerät des VEB Rationalisierung Gera, Sitz Triebes, 1983.
- [9] Resonatoren zur Pulsationsdämpfung bei Kolbenpumpen. Prospekt der Pumpenfabrik Urach-Uraca (BRD) 1979.
- [10] Erprobungsberichte. VEB Anlagenbau Impulsa Elsterwerda, 1982 und 1983 (unveröffentlicht).

A 4407