

Instantanes Fördervolumen, geometrisches Hubvolumen und Ungleichfoermigkeitsgrad von Zahnradpumpen

Citation for published version (APA):

Willekens, F. A. M. (1971). Instantanes Fördervolumen, geometrisches Hubvolumen und Ungleichfoermigkeitsgrad von Zahnradpumpen. *Industrie-Anzeiger*, 93(26), 549-554.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1971

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

Take down policy

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

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

INDUSTRIE-ANZEIGER

ANTRIEB • GETRIEBE • STEUERUNG

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. W. MEYER ZUR CAPELLEN, Technische Hochschule Aachen

93. Jg. Nr. 26



VERLAG W. GIRARDET · ESSEN



26. März 1971

LTZT 3 KMR. ir. F. A. A. Willekens, Eindhoven

Instantanes Fördervolumen, geometrisches Hubvolumen und Ungleichförmigkeitsgrad von Zahnradpumpen

Bericht aus dem Laboratorium für Antriebstechnik der TH Eindhoven in Zusammenarbeit mit dem „Koninklijk Instituut voor de Marine“, Den Helder

DK 621.664 Verwendete Kurzzeichen

Bei evolventischer Außen- und Innenverzahnung von Zahnradpumpen werden das instantane Fördervolumen, das geometrische Hubvolumen und der Ungleichförmigkeitsgrad beeinflusst durch die Zähnezahlen, den Kopfhöhenfaktor, den Eingriffswinkel, die Profilverschiebung und durch die Anwendung von Schrägverzahnung. In der vorliegenden Arbeit werden die einzelnen Einflußgrößen näher untersucht.

1. Einleitung

Es besteht ein großer Unterschied in dem instantanen Fördervolumen, dem Hubvolumen und dem Ungleichförmigkeitsgrad zwischen vergleichbaren Zahnradpumpen mit evolventischer Außenverzahnung und mit evolventischer Innenverzahnung. Ausgehend von diesem Unterschied soll hier das Ergebnis einer theoretischen Betrachtung wiedergegeben werden über diese von der Geometrie der Pumpe abhängigen Größen. Untersucht wird, inwieweit das instantane Fördervolumen, das Hubvolumen und der Ungleichförmigkeitsgrad bestimmt werden durch die Zähnezahl, den Eingriffswinkel und die Zahnhöhe der Zahnräder. Weiterhin wird darauf eingegangen, welchen Einfluß Profilverschiebungen und Schrägverzahnung ausüben auf oben genannte Größen.

Der Anlaß zu dieser Arbeit steht in Zusammenhang mit Untersuchungen über Lärmentwicklung in hydraulischen Systemen und mit Messungen von Startdrehmomenten an Hydromotoren.

Der nachfolgende Bericht gibt einzelne Ergebnisse einer theoretischen Ausarbeitung [1] wieder, verdeutlicht mit einigen Beispielen.

b	Breite des Zahnrades	L
h	Zahnkopfhöhe	L
m	Modul der Zähne	L
Δp	Druckunterschied über der Pumpe	$ML^{-1}T^{-2}$
x_1	Profilverschiebungsfaktor des treibenden Rades	-
x_2	Profilverschiebungsfaktor des angetriebenen Rades	-
y	Achsverschiebungsfaktor	-
z_1	Zähnezahl des treibenden Rades	-
z_2	Zähnezahl des angetriebenen Rades	-
z_m	Mittlere Zähnezahl	-
z_s	Substituierte Zähnezahl	-
T	Drehmomente der Pumpenwelle	ML^2T^{-2}
V	Fördervolumen	L^3
V_φ	Instantanes Fördervolumen	L^3
$V_{\varphi 1}$	Instantanes Fördervolumen bezogen auf das treibende Zahnrad	L^3
$V_{\varphi \max}$	Maximalwert des instantanen Fördervolumens	L^3
$V_{\varphi \min}$	Minimalwert des instantanen Fördervolumens	L^3
$V_{\varphi \text{mitt}}$	Mittelwert des instantanen Fördervolumens	L^3
V_x	Einflußzahl bei Anwendung von Profilverschiebung	-
W_g	Geometrisches Hubvolumen	L^3
W_{g1}	Geometrisches Hubvolumen bezogen auf das treibende Zahnrad	L^3

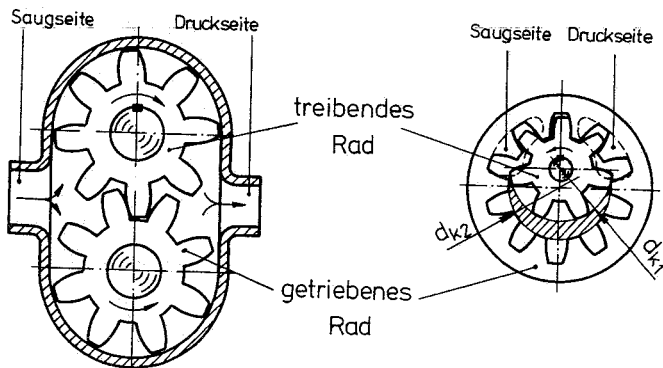


Bild 1 Treibendes und getriebenes Zahnrad von Zahnradpumpen mit Außen- und Innenverzahnung

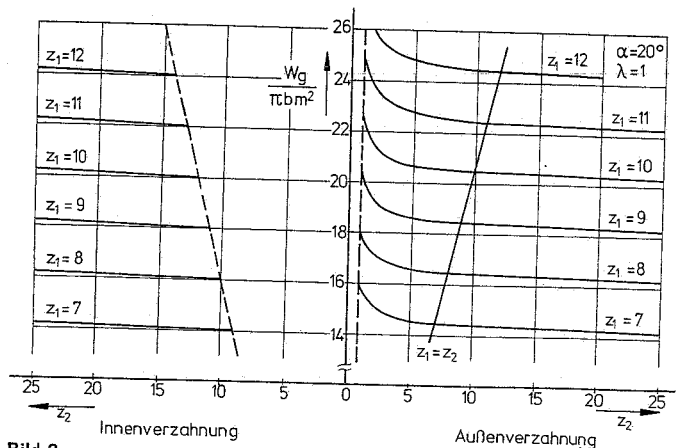


Bild 2 Ein Maß für das geometrische Hubvolumen in Abhängigkeit von der Zähnezahl z_2 bei Innen- und Außenverzahnung mit z_1 als Parameter

α	Eingriffswinkel	-
β	Schrägungswinkel	-
δ	Ungleichförmigkeitsgrad	-
φ	Verdrehungswinkel der Pumpenwelle	-
φ_1	Durchlaufener Verdrehungswinkel des treibenden Zahnrades	-
λ	Kopfhöhenfaktor	-
μ	Kopfkürzungsfaktor	-

Anderslautende Angaben sind wiedergegeben in der Literatur nach [8, 9, 10, 11].

Für V_φ und W_g soll die Absprache gelten, daß sie abgeleitet werden als Funktion des Umdrehungswinkels des auf der Pumpenwelle befestigten Zahnrades, dem die mechanische Energie zugeführt wird. Dieses Zahnrad nennt man das treibende Rad, während das andere Zahnrad als das getriebene Rad betrachtet wird (Bild 1).

2. Wahl des Pumpenmodelles und Definitionen

Zur Bestimmung des instantanen Fördervolumens, des Hubvolumens und des Ungleichförmigkeitsgrades von Zahnradpumpen mit Evolventenverzahnung wird ausgegangen von einer spielfreien, unendlich steifen Pumpe ohne Verluste. Das Pumpenmodell geht davon aus, daß das verdrängte Volumen einer inkompressiblen Flüssigkeit pro Umdrehung der Antriebswelle aus der Geometrie der Pumpe exakt beschrieben werden kann. Das Hubvolumen erhält deshalb den Namen *geometrisches Hubvolumen* mit dem Symbol W_g [2, 3].

Bei Zahnradpumpen ist das pro Einheit der Winkelverdrehung der Pumpenwelle verdrängte Volumen V eine Funktion des Drehwinkels φ . Dies wird ausgedrückt durch die Größe V_φ , die definiert ist als der Gradient der Zunahme des verdrängten Volumens V als Funktion des Drehwinkels φ . Das Symbol V_φ trägt den Namen *instantanes Fördervolumen*. Zwischen dem instantanen Fördervolumen und dem geometrischen Hubvolumen besteht folgender Zusammenhang:

$$W_g = \int_0^{2\pi} dV = \int_0^{2\pi} \frac{dV}{d\varphi} d\varphi = z \int_{-\frac{\pi}{z}}^{+\frac{\pi}{z}} V_\varphi d\varphi$$

Das Maß der Veränderung von V_φ als Funktion des Drehwinkels φ wird festgelegt durch den Ungleichförmigkeitsgrad δ mit der Definition

$$\delta = \frac{V_{\varphi \max} - V_{\varphi \min}}{V_{\varphi \text{mitt}}} \cdot 100\%$$

Zur Bestimmung des instantanen Hubvolumens soll von der Tatsache ausgegangen werden, daß alle der Pumpe zugeführte mechanische Energie ohne Verluste in hydraulische Energie umgewandelt wird:

$$T d\varphi = \Delta p dV$$

Die aus dieser Beziehung abzuleitenden Größen V_φ , W_g und δ stimmen überein mit den Angaben in der Literatur nach [4, 5, 6, 7].

3. Das instantane Fördervolumen, das Hubvolumen und der Ungleichförmigkeitsgrad

3.1. Zahnradpumpen mit evolventischer Außengeradverzahnung

Es gilt

$$V_{\varphi 1} = \frac{bm^2}{2} \left[2\lambda z_1 + (1 + \frac{z_1}{z_2}) \left(\lambda^2 - \frac{z_1^2}{4} \cos^2 \alpha \cdot \varphi_1^2 \right) \right]$$

für den Bereich

$$-\frac{\pi}{z_1} \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{z_1}$$

Für das Hubvolumen erhält man

$$W_{g1} = \pi bm^2 \left[2\lambda z_1 + (1 + \frac{z_1}{z_2}) \left(\lambda^2 - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha \right) \right],$$

und für den Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{\frac{\pi^2}{4} \cos^2 \alpha}{\lambda^2 + 2\lambda \frac{z_1 z_2}{z_1 + z_2} - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha} \cdot 100\%$$

Für Zahnradpumpen mit zwei gleichen Rädern ($z_1 = z_2$) gilt

$$V_{\varphi 1} = bm^2 \left(\lambda z_1 + \lambda^2 - \frac{z_1^2}{4} \cos^2 \alpha \cdot \varphi_1^2 \right)$$

im Bereich

$$-\frac{\pi}{z_1} \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{z_1}$$

Hubvolumen und Ungleichförmigkeitsgrad ergeben sich zu

$$W_{g1} = 2\pi bm^2 \left(\lambda z_1 + \lambda^2 - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha \right),$$

$$\delta = \frac{\frac{\pi^2}{4} \cos^2 \alpha}{\lambda^2 + \lambda z_1 - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha} \cdot 100\%$$

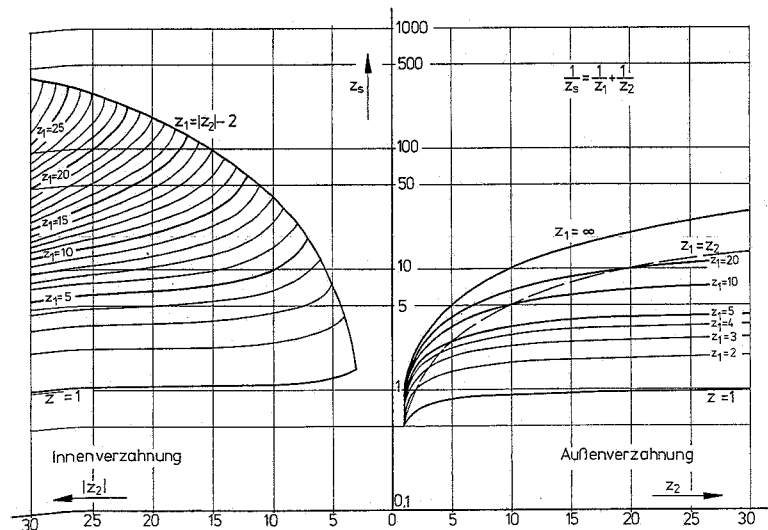
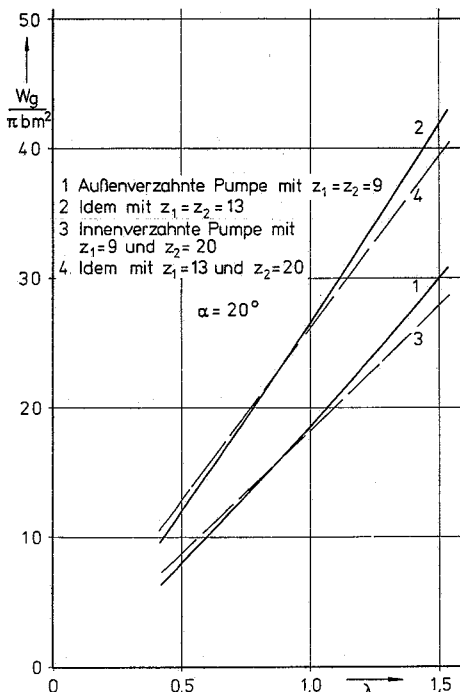


Bild 3

Ein Maß für das geometrische Hubvolumen in Abhängigkeit von dem Kopfhöhenfaktor λ für je zwei Zahnradpaarungen mit Innen- und Außenverzahnung

Bild 4

Die substituierte Zähnezah z_s in Abhängigkeit von z_2 für Innen- und Außenverzahnung mit z_1 als Parameter

3.2. Zahnradpumpen mit evolventischer Innengeradverzahnung

Das Fördervolumen ergibt sich zu

$$V_{\varphi 1} = \frac{bm^2}{2} \left[2\lambda z_1 + \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) \left(\lambda^2 - \frac{z_1^2}{4} \cos^2 \alpha \cdot \varphi^2\right) \right]$$

im Bereich

$$-\frac{\pi}{z_1} \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{z_1}$$

Für Hubvolumen und Ungleichförmigkeitsgrad folgen die Beziehungen

$$W_{g1} = \pi b m^2 \left[2\lambda z_1 + \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) \left(\lambda^2 - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha\right) \right],$$

$$\delta = \frac{\frac{\pi^2}{4} \cos^2 \alpha}{\lambda^2 + 2\lambda \frac{z_1 z_2}{z_2 - z_1} - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha} \cdot 100\%$$

4. Der Einfluß einiger geometrischer Größen auf V_{φ} , W_g und δ

4.1. Die Zähnezahlen z_1 und z_2 und der Kopfhöhenfaktor λ

Da das geometrische Hubvolumen, sowohl bei außenverzahnten als auch bei innenverzahnten Pumpen, bezogen ist auf das treibende Rad, überwiegt der Einfluß von z_1 gegenüber dem Einfluß der Zähnezahl z_2 . In Bild 2 ist zu sehen, daß das geometrische Hubvolumen bei Pumpen mit Zahnradkombinationen mit gebräuchlichen Zähnezahlen nur im geringen Maße abhängt von z_2 , der Zähnezahl des angetriebenen Rades. In diesem Beispiel sind nur Pumpen mit evolventengeradverzahnten Rädern, mit einem Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ und einer Kopfhöhe $h = m$, wiedergegeben.

In Bild 3 wird der Einfluß des Kopfhöhenfaktors $\lambda = \frac{h}{m}$ auf das geometrische Hubvolumen anhand einiger Beispiele von Zahnradkombinationen wiedergegeben. Hieraus wird deutlich, daß der quadratische Term λ^2 auf den Verlauf des geometrischen Hubvolumens nur wenig Einfluß hat, so daß dieser Verlauf angenähert linear mit λ genannt werden kann.

Der Ungleichförmigkeitsgrad wird ebenfalls in hohem Maße durch die Zähnezahl und den Kopfhöhenfaktor bestimmt. Diese Größe ist jedoch im Gegensatz zum geometrischen Hubvolumen genauso abhängig von der Zähnezahl des treibenden Rades als auch von der Zähnezahl des angetriebenen Rades. Durch Einführen der Hilfsgröße z_s wird es möglich, den Ungleichförmigkeitsgrad für alle Zahnradkombinationen und Kopfhöhenfaktoren in ein Bild aufzunehmen. Dazu ist in Bild 4 die substituierte Zähnezahl $z_s \left(\frac{1}{z_s} = \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$

als Funktion von z_2 mit z_1 als Parameter angesetzt. Die Formel von z_s gilt für alle Zahnradkombinationen unter der Bedingung, daß bei innenverzahnten Pumpen die Zähnezahl z_2 negativ gedacht wird. Die Formel für den Ungleichförmigkeitsgrad für außenverzahnte Pumpen geht dann über in

$$\delta = \frac{\frac{\pi^2}{4} \cos^2 \alpha}{\lambda^2 + 2\lambda z_s - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha} \cdot 100\%$$

Bild 5 gibt den Ungleichförmigkeitsgrad als Funktion der substituierten Zähnezahl für verschiedene Kopfhöhenfaktoren an. Hieraus geht hervor, daß für niedrige Werte von z_s bei außenverzahnten Pumpen δ hoch ist, während für hohe Werte von z_s bei innenverzahnten Pumpen δ niedrig ist. Ferner hat der Kopfhöhenfaktor einen großen Einfluß auf den Ungleichförmigkeitsgrad.

Der qualitative Verlauf des instantanen Fördervolumens als Funktion des Drehwinkels φ ist für eine außenverzahnte Pumpe in Bild 6a und für eine innenverzahnte Pumpe in Bild 6b wiedergegeben. In Abhängigkeit von der Zunahme der Zähnezahl z_1 des treibenden Rades nehmen Amplitude und Frequenz von V_{φ} als Funktion von φ bei Außenverzahnung zu bei einer konstanten Zähnezahl z_2 . Bei Innenverzahnung hingegen nimmt bei gleicher Voraussetzung nur die Frequenz zu, während die Amplitude abnimmt.

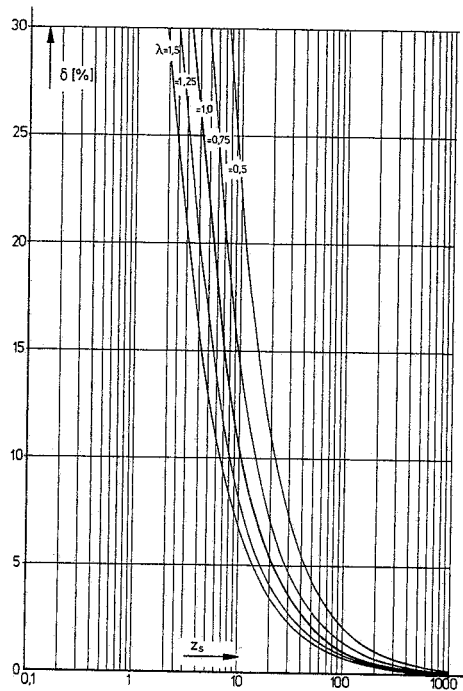


Bild 5
Der Ungleichförmigkeitsgrad δ in Abhängigkeit von der substituierten Zähnezahl z_s , mit dem Kopfhöhenfaktor λ als Parameter

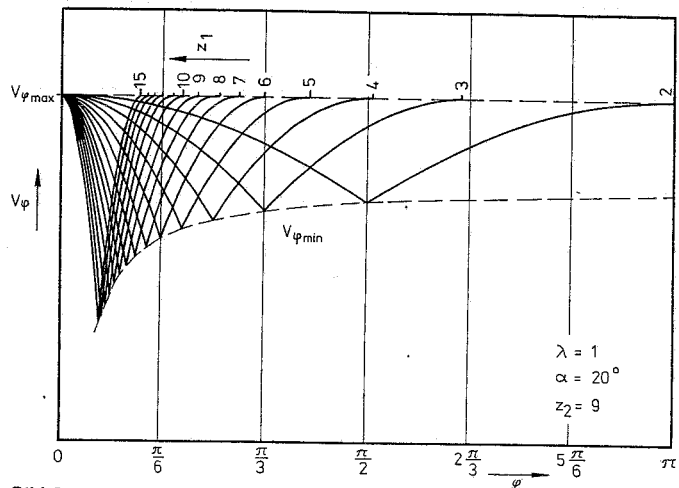


Bild 6a
Der qualitative Verlauf des instantanen Fördervolumens in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ für verschiedene Zähnezahlen z_1 , bei Außenverzahnung

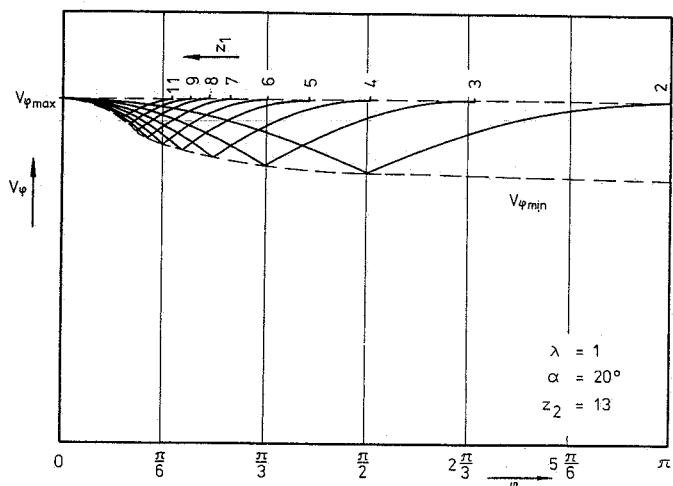


Bild 6b
Der qualitative Verlauf des instantanen Fördervolumens in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ für verschiedene Zähnezahlen z_1 , bei Innenverzahnung

Zum Verständnis von Bild 6a und Bild 6b sei noch vermerkt, daß die Maxima der unterschiedlichen V_v -Kurven auf die gleiche Höhe projiziert sind, um auf diese Weise einen Vergleich des qualitativen Verlaufs zu erhalten. Der Kopfhöhenfaktor übt auf diesen Verlauf keinen Einfluß aus.

4.2. Der Eingriffswinkel α

Der Einfluß des Eingriffswinkels α auf das geometrische Hubvolumen ist klein. Aus den in 4.1. und 4.2. gegebenen Gleichungen für W_g folgt, daß bei innen- und außenverzahnten Pumpen sich das Hubvolumen mit zunehmendem α nur sehr geringfügig verändert.

Der qualitative Verlauf jedoch von V_v und δ sind gekennzeichnet durch eine besonders große Abhängigkeit von dem Eingriffswinkel, was aus Bild 7 hervorgeht. Hierin wird am Beispiel von zwei Zahnrädern der Ungleichförmigkeitsgrad in Abhängigkeit des Eingriffswinkels wiedergegeben.

5. Profilverschiebung

Neben den in Abschnitt 5. genannten Größen gibt es noch einen Einflußfaktor, womit das geometrische Hubvolumen, das instantane

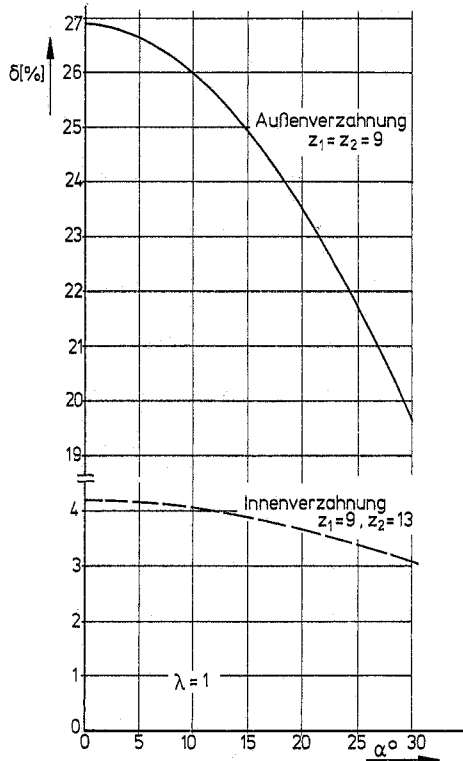


Bild 7 Der Ungleichförmigkeitsgrad δ in Abhängigkeit vom Eingriffswinkel β für je ein Beispiel mit Außen- und Innenverzahnung

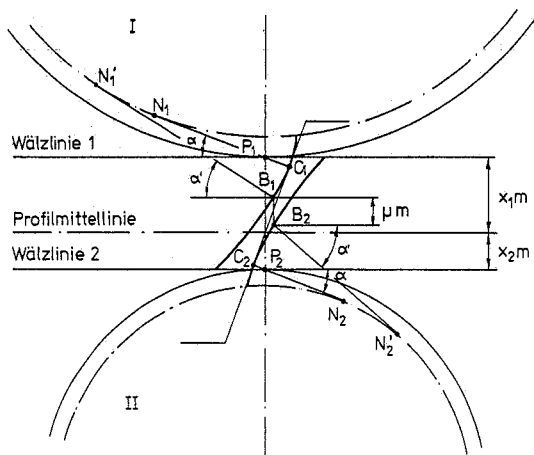


Bild 8 Darstellung der Profilverschiebung

Fördervolumen und der Ungleichförmigkeitsgrad beeinflusst werden können. Dieser Faktor ist die Profilverschiebung. Es führt hier zu weit, den Einfluß der Profilverschiebung für alle möglichen Zahnradkombinationen zu beschreiben. Deshalb sollen wiederum zwei Beispiele betrachtet werden: eine Zahnradpumpe mit evolventischer Außenverzahnung und eine Pumpe mit evolventischer Innenverzahnung.

Neben Veränderung des Eingriffswinkels, des Kopfradius, des Wälzradius und der Kopfhöhe bringt Profilverschiebung eine Achsabstandsänderung der beiden Zahnräder mit sich. Wenn nun angenommen wird, daß das treibende Rad einer Profilverschiebung $x_1 m$ und das angetriebene Rad einer Profilverschiebung $x_2 m$ unterliegt, so müssen wegen der Kopfkürzung beide Räder zur Gewährung eines spielfreien Eingriffes um den Abstand μm ineinander geschoben werden. Aus Bild 8 geht hervor, daß dann eine Achsabstandsänderung

$$y m = (x_1 + x_2 - \mu) m$$

stattfindet [12].

Der Achsverschiebungsfaktor y ist in Bild 9 in Abhängigkeit von der mittleren Zähnezahl z_m ($z_m = \frac{z_1 + z_2}{2}$) aufgezeichnet.

Die neuen geometrischen Verhältnisse durch die Profilverschiebung sind nun vollständig bestimmt. Der Einfluß der Profilverschiebung auf das instantane Fördervolumen, das geometrische Hubvolumen und den Ungleichförmigkeitsgrad von Zahnradpumpen, wobei vorausgesetzt wird, daß die Zahnkopfhöhe gleich dem Modul der Zähne ist ($\lambda = 1$), lautet

$$V_{v1} = \frac{b m^2}{2} \left[2z_1 + 1 + \frac{z_1}{z_2} - \frac{z_1^2}{4} \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right) \cos^2 \alpha \cdot \varphi_1^2 + V_x \right]$$

$$-\frac{\pi}{z_1} \leq \varphi_1 \leq \frac{\pi}{z_1}$$

$$W_{g1} = \pi b m^2 \left[2z_1 + 1 + \frac{z_1}{z_2} - \frac{\pi^2}{12} \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right) \cos^2 \alpha + V_x \right]$$

$$\delta = \frac{\frac{\pi^2}{4} \cos^2 \alpha}{1 + \frac{2z_1 z_2}{z_1 + z_2} - \frac{\pi^2}{12} \cos^2 \alpha + \frac{z_2}{z_1 + z_2} \cdot V_x} \cdot 100 \%$$

$$V_x = x_1^2 + \frac{z_1}{z_2} x_2^2 - \frac{z_1}{z_1 + z_2} (x_1 + x_2 - \mu)^2 + 2x_1 + 2 \frac{z_1}{z_2} x_2 + z_1 \mu$$

Aus oben genannten Gleichungen folgt, daß die Anwendung von Profilverschiebung keinen Einfluß auf den qualitativen Verlauf von V_v in Abhängigkeit von φ ausübt. Hingegen erfährt das geometrische Hubvolumen sehr wohl eine Veränderung durch die Anwendung von Profilverschiebung, was in Bild 10 am Beispiel von zwei Zahnradkombinationen verdeutlicht wird.

In Bild 11 ist der Ungleichförmigkeitsgrad δ in Abhängigkeit von dem Profilverschiebungsfaktor x_1 abgebildet.

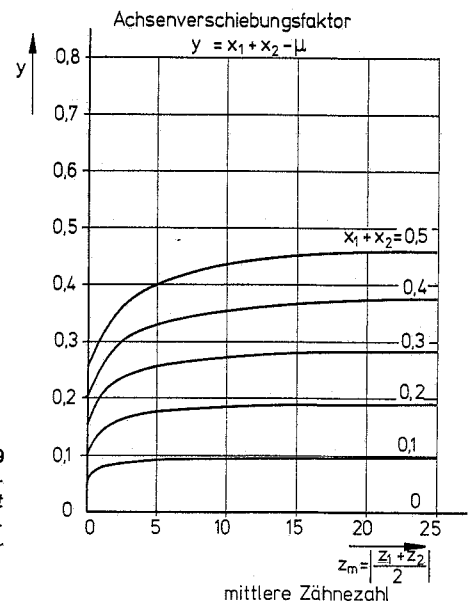


Bild 9 Der Achsverschiebungsfaktor y in Abhängigkeit von der mittleren Zähnezahl z_m mit der Summe der Profilverschiebungsfaktoren als Parameter.

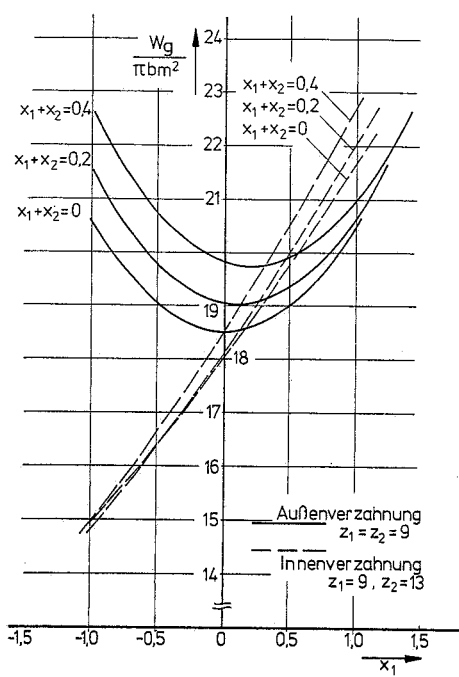


Bild 10
Ein Maß für das geometrische Hubvolumen in Abhängigkeit von dem Profilverchiebungsfaktor x_1 bei Außen- und Innenverzahnung

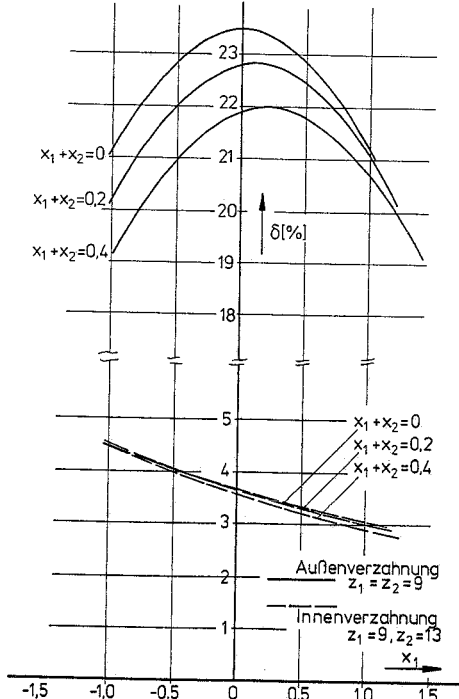


Bild 11
Der Ungleichförmigkeitsgrad δ in Abhängigkeit von dem Profilverchiebungsfaktor x_1 bei Außen- und Innenverzahnung

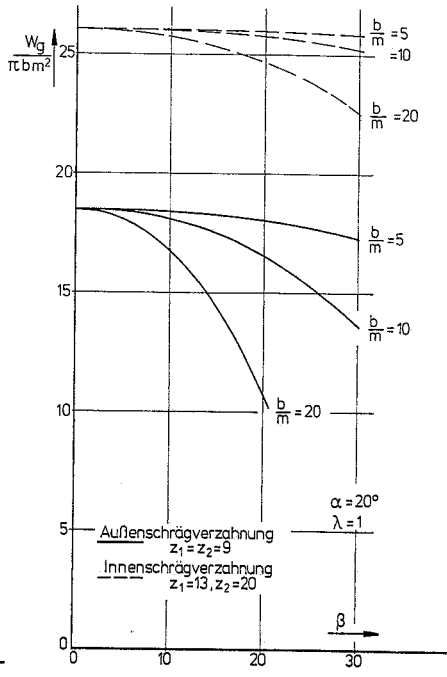


Bild 12
Ein Maß für das geometrische Hubvolumen in Abhängigkeit des Schrägungswinkels β bei Außen- und Innenschrägverzahnung für verschiedene Verhältnisse b/m

Hierbei fällt auf, daß bei Zahnradkombinationen mit evolventischer Außenverzahnung δ kleiner wird bei jeder Form von Profilverchiebung, wobei $x_1 + x_2 \geq 0$, während bei evolventischer Innenverzahnung δ nur durch die Wahl von geeigneten Profilverchiebungsfaktoren ($x_1 \geq 0$) verkleinert werden kann.

6. Schrägverzahnung

V_{φ} , W_g und δ von Pumpen mit evolventischer Schrägverzahnung sind folgendermaßen zu beschreiben ($\lambda = 1$):

$$V_{\varphi} = \frac{bm^2}{2} \left[2z_1 + 1 + \frac{z_1}{z_2} - \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cos^2 \alpha \cdot \left\{ \frac{z_1^2}{4} \varphi^2 - \frac{z_1}{2} \left(\frac{b}{m} \tan \beta\right) \cdot \varphi_1 + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{m} \tan \beta\right)^2 \right\} \right]$$

für

$$\frac{\frac{b}{m} \tan \beta - \pi}{z_1} \leq \varphi_1 \leq \frac{\frac{b}{m} \tan \beta + \pi}{z_1}$$

$$W_g = \pi b m^2 \left[2z_1 + 1 + \frac{z_1}{z_2} - \frac{1}{12} \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cos^2 \alpha \cdot \left\{ \pi^2 + \left(\frac{b}{m} \tan \beta\right)^2 \right\} \right]$$

$$\delta = \frac{\frac{\pi^2}{4} \cos^2 \alpha}{2 \frac{z_1 z_2}{z_1 + z_2} + 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{12} \left\{ \pi^2 + \left(\frac{b}{m} \tan \beta\right)^2 \right\}} \cdot 100\%$$

Ein Vergleich dieser Gleichungen mit der mathematischen Beschreibung der drei genannten Größen bei Geradverzahnung zeigt, daß neben dem Winkel β auch die Breite b und der Modul m der Zahnräder hier einen zusätzlichen Einfluß auf V_{φ} , W_g und δ ausüben. Was den qualitativen Verlauf von V_{φ} in Abhängigkeit von φ betrifft, so ist anzumerken, daß V_{φ} bei Schrägverzahnung mit einem

Winkel $\varphi = \frac{b}{m z_1} \tan \beta$ in Phase verschoben ist, während sich die Höhe von V_{φ} im Vergleich zur Geradverzahnung nicht verändert. Dies stimmt überein mit der Angabe in der Literatur [13].

Bei der Phasenverschiebung ist auf den Abfluß aus dem Quetschflüssigkeitsraum der Pumpe zu achten, da gilt:

$$\frac{\frac{b}{m} \tan \beta - \pi}{z_1} \leq \varphi_1 \leq \frac{\frac{b}{m} \tan \beta + \pi}{z_1}$$

Nur unter dieser Voraussetzung ist ein regelmäßiger Verlauf von V_{φ} in Abhängigkeit von φ möglich. Der Einfluß der Schrägverzahnung auf W_g ist in Bild 12 anhand von zwei Beispielen zu sehen. Wie δ in Abhängigkeit vom Schrägungswinkel β verläuft, ist in Bild 13 wiedergegeben. Hieraus ist abzuleiten, daß δ sowohl bei Außen- als auch bei Innenverzahnung zunimmt, wenn Schrägverzahnung angewendet wird. Dies ist für Zahnradpumpen mit evolventischer Außenschrägverzahnung schon erkannt worden [14]. Im Gegensatz dazu werden auch andere Meinungen in der Literatur geäußert [15].

7. Zusammenfassung

Bei evolventischer Außen- und Innenverzahnung werden das instantane Fördervolumen V_{φ} , das geometrische Hubvolumen W_g und der Ungleichförmigkeitsgrad δ beeinflusst durch die Zähnezahlen z_1 und z_2 , den Kopfhöhenfaktor λ , den Eingriffswinkel α , die Anwendung von Profilverchiebung und durch die Anwendung von Schrägverzahnung. Die Ergebnisse dieser Einflüsse lassen sich qualitativ in folgender Tabellenform wiedergeben.

Einfluß auf von	Außenverzahnung			Innenverzahnung		
	V_{φ}	W_g	δ	V_{φ}	W_g	δ
Zunahme z_1	nimmt zu	nimmt zu	nimmt ab	nimmt ab	nimmt zu	nimmt ab
Zunahme z_2	nimmt ab	keine Änderung	nimmt ab	nimmt zu	keine Änderung	nimmt zu
Zunahme λ	keine Änderung	nimmt ab	nimmt ab	keine Änderung	nimmt ab	nimmt ab
Zunahme α	nimmt ab	nimmt zu	nimmt ab	nimmt ab	nimmt zu	nimmt ab
Profilverchiebung *)	keine Änderung	nimmt zu/ab	nimmt ab/zu	keine Änderung	nimmt zu/ab	nimmt ab/zu
Schrägverzahnung	keine Änderung	nimmt ab	nimmt zu	keine Änderung	nimmt ab	nimmt zu

*) Das Ergebnis des Profilverchiebungseinflusses hängt von der Wahl geeigneter Profilverchiebungsfaktoren ab.

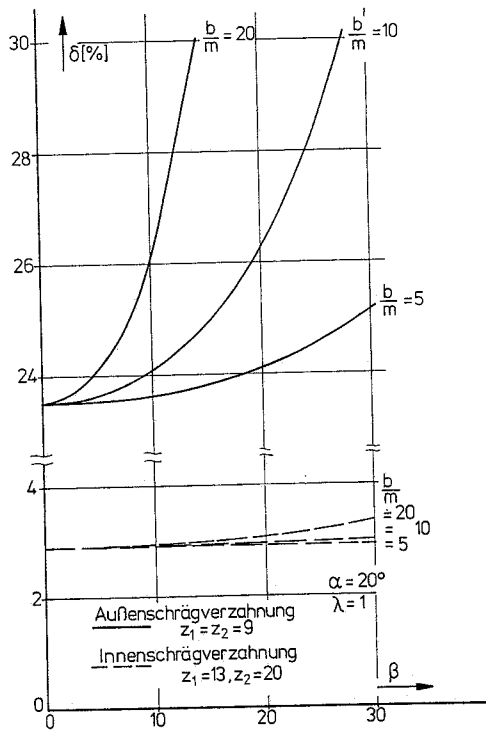


Bild 13
Der Ungleichförmigkeitsgrad δ in Abhängigkeit des Schrägungswinkels β bei Außen- und Innenschrägverzahnung für verschiedene Verhältnisse b/m

Quantitative Ergebnisse können mit Hilfe der im Text vorkommenden Gleichungen für jeden in der Praxis denkbaren Fall berechnet werden.

Schrifttum

1. Willekens, F. A. M.: Bepaling van de instantane volumeverplaatsing, het slagvolume en de oneenparigheidsgraad van hydrostatische verdringerpompen Intern rapport, groep WN, Laboratorium voor Aandrijftechniek, T. H. Eindhoven, in samenwerking met het Koninklijk Instituut voor de Marine, Den Helder 1971.
2. Toet, G.: Die Bestimmung des theoretischen Hubvolumens von hydrostatischen Verdrängerpumpen und -motoren aus volumetrischen Messungen. Oelhydraulik und Pneumatik 14 (1970) Nr 5, S. 185/190
3. Schlösser, W. M. J. und J. W. Hilbrands: Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen. Oelhydraulik und Pneumatik 7 (1963) Nr 4, S. 133/138
4. Amman, R. und D. Thoma: Zahnradpumpen mit Evolventenverzahnung. Mitteilungen aus dem Hydraulischen Institut der T. H. München (1926), S. 1/21.
5. Molly, H.: Die Zahnradpumpe mit evolventischen Zähnen. Oelhydraulik und Pneumatik 2 (1958) Nr. 1.
6. Molly, H.: 5. Arbeitstagung des ständigen wissenschaftlichen Beirats von Oelhydraulik und Pneumatik. Oelhydraulik und Pneumatik 12 (1968) Nr. 6, S. 256/259.
7. Thin, D.: Les pompes et leurs applications. Eyrolles, Paris (1955).
8. Hagen, H.: Volumenverhältnisse, Wirkungsgrade und Druckschwankungen in Zahnradpumpen. Diss. T. H. Stuttgart (1958).
9. Reichenbacher, H.: Die Fördermenge der Zahnradpumpe. Konstruktion 1 (1949), S. 309/311.
10. Chaimowitsch, J. M.: Oelhydraulik. VEB-Verlag Technik, Berlin (1961).
11. Dürr, A. und O. Wachter: Hydraulische Antriebe. München: C. Hanser-Verlag, 1958.
12. Kämpf, P. und H. Kreisel: Berechnung und Herstellung von Zahnrädern. Leipzig: Fachbuchverlag (1956).
13. Dieter, W.: Oelhydraulikfibel. Wiesbaden: Krausskopf-Verlag, 1960, S. 84/85.
14. Teekens, M.: Onderzoekingen aan enkele typen roterende verdringerwerktuigen, in het bijzonder aan de tandwielomp. Laboratorium voor hydraulische werktuigen. Technische Hogeschool Delft, 1960.
15. Chaimowitsch, J. M.: Oelhydraulik, Grundlagen und Anwendung. Berlin: VEB-Verlag Technik, 1957, S. 110.

Ing. grad. K. Kasperbauer, Ludwigsburg

Hydraulische Steuerarten für Pumpenumlaufschaltungen bei Arbeits- und Eilgangsteuerung

DK 621.65-522

In dieser Arbeit werden die Steuerarten für Pumpenumlaufschaltungen bei Arbeits- und Eilgangsteuerung behandelt. Die in den gezeigten Steuerungen verwendeten Steuergeräte werden in einer späteren Arbeit (Ind.-Anz. Nr. 43 vom 25. Mai 1971) näher beschrieben.

Einleitung

In hydraulischen Steuerungen kommt es sehr oft vor, daß Hydrozylinder und Hydromotoren Eilgangbewegungen (Zustellbewegungen) und anschließend eine Arbeitsbewegung ausführen müssen. Dabei kann die Eilganggeschwindigkeit das 500fache der Arbeitsgeschwindigkeit sein. Die Druckbereiche verhalten sich umgekehrt, d. h. die Arbeitsdrücke können 50- bis 100mal größer sein als die Eilgangdrücke.

Es gilt also: großer Förderstrom (Eilgangbewegung) mit niedrigem Druck, kleiner Förderstrom (Arbeitsbewegung) mit hohem Druck.

Hinzu kommt noch, daß die Zeiten für die Arbeitsbewegungen in der Regel wesentlich länger sind als für Eilgang- oder Zustellbewegungen. Wenn man die zu installierende Leistung betrachtet, die sich aus $N = Q \cdot p$ ergibt, dann kann man leicht daraus ersehen, daß wir die Pumpenleistung aufteilen müssen in Arbeitsleistung und Eilgangleistung.

Würden wir diese Aufteilung nicht vornehmen, werden folgende Antriebsleistungen notwendig:

bei Eilgangbewegung

$$N_1 = (Q_E + Q_A) \cdot p_E$$

bei Arbeitsbewegung ohne Aufteilung

$$N_2 = (Q_E + Q_A) \cdot p_A$$

bei Arbeitsbewegung mit Aufteilung

$$N_3 = Q_A \cdot p_A \quad (3)$$

N_1 und N_3 ist erforderlich, dagegen wäre N_2 um $Q_E \cdot p_A$ überdimensioniert.

Es bedeutet: Q_E = Förderstrom Eilgangpumpe, Q_A = Förderstrom Arbeitsgangpumpe, p_E = Eilgangdruck, p_A = Arbeitsgangdruck.

Bei Pumpenkombinationen wird dann für die Eilgang- oder Zustellbewegung der Förderstrom von AP + EP gemeinsam dem Verbraucher zugeführt (Bild 1). Während der Arbeitsbewegung wird die EP auf drucklosen Umlauf geschaltet und der Verbraucher nur noch von der AP beaufschlagt. Das Abschalten der EP auf drucklosen Umlauf geschieht in der Regel durch den Arbeitsdruck.

Aus diesem Leistungsvergleich kann man ersehen, wann eine Aufteilung der Förderströme notwendig wird. Zu beachten wäre noch bei der Auslegung der elektrischen Antriebsleistung sowie der auftretenden Verlustleistung, die in Form von Wärme im Öl auftritt, daß der in den Tank strömende Ölstrom nicht ganz drucklos abströmt, da die Hydraulikgeräte einen Durchflußwiderstand von ca. 2 bis 5 bar haben.

Im folgenden werden einige bekannte Steuerarten erläutert. Die verwendeten Hydraulikschaltpläne sind lediglich in bezug auf die Pumpenumlaufschaltung (strichpunktiert eingerahmt) vollständig.

Steuerarten

Pumpenumlaufsteuerung mit elektromagnetisch betätigtem Wegeventil und elektrohydraulischem Druckschalter

Bei der Eilgangbewegung oder Zustellbewegung des Zylinders ist das Wegeventil 6 (Bild 1) in Schaltposition a (Magnet a erregt). Pumpe 1 und 2 fördern gemeinsam zum Verbraucher. Kommt der Verbraucher in die Arbeitsbewegung II, dann steigt der Druck in