

Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik : hydrostatische Energie und Definitionsgleichungen für hydrostatische Energieumsetzer

Citation for published version (APA):

Witt, K. (1977). Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik : hydrostatische Energie und Definitionsgleichungen für hydrostatische Energieumsetzer. *Ölhydraulik und Pneumatik*, 21(1), 32-35.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1977

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.

„Hydrostatische Energie und Definitionsgleichungen für hydrostatische Energieumsetzer“

Der Wirkungsgrad ist ein Kriterium zur Beurteilung hydrostatischer Komponenten, dessen Festlegung Diskussionspunkt internationaler Normenkommissionen ist. Das setzt allerdings voraus, daß man genau weiß, was die Zahl des Wirkungsgrades aussagt, d.h. man muß eine einheitliche Definition der damit zusammenhängenden Begriffe zugrunde legen.

Dieser Teil des Gesamtthemas befaßt sich daher mit der Frage, was die „zur Verfügung stehende hydrostatische Energie“ ist sowie mit Definitionsgleichungen für hydrostatische Energieumsetzer.

1. Einleitung

Voraussetzung für eine sinnvolle Diskussion über Definitionsgleichungen ist die Erkenntnis, daß diese nicht mit Naturgesetzen gleichzusetzen sind. Unter Definition ist die Abgrenzung eines Begriffes zu verstehen, dessen Inhalt näher zu erläutern ist. Es liegen zunächst Freiheitsgrade vor, die eine Abgrenzung erfordern, um zu einer klaren Aussage zu kommen. Das bedeutet die zu einer Definitionsaussage führenden Randbedingungen gehören zur Definition selbst und sind bindender Bestandteil. Diese Kausalität zwischen Definitionsgleichung und Randbedingung wird häufig übersehen, das erklärt die immer wieder anzutreffenden Absolutheitsansprüche und das teilweise entstehende Durcheinander, wenn es um Definitionsfragen geht.

Wirkungsgradangaben verstehen sich im allgemeinen als Relation zwischen verlustfreien und verlustbehafteten Vorgängen. Zur Wirkungsgraddefinition für Pumpen und Motoren bzw. Turbinen bestehen unterschiedliche Auffassungen, beispielsweise [1], [2], [3], [4], [5], [6]. Die numerische Auswertung führt zwangsläufig zu abweichenden Resultaten. Diese sind von prinzipieller Art, deshalb ist bei der Angabe von Wirkungsgraden neben der Meßgenauigkeit gegebenenfalls auch darauf zu achten.

Dr.-Ing. K. Witt ist Mitarbeiter am Institut für Antriebstechnik der Technischen Hochschule Eindhoven (Niederlande)
Institutsleiter: Prof. Dr. ir. W. M. J. Schlösser

Ziel dieses Aufsatzes ist, die Definitionsgleichungen für hydrostatische Energieumsetzer in einer der Energiebilanz eines Kreisprozesses (Bild 21) nicht widersprechenden Weise festzulegen. Der Frage, was ist zur Verfügung stehende hydrostatische Energie und wie kann diese nachgewiesen werden, wird besondere Aufmerksamkeit gewidmet.

2. Zur Verfügung stehende hydrostatische Energie

Obwohl die zur Verfügung gestellte hydrostatische Energie durch Messung überprüft werden kann, gibt es voneinander abweichende Definitionen. Geht man – abgesehen von dem Energiebedarf zur Deckung der Verluste einer Pumpe – davon aus, daß die zugeführte mechanische Energie in hydrostatische Energie umgesetzt wird, so kann diese nur am Pumpenaustritt angeboten werden. Demzufolge ist die zur Verfügung stehende hydrostatische Energie auch auf Pumpenaustrittsbedingungen zu beziehen.

Die in der Hydrostatik allgemein bekannte und in vielen Fachbüchern zu findende Beziehung für den Gesamtwirkungsgrad von Pumpen Gl. (1), geht von einem auf Druck und Temperatur bezogenen konstanten Volumenstrom an der Pumpeneintrittsseite aus.

$$\eta_{TP} = \frac{Q_e \cdot \Delta p}{M_P \cdot \omega_P} \quad (1)$$

Diese Gleichung hat auch bislang gute Dienste getan, sie ist für den Praktiker einfach und erfordert keine weiteren Umrechnungen, wenn der Volumenstrom am Pumpeneintritt gemessen wird. Der Volumenstrom wird als konstante Größe in Gl. (1) eingesetzt. Aus der Physik ist aber bekannt, daß Volumenströme, entsprechend den Stoffeigenschaften des Mediums, mehr oder weniger temperatur- und druckabhängig sind (Bild 1). Nur die Konstanz der ein-

und austretenden Massenströme durch eine Bilanzhülle, sofern es sich um stationäre oder quasistationäre Zustände handelt, ist ein physikalisches Grundgesetz. Die Annahme eines konstanten Volumenstromes stellt einen Sonderfall dar, der nur zutrifft, wenn ein volumenkonstantes Medium vorliegt.

Für den Volumenstrom gilt ganz allgemein – ob es sich beispielsweise um Gase oder Flüssigkeiten handelt ist dabei nicht von Bedeutung – folgender Zusammenhang:

$$Q = \frac{m}{\rho(p, T)} = m \cdot v(p, T) \quad (2)$$

Unabhängig davon, ob die Druck- bzw. Temperaturabhängigkeit eines Volumenstromes groß oder klein ist, gilt deshalb immer:

$$Q = Q(p, T) \quad (3)$$

Durch die fortschreitende Einwicklung bei hydrostatischen Energieumsetzern wurden auch die Anforderungen an den Gesamtwirkungsgrad dieser Geräte gesteigert. Je weiter man sich der Idealgrenze eines Gesamtwirkungsgrades von 100% nähert – ohne diesen natürlich erreichen zu können – desto stärker wiegt der Fehler aus Vereinfachungen, wie z. B. von Gl. (1), gegenüber den konstruktiven Anstrengungen, die zu einer tatsächlichen Wirkungsgradsteigerung erforderlich sind.

Wollte man die am Pumpenaustritt zur Verfügung gestellte hydrostatische Energie maximal ausnutzen, so müßte man über einen Motor mit 100%igem Gesamtwirkungsgrad verfügen. Im Enthalpie-Entropie-Diagramm läßt sich das einfach und anschaulich darstellen. Der Motor müßte bei der Umsetzung der hydrostatischen Energie die Flüssigkeit längs der Linie $2_p-2'_p$ bzw. $1_M-1'_M$ entspannen (Bild 2). Analog zu der zugeführten mechanischen Energie an der Pumpenwelle bzw. der abgegebenen Energie an der Motorwelle (Bild 3) läßt sich auch die am Pumpenaustritt zur Verfügung stehende hydrostatische Energie, bezogen

Tafel 1: Energiebilanz für Pumpe bzw. Hydromotor

Pumpe	an der Pumpenwelle zugeführte mechanische Energie	=	Energie zur Deckung der Verluste + Adiabate Kompressionsarbeit + Verschiebearbeit
Am Pumpenaustritt bzw. am Motoreintritt	Zur Verfügung stehende hydrostatische Energie	=	Verschiebearbeit + Adiabate Expansionsarbeit
Hydromotor	Verschiebearbeit + Adiabate Expansionsarbeit	=	von der Motorwelle abgegebene mechanische Energie + Energie zur Deckung der Verluste

auf den durchgesetzten Massenstrom, über Enthalpiedifferenzen ausdrücken.

Für die zur Verfügung gestellte hydrostatische Energie gilt:

$$P_{\text{Hydrostat. P}} = m_{\text{eff}} \cdot (i_{2P} - i_1'P)_s = m_{\text{eff}} \cdot \Delta h_{hPs} \quad (4)$$

Die aus der Physik bekannte Gesetzmäßigkeit, daß sich Arbeit durch Reibung in Wärme überführen läßt, kann zur Überprüfung der zur Verfügung gestellten hydrostatischen Energie am Pumpenaustritt herangezogen werden. Schaltet man einer Pumpe ein Drosselventil nach und baut den Druck bis auf Pumpeneintrittsdruck ab, dann wird die gesamte am Pumpenaustritt zur Verfügung stehende hydrostatische Energie bei vernachlässigbarer geodätischer und kinetischer Energie [12] in Wärme umgesetzt. Die Folge davon ist, daß sich ein äquivalenter Temperaturanstieg einstellen muß. Vergleicht man diesen mit den gemessenen Werten, wie z. B. in Bild 4, so ist dies ein Nachweis für die Richtigkeit der in Gl. (4) angegebenen Beziehung.

Um deutlich zu machen, was zur Verfügung stehende hydrostatische Energie ist, sollen die einzelnen Energieanteile des generatorischen und des motorischen Teiles eines hydrostatischen Antriebes aufgegliedert werden, sofern man vom konduktiven Teil absieht (Tafel 1)*.

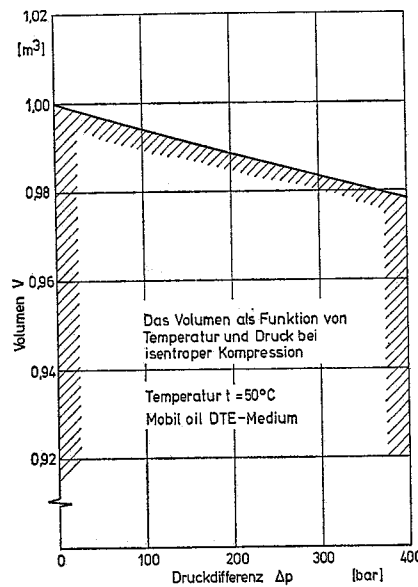
Die am Pumpenaustritt zur Verfügung stehende hydrostatische Energie ist die maximal umsetzbare Energie, die eine Pumpe einem beliebigen Verbraucher anbieten kann, unabhängig davon, ob dieser die gesamte angebotene Energie oder nur einen Teil davon umsetzen kann.

Für die Praxis bedeutet das, wenn ein Hydromotor die ihm angebotene Expansionsarbeit auf Grund seiner konstruktiven Ausführung nicht nutzbar in mechanische Energie umsetzen kann, so hat das logischerweise auch zu Lasten des Hydromotors zu gehen. Andernfalls würde man der Pumpe diese Unfähigkeit des Hydromotors anlasten.

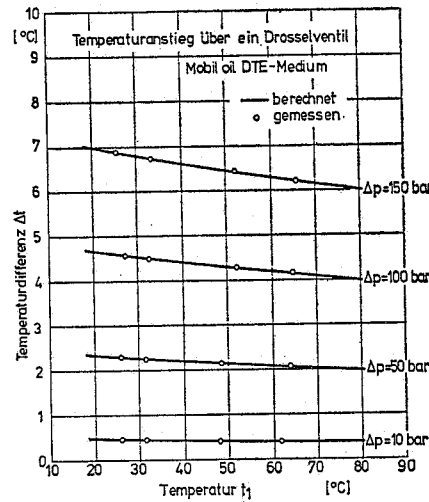
Bestrebungen, die auf Pumpenaustritt bezogene hydrostatische Energie aus dem Produkt des am Austritt vorhandenen Volumenstromes mal der vorhandenen Druckdifferenz zu berechnen, lösen das Problem nicht, sondern verschieben die volumenkonstante Betrachtungsweise nur auf die Hochdruckseite.

$$\eta_{TP} = \frac{Q_a \cdot \Delta p}{M_P \cdot \omega_P} \quad (5)$$

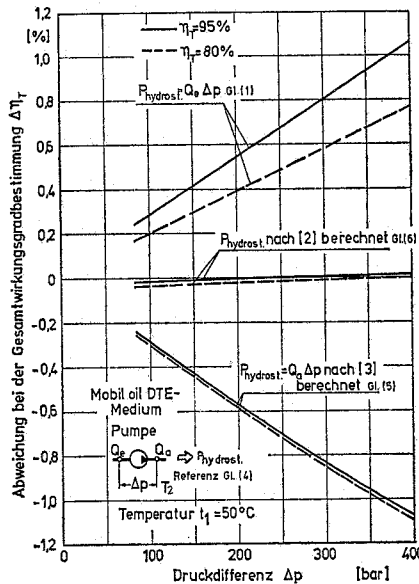
Der Volumenstrom nach Gl. (5) müßte direkt auf der Hochdruckseite gemessen (Bild 5), oder, falls dieser auf der Niederdruckseite bestimmt wird, an Hand der Dichte-Temperatur-Druckabhängigkeit korrigiert werden. Diese Maßnahme bringt weder eine Verbesserung (Bild 6) noch eine Vereinfachung gegenüber Gl. (1), weil auch diese Definition die adiabate Expansionsarbeit nicht in Rechnung stellt.



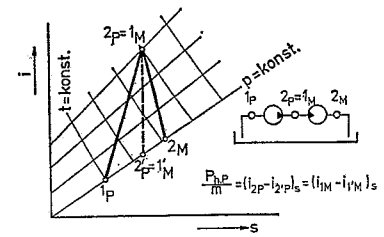
1: Die Temperatur-Druckabhängigkeit eines Hydromotors bei isentroper Kompression



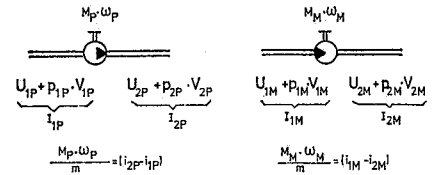
4: Vergleich zwischen vorausgerechneten Temperaturanstiegen über ein Drosselventil auf Grund der zur Verfügung gestellten hydrostatischen Energie und gemessenen Werten



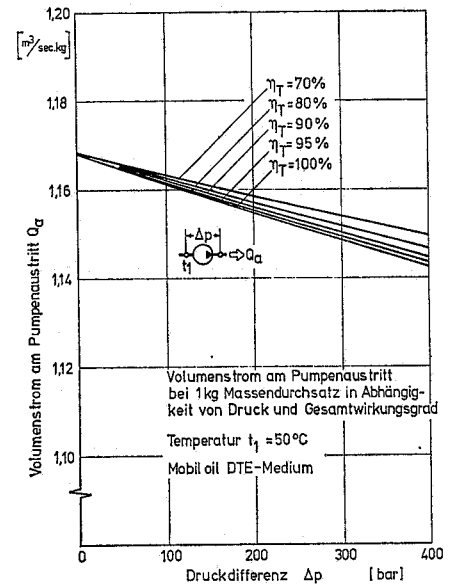
6: Abweichung der vereinfachten Berechnung von $P_{\text{hydrostat.}}$ unter Berücksichtigung von K_T , K_S und α_p sowie der inkompressiblen Rechnung gegenüber der am Pumpenaustritt zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie



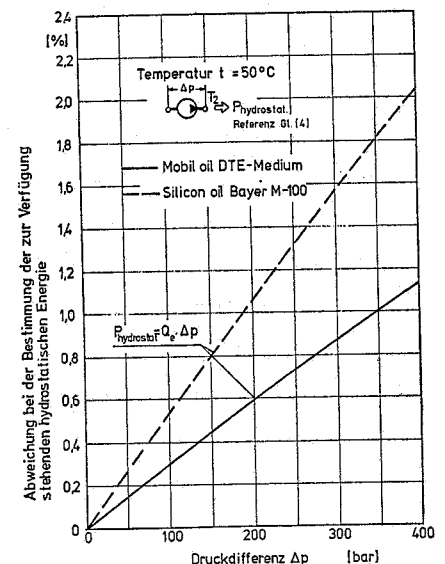
2: Enthalpie-Entropie-Diagramm: Pumpe mit nachgeschaltetem Hydromotor



3: Energiebilanz an einer Pumpe und einem Hydromotor



5: Temperatur-Druckabhängigkeit des Volumenstromes am Pumpenaustritt bei einer Eintrittstemperatur von 50°C in Abhängigkeit vom Wirkungsgrad



7: Einfluß der Vernachlässigung des Kompressibilitätseinflusses bei der Berechnung der zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie

* Die dem Hydromotor angebotene hydrostatische Energie entspricht der von der Pumpe zur Verfügung gestellten sofern konduktiv keine Energie abgebaut wird.

Berechnung der zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie am Pumpenaustritt } $P_{hydrostat. P}$	Gl.	Gegenüberstellung zu Gl. 4	Lit.
$P_{hydrostat. P} = m_{eff} \cdot (i_{2P} - i_{1P})_s$	4	Referenz	[7]
$P_{hydrostat. P} = Q_e \cdot \Delta p$	1	Bild 6/7	[1]
$P_{hydrostat. P} = Q_a \cdot \Delta p$	5	Bild 6	[3]
$P_{hydrostat. P} = \left[1 + \frac{\Delta p}{2K_s} \right] \cdot \left[1 - \frac{\Delta p}{K_T} + (t_{2P} - t_{QM}) \cdot \alpha_p \right] \cdot Q_m$	6	Bild 6	[2]
$P_{hydrostat. P} = m_{eff} \cdot \int_{p_1}^{p_2} v_{T2} \cdot dp$	7	Bild 8	[8/9]
$P_{hydrostat. P} = m_{eff} \cdot \left[\frac{v_{oT2} + v_{T2}}{2} \right] \cdot \Delta p$	8	Bild 9	[6]
$P_{hydrostat. P} = m_{eff} \cdot \left[\frac{v_{oT1} + v_{T2}}{2} \right] \cdot \Delta p$	9	Bild 9	[6]
$P_{hydrostat. P} = m_{eff} \cdot (i_{1'P} - i_{1P})_s$	10	Bild 11	[5]

Tafel 2: Rechenmodelle zur Bestimmung der zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie

3. Die Berechnung der zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie

Die Temperatur-Druckabhängigkeit des spezifischen Volumens v kann mit den Modellfunktionen aus [10] bzw. [12] berechnet werden. Den erforderlichen Dichtewerten für die Berechnung der zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie zur Gegenüberstellung der Gleichungen (5) (6) (7) (8) (9) und (10) mit (4) der **Tafel 2** liegt die Dichtegleichung aus [10] Gl. (1) zu Grunde.

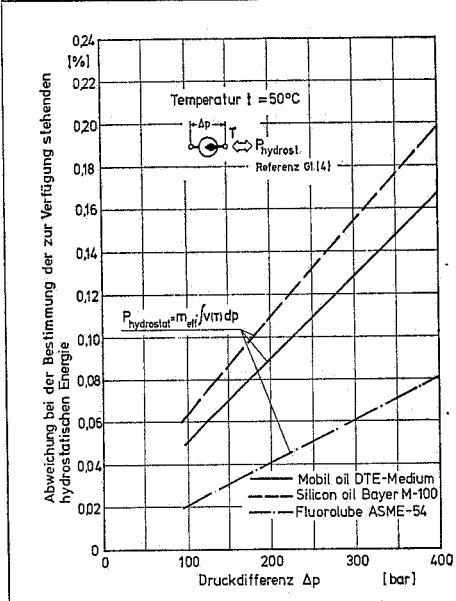
Löst man Gl. (4) auf [11], so ergibt sich für die tatsächlich am Pumpenaustritt zur Verfügung stehende hydrostatische Energie folgende Beziehung:

$$P_{hydrostat. P} = m_{eff} \cdot \left[\int_{T_2'P}^{T_2P} c_{po} dT - \int_{P_1}^{P_2} T_{2P} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp + \int_{P_1}^{P_2} v_{T2P} dp \right] \quad (11)$$

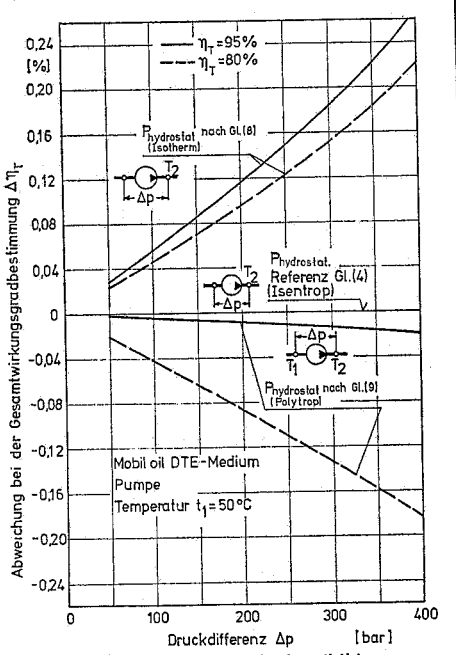
Mit Gl. (6) aus Tafel 2 kann im Gegensatz zu Gl. (5) nach [3] der an beliebiger Stelle des Systems gemessene Volumenstrom in einfacher Weise mit Hilfe von drei stoffgebundenen Werten korrigiert werden. Die physikalische Aussage von Gl. (6) ist korrekt, lediglich auf Grund der Mittelwertbildung ergeben sich geringfügige Abweichungen gegenüber Gl. (11) bzw. (4) die Bild 6 zu entnehmen sind.

Wird nicht die am Pumpenaustritt zur Verfügung gestellte hydrostatische Energie (**Bild 9**) als Kriterium zu Grunde gelegt, sondern der Energiebedarf, den eine verlustlos arbeitende Pumpe ($i_{1'P} - i_{1P}$) [5] fordern würde (**Bild 10**), so ergeben sich Abweichungen, die in **Bild 11** angegeben sind. Ihre Größe wird vom Isobaren- und Isothermenverlauf im Enthalpie-Entropie-Diagramm bestimmt. Das bedeutet, daß bei Druckflüssigkeiten mit anderem thermodynamischen Verhalten gegenüber Bild 11 abweichende Werte zu erwarten sind. Verlaufen die Isobaren im Enthalpie-Entropie-Diagramm parallel [10], so führen beide Definitionen zu gleichen Resultaten. Bei divergent verlaufenden Isobaren ergeben sich Unterschiede, die von den Stoffeigenschaften der Druckflüssigkeit und vom Gesamtwirkungsgrad der Pumpe beeinflusst werden (**Bild 12**).

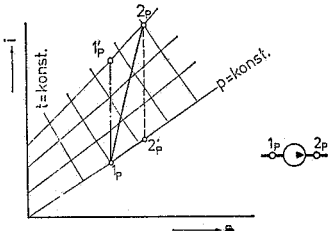
(Schluß folgt)



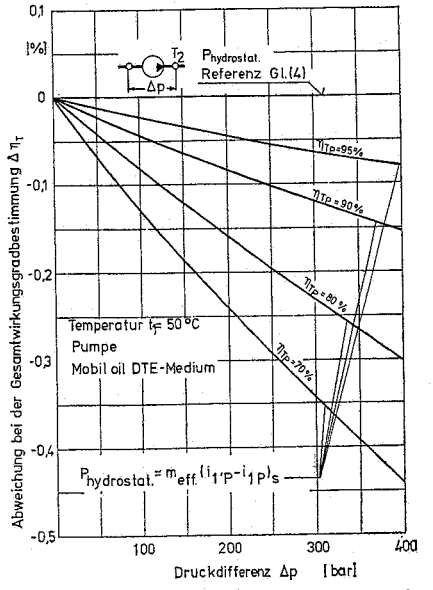
8: Abweichung der vereinfachten Berechnung von $P_{hydrostat. P}$ (Isotherme) gegenüber der am Pumpenaustritt bzw. am Motoreintritt zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie



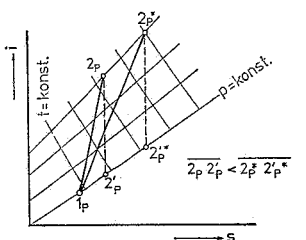
9: Abweichung der durch Mittelwertbildung vereinfachten Berechnung von $P_{hydrostat. P}$ längs einer Isotherme bzw. Polytropen gegenüber der am Pumpenaustritt zur Verfügung stehenden hydrostatischen Energie



10: Unterschiedliche Definitionen für $P_{hydrostat. P}$, dargestellt im Enthalpie-Entropie-Diagramm



11: Abweichung bei der Gesamtwirkungsgradbestimmung nach der Definition des Energiebedarfes einer verlustlos arbeitenden Pumpe gegenüber der am Pumpenaustritt zur Verfügung gestellten hydrostatischen Energie



12: Enthalpie-Entropie-Diagramm: Die zur Verfügung stehende hydrostatische Energie am Pumpenaustritt in Abhängigkeit vom Gesamtwirkungsgrad einer Pumpe

Verwendete Formelzeichen

F_2	Wirkende Kraft an der Kolbenstange	MLT ⁻²	i_1^{WWp}	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Eintritt des Wärmetauschers (Wärmequelle) auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²
\bar{K}_r	Isothermer Sekantenkompressionsmodul	ML ⁻¹ T ⁻²	i_2^{WWp}	Enthalpie am Austritt des Wärmetauschers	L ² T ⁻²
\bar{K}_s	Isentroper Sekantenkompressionsmodul	ML ⁻¹ T ⁻²	i_2^{WWp}	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Austritt des Wärmetauschers (Wärmequelle) auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²
i	Enthalpie	ML ² T ⁻²	i_{2Z}	Enthalpie am Zylindereintritt	L ² T ⁻²
L_t	Zu- oder abgeführte Arbeit	L ² T ⁻²	$i_{2'Z}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Zylindereintritt auf den Druck $p = 1$ bar	L ² T ⁻²
M_M	Vom Hydromotor abgegebenes Moment	ML ² T ⁻²	Δi_h VD	Gesamte in Wärme umgesetzte hydrostatische Energie	L ² T ⁻²
M_p	Der Pumpe zugeführtes Moment	ML ² T ⁻²	Δi_h Ps	Am Pumpenausstritt zur Verfügung stehende hydrostatische Energie	L ² T ⁻²
$Q_{zu/ab}$	Zu- oder abgeführte Wärme	ML ² T ⁻³	Δi_{PW}	Zuwachs an hydrostatischer Energie bei gleichzeitiger Wärmezufuhr an die Pumpe	L ² T ⁻²
Q	Volumenstrom	L ³ T ⁻¹	Δi_h R	In der Rohrleitung verlorengegangene hydrostatische Energie	L ² T ⁻²
Q_e	Volumenstrom am Pumpeneintritt	L ³ T ⁻¹	Δi_h V	Im Ventil verlorengegangene hydrostatische Energie	L ² T ⁻²
Q_a	Volumenstrom am Pumpenausstritt	L ³ T ⁻¹	Δi_h WK	Im Ölkühler verlorengegangene hydrostatische Energie	L ² T ⁻²
Q_m	Gemessener Volumenstrom an beliebiger Stelle	L ³ T ⁻¹	Δi_{WWp}	Zugewinn an hydrostatischer Energie im Wärmetauscher als Wärmequelle bei konstantem Druck	L ² T ⁻²
$P_{hydrostat}$	Am Pumpenausstritt zur Verfügung gestellte hydrostat. Energie	ML ² T ⁻³	$\Delta i_{WW R}$	Verlorengegangene hydrostatische Energie im Wärmetauscher als Wärmequelle durch Druckverluste	L ² T ⁻²
T	Absolute Temperatur	Θ	$\Delta i_{WW Zugew}$	Tatsächlicher Zugewinn an hydrostatischer Energie im Wärmetauscher als Wärmequelle	L ² T ⁻²
U	Innere Energie	ML ² T ⁻²	m	Massenstrom	MT ⁻¹
V	Volumen	L ³	m_{eff}	Effektiver Massenstrom	MT ⁻¹
c_{Po}	Spezifische Wärme bei Atmosphärendruck	L ² T ⁻² Θ^{-1}	m_L	Massenstrom des Lecköles	MT ⁻¹
i	Enthalpie	L ² T ⁻²	q	Zu- oder abgeführte Wärmemenge	L ² T ⁻²
$i_{1/2/3}$	Enthalpie an den Meßstellen 1/2/3	L ² T ⁻²	p	Absolutdruck	ML ⁻¹ T ⁻²
i_{1M}	Enthalpie am Motoreintritt	L ² T ⁻²	Δp	Druckdifferenz	ML ⁻¹ T ⁻²
i_{2M}	Enthalpie am Motorausstritt	L ² T ⁻²	s	Entropie	L ² T ⁻² Θ^{-1}
$i_{1'M}$	Enthalpie bei isentroper Expansion (verlustloser Motor)	L ² T ⁻²	t_{2P}	Temperatur am Pumpenausstritt	Θ^{-1}
i_{3M}	Enthalpie am Leckölaustritt (Motor)	L ² T ⁻²	t_{Qm}	Temperatur am Volumenstrommesser	Θ^{-1}
i_{1P}	Enthalpie am Pumpeneintritt	L ² T ⁻²	u	Innere Energie	L ² T ⁻²
i_{2P}	Enthalpie am Pumpenausstritt	L ² T ⁻²	v	Spezifisches Volumen	L ³ M ⁻¹
$i_{2'P}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Pumpenausstritt auf Pumpeneintrittsdruck $p = 1$ bar	L ² T ⁻²	α_p	Volumetrischer Ausdehnungskoeffizient	Θ^{-1}
i_{3P}	Enthalpie am Leckölaustritt (Pumpe)	L ² T ⁻²	ρ	Dichte	ML ⁻³
i_{2PW}	Enthalpie am Austritt Pumpe-Wärmetauscher	L ² T ⁻²	η_{TA}	Gesamtwirkungsgrad eines hydrostatischen Antriebes	—
$i_{2'PW}$	Enthalpie bei isentroper Expansion Pumpe-Wärmetauscher	L ² T ⁻²	η_{TVD}	Gesamtwirkungsgrad eines Drosselventiles	—
i_{1R}	Enthalpie am Rohrleitungseintritt	L ² T ⁻²	η_{TM}	Gesamtwirkungsgrad eines Hydromotors	—
$i_{1'R}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Rohrleitungseintritt auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²	η_{TP}	Gesamtwirkungsgrad einer Pumpe	—
i_{2R}	Enthalpie am Rohraustritt	L ² T ⁻²	η_{TPW}	Gesamtwirkungsgrad der Kombination Pumpe-Wärmetauscher	—
$i_{2'R}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Rohraustritt auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²	η_{TR}	Gesamtwirkungsgrad einer Rohrleitung	—
i_{1V}	Enthalpie am Ventileintritt	L ² T ⁻²	η_{TK}	Gesamtwirkungsgrad des Übertragungsteiles	—
$i_{1'V}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Ventileintritt auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²	η_{TV}	Gesamtwirkungsgrad von Ventilen	—
i_{2V}	Enthalpie am Ventilaustritt	L ² T ⁻²	η_{TVK}	Gesamtwirkungsgrad eines Ölkühlers	—
$i_{2'V}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Ventilaustritt auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²	η_{TZ}	Gesamtwirkungsgrad eines Hydrozylinders	—
i_{1WK}	Enthalpie am Ölkühlereintritt	L ² T ⁻²	ω_M	Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle	T ⁻¹
$i_{1'WK}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Ölkühlereintritt auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²	ω_P	Winkelgeschwindigkeit der Pumpenwelle	T ⁻¹
i_{2WK}	Enthalpie am Ölkühlerausstritt	L ² T ⁻²			
$i_{2'WK}$	Enthalpie bei isentroper Expansion vom Zustand am Ölkühlerausstritt auf $p = 1$ bar	L ² T ⁻²			
i_1^{WWp}	Enthalpie am Eintritt des Wärmetauschers (Wärmequelle)	L ² T ⁻²			

Literaturhinweise:

- [1] Panzer, P. u. G. Beißler: Arbeitsbuch der Ölhydraulik — Projektierung und Betrieb; Krausskopf-Verlag (Band 7) zweite Auflage 1969
- [2] Smith, D. J. M.: A computer program in fortran V for use in performance testing of hydraulic pumps and motors; NEL-Report No. 530, Dez. 1972, Document to ISO/TC/131/SC8
- [3] N. N.: Proposal of Document ISO/TC 131/SC 2N 11E, Dez. 1973
- [4] Sauerwald, P.: System der automatischen Meßwertfassung und -verarbeitung zur Erstellung von Kennfeldern für hydrostatische Pumpen und Motoren; Infert 1974, Fachtagung Industrielle Fertigung 4./6. Juni, Dresden
- [5] Brand, F.: Entwicklungsstand des thermodynamischen Verfahrens zur Wirkungsgradmessung an Wasserturbinen und Pumpen; Sonderdruck aus Elektrizitätswirtschaft, Heft 3/1967 pp.
- [6] Borel, L.: Application pratique de la méthode thermodynamique pour la détermination du rendement des machines hydrauliques, Bulletin Technique Vevey 1973
- [7] Witt, K.: Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik; Forschungsbericht der Fachgemeinschaft Ölhydraulik und Pneumatik VDMA Frankfurt, Juni 1976

- [8] Brand, F.: Die Messung des Wirkungsgrades von hydraulischen Maschinen nach dem thermodynamischen Verfahren; Sonderdruck Voith-Forschung und Konstruktion Heft 7 (1961)
- [9] Rögner, H. und F. Areng-Fischer: Erfahrungen mit dem thermodynamischen Meßverfahren bei Kesselspeisepumpen; VDI-Berichte Nr. 75 (1964) pp. 99
- [10] Witt, K.: Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik — Die Thermodynamik der Druckflüssigkeiten, Ölhydraulik und Pneumatik Nr. 9, Sept. (1976)
- [11] Schmidt, E.: Einführung in die technische Thermodynamik; Springer-Verlag (1960)
- [12] Witt, K.: Druckflüssigkeiten und thermodynamisches Messen; Ingenieur Digest Verlag — Frankfurt, Survey, Febr. 1974
- [13] Schlösser, W. M. J.: Grundlagen der Ölhydraulik; Ölhydraulik und Pneumatik 8 (1964), Nr. 7, pp. 280

Bildnachweis: Verfasser

Fehlerberichtigung zu o+p 9/76

Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik

„Die Thermodynamik der Druckflüssigkeit“

Gleichungen (3) u. (16):
statt t der Ausdruck $(T-273,16)$

Gleichung (4) muß lauten:

$$\rho(\infty) = \frac{\rho_0(\infty)}{1 - C(\infty) \log \frac{B(\infty) + (p-1)}{B(\infty)}}$$

Bei den Bildern:

8 statt 11, 46 statt 43, 47 statt 44, 48 statt 45,
49 statt 46, 43 statt 47, 44 statt 48, 45 statt 49.