

# Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen

**Citation for published version (APA):**

Hilbrands, J. W., & Schlösser, W. M. J. (1965). Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. *Oelhydraulik und Pneumatik*, 9, 333-338.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1965

**Document Version:**

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

**Please check the document version of this publication:**

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

**General rights**

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

[www.tue.nl/taverne](http://www.tue.nl/taverne)

**Take down policy**

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

# Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen

The Hydraulic-mechanical Degree of Efficiency of Positive Displacement Pumps

Le rendement hydraulique-mécanique des pompes de déplacement

Prof. Dr. ir. W. M. J. Schlösser, ir. J. W. Hilbrands

## Einführung

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$  einer Verdrängerpumpe kann errechnet werden, wenn der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_T$  und der volumetrische Wirkungsgrad  $\eta_v$  bekannt sind, weil

$$\eta_{hm} = \frac{\eta_T}{\eta_v} \quad (1)$$

Die Bestimmung von  $\eta_T$  bietet keine Schwierigkeiten, weil

$$\eta_T = \frac{\Delta p \cdot Q_e}{M_a \cdot \omega} \quad (2)$$

Die Größe von  $\Delta p$ ,  $Q_e$ ,  $M_a$  und  $\omega$  kann man auf einem Prüfstand mit hoher Genauigkeit messen. Weiteres wurde in [1], [2], [3] beschrieben.

Schwieriger ist allerdings die genaue Bestimmung von

$$\eta_v = \frac{Q_e}{n (W_{th})} \quad (3)$$

Die Festlegung der Größe von  $W_{th}$  wurde in [4] beschrieben. Genaue Messungen zeigen, daß das Hubvolumen  $W_{th}$  eine Funktion der Betriebsparameter  $\Delta p$  und  $n$

Tabelle: Die verwendeten Größen, ihre Bedeutungen und Dimensionen – Symbols used, their significance and dimensions – Les ordres de grandeur utilisés, leurs significations et dimensions

Größe	Bedeutung	Dimension
e	Breite eines Leckspaltes	L <sup>1</sup>
f	Reibungskoeffizient	—
f <sub>r</sub>	Reibungskoeffizient im Wälzlager	—
h <sub>min</sub>	Kleinste Ölfilmdicke im Gleitlager	L <sup>1</sup>
l	Länge eines Leckspaltes	L <sup>1</sup>
n	Drehzahl	T <sup>-1</sup>
Δp	Druckdifferenz über die Pumpe	M <sup>1</sup> L <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>
Δp <sub>i</sub>	Druckdifferenz durch inneren Strömungswiderstand der Pumpe	M <sup>1</sup> L <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>
$\bar{p}$	Mittlerer Druck auf ein Gleitlager	M <sup>1</sup> L <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>
r	Abstand von Drehachse zu Leckspalt	L <sup>1</sup>
s	Höhe eines Leckspaltes oder Lagerspieles	L <sup>1</sup>
v	Mittlere Geschwindigkeit der Flüssigkeit	L <sup>1</sup> T <sup>-1</sup>
Δr	Radiales Lagerspiel bei Gleitlagern	L <sup>1</sup>
N	Wärmezufuhr	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-3</sup>
c <sub>pv</sub>	Verlustfaktor infolge Druckdifferenz Δp	—
c <sub>tv</sub>	Verlustfaktor infolge der Dichte ρ	—
c' <sub>tv</sub>	Verlustfaktor infolge Impulsmomentenerhöhung	—
c'' <sub>tv</sub>	Verlustfaktor infolge innerer Strömungswiderstände	—
c''' <sub>tv</sub>	Verlustfaktor infolge mit Flüssigkeit gefüllter Wälzlager	—
c <sub>vv</sub>	Verlustfaktor infolge Flüssigkeitsreibung	—
c'' <sub>vv</sub>	Verlustfaktor infolge Flüssigkeitsreibung im Gleitlager	—
F	Oberfläche	L <sup>2</sup>
F <sub>p</sub>	Oberfläche bei Druckdifferenz Δp	L <sup>2</sup>
F <sub>R</sub>	Oberfläche bei Flüssigkeitsreibung	L <sup>2</sup>
F <sub>f</sub>	Oberfläche bei Dichtung ρ	L <sup>2</sup>
F' <sub>t</sub>	Oberfläche bei Impulsmomentenerhöhung	L <sup>2</sup>
F'' <sub>t</sub>	Oberfläche bei innerem Strömungswiderstand	L <sup>2</sup>
K	Reibungskraft	M <sup>1</sup> L <sup>1</sup> T <sup>-2</sup>

Größe	Bedeutung	Dimension
M <sub>th</sub>	Moment ohne Verluste	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M <sub>a</sub>	Moment mit Verlusten	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M <sub>p</sub>	Verlustmoment infolge Druckdifferenz Δp	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M <sub>v</sub>	Verlustmoment infolge Flüssigkeitsreibung	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M' <sub>v</sub>	Verlustmoment infolge Flüssigkeitsreibung im Gleitlager	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M <sub>t</sub>	Verlustmoment infolge Dichte ρ	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M' <sub>t</sub>	Verlustmoment infolge Impulsmomentenerhöhung	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M'' <sub>t</sub>	Verlustmoment infolge innerer Strömungswiderstände	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
M <sub>c</sub>	Konstantes Verlustmoment	M <sup>1</sup> L <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>
P	Radialkraft auf Gleitlager	M <sup>1</sup> L <sup>1</sup> T <sup>-2</sup>
W <sub>th</sub>	Theoretisches Hubvolumen der Pumpe	L <sup>3</sup>
η <sub>hm</sub>	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad	—
η <sub>v</sub>	Volumetrischer Wirkungsgrad	—
η <sub>T</sub>	Totaler Wirkungsgrad	—
λ	Kennzahl für Pumpen	—
μ <sub>1</sub>	Dynamische Viskosität einer Flüssigkeit am Pumpeneintritt	ML <sup>-1</sup> T <sup>-1</sup>
ξ	Widerstandsbeiwert	—
π	3,142	—
ρ <sub>1</sub>	Dichte einer Flüssigkeit am Pumpeneintritt	M <sup>1</sup> L <sup>-3</sup>
σ	Kennzahl für Pumpen	—
τ <sub>0</sub>	Schubspannung zwischen Flüssigkeit und Oberfläche	M <sup>1</sup> L <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>
Q <sub>e</sub>	Effektiver Volumenstrom durch Pumpe oder Motor	L <sup>3</sup> T <sup>-1</sup>
Q <sub>sv</sub>	Durch μ <sub>1</sub> beeinflusster Leckstrom einer Pumpe	L <sup>3</sup> T <sup>-1</sup>
Q <sub>th</sub>	Theoretischer Volumenstrom	L <sup>3</sup> T <sup>-1</sup>
Φ	Lagerkennzahl	—

M: Dimension einer Masse; L: Dimension einer Länge; T: Dimension einer Zeit

sein kann. Besonders der Zusammenhang von  $W_{th}$  und  $\Delta p$  ist zur Zeit Gegenstand weiterer Untersuchungen. In dieser Veröffentlichung unterstellen wir  $W_{th}$  unabhängig von  $\Delta p$  und  $n$ .

### Bedeutung einer genauen Bestimmung der Größe von $W_{th}$ .

Verwendet man bei der Analyse der Meßresultate einen zu kleinen Wert für  $W_{th}$ , dann ergibt die Gleichung (3) einen zu großen Wert für  $\eta_v$  und demnach die Gleichung (1) einen zu kleinen Wert für  $\eta_{hm}$ . Ein zu großer Wert für  $W_{th}$  führt zu dem umgekehrten, ebenfalls falschen, Schluß.

Die volumetrischen Verluste verursachen eine Wärmezufuhr zur Flüssigkeit gleich

$$N = (1 - \eta_v) \Delta p Q_{th} \quad (4)$$

Auch die hydraulisch-mechanischen Verluste werden am Ende in der Flüssigkeit in Wärme umgesetzt. Ein gewisser Anteil von diesen Verlusten bestimmt aber die Lebensdauer der Pumpe. Ein anderer Anteil von diesen Verlusten bestimmt die Drehzahl, bei der die Pumpe noch verwendet werden kann. Ein Trugschluß über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$  führt den Konstrukteur der Pumpe diesbezüglich zu verkehrten Folgerungen.

Auf eine genaue Bestimmung des Hubvolumens  $W_{th}$  muß deshalb der größte Wert gelegt werden [4]. Bei Pumpen mit hohem Gesamtwirkungsgrad  $\eta_T$  kann man nicht verzichten auf eine Betrachtung, bei der das Hubvolumen  $W_{th}$  von den Betriebsparametern  $\Delta p$  und  $n$  abhängig ist.

### Aufteilung der hydraulisch-mechanischen Verluste

Haben wir das Drehmoment  $M_a$ , das von der Pumpe aufgenommen wird, als Funktion der Betriebsparameter gemessen, dann stellt sich eine Aufteilung der Verluste wie folgt heraus

$$M_a = M_{th} + M_p + M_v + M_t + M_c \quad (5)$$

$$M_{th} = \frac{\Delta p \cdot W_{th}}{2\pi} \quad (6)$$

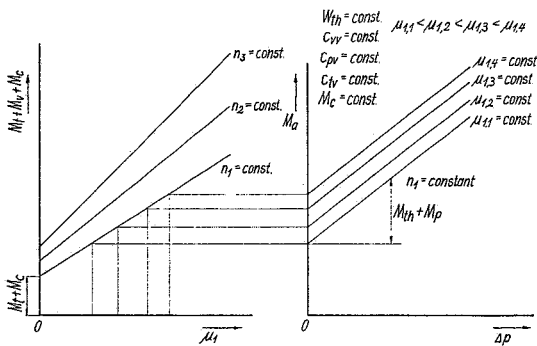
$$M_a - M_{th} = M_p + M_v + M_t + M_c \quad (7)$$

Ist die Größe von  $W_{th}$  bekannt, dann errechnet man  $M_{th}$  mit der Gleichung (6) und die Summe der Verlustdrehmomente mit der Gleichung (7).

Wilson [5] meint, daß der Anteil  $M_t$  am Gesamtmoment, der den Einfluß der Dichte  $\rho$  berücksichtigt, gleich Null sei. Unsere Messungen zeigen aber, daß  $M_t$  bei jeder Pumpe nachweisbar und gegenüber  $M_v$  sicherlich nicht vernachlässigbar ist.

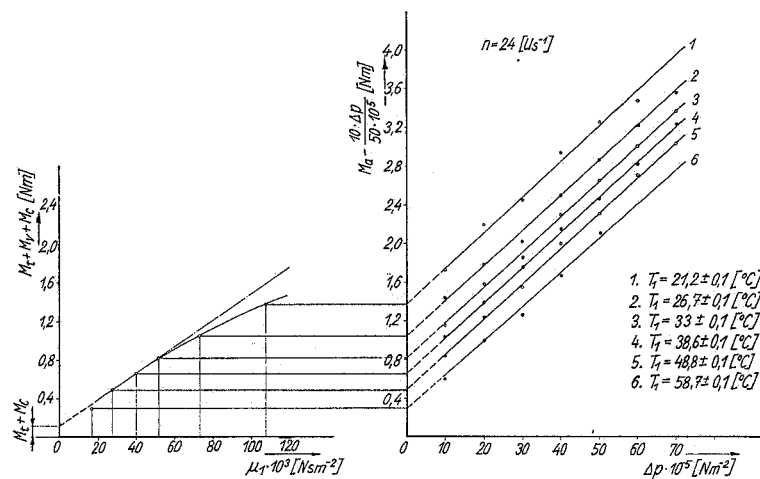
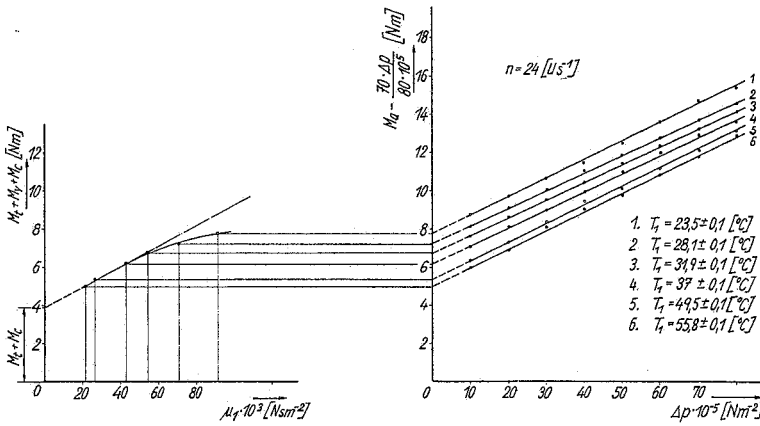
Eine Aufteilung der Drehmomentverluste für eine Pumpe, deren Verhalten dem mathematischen Modell [1] [3] vollständig entspricht, wird in **Bild 1** gezeigt.

Die **Bilder 2, 3, 4 und 5** zeigen diese Aufteilung für verschiedene Pumpenarten an Hand von Messungen. Auch die Summe von  $M_t + M_c$  kann aufgeteilt werden, wie das die **Bilder 6, 7, 8 und 9** für verschiedene Pumpenarten zeigen.

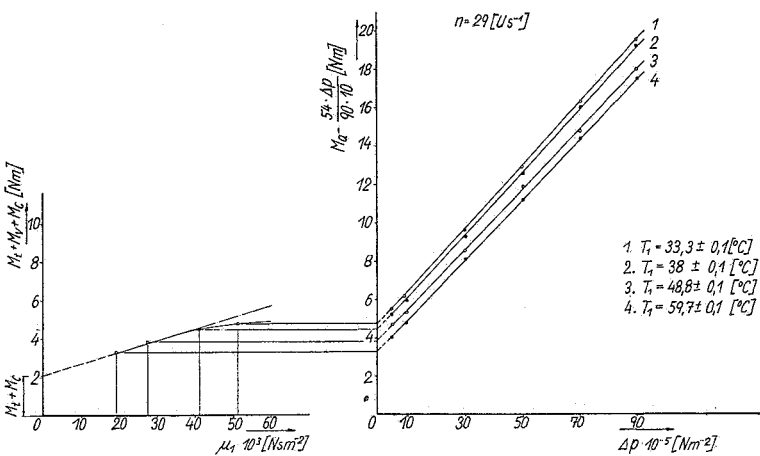


**1: Trennung der Verluste entsprechend dem mathematischen Modell** – Division of the losses in accordance with the mathematical model – Division des pertes conformément au modèle mathématique

**2: Trennung der Verluste einer Zahnradpumpe (3-Plattentyp)** – Division of the losses of a geared pump (3-plate type) – Division des pertes d'une pompe à engrenage (type à 3 plaques)



**3: Trennung der Verluste einer Schraubenspindelpumpe** – Division of the losses of a screw pump – Division des pertes d'une pompe à tige filetée



**4: Trennung der Verluste einer Axialkolbenpumpe** – Division of the losses of an axial piston pump – Division des pertes d'une pompe à piston du type axial

## Das Verlustdrehmoment $M_v$ infolge der Flüssigkeitsreibung

In [1] und [3] wurde dieses Verlustdrehmoment beschrieben als

$$M_v = c_{vv} \cdot \mu_1 \cdot n \cdot W_{th} \quad (8)$$

Die relative Geschwindigkeit zwischen beiden Gleitflächen sei  $r \omega$  (Bild 10). Es entsteht dadurch eine Reibkraft

$$K = \tau_0 \cdot F_R$$

$$K = \mu_1 \cdot \frac{r \omega}{s} \cdot F_R$$

oder ein Verlustdrehmoment

$$M_v = \mu_1 \cdot \frac{r 2 \pi n}{s} \cdot F_R r.$$

Für alle sich in einer Pumpe relativ zueinander bewegendes Oberflächen gilt als Verlustdrehmoment

$$M_v = \mu_1 \cdot 2 \pi n \sum \left( \frac{r^2 \cdot F_R}{s} \right) \quad (9)$$

Vergleicht man die Gleichungen (8) und (9), dann ist

$$c_{vv} = \frac{\sum (r^2 \cdot F_R) / s}{W_{th} / 2 \pi} \quad (10)$$

Messungen an Pumpen liefern für  $M_v$  einen linearen Zusammenhang mit der Drehzahl  $n$ , wie Bild 11 und 12 zeigen.

Es ist aber durchaus möglich, daß bei einigen Pumpen dieser Zusammenhang nicht linear ist, sondern wie in den Bildern 13 und 14 verläuft. Die Erklärung dafür ist eine Änderung der Viskosität zwischen den Gleitflächen. Bei diesen Pumpen stellt man dann ebenfalls eine Zunahme des Leckstromes  $Q_{sv}$  fest [6]. Hält man aber an einem konstanten Wert für  $\mu_1$  fest, dann zeigt sich eine vorhandene Änderung von  $c_{vv}$  mit der Drehzahl  $n$ .

Ist die Pumpe mit Gleitlagern ausgestattet, dann finden wir für den Beitrag der Gleitlager an  $c_{vv}$  eine ähnliche Zusammenstellung wie in Gleichung (10) gegeben. Aus der Gleitlagertheorie haben wir die Zusammenhänge der Größen wie in Bild 15.

$$M_v = \sum P \cdot f \cdot r = \sum \Delta p \cdot F_p \cdot f \cdot r.$$

$$M_v = \Delta p \sum F_p \cdot r \left( \frac{\Delta r}{r} \right) \frac{3}{\phi}, \text{ wenn } \omega > \omega'$$

Mit  $\bar{p} = \Delta p \sum F_p / 2 r \cdot e$  wird jetzt

$$M_v = \omega \cdot \mu \sum 3 r \left( \frac{r}{\Delta r} \right) 2 r \cdot e \quad (11)$$

Auch gilt:

$$M_v = \omega \cdot \mu \cdot c_{vv} \left( \frac{W_{th}}{2 \pi} \right) \quad (8)$$

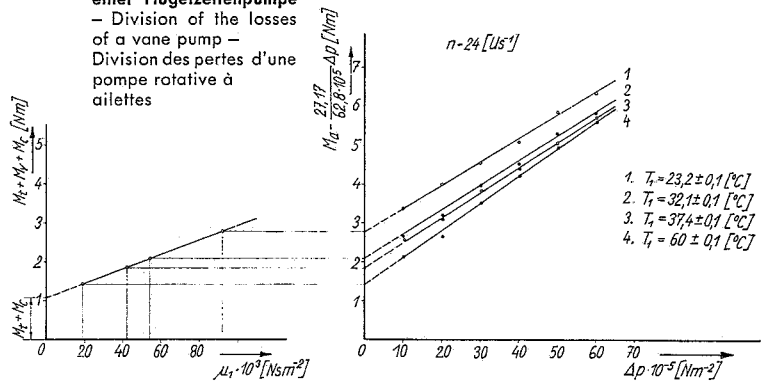
Ein Vergleich der Gleichungen (8) und (11) zeigt

$$c_{vv} = \frac{6 \sum (r^3 e) / \Delta r}{W_{th} / 2 \pi}, \text{ wenn } \omega > \omega' \quad (12)$$

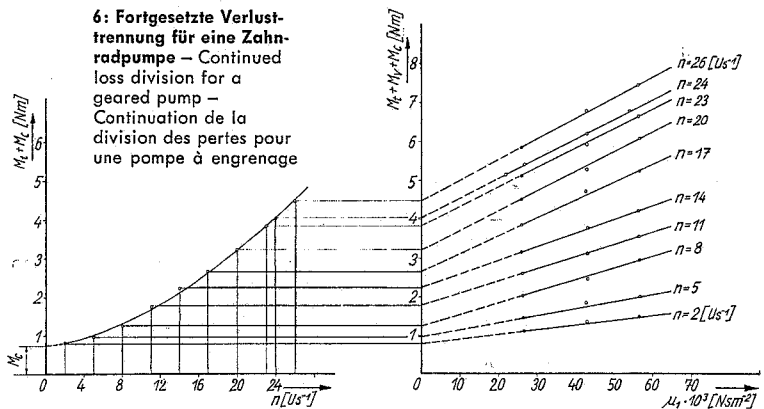
$$\text{Weil } \omega' = \left( \frac{\Delta r}{r} \right)^2 \cdot \frac{\bar{p}}{\mu} = \left( \frac{\Delta r}{r} \right)^2 \frac{\Delta p \cdot F_p}{2 r \cdot e},$$

wird  $\omega'$ , bei einer Pumpe von gewisser Konstruktion ( $F_p$ ,  $r$ ,  $e$ ) und mit einem bestimmten radialen Lagerspiel  $\frac{\Delta r}{r}$ , mit zunehmendem Wert von  $\Delta p$  ansteigen.

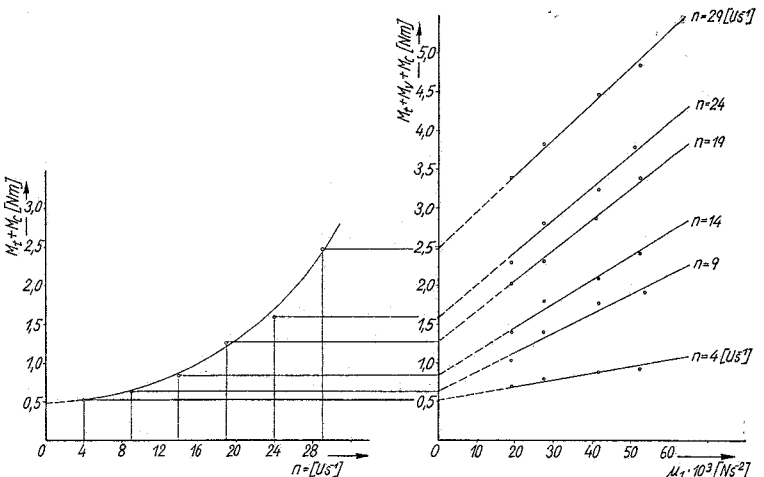
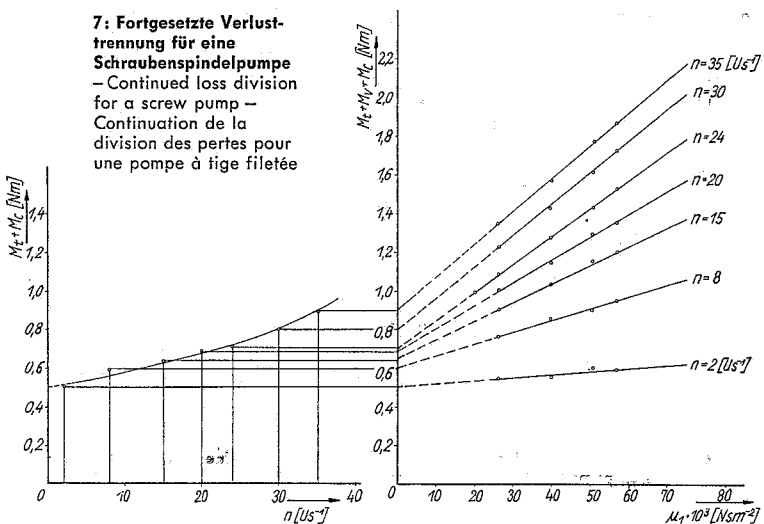
5: Trennung der Verluste einer Flügelzellenpumpe – Division of the losses of a vane pump – Division des pertes d'une pompe rotative à ailettes



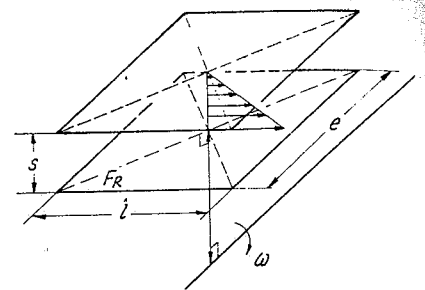
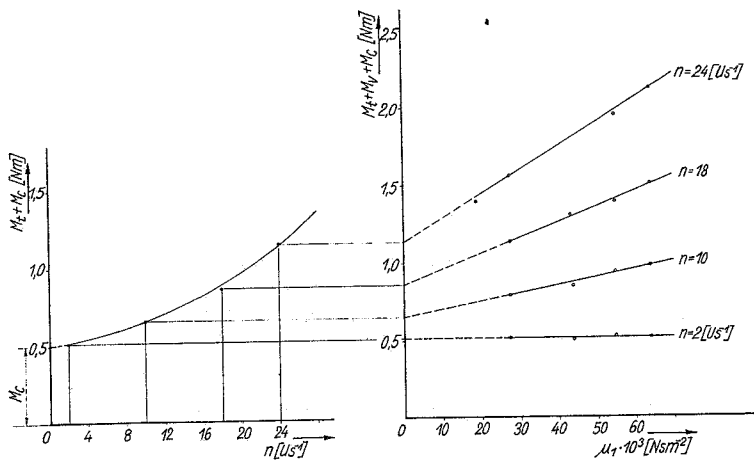
6: Fortgesetzte Verlusttrennung für eine Zahnradpumpe – Continued loss division for a geared pump – Continuation de la division des pertes pour une pompe à engrenage



7: Fortgesetzte Verlusttrennung für eine Schraubenspindelmaschine – Continued loss division for a screw pump – Continuation de la division des pertes pour une pompe à tige filetée



8: Fortgesetzte Verlusttrennung für eine Axialkolbenpumpe – Continued loss division for an axial piston pump – Continuation de la division des pertes pour une pompe à piston du type axial



10: Entstehung des Verlustdrehmomentes  $M_v$  zwischen zwei Flächen mit einer relativen Geschwindigkeit – Development of torque loss  $M_v$  between two surfaces with a relative speed – Formation du couple de perte  $M_v$  entre deux surfaces avec une vitesse relative

9: Fortgesetzte Verlusttrennung für eine Flügelzellenpumpe – Continued loss division for a vane pump – Continuation de la division des pertes pour une pompe rotative à ailettes

**Das Verlustdrehmoment  $M_t$  infolge der Dichte  $\rho$  der Flüssigkeit**

In [3] wurde dieses Verlustdrehmoment  $M_t$  angegeben mit

$$\dot{M}_t = c_{tv} \cdot \rho \cdot \frac{n^2}{4\pi} \sqrt{(W_{th})^5} \quad (13)$$

Dieses Verlustdrehmoment entsteht in der Pumpe dadurch, daß eine umlaufende Oberfläche  $F_t$  das Impulsmoment einer Flüssigkeitsmenge erhöht. Die während einer Umdrehung der Pumpenwelle an die Flüssigkeitsmenge zugeführte Arbeit erhöht den Inhalt an kinematischer Energie dieser Flüssigkeit. Beim Austritt aus der Pumpe wird diese Energie nicht immer zurückgewonnen. Es gilt im ungünstigsten Fall

$$\dot{M}_t \cdot 2\pi n = \frac{1}{2} \cdot (\rho_1 \cdot F_t \cdot 2\pi \cdot r) (2\pi n r)^2$$

$$\dot{M}_t = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (2\pi n)^2 \cdot r^3 \cdot F_t$$

Tritt diese Erhöhung des Impulsmoments

an verschiedenen Stellen in der Pumpe auf, dann ist

$$\dot{M}_t = \frac{1}{2} \rho_1 \cdot (2\pi n)^2 \cdot \sum (r^3 \cdot F_t) \quad (14)$$

Vergleicht man die Gleichungen (13) und (14), dann ist offenbar

$$c'_{tv} = \frac{8\pi^3 \sum (r^3 \cdot F_t)}{\sqrt{W_{th}^5}} \quad (15)$$

Auch findet man in einer Pumpe einen inneren Strömungswiderstand  $\Delta p_i$  [6]. Dieser Widerstand liefert ebenfalls einen Beitrag zu  $M_t$ , und zwar

$$\dot{M}_t'' = \Delta p_i \cdot \frac{W_{th}}{2\pi}, \text{ weil}$$

$$\Delta p_i = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot \xi = \frac{1}{2} \rho \left\{ \frac{2\pi n (W_{th} / 2\pi)}{F'_t} \right\}^2 \xi^2,$$

ist

$$\dot{M}_t'' = \frac{1}{2} \rho (2\pi n)^2 \cdot \left( \frac{W_{th}}{2\pi} \right)^3 \left( \frac{\xi}{F'_t} \right) \quad (16)$$

Vergleicht man die Gleichungen (13) und (16), dann ist

$$c''_{tv} = \frac{(W_{th})^4 / 3 \xi}{(F'_t)^2} \quad (17)$$

Wenn man Wälzlager mit Flüssigkeit gefüllt in Drehung versetzt, wie es in Verdreherpumpen sehr oft geschieht, so stellt man ebenfalls einen Beitrag zu  $M_t$  fest. Wir schreiben also

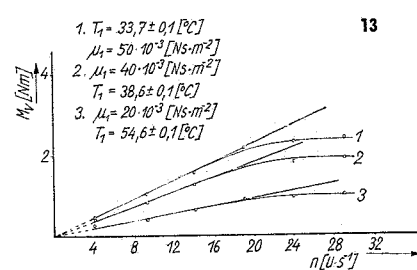
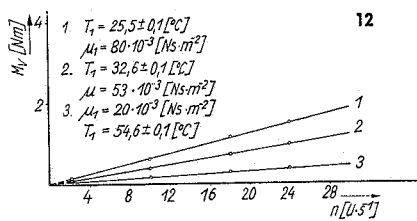
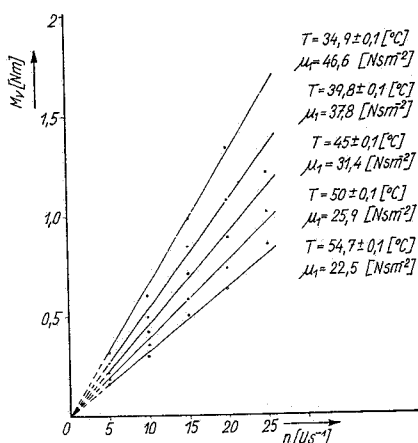
$$c_{tv} \geq c'_{tv} + c''_{tv} + c'''_{tv} \quad (18)$$

Hier ist  $c'_{tv}$  der Beitrag durch Impulsmomenterhöhung,  $c''_{tv}$  der Beitrag durch den inneren Strömungswiderstand der Pumpe,  $c'''_{tv}$  der Beitrag von mit Flüssigkeit gefüllten Wälzlagern.

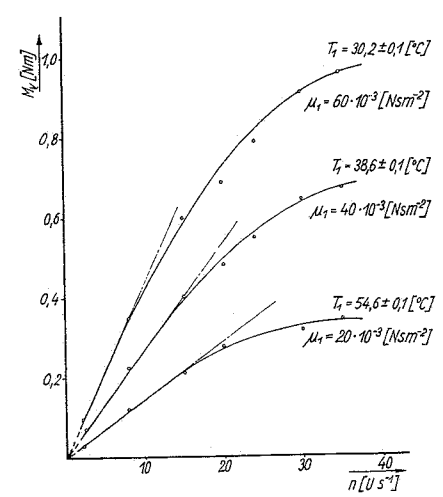
Der quadratische Verlauf von  $M_t$  mit der Drehzahl geht aus Messungen deutlich hervor, wie in den Bildern 6, 7, 8 und 9 gezeigt wird.

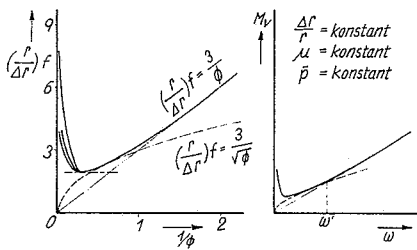
12: Verlustdrehmoment  $M_v$  einer Flügelzellenpumpe – Torque loss  $M_v$  of a vane pump – Couple de perte  $M_v$  d'une pompe rotative à ailettes – 13: Verlustdrehmoment  $M_v$  einer Axialkolbenpumpe – Torque loss  $M_v$  of an axial piston pump – Couple de perte  $M_v$  d'une pompe à piston du type axial

11: Verlustdrehmoment  $M_v$  einer Zahnradpumpe – Torque loss  $M_v$  of a geared pump – Couple de perte  $M_v$  d'une pompe à engrenage

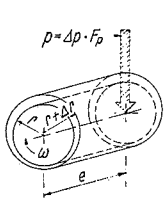


14: Verlustdrehmoment  $M_v$  einer Schraubenspindel-pumpe – Torque loss  $M_v$  of a screw pump – Couple de perte  $M_v$  d'une pompe à tige filetée





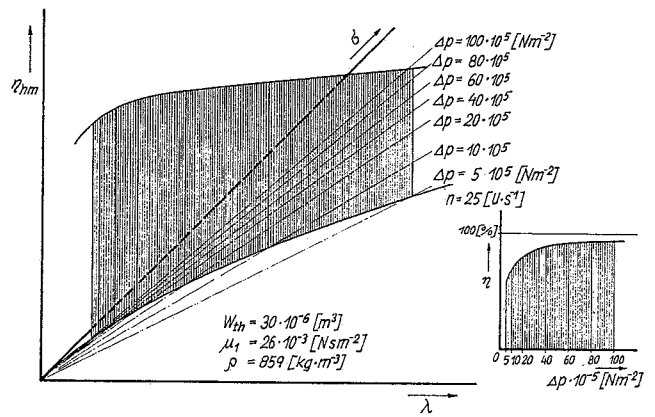
**15: Zusammenhänge der Größen bei Gleitlagern**  
 - Factor combinations in respect of plain bearings  
 - Corrélation des facteurs en ce qui concerne les paliers lisses



$$\rho = \frac{\Delta p \cdot F_p}{\omega \mu}$$

$$\omega' = \left(\frac{\Delta r}{r}\right)^2 \frac{\bar{p}}{\mu}$$

$$\bar{p} = \frac{p}{2re}$$



**16: Verlauf von  $\eta_{hm}$  in Abhängigkeit von  $\lambda$  und  $\sigma$**  - The course of  $\eta_{hm}$  as a factor of  $\lambda$  and  $\sigma$  - Courbe de  $\eta_{hm}$  en fonction de  $\lambda$  et  $\sigma$

**Das Verlustdrehmoment  $M_p$  infolge der Druckdifferenz  $\Delta p$  über die Pumpe**

Wir beschreiben in [3] dieses Verlustdrehmoment mit

$$M_p = c_{pv} \cdot \frac{\Delta p \cdot W_{th}}{2\pi} \quad (19)$$

Dieses Verlustdrehmoment ist bei Pumpen immer vorhanden. Wenn die Pumpe mit Wälzlagern ausgestattet ist, entsteht dieses Verlustdrehmoment über der Belastung der Lager. Die Belastung ist proportional  $\Delta p$  und einer Oberfläche  $F_p$ . Addiert man alle Verlustdrehmomente dieser Art über die Pumpe, dann ist

$$M_p = \Delta p \cdot \Sigma (F_p \cdot f_r \cdot r) \quad (20)$$

Hierbei ist  $f_r$  der Reibungskoeffizient in den Lagern und  $r$  der Radius, auf dem die Reibungskraft  $\Delta p \cdot F_p \cdot f$  wirksam ist.

Vergleicht man die Gleichungen (19) und (20), dann folgt

$$c_{pv} = \frac{\Sigma (F_p \cdot f_r \cdot r)}{(W_{th} / 2\pi)} \quad (21)$$

Aus den Bildern 1, 2, 3, 4 und 5 folgt, daß die Summe

$$M_{th} + M_p = \frac{\Delta p \cdot W_{th}}{2\pi} + c_{pv} \cdot \frac{\Delta p \cdot W_{th}}{2\pi} \quad (22)$$

eine lineare Funktion von  $\Delta p$  ist. Im allgemeinen ist also  $c_{pv}$  tatsächlich konstant.

Die Verlustleistung  $(M_v + M_i) \cdot \omega$  wird ohne Umwege in der Flüssigkeit in Wärme umgesetzt. Anders ist es mit der Leistung  $M_p \cdot \omega$ . Diese Leistung steht zur Verfügung, um den Verschleiß der Pumpe zu fördern. Herabsetzung der Werte für  $c_{pv}$  durch konstruktive Eingriffe lassen auf eine Verlängerung der Lebensdauer der Pumpe schließen. Die Größe von  $c_{pv}$  ist für den Konstrukteur deshalb sehr wichtig.

**Das konstante Verlustdrehmoment  $M_c$**

Das Verlustdrehmoment  $M_c$  ist unabhängig von den Betriebsparametern  $n$ ,  $\Delta p$ ,  $\mu_1$  und  $\rho_1$ . Dieses Drehmoment ist in der Pumpe vorhanden, bevor die Pumpe zum Einsatz kommt. Sie findet ihren Ursprung in der Vorspannung einer Wellendichtung oder in

einer unrichtigen Montage der Pumpenteile. Auch die Leistung  $M_c \cdot \omega$  trägt zum Verschleiß der Pumpe bei.

Die Bilder 6, 7, 8 und 9 zeigen die Größe von  $M_c$  gegenüber den anderen Verlustmomenten. Bei guten Pumpen hat  $M_c$  kleine Werte und kann gegenüber der Summe der anderen Verlustdrehmomente vernachlässigt werden.

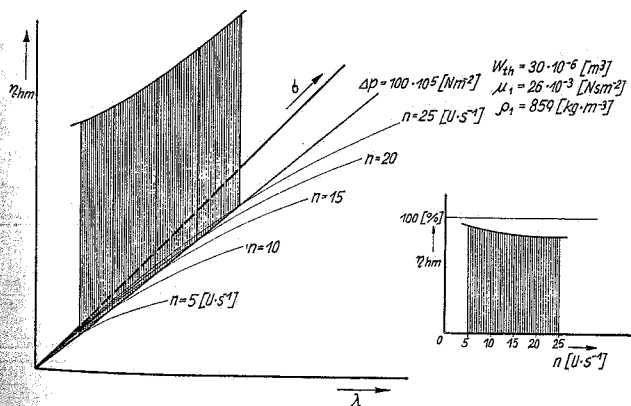
**Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$**

In [1], [3] schrieben wir für diesen Wirkungsgrad

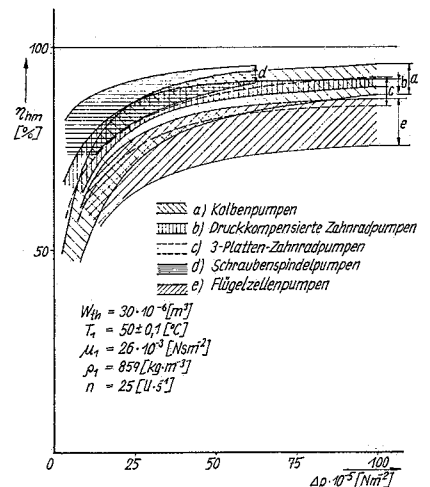
$$\eta_{hm} = \frac{1}{1 + c_{vv} \lambda + c_{iv} \cdot \sigma^2 + c_{pv}} \quad (23)$$

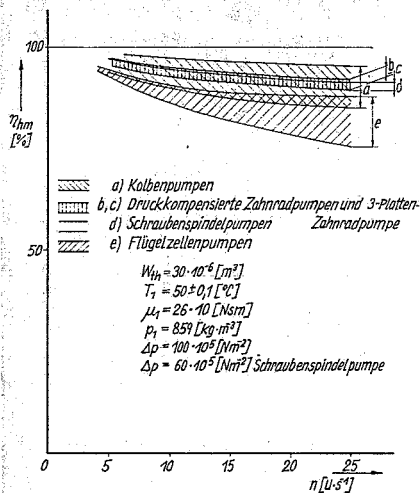
wenn  $M_c$  vernachlässigbar klein ist. Der Zusammenhang der dimensionslosen Größen  $\lambda$  und  $\sigma$  mit den Betriebsparametern wurde in [6] erläutert. In **Bild 16 u. 17** zeigen wir den Zusammenhang  $\eta_{hm} = f(\lambda, \sigma)$  in räumlicher Darstellung. Die **Bilder 18 und 19** zeigen Streubereiche für  $\eta_{hm}$ , die aus unseren Messungen für die verschiedenen Pumpenarten ermittelt wurden. Aus

**17: Verlauf von  $\eta_{hm}$  in Abhängigkeit von  $\lambda$  und  $\sigma$**  - The course of  $\eta_{hm}$  as a factor of  $\lambda$  and  $\sigma$  - Courbe de  $\eta_{hm}$  en fonction de  $\lambda$  et  $\sigma$



**18: Sammelkurven für  $\eta_{hm}$  aus Messungen** - Collective curves for  $\eta_{hm}$  as revealed by measurements - Courbes collectrices pour  $\eta_{hm}$  résultant de mesures





der Theorie folgt eindeutig, daß man nur Vergleiche von Wirkungsgraden  $\eta_{hm}$  ziehen kann, wenn man  $W_{th}$ ,  $\mu_1$ ,  $Q_1$ ,  $\Delta p$  und  $n$  für verschiedene Pumpen konstant hält. Für den Konstrukteur, der sich bemüht, die Verlustdrehmomente möglichst klein zu halten, sind die Gleichungen (10), (12), (15), (17) und (21) wichtig. Leider kann man dabei niemals zu dem minimalen Wert dieser Verlustdrehmomentenfaktoren gelangen, weil dann die Leckstromverluste sehr groß werden. Hier gerät man dann schon in die Lage, daß man optimieren muß, um den maximalen Wert des Gesamtwirkungsgrades  $\eta_T$  zu erreichen.

Literatur

- [1] Schlösser, W. M. J.: Metingen aan verdringerpomp. Dissertation, TH Delft, Oktober 1959.
- [2] Schlösser, W. M. J.: Grundlagen der Ölhydraulik, VDI-Lehrgang 1963.
- [3] Schlösser, W. M. J.: Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren. Oelhydraulik und Pneumatik 5 (1961) Nr. 4.
- [4] Schlösser, W. M. J. und J. W. Hilbrands: Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen. Oelhydraulik und Pneumatik 7 (1963) Nr. 4.
- [5] Wilson, W. E.: Method of evaluation test data aids design of rotary pumps. Product Engineering, Vol. 16 (1965), S. 653.
- [6] Schlösser, W. M. J. und J. W. Hilbrands: Der volumetrische Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. Oelhydraulik und Pneumatik 7 (1963) Nr. 12.

Bildnachweis: Verfasser.

## Vorteile und Grenzen der Förderstromumkehr verstellbarer Axialkolbenpumpen beim Reversierbetrieb

Advantages and Limitations of Flow Reversal with Adjustable Axial-piston Pumps on Reversing Operation

Avantages et limites de l'inversion du flux refoulé dans les pompes réglables à piston du type axial lors de la marche réversible

Ing. F. Stumpmeier

### Vorbemerkung

Im folgenden werden Hinweise für die Projektierung mit förderstromveränderlichen Pumpen und die Förderstromumkehr beim Reversierbetrieb des Verbrauchers, im Vergleich zur Förderstromumkehr über Wegeventile, gegeben.

### 1. Förderstromveränderliche Axialkolbenpumpen

Aus der Prinzipskizze (Bild 1) ist zu sehen, daß durch Veränderung des

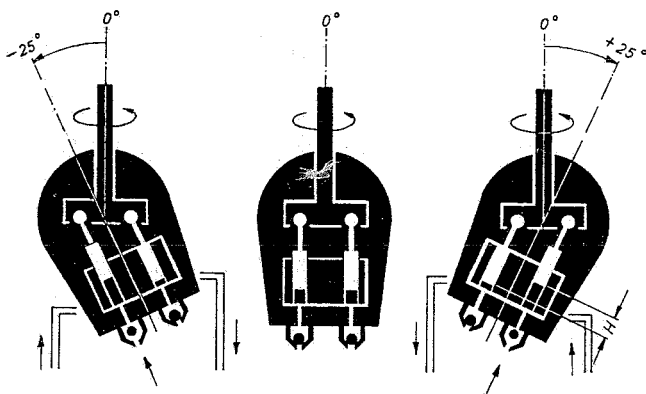
Schwenkwinkels einer Axialkolbenpumpe gleichzeitig der Kolbenhub und somit auch der Förderstrom verändert wird. In der Mittelstellung, in der die Kolben parallel zur Mittelachse der Triebwelle stehen, ist der Kolbenhub und der Förderstrom gleich Null. In vielen Anwendungsfällen wird diese Veränderung des Schwenkwinkels, die je nach der konstruktiven Ausführung bei den meisten Axialkolbenpumpen nach jeder Seite 25° beträgt, nur nach der einen Seite, zwischen 0° und +25°, vorgenommen. Schwenkt man je-

doch die Pumpe über die Nulllage hinaus in die entgegengesetzte Richtung, so kehrt sich die Strömungsrichtung des Förderstromes um. Dieser Vorgang ist grundsätzlich mit jeder Axialkolbenpumpe ohne zusätzlichen Aufwand möglich und erfolgt kontinuierlich. Die Folge ist das Reversieren der Bewegungsrichtung des Verbrauchers, d. h. bei Hydromotoren die Drehrichtungsumkehr und bei Hydrozylindern die Umkehrung der Längsbewegung.

### 2. Vorteile der Förderstromumkehr für den Reversierbetrieb

Zur Umsteuerung von Bewegungsrichtungen an Maschinen mit oszillierender oder rotierender Bewegung gibt es bei der hydrostatischen Kraftübertragung zwei grundsätzlich verschiedene Möglichkeiten. Die Umkehr der Bewegungsrichtung des Ölstromes und somit des Verbrauchers kann durch die Schaltung eines Wegeventiles oder auch über die Pumpe selbst erfolgen.

Für die Funktion der Maschine und deren einzelne Bewegungsabläufe ergeben sich durch die Förderstromumkehr der Pumpe beim Reversierbetrieb besondere Vorteile. Infolge der kontinuierlichen Förderstromänderung und der damit verbundenen



1: Förderstromveränderliche Axialkolbenpumpe für offenen Kreislauf mit Nachsaugventilen – Variable delivery axial-piston pump for open circuit with suction valves – Pompe à piston du type axial, à débit variable, pour circuit ouvert