

# HYDRODYNAMISCHE PROBLEME DER DURCH PUMPEN MIT PULSIERENDER FÖRDERUNG GESPEISTEN PFLANZENSCHUTZGERÄTE

von

A. ZALKA, A. GERENCSÉR und J. LÁTRÁNYI

Lehrstuhl für Landmaschinenbau, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 14. Mai 1971)

## Einleitung

Bei den Aufgaben der für die Pflanzenschutztechnik kennzeichnenden Spritzarbeiten erlangten in den letzten Jahrzehnten die Hochdruck-Spritzanlagen eine zunehmende Bedeutung. Der Grund für ihre rasche Verbreitung ist in der hohen Arbeitsleistung und der größeren Reichweite zu suchen, zu denen noch die Vorteile einer feineren Tropfengröße und des verhältnismäßig geringen Energieaufwands kamen.

Die Hochdruck-Spritzanlagen wurden zuerst für Baumschutzarbeiten eingesetzt, sind jedoch heute bereits auch für den Feld-Pflanzenschutz und im Weinbau gebräuchlich. Die Sprühgeräte dieser Maschinen werden durch Kolbenpumpen oder Membranpumpen mit mehreren Arbeitselementen und pulsierendem Förderbetrieb mit Flüssigkeit gespeist.

Der Hochdruck-Spritzbetrieb stellt beim Verteilernetz — jedoch auch bei den Düsen — zahlreiche festigkeits-, dichtungs- und verschleißtechnische sowie Korrosionsprobleme usw., die bei Niederdruckanlagen gar nicht oder nur in geringerem Maße zur Geltung kommen.

Eine der Fragengruppen rührt neben dem Hochdruck und der stoßartigen Flüssigkeitsförderung von den Betriebsverhältnissen und der Betriebsweise her. Hier ist vor allem an die Verstopfung von Spritzleitungen und Düsen und an die Arbeit mit Spritzpistolen zu denken, wo auch eine plötzliche, gefährliche oder völlige Verschließung im Speiseleitungssystem eintreten kann. Der Druck im System steigt bedeutend an, ein Umstand, der auch die Pumpe stark beansprucht, und zu Brüchen im Verteilernetz führen kann.

Diese Ausführungen weisen darauf hin, daß die Flüssigkeitsversorgungssysteme für Hochdruck-Spritzmaschinen auch aus hydraulischer Sicht mit der erforderlichen Sorgfalt zu entwerfen sind, um schädliche Wirkungen im Betrieb womöglich herabzusetzen.

Die folgenden Überlegungen, die unter Berücksichtigung der Theorien unternommenen Versuche, Forschungsergebnisse und die aus diesen gezogenen Schlußfolgerungen betreffen diese obigen Ausführungen.

## 1. Funktionsschemen der Hochdruck-Pflanzenschutzgeräte

Im Laufe der Entwicklung wurden zahlreiche Varianten des Flüssigkeitssystems für Pflanzenschutzmaschinen erarbeitet, von denen zwei auch gegenwärtig gebräuchliche Typen gezeigt werden sollen (Abb. 1).

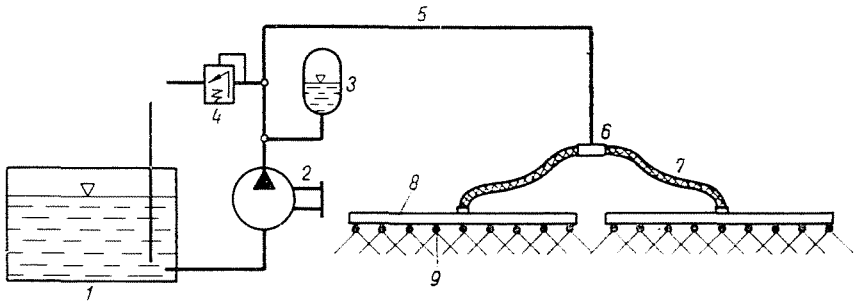


Abb. 1. Schema einer Acker-Pflanzenschutzmaschine

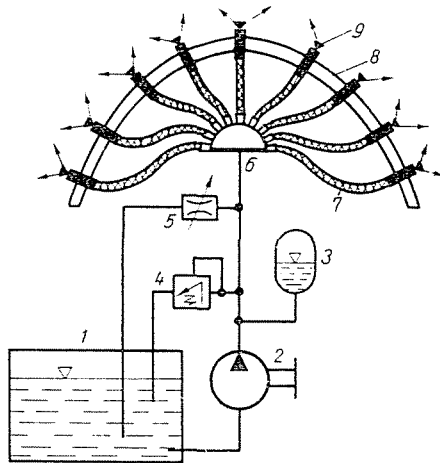


Abb. 2. Schema einer Baumschutzmaschine

In der Ausführung gemäß Ab. 1 sind folgende Hauptbauteile vorhanden: der Behälter (1), die Pumpe (2), der Luftkessel (3), das Überlaufventil (4), der Verteiler (6), der Gummischlauch (7), der Spritzrahmen (8) und die Düsen (9). In dieser Ausführung spielt der Bauteil (4) die Rolle eines Überlaufventils, daher ist er ständig in offener Stellung und das Fördergut fließt zum Teil in den Behälter zurück, wodurch auch das erforderliche Mischen der Spritzbrühe gleich erzielt wird.

Das Gerät in Abb. 2 wird im Baumschutz eingesetzt. Die Düsen sind an einem Parabel-Rahmen angebracht, wobei vom Verteiler zu jeder Düse je

ein Gummischlauch führt. Es sind auch Ausführungen vorhanden, wo der Rahmen zugleich als Sammelrohr dient, so daß nur zwei Gummischläuche vom Verteiler zum Sammelrohr führen. Der ersten Ausführungsart gegenüber ist hier in den Flüssigkeitskreislauf ein Drosselventil (5) eingebaut, somit spielt der Bauteil (4) lediglich die Rolle eines Sicherheitsventils, ist also unter normalen Verhältnissen geschlossen. Das Mischen der Spritzbrühe erfolgt durch die über das Drosselventil zurückfließende Flüssigkeit.

Welches von den beiden Systemen vorteilhafter ist, wird mittels statischer und dynamischer Prüfungen entschieden.

## 2. Statische Kennlinien der Bauteile des Systems

Für die dynamische Berechnung der hydraulischen Systeme von Pflanzenschutzgeräten muß die statische Charakteristik der Bauteile bekannt sein. Die dynamische Prüfung der Einzelteile läßt sich auf dem Prüfstand durchführen, unabhängig vom System, in das sie eingebaut werden sollen. Dabei ist jedoch die dynamische Prüfung des aus verschiedenen Bauteilen zusammengebauten Systems unter den gegebenen Bedingungen erforderlich, durch die die Wechselwirkungen zwischen den Einzelteilen im betrachteten System eindeutig bestimmt wird.

Als Ergebnis von praktischen Erfahrungen und theoretischen Untersuchungen kann ausgesagt werden, daß Systeme aus Elementen mit an sich einwandfreien statischen Kennlinien gänzlich unbrauchbar, dynamisch unbefriedigend sein können. Im weiteren sollen die statischen Kennlinien der Bauteile analysiert werden, die das dynamische Verhalten des Systems beeinflussen, bzw. soll die für das dynamische Verhalten günstigste statische Charakteristik ermittelt werden.

### 2.1. Hauptkennwerte der Pumpen

Die Flüssigkeitssysteme von Pflanzenschutzgeräten werden durch Pumpen auf volumetrischer Grundlage gespeist; demzufolge ist die Förderung der Flüssigkeit in der Zeit pulsierend. Durch die stoßweise Förderung entsteht im System eine Druckpulsation, die unter bestimmten Bedingungen ein kritisches Maß erreichen kann. Durch die Pumpe mit pulsierender Förderung wird also das System erregt. Aus dieser Sicht ist es sehr wichtig, den zeitlichen Verlauf der Förderung zu kennen. In Abb. 3 ist der zeitliche Verlauf der Förderung mit einer Doppelkolbenpumpe dargestellt. Die Pulsation in der Förderung wird durch den Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  ausgedrückt

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_k} \quad (2.1)$$

Aus dynamischer Sicht ist noch der Förderungsverlauf in Abhängigkeit vom Druck zu berücksichtigen. Wie aus Abb. 4 zu erkennen ist, weicht die wirkliche Förderung der Pumpe von der geometrischen Förderung ab. Neben dem Spaltverlust, der den erhöhten Druck begleitet, sind auch Saugverluste zu verzeichnen, die sich auf die unvollständige Füllung des rasch veränderlichen Einlaßraumes zurückführen lassen.

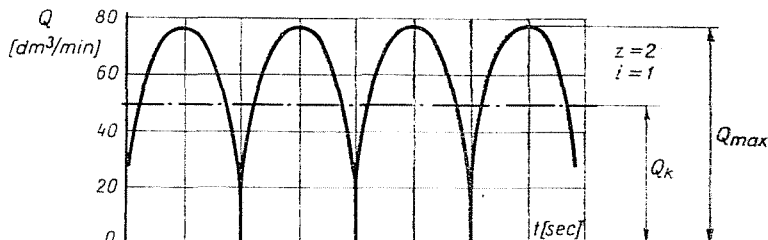


Abb. 3. Förderleistung der Doppelkolbenpumpe in Abhängigkeit von der Zeit

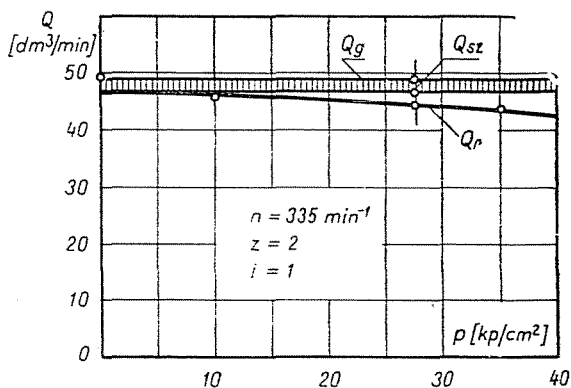


Abb. 4. Förderleistung der Kolbenpumpe in Abhängigkeit vom Druck

Die wirkliche Förderung der Pumpe beträgt

$$Q = Q_g - Q_r - Q_s \quad (2.2)$$

wo  $Q_g$  die geometrische (theoretische) Förderung,  
 $Q_r$  den Spaltverlust,  
 $Q_s$  den Saugverlust

bedeuten.

Die einzelnen Verlustgrößen sind aus der meßtechnisch aufgenommenen Abb. 4 gut zu entnehmen. Bei der dynamischen Analyse des Systems wird sich zeigen, daß eine Pumpe mit schlechterem Volumenwirkungsgrad dynamisch günstiger ist.

## 2.2. Rohrleitung

Das Fördergut gelangt von der Pumpe über eine steife oder eine flexible Rohrleitung zu den Düsen. Bei der Ausgestaltung des Rohrnetzes ist eine Mäßigung der Strömungsverluste anzustreben. Die Leitungen müssen mit entsprechender Sicherheit dynamische Stöße im System vertragen, die auch ein Mehrfaches des höchsten Betriebsdruckes erreichen können. Unter Einwirkung der Druckänderungen im System dehnt sich die Rohrleitung und die eingeschlossene Flüssigkeit wird zusammengedrückt. Unter diesen Wirkungen kann das System als elastisch angesehen werden, wobei in Ermangelung der Elastizität unter transienten Verhältnissen sehr unangenehme Wirkungen auftreten würden. *Durch die Rohrleitung wird also die Dynamik des Systems entscheidend beeinflusst. Die Strömungsverluste im Rohrnetz lassen sich aus Beziehung 2.3 ermitteln*

$$\Delta p = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{L}{d} \cdot \lambda \gamma \quad (2.3)$$

Unter Berücksichtigung von  $v = \frac{4Q}{d^2\pi}$  erhält man für eine laminare Strömung

$$\Delta p = R_h \cdot Q \quad (2.4)$$

mit

$R_h$  = hydraulischer Widerstand der Rohrleitung.

Bei turbulenter Strömung ist der Druckabfall dem Quadrat des Durchflusses proportional.

$$\Delta p = R_h \cdot Q^2 \quad (2.5)$$

In Abb. 5 ist der Druckverlust in einem Gummischlauche mit dem Innendurchmesser  $d = 10$  mm und von  $L = 10$  m Länge in Abhängigkeit vom Durchfluß dargestellt.

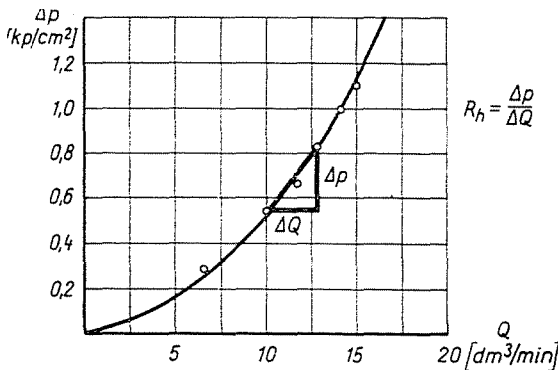


Abb. 5. Strömungsverluste in einer Rohrleitung von 10 m Länge bei einem Innendurchmesser von  $d = 10$  mm

In der Umgebung des mittleren Durchflusses  $Q_k$  ergibt sich der hydraulische Widerstand der Rohrleitung bei linearer Näherung zu

$$R_h = \frac{\Delta p}{\Delta Q} \quad (2.6)$$

Unter Einwirkung der Rohrdehnung und der Zusammendrückbarkeit der Flüssigkeit beträgt das zusätzlich gespeicherte Volumen

$$\Delta V = \beta \cdot V_0 \cdot \Delta p \quad (2.7)$$

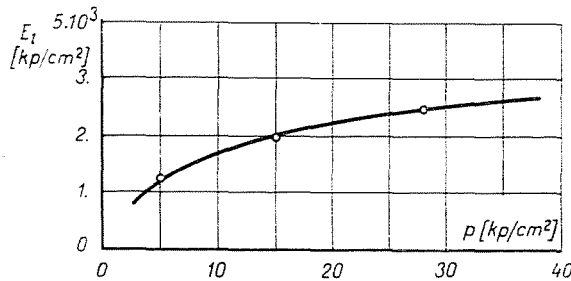


Abb. 6. Gestaltung der Dehnungskoeffizienten eines Gummischlauches in Abhängigkeit vom Druck

wo  $\beta$  den resultierenden Zusammendrückbarkeitsfaktor,  
 $V_0$  das Druckraumvolumen,  
 $\Delta p$  die Druckänderung  
 bedeuten.

Es ist zweckmäßiger, bei den Berechnungen den Elastizitätsmodul heranzuziehen.

$$\beta = \frac{1}{E} = \frac{1}{E_f} + \frac{1}{E_c \frac{s}{d}} \quad (2.8)$$

wo  $E_f$  den Elastizitätsmodul der Flüssigkeit (für Wasser  $E_f = 2,1 \cdot 10^4 \text{kp/cm}^2$ ),  
 $E_c$  den Elastizitätsmodul von Stahl ( $2,1 \cdot 10^6 \text{kp/cm}^2$ )  
 $s$  die Stärke des Stahlrohres  
 $d$  dessen Innendurchmesser  
 bedeuten.

Die Elastizitätsmodulen von Flüssigkeit und Stahl können in den hier behandelten Druckbereichen als praktisch konstant gelten. Der Elastizitätsmodul des Gummischlauches ist — wie aus Abb. 6 ersichtlich — stark druckabhängig.

Durch die Beziehung (2.7) wird ausgedrückt, daß eine Rohrleitung von vorgegebenem Volumen unter Einwirkung einer Druckveränderung  $\Delta p$  ein zusätzliches Volumen speichern kann. Das läßt sich auch so formulieren, daß die Rohrleitung eine gewisse *Speicherkapazität* besitzt.

Berücksichtigt man, daß

$$\beta \cdot V_0 = \frac{V_0}{E} = C_h \quad (2.9)$$

wo  $C_h$  die hydraulische Kapazität des untersuchten Raumes ist, dann gelten

$$\Delta V = C_h \cdot \Delta p \quad (2.10)$$

bzw.

$$Q_c = \frac{d(\Delta V)}{dt} = C_h \frac{d(\Delta p)}{dt} \quad (2.11)$$

Der zur Beschleunigung der die Rohrleitung durchströmenden Flüssigkeit erforderliche zusätzliche Druck wird aus der Gleichheit (2.12) ermittelt,

$$A \cdot \Delta p = m \frac{dv}{dt} \quad (2.12)$$

wo  $A$  den Rohrleitungsquerschnitt,

$m$  die Masse der beschleunigten Flüssigkeitssäule bedeuten.

Unter Berücksichtigung der Zusammenhänge

$$v = \frac{Q}{A} \quad \text{und} \quad \frac{dv}{dt} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dQ}{dt}$$

gilt

$$\Delta p = \frac{m}{A^2} \cdot \frac{dQ}{dt} = L_h \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (2.13)$$

wo  $L_h = \frac{m}{A^2}$  die hydraulische Induktivität der Flüssigkeit in der Rohrleitung darstellt.

Untersucht man die Rohrleitung als solche, so sind für deren dynamisches Verhalten die Kennwerte: hydraulischer Widerstand, Induktivität und Kapazität kennzeichnend.

Unter Einwirkung einer pulsierenden Förderung der Pumpe entstehen in der Rohrleitung komplexe Wellenerscheinungen, die sich sehr schwierig verfolgen lassen. Das gilt jedoch nur, wenn die Rohrleitung hydrodynamisch lang ist. Bei hydrodynamisch kurzen Rohren kommen diese komplexen Wellenerscheinungen nicht zur Geltung. Die Rohrleitung kann als ein in der Mitte

derselben angeordnetes Gefäß mit einem dem Raumgehalt der Rohrleitung gleichen Volumen aufgefaßt werden.

Als hydrodynamisch kurz wird ein Rohr bezeichnet, wenn  $\lambda \geq L$ , wo  $\lambda$  die Wellenlänge und  $L$  die betrachtete Rohrlänge bedeuten.

Bei  $L \geq \lambda$  gilt die untersuchte Rohrleitung für hydrodynamisch lang. Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Druckwelle in der Rohrleitung ergibt sich aus der Formel

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.14)$$

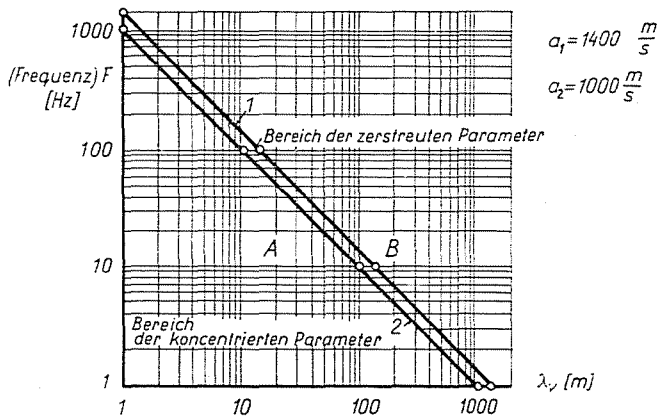


Abb. 7. Bereich der hydrodynamisch kurzen Rohre

wobei  $E$  den resultierenden Elastizitätsmodul,  
 $\rho$  die Dichte des Mediums  
 bedeuten.

Unter Berücksichtigung der obigen Ausführungen lautet die Formel der Wellenlänge

$$\lambda = \frac{a}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.15)$$

wo  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Erregung ist.

In Abb. 7 sind die Bereiche der hydrodynamisch kurzen bzw. langen Rohre in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz dargestellt.

Die Rohrleitungen der Pflanzenschutzgeräte können als hydrodynamisch kurz gelten. Dadurch wird deren dynamische Prüfung wesentlich vereinfacht.

Werden die Druck- und Durchflußänderungen auf einer Teilstrecke der Rohrleitung durch ein Taylorsches Polynom ersten Grades angenähert, lautet



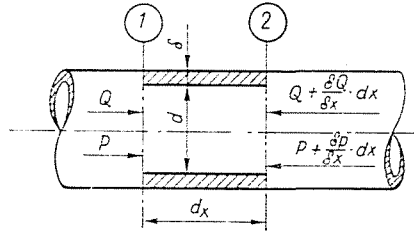


Abb. 8. Flüssigkeitsgleichgewicht in einem elementaren Rohrabschnitt

die für den Teilabschnitt der Rohrleitung gültige, dynamische Gleichgewichtsgleichung — mit den Bezeichnungen in Abb. 8

$$\begin{aligned} - \frac{\partial p}{\partial x} &= L_h \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} + R_h Q \\ - \frac{\partial Q}{\partial x} &= C_h \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Die nach Drücken gelöste Form der beiden Gleichungen lautet:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = L_h \cdot C_h \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + R_h C_h \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.17)$$

### 2.3. Düsen

Die Aufgabe der Düsen besteht darin, die wäßrige Pflanzenschutzmittellösung auf die gewünschte Tropfenform zu zerstäuben und zum Bestimmungs-ort zu befördern.

Der Zusammenhang zwischen dem Druckabfall bei der Düse und der durchströmenden Flüssigkeitsmenge wird durch Gleichung

$$Q = \mu \cdot A \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p} \quad (2.18)$$

beschrieben, wobei

$\mu$  den Durchflußfaktor,

$A$  den Düsenquerschnitt,

$p$  den Druck vor der Düse bedeuten.

In Abb. 9 sind die Kennlinien von Düsen mit unterschiedlichen Durchmessern gezeigt.

Aus den meßtechnisch ermittelten Kennlinien läßt sich feststellen, daß in den Betriebsbereichen der Durchflußfaktor  $\mu$  praktisch als konstant gelten kann.

Der hydraulische Widerstand der Düse ergibt sich aus der Formel

$$R_h = \frac{2 p_k}{Q_k} \quad (2.19)$$

mit  $p_k$  = mittlerer Druck vor der Düse,

$Q_k$  = die Düse durchströmende, mittlere Flüssigkeitsmenge.

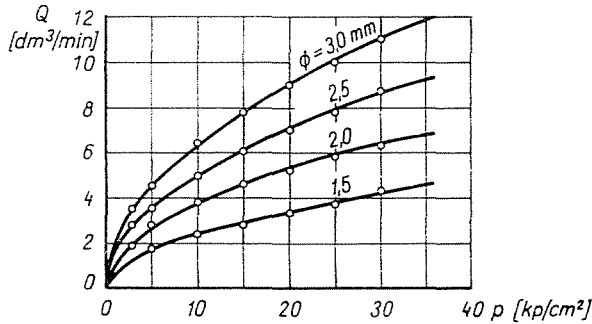


Abb. 9. Charakteristik einer Düsengruppe

#### 2.4. Drosselventil

Die hydrodynamischen Kennwerte des Drosselventils sind gleich denen der Düse [siehe die Zusammenhänge (2.18) und (2.19)].

#### 2.5. Sicherheits-Überlaufventil

Das Sicherheitsventil stellt einen unentbehrlichen Bestandteil eines jeden durch eine Volumenverdrängungspumpe gespeisten Systems dar. Turbinenpumpen haben eine elastische Charakteristik. Durch Absperrung des Druckrohrs entsteht im System keine Überlastung, weder was den Druck noch was die Leistung anbelangt. Volumenverdrängungspumpen haben eine steife Charakteristik. Ist die Pumpe in Betrieb, würde die Absperrung der Rohrleitung u. U. zu Rohrbrüchen oder Maschinenschäden führen, wenn nicht durch ein Sicherheitsventil für die Einschränkung des Druckes gesorgt wäre.

Spielt das Sicherheitsventil gleichzeitig auch die Rolle eines Überlaufventils, müssen an dessen statisches und dynamisches Verhalten besonders strenge Forderungen gestellt werden.

Sicherheits- und Überlaufventile gleichen sich weitgehend im Aufbau oder weisen lediglich geringfügige Abweichungen voneinander auf. Durch die Unterscheidung soll vielmehr nur auf die verschiedene Rolle im System hingewiesen werden.

Ein Sicherheitsventil ist unter normalen Verhältnissen geschlossen, und wird nur bei einem unzulässigen Überdruck im System betätigt.

Das Überlaufventil im System ist praktisch immer geöffnet. Seine Aufgabe ist, die durch die Düsen nicht verbrauchte Flüssigkeit in den Behälter zurückzuleiten.

Mit den erhöhten Drücken werden an die Sicherheitsventile wachsende Forderungen gestellt, da ein schlecht konstruiertes Ventil seine Aufgabe nicht erfüllt und das System stark überlastet.

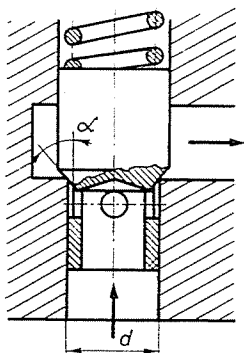


Abb. 10. Sicherheitsventil mit konischem Sperrteil

Um seine Aufgabe eindeutig zu erfüllen, muß sich das Ventil an das betreffende System statisch und dynamisch anpassen.

In Sicherheits-Überlaufventilen werden meistens kegelförmige Verschlusskörper wie in Abb. 10 verwendet.

Für den Durchfluß durch das Ventil gilt die Beziehung (2.18)

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p}$$

Der Durchflußquerschnitt eines Kegelventils beträgt mit den Bezeichnungen in der Abbildung

$$A = \pi x(d \sin \alpha - x \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha)$$

oder bei guter Näherung

$$A = \pi d \cdot x \cdot \sin \alpha \quad (2.20)$$

Damit gilt

$$Q = \mu \pi x d \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p}$$

Unter Berücksichtigung der Konstanz des Durchflußfaktors kann angeschrieben werden

$$Q = B \cdot x \sqrt{p} \quad (2.21)$$

$$\text{mit } B = \mu \cdot d\pi \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$$

Nach Beziehung (2.21) entstehen unter Einwirkung einer Änderung  $\Delta Q$  der Ventilhub  $\Delta x$  und der Druckanstieg vor dem Ventil  $\Delta p$ . Von geringen Änderungen ausgehend ergibt sich bei linearer Annäherung

$$\Delta Q = \left( \frac{\partial Q}{\partial x} \right)_{p=\text{const.}} \cdot \Delta x + \left( \frac{\partial Q}{\partial p} \right)_{x=\text{const.}} \cdot \Delta p \quad (2.22)$$

Nach den Versuchsergebnissen beträgt das zweite Glied lediglich einige Tausendstel des ersten, kann also vernachlässigt werden.

Damit gilt

$$\Delta Q = B \cdot \sqrt{p} \Delta x \quad (2.23)$$

Aus dem statischen Federgleichgewicht erhält man

$$\Delta p \cdot A = C_r \cdot \Delta x \quad (2.24)$$

wo  $\Delta x$  der Ventilhub ist.

Aus dem Vergleich von (2.23) mit (2.24) erhält man

$$\Delta p = \frac{\Delta Q}{B \sqrt{p}} \cdot \frac{C_r}{A} \quad (2.25)$$

Wird auch die Zunahme des Gehäusewiderstands mit wachsendem Durchfluß durch das Ventil berücksichtigt, erhält man

$$\Delta p_h = K_h(Q_2^2 - Q_1^2) \quad (2.26)$$

und

$$\Delta p = \frac{\Delta Q}{\mu d \pi \sin \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p}} \cdot \frac{C_r}{A} + \Delta p_h \quad (2.27)$$

Gl. (2.27) beschreibt die statische oder mit anderer Bezeichnung Einblase-Charakteristik des Ventils. Die meßtechnisch ermittelte Einblase-Charakteristik eines Kegelventils ist in Abb. 11 zu sehen.

Aus der Beziehung (2.27) ist der Einfluß der einzelnen geometrischen Ventilkennwerte auf den Abblasebereich  $\Delta p$  zu erkennen. Es ergibt sich, daß sich mit zunehmendem Öffnungsdruck der Abblasebereich vermindert. Das

selbe ist auch aus der meßtechnisch ermittelten Kennlinie zu entnehmen. Beträgt der Öffnungsdruck  $p_b = 12,5 \text{ kp/cm}^2$ , ist  $\Delta p_1 = 16,0 \text{ kp/cm}^2$ , während bei  $p_b = 20 \text{ kp/cm}^2$ ,  $\Delta p_1 = 13,0 \text{ kp/cm}^2$  ist.

Es genügt nicht, die statische Charakteristik des Sicherheitsventils zu kennen, um auf das dynamische Verhalten eindeutig schließen zu können. Stimmt die Pulsationsfrequenz mit der Eigenfrequenz des Ventils überein, können in Pumpen mit pulsierender Förderung Resonanzerscheinungen auf-

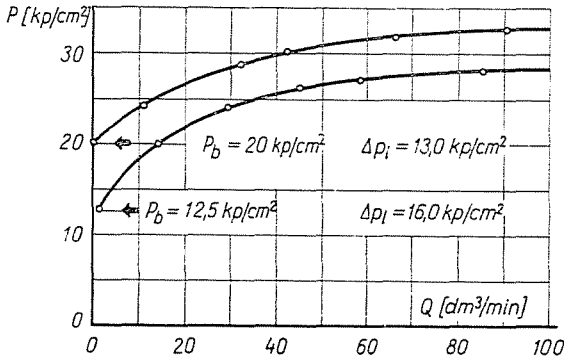


Abb. 11. Abblasecharakteristik eines Kegelventils

treten, durch die die Amplitude der Druckschwankungen bedeutend vergrößert wird. Zur Beurteilung des Sicherheitsventils muß also auch dessen Frequenzamplitudencharakteristik im betrachteten Bereich bekannt sein.

Bei plötzlicher Öffnung treten vor dem Ventil bedeutend höhere Drücke als die durch die statische Charakteristik bestimmten Werte auf. Unter gewissen Betriebsverhältnissen kommt es vor, daß die Düsen zum Teil abgeschaltet werden. In einem solchen Falle nimmt der Durchfluß durch das Ventil sprunghaft zu. Dadurch wird im System eine Druckwelle erregt. Für die eindeutige Klärung des Ventilverhaltens muß die Kennlinie  $p = f(t)$  bei sprunghaftem Eingangssignal bekannt sein.

Die Größe des Druckstoßes wird auch durch andere Systemkennwerte und Bauteile beeinflusst.

### 2.6. Luftkessel

Wegen der kräftigen Pulsation der Speisepumpe wird ein Luftkessel angeordnet. Durch eine richtige Bemessung des Luftkessels (hydropneumatischen Akkumulators) läßt sich die Pulsierung der Fördermenge bzw. des Druckes beliebig einschränken.

Der Luftkessel entspricht den Erwartungen lediglich, wenn er an das System statisch und dynamisch angepaßt ist. Eine statische Anpassung be-

deutet, daß der Luftkesselraumgehalt so zu wählen ist, daß bei maximaler Abweichung der augenblicklichen Förderung von der mittleren, die Druckschwankung zwischen den vorgegebenen Grenzen bleibt. Die dynamische Anpassung bedeutet, daß im betrachteten Erregungsbereich die oben angeführten Forderungen durch den Akkumulator erfüllt werden.

Die Beziehung zwischen den Hauptparametern des Luftkessels in Abb. 12 lautet unter Berücksichtigung einer polytropischen Zustandsänderung

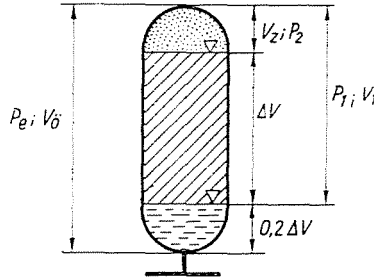


Abb. 12. Luftkessel (hydropneumatischer Akkumulator)

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n \quad (2.28)$$

und daraus

$$V_2 = V_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{1/n} \quad (2.29)$$

Es empfiehlt sich, daß im Luftkessel immer eine gewisse Flüssigkeitsmenge vorhanden ist, dieser sich nicht ganz entleert. Zweckmäßig bleiben 20% des verwendbaren Volumens  $\Delta V$  im Luftkessel.

Das aus dem Luftkessel entnehmbare Volumen:

$$\Delta V = V_1 - V_2 = V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{1/n} \right] \quad (2.30)$$

Erforderlicher Gesamttraumgehalt des Luftkessels:

$$V_0 = \Delta V \left[ \frac{1}{1 - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{1/n}} + 0,2 \right] \quad (2.31)$$

Die Beziehung (2.31) ist zur Bestimmung des Gesamttraumgehalts (geometrischen Volumens) des Luftkessels für den Fall geeignet, wenn die dem System nach zulässigen Druckwerte  $p_2 = p_{\max}$  und  $p_1 = p_{\min}$  sowie  $\Delta V$  vorgeschrieben sind, wobei letzterer Wert in Abhängigkeit von der Zahl der Ver-

drängerelemente der Pumpe und mit deren Hilfe bestimmt wird. Mit Hilfe dieser Beziehung läßt sich das kleinste Luftkesselvolumen ermitteln, das noch die Ansprüche befriedigt. Da den Raumgehalten Drücke zugeordnet sind, ist auch der zu  $V_0$  gehörende Druck zu ermitteln, der im weiteren als Vorfülldruck ( $p_0$ ) bezeichnet werden soll. Bei isothermischer Zustandsänderung läßt sich für den erforderlichen Vorfülldruck anschreiben:

$$p_e = \frac{p_{\max} \cdot p_{\min}}{p_{\max} - p_{\min}} \cdot \frac{\Delta V}{V_0} \tag{2.32}$$

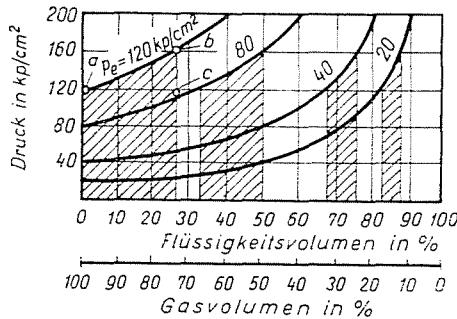


Abb. 13. Einfluß des Vorfülldruckes  $p_0$  auf das Verhalten des Luftkessels

Unter Anwendung der vorstehenden Gleichheit wurde Abb. 13 gezeichnet, wo der Einfluß des Vorfülldruckes gut zu erkennen ist.

Die statische Anpassung des Luftkessels an das System bedeutet im wesentlichen die Ermittlung des erforderlichen Gesamtvolumens ( $V_g$ ) sowie des Vorfülldruckes ( $p_0$ ).

### 3. Statische Anpassung der einzelnen Bauteile an ein gegebenes System

An die Pumpe wird in dieser Hinsicht die Forderung gestellt, daß sie zur Förderung der erforderlichen Flüssigkeitsmenge beim erforderlichen Druck geeignet ist.

Die Rohrleitung muß die vorkommenden Höchstdrücke halten, und der Druckabfall in der Rohrleitung darf 10% des Betriebsdruckes nicht überschreiten. Der Abblasebereich des Sicherheitsventils soll klein sein.

Spielt das Sicherheitsventil auch die Rolle eines Überlaufventils, ist seine Abblasecharakteristik derart zu gestalten, daß das Ventil auch die Regelung beim Rücklauf besorgt. In diesem Falle ist es im Betrieb praktisch ständig geöffnet, während es im vorigen Falle in geschlossenem Zustand ist.

In der Beziehung von Druck und Verbrauch wird die Pumpe durch die Düsen belastet. Pumpe und Düsen müssen hydraulisch aufeinander abge-

stimmt sein, da es vorkommen kann, daß die Pumpe nicht im erforderlichen Maße ausgelastet ist, und wegen des niedrigen Druckes keine Zerstäubung der erforderlichen Qualität erzielt werden kann, während im entgegengesetzten Falle die Pumpe überlastet wird. Die statische Luftkesselanpassung wurde bereits im vorigen Abschnitt behandelt.

In Abb. 14 ist die statische Anpassung von Pumpe-Überlaufventil-Düse veranschaulicht. Der Öffnungsdruck des Überlaufventils ist so anzusetzen,

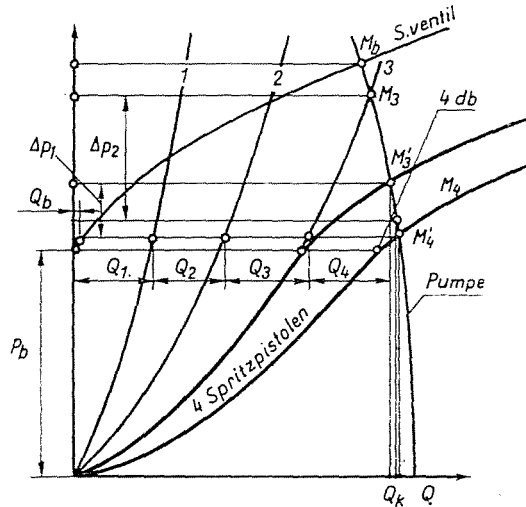


Abb. 14. Zusammenwirken von Pumpe, Überlaufventil und Spritzpistole

daß er unter dem Arbeitspunkt im Schnittpunkt der Resultierenden der Kennlinien der parallel geschalteten Düsen liegt. Bei der dynamischen Analyse wurde nachgewiesen, daß durch ein im Betrieb offenes Ventil die durch Übergangserscheinungen herbeigeführten Druckstöße stark vermindert werden.

Zur besseren Übersicht soll angenommen werden, daß die Pumpe mit 4 Spritzpistolen arbeitet. Der Schnittpunkt der Resultierenden der Düsen mit der Pumpenkennlinie ist der Arbeitspunkt  $M_1$ . Ist der Öffnungsdruck des Überlaufventils der in der Abbildung angegebene, so ist  $M'_3$  der Betriebsarbeitspunkt. Die Durchflüsse durch die einzelnen Spritzpistolen werden mit  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  und  $Q_4$  bezeichnet, während  $Q_b$  den Durchfluß durch das Überlaufventil bedeutet. Wird z. B. eine Pistole vom System abgeschaltet, verlegt sich der neue Arbeitspunkt in  $M'_3$ . Dadurch tritt im System ein statischer Drucksprung  $\Delta p_1$  auf. Der dynamische Druckstoß ist naturgemäß bedeutend höher als der statische. Beim Abschalten von mehreren Verbrauchsstellen ist sowohl der statische als auch der dynamische Drucksprung höher.



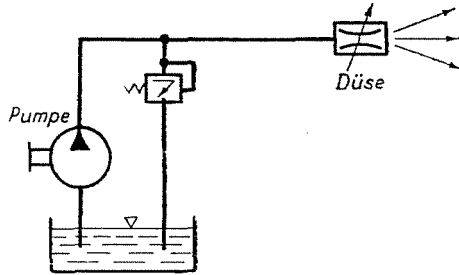


Abb. 15. Betätigungsmodell von Pumpe, Rohrleitung und Düse

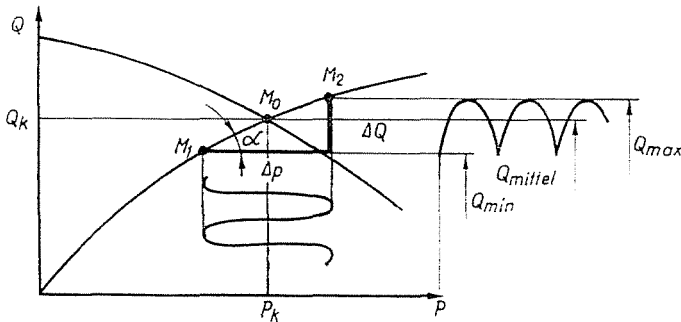


Abb. 16. Zusammenwirken von Pumpe und Düse

#### 4. Dynamische Analyse des Flüssigkeitssystems

Bei der dynamischen Analyse sollen zwei Fälle untersucht werden: die durch die Pumpe mit pulsierender Förderung verursachte Druckschwankung und die Wirkung der stoßartigen Belastungsänderung auf die Größe der Druckwelle im System. Der Rohrabschnitt von der Pumpe bis zu den Verbrauchsstellen wird als hydrodynamisch kurz betrachtet, um mit konzentrierten Parametern arbeiten zu können, was im vorliegenden Falle eine gute lineare Näherung gestattet. Das untersuchte Modell ist in Abb. 15 gezeigt. Die parallel geschalteten Düsen werden durch ein einziges Element ersetzt. Es wird angenommen, daß das Sicherheitsventil im Betrieb geschlossen und im System kein Luftkessel vorhanden ist.

Der Rohrabschnitt unter Druck wurde durch eine dick ausgezogene Linie hervorgehoben. Die Zusammenarbeit von Pumpe und Düse ist aus Abb. 16 ersichtlich.

Der Schnittpunkt der beiden Kennlinien ergibt den Arbeitspunkt  $M_0$ . Die Pumpenkennlinie bezieht sich jedoch auf mittlere Fördermengen. An der rechten Seite von Abb. 16 ist der zeitliche Verlauf der Förderung in der Umgebung des Arbeitspunktes  $M_0$  dargestellt.

Zufolge der pulsierenden Förderung der Pumpe ist der Arbeitspunkt  $M_0$  nicht stabil. Zur augenblicklichen Minimalförderung gehört der Arbeitspunkt  $M_1$ , zur Maximalförderung  $M_2$ . Durch die Förderungsschwankung  $\Delta Q$  wird eine Druckschwankung  $\Delta p$  abgegrenzt, mit

$$\Delta p = 2 \cdot \delta p_{k\ddot{o}z} \quad (4.1)$$

Bei den Untersuchungen blieb die Elastizität des Systems unberücksichtigt. Dann gilt unter Anwendung von (2.11)

$$\Delta p = \frac{2 \delta p_{k\ddot{o}z}}{\sqrt{1 + R_h^2 + C_h^2 \omega_i^2}} \quad (4.2)$$

Hierbei bedeuten:

$R_h$  = gemeinsamer hydraulischer Widerstand der Rohrleitung und der Düse,

$C_h$  = hydraulische Kapazität des Druckraumes,

$\omega_i = \frac{z \cdot n \cdot i}{60} \cdot 2\pi$  Pulsierungsfrequenz der Förderung.

Aus (4.2) ist zu erkennen, daß sich unter Berücksichtigung der Systemelastizität die Amplitude der Druckschwankung wesentlich vermindert.

Unter Berücksichtigung der Masse der die Leitung durchströmenden Flüssigkeit wird die Erscheinung durch folgende Differentialgleichung beschrieben:

$$L_h \cdot C_h \frac{d^2 p}{dt^2} + R_h \cdot C_h \frac{dp}{dt} + p = p_{k\ddot{o}z} \delta \sin \omega t \quad (4.3)$$

wo  $R_h$  den gemeinsamen hydraulischen Widerstand von Rohrleitung und Düse,

$C_h$  die hydraulische Kapazität des Druckraumes,

$L_h$  die hydraulische Induktivität der die Rohrleitung durchströmenden Flüssigkeit

bedeuten.

Die Frequenzfunktion der Gl. (4.3) lautet:

$$F(i\omega) = \frac{\delta p_{k\ddot{o}z}}{T_2^2(i\omega)^2 + T_1(i\omega) + 1} \quad (4.4)$$

mit

$$T_2 = L_h C_h \quad \text{und} \quad T_1 = R_h \cdot C_h$$

Damit ist die Druckschwankungsamplitude:

$$\Delta p_a = \frac{P_{k\ddot{o}z} \delta}{\sqrt{(1 - T_2^2 \omega^2)^2 + T_1^2 \omega^2}} \quad (4.5)$$

Die aus den Beziehungen (4.1) und (4.5) errechneten Amplituden weisen lediglich eine unbedeutende Abweichung voneinander auf; d. h., daß die Flüssigkeitsmasse unberücksichtigt bleiben darf.

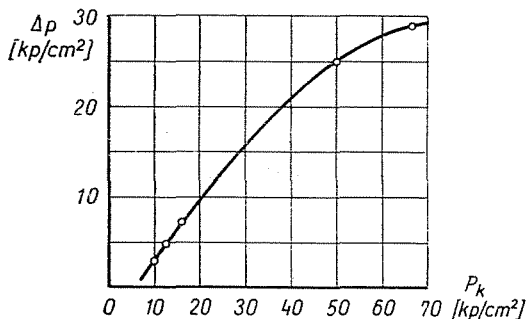


Abb. 17. Einfluß des mittleren Druckes auf die Druckschwankungsamplitude

Aus Gl. (4.5) ist zu ersehen, daß die Druckschwankungsamplitude vom mittleren Druck im System abhängig ist. Bei höheren Drücken ist auch die Amplitude größer. Das läßt sich übrigens auch aus der Beziehung (4.3) ablesen. Durch die versuchstechnisch aufgenommene Abbildung 17 wird dieser Umstand ebenfalls veranschaulicht.

Wird das System bei einer sprunghaften Druckerhöhung untersucht, kann gleichfalls aus der Gleichheit (4.3) ausgegangen werden, lediglich anstelle der periodischen Erregung auf der rechten Seite der Gleichung ist eine Bedingungsfunktion  $p_b = \text{konst.}$  zu berücksichtigen.

Die Lösung der Gleichung lautet

$$p(t) = \Delta p_b \left[ 1 - e^{-\mu t} \left( \cos \omega t + \frac{\mu}{\omega} \sin \omega t \right) \right] \quad (4.6)$$

mit

$$\mu = \frac{E}{2R_h V_0} \quad (4.7)$$

$$\omega = \frac{E}{2R_h \cdot V_0} \cdot \sqrt{\frac{4V_0 R_h^2}{m_r \cdot E \cdot A^2} - 1} \quad (4.8)$$

Abb. 18 zeigt die aus der Gleichheit (4.6) errechnete Kurve.

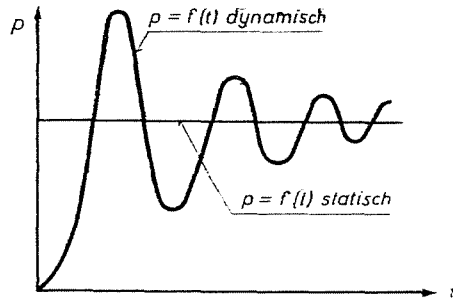


Abb. 18. Druckverlauf bei sprunghafter Belastung.

Der zeitliche Verlauf der Druckänderungen, die anhand der Zusammenhänge (4.1) bzw. (4.5) und (4.6) probiert werden können, stimmte mit den Ergebnissen der an einem wirklichen System durchgeführten Messungen gut überein. Damit sind diese Beziehungen für eine dynamische Analyse des Flüssigkeitssystems geeignet. Sie geben gleichzeitig einen Hinweis dafür, was bei unzulässig hohen Druckschwankung zu tun ist.

### Zusammenfassung

Die in der Pflanzenschutztechnik verbreiteten Hochdruck-Spritzanlagen werden durch volumetrische Pumpen mit pulsierender Förderung mit Flüssigkeit versorgt. Die hydraulischen Probleme, die sich in einem Hochdruck-Spritzbetrieb stellen, lassen sich anhand der Charakteristiken der in das System eingebauten Konstruktionsteile — Düsen, Leitungen, Regelventil, Luftkessel, Pumpe — analysieren. Für einen ungestörten Betrieb der Maschinen sind die angeführten Elemente sowohl statisch als auch dynamisch an das hydraulische System anzupassen. Im Beitrag werden zu dieser Frage durch Versuche nachgewiesene Überlegungen und Beziehungen behandelt.

### Literatur

1. DUNNEBEIL, H.: Maschinen und Geräte für Pflanzenschutz und Schädlingsbekämpfung. VEB Verlag Technik Berlin, 1961.
2. GALLWITZ, K.: Stand und Entwicklung der Pflanzenschutztechnik VDI, No. 2 (1953).
3. HEUSCHMIDT, W.: Einsatz und Leistung von Pflanzenschutzgeräten im Ackerbau der DDR, Deutsche Agrartechnik 2., 71 (1959).
4. LÁTRÁNYI, J.—ZALKA, A.: Entwurf von hydraulischen Kreisläufen (in ungarischer Sprache), BME. MTI, 1970.
5. NEMIROWSKI, J. A.: Graphoanalytische Untersuchung von hydraulischen Betätigungen (in russischer Sprache), Moskau 1968.
6. Hydraulische Betätigungen (in russischer Sprache), Kiew, 1968. Nr. 4.

Prof. András ZALKA Attila GERENCSÉR Jenő LÁTRÁNYI	}	Budapest XI., Bertalan Lajos u. 1, Ungarn
---	---	---