

# Druckverlustberechnung als Voraussetzung zur Verbesserung der Energieökonomie von Hydraulikanlagen

Dr. sc. techn. E. Hlawitschka, KDT, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik

## Verwendete Formelzeichen

A	Querschnitt
c	spezifische Wärmemenge
d	Durchmesser
g	Erdbeschleunigung
h	Höhe
k	Rauhigkeitshöhe
P <sub>V</sub>	Verlustleistung
p	Druck
p <sub>max</sub>	maximaler Betriebsdruck
P <sub>P</sub>	Druck am Pumpenausgang
Δp	Druckverlust
Δp <sub>vert</sub>	Druckverlust
Δp <sub>ges</sub>	Gesamtdruckverlust
Δp <sub>G</sub>	Druckverlust in Geräten (Ventile, Filter usw.)
Δp <sub>L</sub>	Druckverlust in Rohr- und Schlauchleitungen
Δp <sub>öw</sub>	Druckverlust durch örtliche Widerstände
Q	Wärmestrom
r	Rohrradius
Re	Reynoldszahl
V	Flüssigkeitsstrom
V <sub>P</sub>	Förderstrom der Pumpe
v	Strömungsgeschwindigkeit
ε	relative Rohrrauhigkeit
ζ	Widerstandsbeiwert
η <sub>L</sub>	Leitungswirkungsgrad
θ	Öltemperatur
Δθ	Temperaturdifferenz
λ	Rohrreibungswert
ν	Viskosität
ρ	Dichte

## 1. Einleitung

Unter dem Aspekt der Energieökonomie gewinnt die Verringerung der Druckverluste in Hydraulikanlagen immer größere Bedeutung. Sie kommt auch zum Ausdruck in Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades, der seine Ursachen in den verschiedenen Verlusten hat. Neben den Leckverlusten beeinflussen die Druckverluste am stärksten die nutzbare Leistung von Hydraulikanlagen. Diese ist um den Betrag der Verlustleistung

$$P_V = \Delta p_{ges} \dot{V}_P \quad (1)$$

kleiner als die theoretisch mögliche Leistung. Man erkennt, daß die Gesamtheit der Druckverluste  $\Delta p_{ges}$  in einer Hydraulikanlage maßgeblich die Verlustleistung bestimmt.

Die Höhe der Druckverluste wird durch eine Reihe von Faktoren beeinflusst, die sowohl konstruktiv bedingt sind als auch vom Betreiber abhängen können. Folgende druckverlustbestimmende Gesichtspunkte sind von Bedeutung:

- Größe und Dimensionierung des Leitungsnetzes (z. B. Länge, Nennweite, Strömungsgeschwindigkeit usw.)
- Art und Anzahl örtlicher Widerstände (z. B. Krümmer, Verzweigungen, Verschraubungen usw.)
- Art und Anzahl der im Kreislauf angeordneten Geräte (z. B. Ventile, Filter, Verketzungseinheiten usw.)
- Viskosität und Betriebstemperatur des Fluids
- Einstell- und Bedienungsfehler (z. B. falsch eingestellte oder unvollständig geöffnete oder geschlossene Ventile)
- Mängel bei der Pflege und Wartung (z. B. verschmutzte Ölfilter)

Tafel 1. Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen von Hydraulikanlagen [1]

Leitungsart	Strömungsgeschwindigkeit v m/s
Saugleitung	1,2
Rücklaufleitung	2,0
Druckleitung	
Nenndruck 6,3 MPa	2,5...3
Nenndruck 16 MPa	3...4
Nenndruck 32 MPa	4...5

— nicht sachgemäße Instandsetzung (z. B. Verminderung des Leitungsquerschnitts bei Schweiß- und Richtarbeiten).

Eine Verringerung der Verluste ist erreichbar, wenn die Ursachen aufgedeckt und wichtige strömungstechnische Grundlagen bekannt sind und ausgenutzt werden. Dieses Anliegen wird in den nachfolgenden Ausführungen behandelt.

## 2. Ermittlung der Druckverluste in Hydraulikanlagen

Druckverluste lassen sich sowohl experimentell als auch rechnerisch ermitteln. Im ersten Fall wird mit Manometern oder anderen Druckmeßgeräten die Druckdifferenz über einem Gerät oder der Druckabfall in der gesamten Anlage gemessen. Die Berechnung der Druckverluste ist eine Methode, die besonders in der Phase der Projektierung zur Anwendung kommen sollte und dann Aussagen über die zu erwartenden Verluste ermöglicht. Trotz ihrer Einfachheit wird jedoch zu wenig Gebrauch davon gemacht, so daß nicht immer optimale und auch energetisch zweckmäßige Lösungen bei Hydraulikanlagen erarbeitet werden.

Gegenwärtig steht noch kein einheitliches Verfahren zur Berechnung der Druckverluste in Hydraulikanlagen zur Verfügung. Häufig bildet die zulässige Strömungsgeschwindigkeit (Tafel 1) die Grundlage für die Festlegung der Nennweite der Leitungen. Diese Richtwerte sind nach Leitungsart und Druckstufe so festgelegt worden, daß laminare Strömungszustände vorliegen, die durch Reynoldszahlen  $Re \leq 2320$  gekennzeichnet sind und deshalb niedrige Druckverluste bedingen. Bei Anwendung dieser Methode bleibt der Einfluß der Temperaturabhängigkeit der Viskosität des Hydrauliköls ebenso unberücksichtigt wie die Druckabhängigkeit der Viskosität, die besonders bei Hochdruckanlagen nicht vernachlässigt werden sollte.

Zur Bestimmung der durch die Hydraulikgeräte bedingten Druckverluste stellen die Gerätehersteller Diagramme in Form der  $\Delta p$ - $\dot{V}$ -Kennlinien zur Verfügung, woraus der Druckverlust bei verschiedenen Durchflußströmen abgelesen werden kann. Diese Kennlinien haben jedoch nur Gültigkeit für eine bestimmte Ölart und Viskosität (meist  $\nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$ ) und eine konkrete Öltemperatur (meist  $\theta = 50^\circ\text{C}$ ). Für abweichende Werte kann dann der Druckverlust nur sehr ungenau bestimmt werden. So erhöht sich z. B. die Ölviskosität und damit der Druckverlust auf etwa

den vierfachen Wert, wenn die Öltemperatur von  $50^\circ\text{C}$  auf  $20^\circ\text{C}$  abfällt. Daraus resultiert die Forderung, die mittlere Öltemperatur bereits in der Phase der Projektierung von Hydraulikanlagen genügend genau abzuschätzen.

Im Zuge der Vereinheitlichung der Berechnungsverfahren zur Druckverlustermittlung in Hydraulikanlagen setzt sich immer mehr der Standpunkt durch, den zulässigen Druckverlust als maßgebliche Größe festzulegen. Dieser sollte nach Will [2] und Blumauer [1] mit  $\lambda_0 = 0,1 p_{max}$  angesetzt werden. Dagegen gibt Ebertshäuser [3] an, daß für im Dauerbetrieb arbeitende Hydraulikanlagen zur Vermeidung zu starker Erwärmung der Druckverlust nicht über 2 bis 3% liegen und bei kurzzeitig betriebenen Hydraulikanlagen 7 bis 8% des Maximaldrucks nicht überschreiten sollte. Da sich, abgesehen vom hydrostatischen Fahrtrieb, bei Hydraulikanlagen von Landmaschinen immer Belastungsphasen mit Phasen druckloser Umwälzung des Öls abwechseln, kann als zulässiger Druckverlust  $\Delta p = 0,1 p_{max}$  festgelegt werden. Damit können im konkreten Fall entsprechend der Belastung der Anlage die in Tafel 1 angegebenen zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten durchaus überschritten werden, wodurch sich kleinere Leitungs- und Geräteabmessungen ergeben und insgesamt eine wirtschaftliche Anlagenauslegung erreicht wird.

Die o. g. Mängel schaltet ein von Will [2, 4] ausgearbeiteter Vorschlag zur Druckverlustberechnung in Hydraulikanlagen aus, der nachfolgend kurz dargestellt und für die Belange der Landtechnik angepaßt wird.

Grundlage für die Druckverlustberechnung sind folgende Beziehungen:

— Der Gesamtdruckverlust ist die Summe gleichartiger Einzeldruckverluste der flüssigkeitsführenden Teile:

$$\Delta p_{ges} = \sum \Delta p_L + \sum \Delta p_{öw} + \sum \Delta p_G; \quad (2)$$

Δp <sub>L</sub>	Widerstand der Rohr- und Schlauchleitungen
Δp <sub>öw</sub>	örtlicher Widerstand in Krümmern, Verschraubungen usw.
Δp <sub>G</sub>	Gerätewiderstand, z. B. Ventile, Filter, Verketzungseinheiten usw.

— Die verlustbehaftete stationäre Strömung in veränderlichen Querschnitten (Bild 1) beschreibt die Bernoulli-Gleichung mit Verlustglied:

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \zeta_{1,2} \frac{\rho}{2} v_{1,2}^2 \quad (3)$$

— Zur Berechnung des Druckverlustes eignet sich folgende allgemeingültige Beziehung:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4)$$

Fügt man die Kontinuitätsgleichung

$$\dot{V} = A v \quad (5)$$

in Gl. (4) ein, so läßt sich der Druckverlust aus folgender Gleichung berechnen:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad (4a)$$

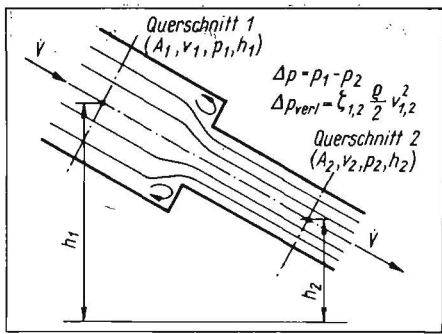


Bild 1. Strömung in veränderlichen Querschnitten

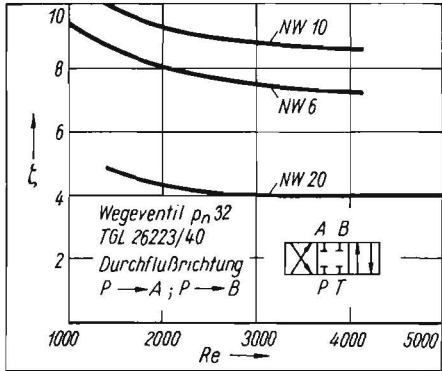


Bild 3. Widerstandsbeiwerte von Wegeventilen unterschiedlicher Nennweite [5]

Ein Kriterium für die Strömungsart (laminar oder turbulent) ist die Reynoldszahl

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (6)$$

Für gerade Rohrleitungen mit konstantem Querschnitt ist der Widerstandsbeiwert wie folgt festgelegt:

$$\zeta = \lambda / d; \quad (7)$$

$$\lambda = 64 / Re \text{ bei laminarer Strömung}$$

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \text{ bei turbulenter Strömung.}$$

Für andere Strömungsquerschnitte als die in o.g. Rohrleitungen existieren bisher keine analytischen Beziehungen zur Ermittlung der Widerstandsbeiwerte. Diese müssen entweder experimentell bestimmt oder von den Geräteherstellern angefordert werden.

Bei der Anwendung der bisher aufgeführten Beziehungen für Hydraulikanlagen der Landtechnik sind folgende Spezifika zu beachten:

- Hydraulikanlagen in der Landtechnik haben eine geringe Höhenausdehnung, so daß in Gl. (3) der Schwerdruck  $\rho g h$  vernachlässigt werden kann. Diese Aussage gilt nicht für die Druckverlustberechnung in Saugleitungen, da dort Drücke kleiner als 0,1 MPa herrschen.
- Das Rohrleitungssystem hat meist konstanten Querschnitt; deshalb ist der Staudruck  $(\rho/2) v^2$  unveränderlich. Die Gl. (3) vereinfacht sich daher zu

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} v^2. \quad (8)$$

- Zur Bestimmung des Rohrreibungsbeiwerts  $\lambda$  und damit des Widerstandsbeiwerts  $\zeta$  nach Gl. (7) kann das Rohrreibungsschaubild (Bild 2) benutzt werden. Da in Hydraulikanlagen Reynoldszahlen  $Re < 5 \cdot 10^4$  auftreten und meist nahtlose Präzisionsstahlrohre verwendet werden, ist der Einfluß der Rohrrauigkeit im turbulenten Gebiet vernachlässigbar.
- Für die Berechnung der Druckverluste, die durch die verschiedenen Geräte (Ventile usw.) hervorgerufen werden, müssen deren Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  von den Geräteherstellern angefordert werden. Am besten eignet sich dafür die in Diagrammform dargestellte Beziehung  $\zeta = f(Re)$ , die am Beispiel eines Wegeventils in den Bildern 3 und 4 gezeigt wird.

- Wegen der in Hydraulikanlagen der Landtechnik meist vorhandenen geringen Reynoldszahlen sind die in der Literatur der Strömungstechnik für örtliche Widerstände (Krümmer, Rohrverzweigungen, Querschnittsänderungen usw.) angegebenen und für relativ hohe Reynoldszahlen gültigen Widerstandsbeiwerte nicht kritiklos anwendbar. Nach Angaben von Will [4] werden sonst wesentlich zu kleine Druckverluste errechnet.

Wie sicherlich zu erkennen ist, beruht die erläuterte Methode zur Berechnung der Druckverluste auf der Verwendung der dimensionslosen Widerstandszahl  $\zeta$  für alle Teilwiderstände in Hydraulikanlagen. Diese ist nur von der Reynoldszahl abhängig, so daß die Rechnung für jede beliebige Viskosität, Temperatur und Ölart durchgeführt werden kann. Da den Geräteherstellern bei der Ermittlung der Funktion  $\zeta = f(Re)$  empfohlen wurde [1], die Nennweite der Geräte bei der Berechnung von  $Re$  zugrunde zu legen, ergibt sich damit eine anwenderfreundliche Berechnungsmethode. Diese setzt voraus, daß folgende Angaben vorliegen:

- Flüssigkeitsstrom durch das jeweilige Bauelement
- Nennweite NW des Bauelements
- Viskosität und Dichte der Flüssigkeit
- Widerstandscharakteristik  $\zeta = f(Re)$  des jeweiligen Bauelements.

Die vorgestellte Methode ermöglicht es, den Druckverlust entweder mit Hilfe der o.g. Gleichungen zu berechnen oder Nomogramme heranzuziehen. Letztere erleichtern die Arbeit, liefern ausreichend genaue Ergebnisse und gewährleisten eine rasche Erkennbarkeit der Auswirkungen veränderter Ausgangsparameter auf die Höhe des Druckverlustes. Die von Witt [4] erarbeiteten Nomogramme sind in den Bildern 5 und 6 dargestellt.

Nach der Bestimmung der Druckverluste der Einzelwiderstände kann die Ermittlung des Gesamtdruckverlustes  $\Delta p_{\text{ges}}$  mit Hilfe von Gl. (2) erfolgen. Damit ist es möglich, die Verlustleistung nach Gl. (1) zu berechnen oder dazu das Nomogramm (Bild 7) zu benutzen.

### 3. Verlustleistung und Leitungswirkungsgrad

Die Verlustleistung infolge der Druckverluste bestimmt maßgeblich den Gesamtwirkungsgrad der Hydraulikanlage und damit deren Erwärmung.

Bauelemente bzw. Stellen in der Hydraulikanlage, an denen Druckverluste, also auch Leistungsverluste, entstehen, können als Wärmequellen angesehen werden. Die transportierte Flüssigkeit sorgt für einen Wärmestrom  $\dot{Q}$ , der zur Zunahme der Temperatur der Flüssigkeit und der sie umgebenden Bauelemente gegenüber der Umgebungstemperatur führt. Geht man vereinfachend davon aus, daß die entwickelte Wärmemenge allein von der Flüssigkeit aufgenommen wird und mit dem Flüssigkeitsstrom zum Behälter transportiert wird, so läßt sich der Wärmestrom bei stationärer Strömung aus folgender Beziehung berechnen:

$$\dot{Q} = \rho c \dot{V} \Delta \vartheta. \quad (9)$$

Dabei entspricht der Wärmestrom der Verlustleistung  $P_V$ :

$$\dot{Q} = P_V = \dot{V} \Delta p. \quad (10)$$

Wenn man Gl. (10) in Gl. (9) einfügt, ergibt sich die Temperaturerhöhung, die sich beim Durchströmen eines hydraulischen Widerstands einstellt:

$$\Delta \vartheta = \frac{\Delta p}{\rho c} \quad (11)$$

Damit hat ein Druckverlust im Leitungsnetz von z. B.  $\Delta p = 1 \text{ MPa}$  bei Verwendung eines

Bild 2. Rohrreibungsschaubild [4]

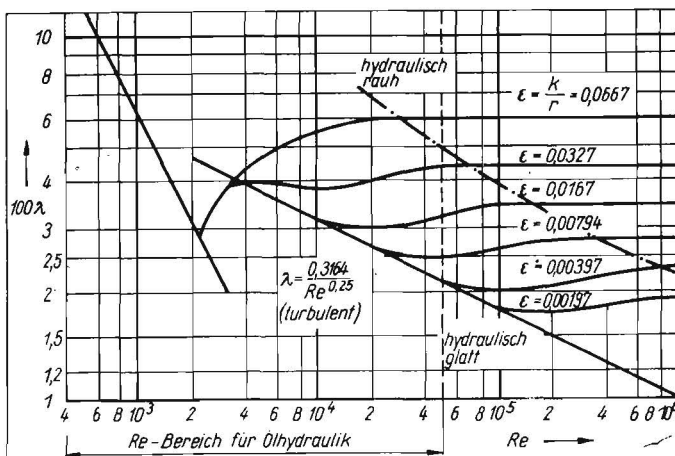
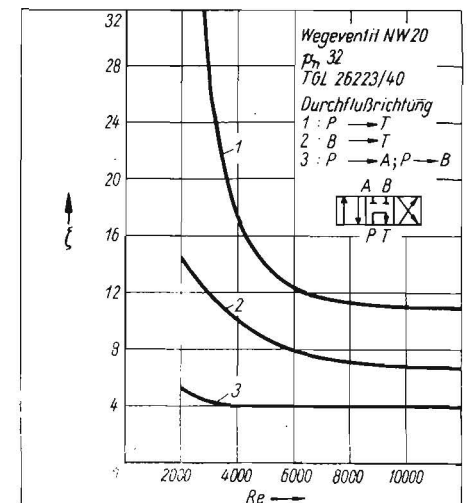
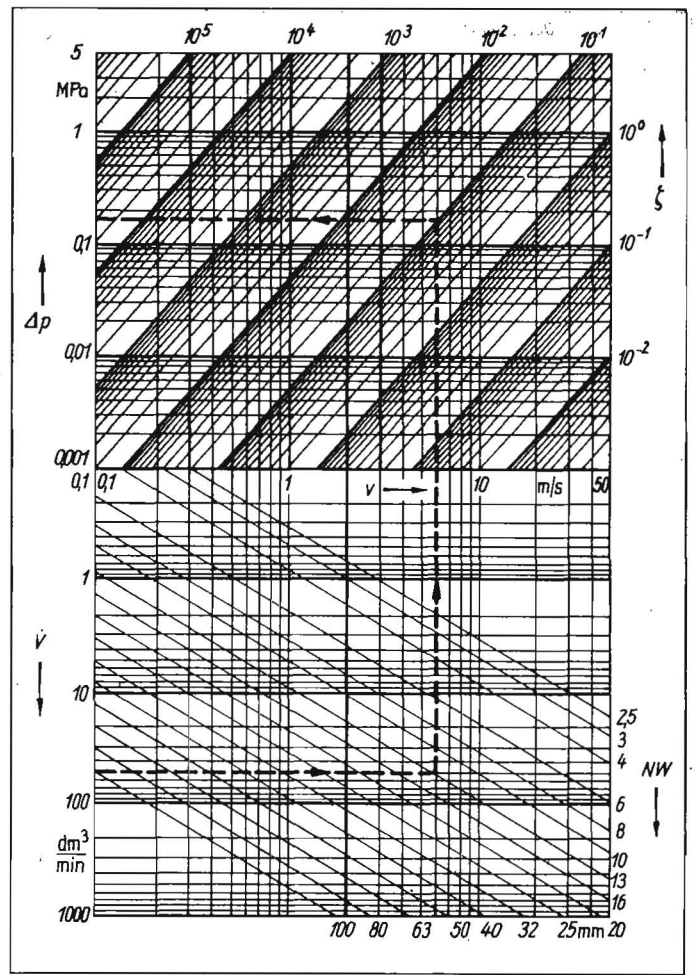
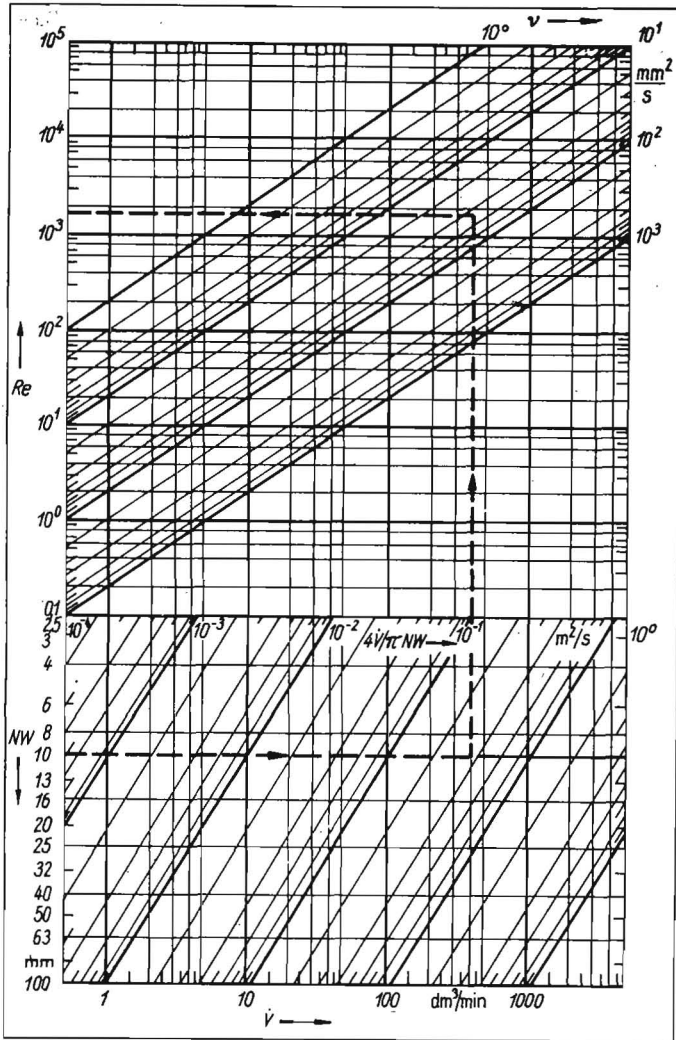


Bild 4. Widerstandsbeiwerte eines Wegeventils in Abhängigkeit von der Durchflussrichtung [5]





◀ Bild 6. Nomogramm zur Ermittlung des Druckverlustes [4]  
Bild 5. Nomogramm zur Ermittlung der Reynoldszahl [4]

Hydrauliköls mit  $\rho = 890 \text{ kg/dm}^3$  und  $c = 1900 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$  bei einmaligen Umlauf eine Temperaturerhöhung von  $\Delta\theta = 0,59 \text{ K}$  zur Folge. Wegen des nicht berücksichtigten Wärmeabgabevermögens der Anlage wird die Temperaturerhöhung in der Praxis kleiner sein.

Die Druckverluste werden im wesentlichen durch das Leitungsnetz und die darin angeordneten Geräte (Ventile, Filter usw.) verursacht. Somit läßt sich ein Leitungswirkungsgrad  $\eta_L$  definieren:

$$\eta_L = 1 - \frac{\Delta p_{ges}}{p_p} \quad (12)$$

Der Leitungswirkungsgrad  $\eta_L$  liegt nach Angaben in [6] in der Größenordnung von 0,92 bis 0,98.

Der Leitungswirkungsgrad ist eine wichtige energetische Kenngröße einer Hydraulikanlage. Seine Größe als Teil des Gesamtwirkungsgrades bestimmt neben der Wärmeentwicklung und den damit verbundenen Folgen auch die Höhe der Energiekosten und damit die Betriebskosten. Je niedriger er ist, um so geringer ist auch der Anteil der nutzbaren Energie. Deshalb nimmt mit sinkendem  $\eta_L$  die Leistungsfähigkeit der Hydraulikmotoren in Form der erzielbaren Hubkraft des Arbeitszylinders oder des möglichen Drehmoments des rotierenden Hydraulikmotors ab. Alle druckverlustsenkenden Maßnahmen tragen aber auch zur Erhöhung der Zuverlässigkeit hydraulischer Anlagen und damit der Landmaschinen und Traktoren bei.

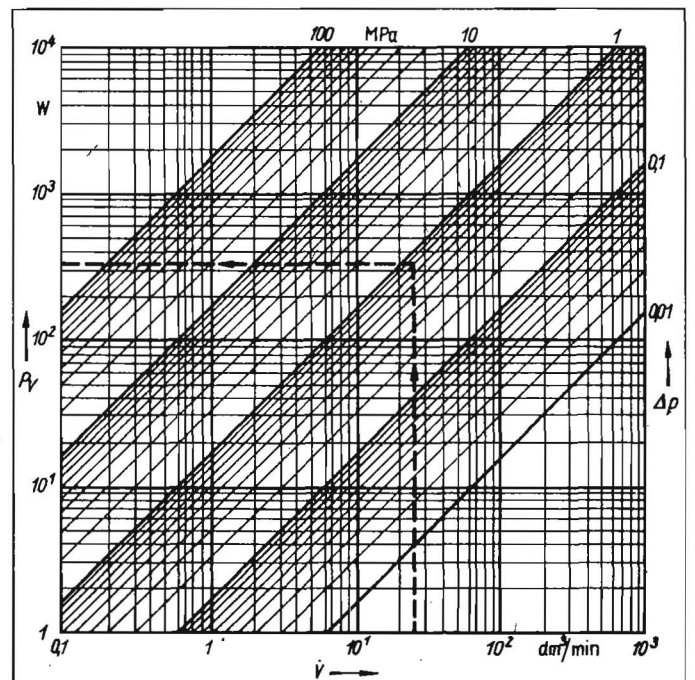
#### 4. Zusammenfassung

Druckverluste bestimmen sehr wesentlich die Höhe der Verlustleistung in Hydraulikanlagen und damit den Grad der Energieausnutzung. Im Beitrag wird gezeigt, daß eine von Will vorgeschlagene Berechnungsmethode bei Beachtung bestimmter Gegebenheiten in Landmaschinen und landtechnischen Anlagen für den Bereich der Landtechnik anwendbar ist.

Die Gleichungen für die Berechnung der Druckverluste werden angegeben. Außerdem wird die Möglichkeit der Nutzung von Nomogrammen gezeigt. Die Ursachen unzulässiger Druckverluste werden genannt, und auf Auswirkungen und Folgen wird hingewiesen.

Fortsetzung auf Seite 458

Bild 7  
Nomogramm zur Ermittlung der Verlustleistung



# Möglichkeiten und Grenzen der Senkung des Einspeisedrucks für die Kreisberegnungsmaschine „Fregat“

Dr. F. Lohmann, KDT/Dr. F. Weißhaupt/Dr. sc. M. Frielinghaus, Forschungszentrum für Bodenfruchtbarkeit Müncheberg der AdL der DDR

## 1. Aufgabenstellung

Die hydromotorisch angetriebenen Kreisberegnungsmaschinen „Fregat“ repräsentieren das z. Z. effektivste Beregnungsverfahren in der DDR. Der Hydromotor ist die Ursache für den relativ geringen Energiebedarf an Vergaser- und Dieselmotoren von 1,2 bis 1,5 MJ/mm · ha. Im Vergleich dazu benötigen rollbare Regnerleitungen des Typs RR 1,7 bis 6,0 MJ/mm · ha. Der hohe Bedarf ist im Generator für den Elektroantrieb begründet. Das Kreisberegnungsprinzip verlangt aber einen relativ hohen Einspeisedruck am Hydranten, da große Teile des Beregnungswassers durch die Rohrleitung der Maschine an die Peripherie der Beregnungsfläche transportiert werden müssen. Das ergibt einen hohen Energieeinsatz an der Pumpstation. Die rollbaren Regnerleitungen benötigen 12,75 MJ/mm · ha, die „Fregat“ dagegen 15,75 MJ/mm · ha. Wenn eine Senkung des Einspeisedrucks in die „Fregat“ möglich wäre, könnte dies nach der Rekonstruktion bzw. beim Neubau von Pumpstationen zu einer Senkung des Energiebedarfs beim Beregnen führen.

## 2. Grundlagen

Druckabsenkungen dürfen die Funktionssicherheit der Maschine nicht beeinträchtigen. Am letzten Fahrwerk des Typs DM-454-70 muß z. B. ein Druck im Antriebsmedium Wasser von 0,40 MPa zur Verfügung stehen, damit die Regner ordnungsgemäß arbeiten können. Während der Arbeit schwankt der Zylinderinnendruck des Hydromotors nach Angaben der Bedienungsanleitung zwischen 0,10 und 0,30 MPa. Eine Differenz zum maximal möglichen Druck von 0,40 MPa ist erforderlich, um die Drosselwirkung des Regelventils zur Steuerung der Anzahl der Zylinderhübe in der Zeiteinheit zu sichern.

### 2.1. Ermittlung der Leistungsfähigkeit des Antriebs

Maßstab der Leistungsfähigkeit des Antriebs soll zunächst die vom Hydrokolben des Antriebs auf die Felgen der beiden Fahrwerkkräder übertragene Kraft  $F_S$  in N sein. Sie läßt sich auf einfache Art wie folgt ermitteln:

$$F_S = p \cdot A \cdot 0,9 \cdot 2,9; \quad (1)$$

$p$  Wasserdruck im Antriebszylinder in Pa  
 $A$  Druckfläche des Hydrokolbens des Antriebs in  $m^2$

0,9 Faktor zur Berücksichtigung der Übertragungsverluste

2,9 Faktor zur Berücksichtigung des Längenverhältnisses der Hebel des Antriebs.

Bei einem Zylinderinnendruck von 0,30 MPa ergibt sich  $F_S$  zu 9 294 N.

### 2.2. Ermittlung des Leistungsbedarfs für den Antrieb

Analog zur Kraft  $F_S$  soll Ausdruck des Leistungsbedarfs des Antriebs zunächst die Größe des Fahrwiderstands sein, der hier aus der Summe des Rollwiderstands und des Steigungswiderstands gebildet wird.

Der Rollwiderstand  $F_R$  in N ist für das vor- und nachlaufende Rad getrennt zu ermitteln. Folgende Beziehung wird angewendet [1]:

$$F_R = \frac{f}{R_d} \cdot F_Q; \quad (2)$$

$F_Q$  Radlast in N

$f, R_d$  Größen zur Berechnung der Lage des Angriffspunktes der resultierenden Bodenwiderstandskraft an der Radfelge nach den Gln. (3) bzw. (4) in m

$$f = \frac{3 \sqrt{D z_0}}{2(n+1)(3-n)}; \quad (3)$$

$f$  waagerechter Abstand zwischen den Loten durch die Radachse und dem Angriffspunkt der resultierenden Bodenwiderstandskraft an der Radfelge in m

$z_0$  Spurtiefe in m; verwendet wurden Werte nach [2]

$D$  Raddurchmesser in m

$n$  von Besonderheiten des Bodens abhängiger Koeffizient; Ermittlung von [3] nach Tabellen in [1]

$$R_d = \sqrt{R^2 - f^2}; \quad (4)$$

$R_d$  Abstand der Waagerechten durch die Radachse und den Angriffspunkt der resultierenden Bodenwiderstandskraft an der Radfelge in m

$R$  Halbmesser des Rades in m  
 $f$  nach Gl. (3).

Der Steigungswiderstand  $F_{S1}$  des Fahrwerks der „Fregat“ beträgt im Durchschnitt nach [2] 334 N je Prozent Steigung (für 5% also 1 670 N). Für die Ermittlung des Rollwiderstands wurden schwierigste Fahrbedingungen unterstellt, um den Kraftbedarf des Antriebs in

seiner maximalen Größe sicher zu erfassen. Die Rollwiderstände  $F_R$  des vor- und nachlaufenden Fahrwerkkrades ergeben sich so zu insgesamt 6 450 N. Der Fahrwiderstand des Fahrwerks der „Fregat“ kann also als Summe von  $F_R$  und  $F_{S1}$  8 120 N erreichen.

### 2.3. Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Fahrwerkantriebs unter schwierigen Einsatzbedingungen

Die quantitative Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Fahrwerkantriebs ist als Größenbilanz des Fahrwiderstands und der ihm entsprechenden waagerechten Komponente  $F_K$  möglich.

Diese errechnet sich getrennt für das vor- und nachlaufende Rad nach folgender Beziehung:

$$F_K = F_S \frac{R_d}{R}; \quad (5)$$

$F_K$  waagerechte Komponente von  $F_S$  in N

$F_S$  nach Gl. (1) in N

$R_d$  nach Gl. (4) in m

$R$  Halbmesser des Rades in m.

Die waagerechte Komponente  $F_K$  beträgt in der Summe für das vor- und nachfolgende Rad 8 616 N. Wenn also schwierigste Bodenverhältnisse mit maximal zulässiger partieller Steigung in Bewegungsrichtung des Fahrwerks zusammenreffen, nähert sich der Antrieb seiner Leistungsgrenze. (Es verbleiben hier 8 616 N - 8 120 N = 496 N.) Dies spiegelt sich auch in dem Wasserdruck von 0,28 MPa im Zylinder wider, der dem Fahrwiderstand von 8 120 N entspricht. Unter den unterstellten schwierigen Bedingungen hat der Fahrwerk-antrieb der „Fregat“ keine Reserven.

## 3. Versuchsergebnisse

Die Angaben der Bedienungsanleitung zur Schwankung des Zylinderinnendrucks zwischen 0,10 und 0,30 MPa decken sich mit eigenen Messungen, in denen, wie Bild 1 zu entnehmen ist, der Einspeisedruck in die Maschine von 0,60 auf 0,25 MPa gesenkt wurde. Bei den Messungen trat auf Ackergras nur ein geringer Rollwiderstand auf, ein Steigungswiderstand war nicht zu überwinden. Den Einspeisedrücken von 0,60, 0,55, 0,50, 0,45 und 0,40 MPa entsprachen unter Berücksichtigung des Höhenunterschieds und der Rohrreibung Drücke im Antriebsmedium am Maschinenende von 0,40, 0,36, 0,32, 0,29 und 0,25 MPa. Bis zu einem Einspeisedruck von 0,40 MPa ( $\approx$  0,25 MPa im Medium am Maschinenende) wurde bei geringer Belastung des Antriebs noch ein Zylinderinnendruck von 0,10 MPa gemessen. Gleichzeitig sank die Anzahl der Arbeitszyklen des Antriebs ab. Bei Einspeisedrücken von weniger als 0,40 MPa arbeitete der Hydroantrieb auch bei geringer Belastung nicht mehr sicher. Beim Überwinden von Hindernissen, wie Bodensenken und Steinen, also bei starker Belastung, stieg bei einem Einspeisedruck von 0,60 MPa ( $\approx$  0,40 MPa im Medium am Maschinenende) der Zylinderinnendruck auf 0,30 MPa. Die Hindernisse wurden überwunden. Bei einem Einspeisedruck von

Fortsetzung von Seite 457

## Literatur

- [1] Blumauer, G.: Grundlagen für die Projektierung und Berechnung von Hydraulikanlagen. Berlin: VEB Verlag Technik 1979.
- [2] Will, D.: Ein Beitrag zur Gestaltung und Dimensionierung verlustenergiearmer Hydraulikanlagen unter besonderer Berücksichtigung des Anschaffungspreises und des Materialaufwandes. TU Dresden, Dissertation 1980.
- [3] Ebertshäuser, H.: Grundlagen der Ölhdraulik. Wiesbaden: Krauskopf-Verlag 1973.
- [4] Will, D.: Ermittlung der Druckverluste in hydraulischen Anlagen. Maschinenbautechnik 24 (1975) H. 4, S. 177-182.
- [5] Hydraulische Wegeventile für Unterplattenbau TGL 26223/40. Hrsg.: VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik, Leipzig 1979.
- [6] Beitler, G.: Probleme der Druckflüssigkeit. Ölhdraulik und Pneumatik 15 (1971) H. 6, S. 268-269.

A 3388