

Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik : Messungen und Auswahlkriterien zur Methode (II)

Citation for published version (APA):

Witt, K. (1978). Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik : Messungen und Auswahlkriterien zur Methode (II). *Oelhydraulik und Pneumatik*, 22(1), 33-36.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1978

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.

„Messungen und Auswahlkriterien zur Methode“

Als Abschluß der Veröffentlichungsreihe über das thermodynamische Messen als Hilfsmittel zur Überwachung des „Gesundheitszustandes“ einer Hydroanlage, werden Meßverfahren und Auswahlkriterien behandelt, für die ein eingehendes Tabellenwerk „Fehlereinschätzungen unter verschiedenen Randbedingungen“ vorgelegt wird. Um das Verfahren wirtschaftlich praktikabel zu machen, sollte nun eine fundierte Meßgeräteentwicklung einsetzen.

1. Einleitung

Die hohen Anforderungen an die Verfügbarkeit und Qualität hydrostatischer Systeme erfordern eine Indikation über den Gesundheitszustand der Komponenten. In der Elektrotechnik ist eine Kontroll- bzw. Überwachungsmöglichkeit mit entsprechendem „Monitoring“ schon Realität. Dieses Ziel kann in der Hydrostatik mit konventionellen Mitteln, d. h. mit der mechanischen Meßmethode, nicht erreicht werden. Je komplizierter und kapitalintensiver die Systeme werden, desto dringender ist ein Überwachungssystem, das den Gesundheitszustand von Komponenten signalisieren kann, die zur Aufrechterhaltung des Betriebsablaufes wichtig sind.

Es bietet sich, wenn auch mit Einschränkungen, eine Analogie zum menschlichen Organismus an. Steigt hier die Temperatur über das normale Maß von ca. 37° C an, so deutet diese Diagnose auf eine Verschlechterung des allgemeinen Gesundheitszustandes hin, ohne die Ursache, die diese Verschlechterung hervorrief, kennen zu müssen. Beobachtet man beispielsweise eine hydrostatische Pumpe, so zeigt die Druckflüssigkeit bei einem vorgegebenen Betriebspunkt entsprechend des Gesamtwirkungsgrades der Pumpe zwischen dem Eintritt und dem Austritt eine Temperaturdifferenz. Verschlechtert sich nun während der Betriebszeit der Gesundheitszustand, so ergibt die Temperaturdifferenzmessung erhöhte Werte beim gleichen Betriebspunkt.

Praxisnah ausgedrückt bedeutet das, daß die Information über den Gesundheitszustand hydrostatischer Komponenten aus der Zunahme der Temperaturdifferenz oder eines äquivalenten Signales (Spannung, Widerstand, Strom etc.) signalisiert werden kann. Damit ist es auch nicht mehr erforderlich, Gesamtwirkungsgrade berechnen zu müssen, da die Zunahme der gemessenen Temperaturdifferenz bzw. eines äquivalenten Signales zur Beurteilung ausreicht. Die Meßtechnik ließe sich möglicherweise durch Festlegen von Grenzwerten, die ein optisches oder akustisches Signal auslösen, weiter vereinfachen.

Die Signalaufnahme und deren elektronische Verarbeitung erfordert jedoch eine gesonderte Meßgeräteentwicklung, die auf die speziellen Probleme der Hydrostatik abzustimmen ist. Dabei können, ausgehend von gegeneinander geschalteten Thermoelementen über wesentlich genauer

arbeitende Temperaturfühler mit zugehöriger elektronischer Signalumsetzung und dem Einsatz von Mikroprozessoren bis zum „Monitoring“ alle Möglichkeiten der modernen Signalaufnahme bzw. Signalverarbeitung ausgeschöpft werden.

Ziel der hier beschriebenen Untersuchungen war und ist zunächst nicht die Entwicklung eines bestimmten Meßgerätetyps, sondern die Erforschung der Grundlagen [1], das Operationellmachen des Meßverfahrens und der Methodik im technischen Sinn [2] sowie die Erforschung der Randbedingungen und Grenzen für das Meßverfahren unter extremen Betriebsbedingungen.

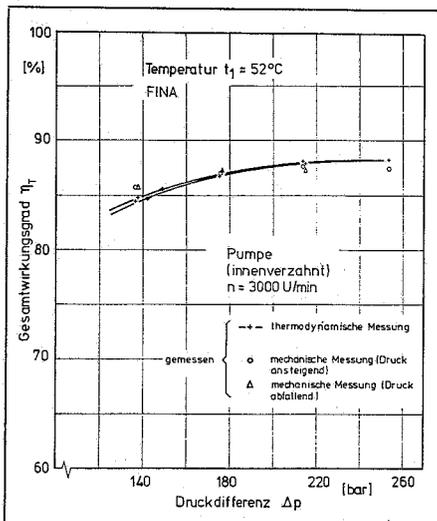
Es ist zu erwarten, daß – eingebettet in die nun zur Verfügung stehende technische Information – eine Entwicklung einsetzt, die dem Praktiker käufliche Meßgeräte zur Überwachung hydrostatischer Komponenten und Systeme auf breiter Basis anbietet. Bis jetzt präsentieren sich nur wenige Geräte, die zum thermodynamischen Messen in der Ölhydraulik geeignet wären, einige käufliche auf der Basis von Temperatur- bzw. Temperaturdifferenzanzeigen [3] und eines als Prototyp zum schnellen stichprobenartigen Einsatz [4].

2. Messungen

Die Durchführbarkeit des thermodynamischen Meßverfahrens konnte unter Labor- und normalen Betriebsbedingungen in abgeschlossenen Räumen bewiesen werden. Beim grundlegenden Nachweis im Labor wurde an die Genauigkeit eine sehr hohe Anforderung gestellt, die Voraussetzungen und die Versuchsergebnisse sind in [1] beschrieben. Die Gegenüberstellung beider Meßmethoden „thermodynamisch-mechanisch“ unter Betriebsbedingungen zeigt Resultate, die **Bild 1 und 2** entnommen werden können. Dabei ist zu berücksichtigen, daß es sich um zwei vollkommen unabhängige Meßmethoden handelt, wobei einer jeden ein Genauigkeitsstreuband zuerkannt werden muß. Unter diesen Umständen darf von einer ausreichenden Übereinstimmung beider Meßmethoden gesprochen werden.

Grundsätzlich ist zwischen einer Absolut- und einer Vergleichsmessung hinsichtlich der Methodik und des Einsatzgebietes zu unterscheiden. Bei Fertigungsendkontrollen oder Abnahmeversuchen

1: Simultane Messung „thermodynamisch – mechanisch“ auf einem konventionellen Industrieprüfstand mit Pendelmotor und Ovalradzähler



will man den Istzustand feststellen und ist gezwungen, eine Absolutmessung durchzuführen, während es sich bei der Überwachung hydrostatischer Komponenten meistens um eine Vergleichsmessung handelt, bei der die Veränderung innerhalb eines bestimmten Zeitintervalles oder das Erreichen einer Grenzmarke entscheidend ist.

2.1. Fertigungsendkontrolle – „Abnahmetest“

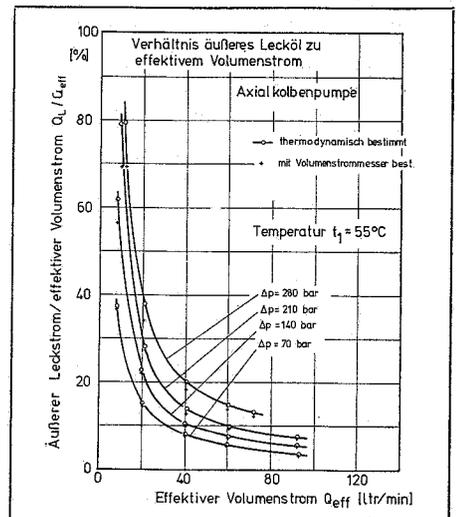
Bei Fertigungsendkontrollen wird vorwiegend nur ein Volumenstromtest durchgeführt, da Kosten und Aufwand der konventionellen Gesamtwirkungsgradmessung für die meisten Hersteller zu hoch sind. Das thermodynamische Meßverfahren bietet dem Praktiker erstmals die Chance, eine Gesamtwirkungsgradbestimmung mit geringen Kosten und minimalem meßtechnischen Aufwand durchzuführen.

Das Meßverfahren arbeitet nach dem „black-box-Prinzip“ und bietet damit nur eine Aussage über den Gesamtzustand. Für den Konstrukteur ergibt sich somit keine Möglichkeit, die einzelnen Verlustanteile zu erkennen. Eine Verlusttrennung in Teilverluste, wie von Schlösser in [5] beschrieben, ist nur mit Hilfe der mechanischen Meßmethode durchführbar, das thermodynamische Meßverfahren bietet in diesem Sinne keine Ansatzpunkte. Eine differenzierte Betrachtung ist beim thermodynamischen Meßverfahren nur möglich, sofern eine Aufteilung der Energieströme vorliegt, diese darf jedoch nicht im Sinne der Verlusttrennung nach [5] verstanden werden.

Der in der Praxis durchgeführte Volumenstromtest bei Fertigungsendkontrollen bzw. Abnahmetesten zeigt nur, ob die Pumpe bei einem vorgegebenen Betriebspunkt den geforderten Volumenstrom erbringt. Der volumetrische Wirkungsgrad kann allein dadurch auch nicht bestimmt werden. Es ist denkbar, daß für Komponenten mit äußerem Leck durch die Aufteilung der Energieströme Kennzahlen festgesetzt werden, die ebenso wie der gemessene effektive Volumenstrom den qualitativen Zustand von Komponenten zum Ausdruck bringt.

Führt man das äußere Lecköl nicht ins Reservoir zurück, sondern speist es am Pumpeneintritt in die Ansaugleitung ein, so entspricht diese Kon-

2: Bestimmung des Verhältnisses von äußerem Lecköl zum effektiven Volumenstrom auf konventioneller Grundlage mit Volumenstrommessern und thermodynamisch an einem Dreipol mit Hilfe von Temperaturdifferenzmessungen

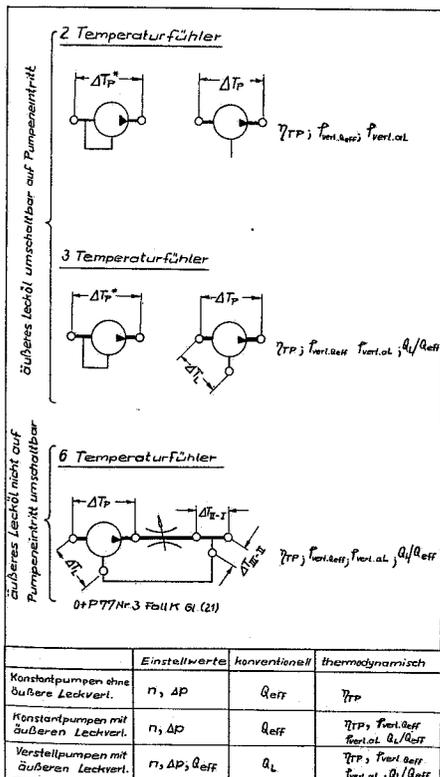


Dr.-Ing. K. Witt ist Mitarbeiter am Institut für Antriebs-technik TH Eindhoven
 Institutsleiter Prof. dr. ir. W. M. J. Schlösser

Verwendete Größen:

c_{po}	Spez. Wärme	Nm kg ⁻¹ grd ⁻¹
c_{p0}	Mittlere spez. Wärme	Nm kg ⁻¹ grd ⁻¹
c_{pol}	Mittlere spez. Wärme des Lecköles	Nm kg ⁻¹ grd ⁻¹
n	Drehzahl	min ⁻¹
p_1	Druck am Ventil-, Pumpen- bzw. Hydromotoreintritt	bar
p_2	Druck am Ventil-, Pumpen- bzw. Hydromotore Austritt	bar
Δp	Druckdifferenz	bar
v_{oTI}	Spez. Volumen bei der Temperatur am Ventileintritt u. Atmosphärendruck	m ³ kg ⁻¹
\bar{v}	Mittleres spez. Volumen	m ³ kg ⁻¹
M_a	Drehmoment an der Pumpenwelle	Nm
Q_{eff}	Effektiver Volumenstrom	m ³ min ⁻¹
Q_L	äußerer Leckölstrom	m ³ min ⁻¹
Q_{var}	Variabler Volumenstrom	m ³ min ⁻¹
T_1	Temperatur am Ventil-, Pumpen- bzw. Hydromotoreintritt	°K
T_2	Temperatur am Ventil-, Pumpen- bzw. Hydromotore Austritt	°K
T_3	Temperatur am Leckölaustritt	°K
$\Delta T_{adlab.}$	Adiabate Temperaturänderung	grd
ΔT_L	Temperaturdifferenz zwischen Leckölaustritt und Pumpeneintritt	grd
ΔT_M	Temperaturdifferenz zwischen der Austritts- und der Eintrittsseite des Hydromotors	grd
ΔT_P	Temperaturdifferenz zwischen der Austritts- und der Eintrittsseite der Pumpe	grd
ΔT_P	Temperaturdifferenz über die Pumpe bei umschaltbarem äußeren Lecköl (siehe Bild 3)	grd
ΔT_{P+V}	Temperaturdifferenz über Pumpe plus Ventil	grd
ΔT_{Ventil}	Temperaturanstieg über die isenthalpe Drosselstelle	grd

$\bar{\alpha}_p$	Mittlerer volumetrischer Ausdehnungskoeffizient	grd ⁻¹
α_{poTI}	Volumetrischer Ausdehnungskoeffizient bei der Ventileintrittstemperatur und Atmosphärendruck	grd ⁻¹
ϵ_o	Dichte bei Atmosphärendruck	kg m ⁻³
η_{TI}	Gesamtwirkungsgrad von Pumpe bzw. Hydromotor zum Zeitpunkt I	%
η_{TII}	Gesamtwirkungsgrad von Pumpe bzw. Hydromotor zum Zeitpunkt II	%
$\Delta\eta_T$	Gesamtwirkungsgradabnahme von Pumpe bzw. Hydromotor zwischen zwei Zeitpunkten	%
$\Delta\eta_{TP}$	Approximierter Wert der Gesamtwirkungsgradabnahme (Pumpenmessung)	%
η_T	Gesamtwirkungsgrad	%
ϵ_{pm}	Mittlerer Wert der Gesamtwirkungsgradabnahme pro Grad Temperaturzunahme bei Pumpen	% grd ⁻¹
$\epsilon_{P(\eta_{TI})}$	Gesamtwirkungsgradabnahme pro Grad Temperaturzunahme bei Pumpen zum Zeitpunkt I	% grd ⁻¹
$\epsilon_{P(\eta_{TII}, \Delta\eta_T)}$	Approximierter Wert der Gesamtwirkungsgradabnahme pro Grad Temperaturzunahme bei Pumpen zum Zeitpunkt II	% grd ⁻¹
ϵ_M	Gesamtwirkungsgradabnahme pro Grad Temperaturzunahme bei Hydromotoren	% grd ⁻¹
$\varphi_{verl. Q_{eff}}$	Verhältnis der über den effektiven Volumenstrom abgeführten Verlustwärme zu hydrostatischer Energie am Pumpenaustritt	%
$\varphi_{verl. Q_L}$	Verhältnis der über den äußeren Leckölstrom der Pumpe abgeführten Verlustwärme zu hydrostatischer Energie am Pumpenaustritt	%
ω	Winkelgeschwindigkeit	sec ⁻¹



3: Meßstellenplan für den Abnahmetest bei Fertigungsendkontrollen

Tafel 1: Unterschiedliches Verhalten von Pumpen gleicher Bauart bei gleichem effektiven Volumenstrom (Meßaufstellungsschema siehe Bild 3)

	Δp	t_1	ΔT_P	ΔT_P	ΔT_L	η_{TP}	$\varphi_{verl. Q_{eff}}$	$\varphi_{verl. Q_L}$	Q_L/Q_{eff}
	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[%]	[%]	[%]	[%]
1	203	60	4,429	3,753	17,987	86,31	10,20	5,66	3,42
2	203	62	5,470	3,783	16,208	80,55	10,35	13,80	9,23

wärme zu hydrostatischer Energie am Pumpenaustritt ermitteln:

$$\varphi_{verl. Q_{eff}} = \frac{\bar{c}_{po} \cdot \Delta T_P + [1 - T_2 \cdot \bar{\alpha}_p] \cdot \bar{v} \cdot \Delta p}{\bar{v} \cdot \Delta p} - 1 \quad (2)$$

Das Verhältnis der über den äußeren Leckölstrom der Pumpe abgeführten Verlustwärme zu hydrostatischer Energie am Pumpenaustritt sei mit $\varphi_{verl. Q_L}$ bezeichnet. Aus o+p 77 Nr. 3 Gl. (21) kann die nachstehende Beziehung abgeleitet werden:

$$\frac{1}{\eta_{TP}} = \varphi_{verl. Q_{eff}} + \varphi_{verl. Q_L} + 1 \quad (3)$$

Die Größe $\varphi_{verl. Q_L}$ kann mathematisch aus Gleichung (3) mit den Werten η_{TP} und $\varphi_{verl. Q_{eff}}$ bestimmt werden.

Die Zunahme des äußeren Lecköles kann, auf die Zeit bezogen, ebenfalls als ein Kriterium zur Beurteilung des Gesundheitszustandes von Pumpen und Hydromotoren herangezogen werden. Dabei wird nicht, wie bei der konventionellen Methode, der Absolutwert des äußeren Lecköles, sondern das Verhältnis äußeres Lecköl zu effektivem Volumenstrom Q_L/Q_{eff} aus zwei Temperaturdifferenzmessungen an einem Dreipol bestimmt.

$$\frac{Q_L}{Q_{eff}} = \frac{\Delta T_{II-I}}{\Delta T_{III-II}} \quad (4)$$

Strebt man jedoch mit einer minimalen Anzahl Temperaturenfnehmer ein Maximum an Informa-

tion über den Gesundheitszustand einer Pumpe mit äußeren Leckverlusten an, so bietet sich diese Möglichkeit mit nur 3 Temperatursensoren η_{TP} , $\varphi_{verl. Q_{eff}}$, $\varphi_{verl. Q_L}$, Q_L/Q_{eff} auf der Basis von Gl. (1) (2) (3) und (5) bestimmen zu können. Damit ergibt sich für Q_L/Q_{eff} folgender Zusammenhang:

$$\frac{Q_L}{Q_{eff}} = \left[\frac{1}{\eta_{TP}} - \varphi_{verl. Q_{eff}} - 1 \right] \frac{\bar{v} \cdot \Delta p}{\bar{c}_{pol} \cdot \Delta T_L} \quad (5)$$

Bild 3 zeigt schematisch Meßstellenpläne unter Angabe der zu bestimmenden Größen. Der **Tafel 1** ist ein Zahlenbeispiel zu entnehmen.

Will man den Gesamtwirkungsgrad graphisch bestimmen, so eignen sich hierfür $\Delta T - \Delta p$ -Diagramme (**Bild 4**) oder $\Delta T - T_1$ -Diagramme (**Bild 5**). Bei den $\Delta T - T_1$ -Diagrammen hat man den Vorteil, bei der Wahl der Pumpeneintrittstemperatur freie Hand zu haben.

2.2. Überwachung – „Early warningsystem“

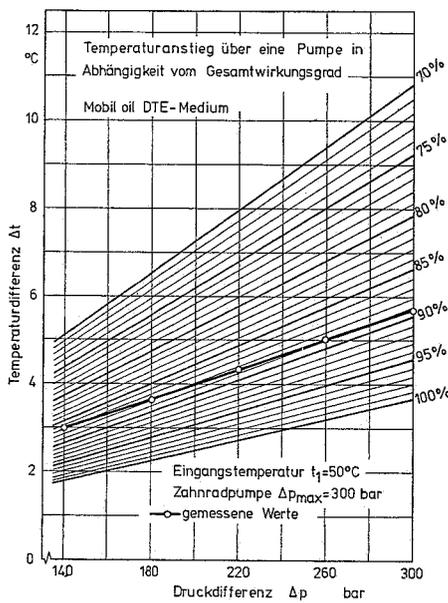
Die bisherige Praxis auf Betriebsstundenbasis oder der Verbleib der Komponenten bis zum totalen Ausfall ist wenig befriedigend. Man läuft dabei Gefahr, Komponenten auszubauen, deren Ausbau noch nicht notwendig gewesen wäre, wenn man den Gesundheitszustand nach außen hätte signalisieren können.

Das bedeutet dann immer einen unnötigen Eingriff in ein Hydrauliksystem, mit dem dem Praktiker bekannten Begleiterscheinungen. Außerdem

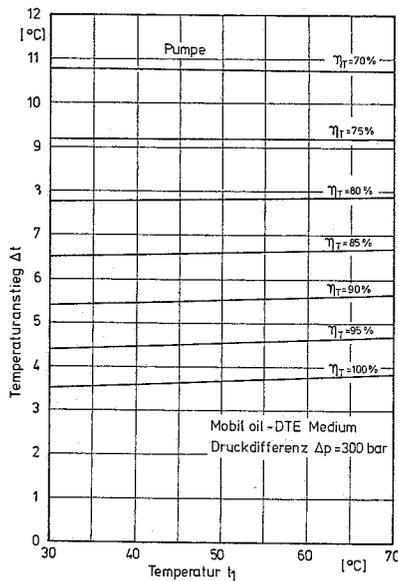
stellung einer Pumpe mit inneren Leckverlusten (**Bild 3**) (vergl. o+p 77 Nr. 3 Gl. [20] und [14]). Der Gesamtwirkungsgrad η_{TP} läßt sich dann wie folgt bestimmen:

$$\eta_{TP} = \frac{\bar{v} \cdot \Delta p}{\bar{c}_{po} \cdot \Delta T_P + [1 - T_2 \cdot \bar{\alpha}_p] \cdot \bar{v} \cdot \Delta p} \quad (1)$$

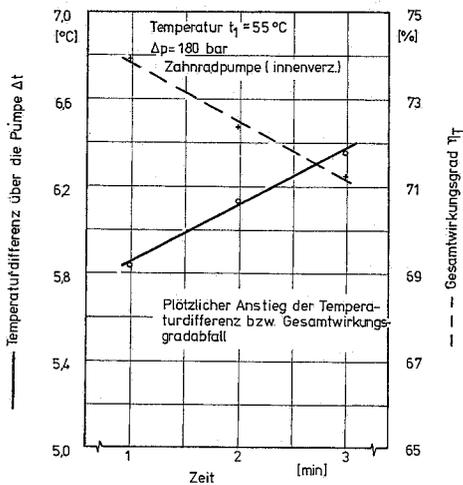
Bei separat zurückgeführtem äußeren Lecköl ins Reservoir läßt sich das Verhältnis der über den effektiven Volumenstrom abgeführten Verlust-



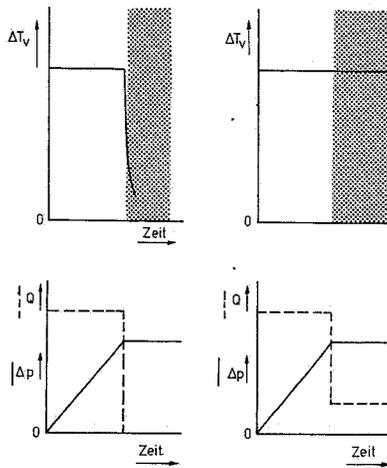
4: Beispiel für einen Abnahmetest an einer Zahnradpumpe mit Hilfe des ΔT - Δp -Diagrammes



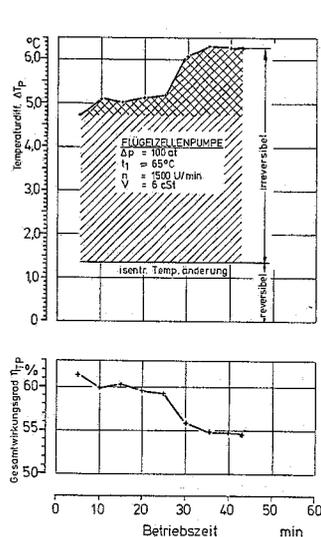
5: Temperatur-Temperaturdifferenz-Diagramm bei vorgegebener Druckdifferenz für Pumpen



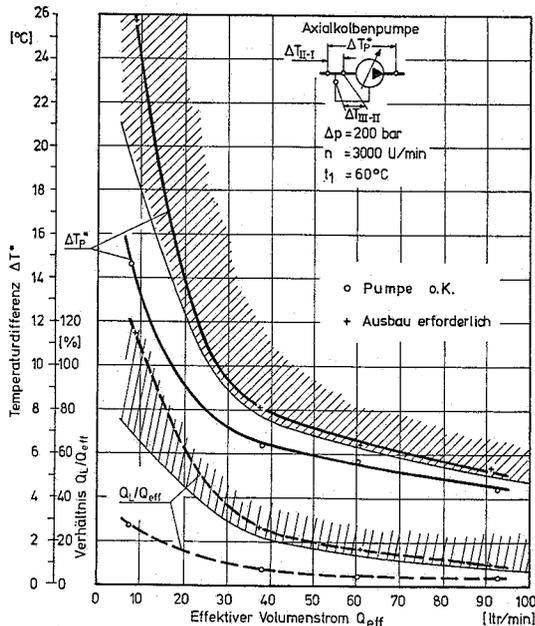
6: Erfassung eines ausgeprägten Gesamtwirkungsgradabfalles bei einer innenverzahnten Pumpe mit Hilfe von Temperaturdifferenzmessungen. Betrieb mit stark verschmutztem Öl, Laufzeit unter diesen Bedingungen ca. 2,5 Std.



7: Leckagetest für ein Abschlußorgan – Ja/Nein-Entscheidung



8: Nachweis der Veränderungen des Gesundheitszustandes einer Flügelzellenpumpe mit dem thermodynamischen Meßverfahren auf Grund von Temperaturdifferenzmessungen



9: Trouble-shooting-test an einer Pumpe durch den Vergleich von Ist- und zulässigem Grenzwert

besteht keine Informationsmöglichkeit über den Gesundheitszustand der Komponenten innerhalb des festgelegten Zeitintervalls. Unterläßt man den präventiven Ausbau auf Betriebsstundenbasis und betreibt die Komponenten bis zum totalen Ausfall, wird man mit unerwünschten Stillstandszeiten während des Betriebsablaufes und deren Folgekosten zu rechnen haben.

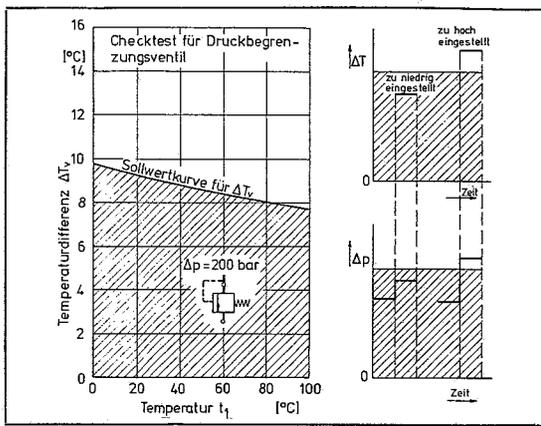
Hier kann nur eine kontinuierliche Überwachung durch Messung im eingebauten Zustand, die zu jedem Zeitpunkt möglich ist, weiterhelfen. Dabei werden an das Meßverfahren u. a. folgende Forderungen gestellt: der Betriebsablauf darf nicht störend beeinflusst werden – deshalb auch kein Eingriff in das Hydrauliksystem – die Meßaufnehmer müssen im System so integriert sein, daß kein spürbarer Platzbedarf beansprucht wird – Minimalisierung der Kosten durch hohe Mobilität. Die genannten Forderungen sind mit dem thermodynamischen Meßverfahren realisierbar. Die Abnahme des Gesundheitszustandes hydrostatischer Komponenten, eine Folgeerscheinung erhöhter Verluste, schlägt sich in der Wärmebilanz nieder und ist deshalb durch Temperaturmessungen erfassbar. Um ein Beispiel zu geben, wurde eine Flügelzellenpumpe mit sehr dünnflüssigem Öl betrieben, das außerhalb der für die Pumpe zugelassenen Grenzen lag. Nur dadurch war es möglich, den Verschleißvorgang zeitlich zusammenzufassen, im Normalfall würde sich dieser über einen Zeitraum erstrecken, der der Lebensdauer der Pumpe unter zugelassenen Betriebsbedingungen entspricht. Das Versuchsergebnis (Bild 6) konnte somit die zeitliche Verschlechterung des Gesundheitszustandes an einer Pumpe unter Beweis stellen.

Bild 7 zeigt ein weiteres Beispiel, hier wurde eine innenverzahnte Zahnradpumpe mit stark verschmutztem Öl über einen Zeitraum von ca. 2 1/2 Std. betrieben. Der dann plötzlich auftretende ausgeprägte Anstieg der Temperaturdifferenz weist hier deutlich auf eine Gesundheitszustandsverschlechterung der Pumpe hin, die zum Totalausfall führen kann, falls nicht rechtzeitig Einhalt geboten wird. In beiden Fällen wurde, obwohl die gemessene Temperaturdifferenz zur Beurteilung ausreichen würde, auch der ermittelte Gesamtwirkungsgrad angegeben, um den Zusammenhang zwischen Gesamtwirkungsgrad und Temperaturdifferenz nochmals zu zeigen. Kombiniert man das thermodynamische Meßverfahren zusammen mit modernen Datenverarbeitungstechniken, so ist es denkbar, daß sich Trendanalysen erstellen lassen, die eine Fehlerfrüherkennung ermöglichen.

2.3. Vergleichsmessung gegenüber Grenzwerten „Trouble shooting“

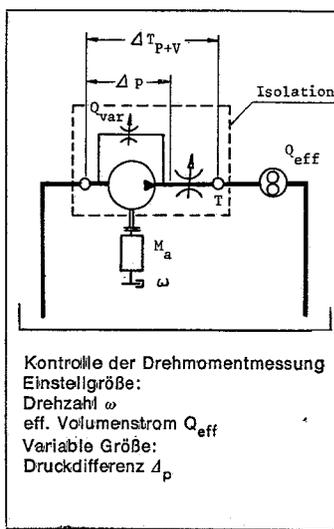
Der Vergleich gegenüber Grenzwerten ist häufig eine Ja/Nein-Entscheidung über den Verbleib einer Komponente. Treten bei einem hydrostatischen System – hier wäre z. B. auch an die Mobilhydraulik zu denken – Schwierigkeiten auf, so ist die Lokalisierung der defekten Einheit nicht immer frei von zeitraubender Suche. Je komplizierter das System ist, desto schwieriger wird eine schnelle und gezielte Fehlerlokalisierung. An einem einfachen Fall soll versucht werden, die Problematik anzuschneiden. Man stellt fest, der erforderliche Volumenstrom kann nicht mehr zum Verbrauch angeboten werden. Als mögliche Ursache könnte eine verschlissene Pumpe oder auch eine innere Systemleckage, z. B. durch ein beschädigtes Abschlußorgan oder ein nicht einwandfrei arbeitendes Druckbegrenzungsventil in Frage kommen. Installiert man an den kritischen Stellen Temperatursensoren, so kann das System ohne Probleme abgecheckt und die defekte Komponente lokalisiert werden.

Bild 8 zeigt eine solche Vergleichsmessung gegenüber einem festgelegten Grenzwert am Beispiel einer verstellbaren Axialkolbenpumpe mit den Parametern ΔT_P^* und Q_L/Q_{eff} bestimmt aus zwei Temperaturdifferenzmessungen. Die Einstellgröße Q_{eff} kann durch einen oder mehrere definierte Verbraucher festgelegt werden. Bei Konstantpumpen kann an Stelle von Q_{eff} die Drehzahl, um beim Beispiel der Mobilhydraulik zu bleiben, an Hand der Drehzahlanzeige des Verbrennungsmotors gewählt werden. In beiden Fällen ist an die Einstellgrößen keine besondere Genauigkeitsanforderung zu stellen.



10: Checktest für ein Druckbegrenzungsventil

11: Kontrolle einer konventionellen Meßaufstellung zur Gesamtwirkungsgradbestimmung bei hydrostatischen Pumpen mit Hilfe der thermodynamischen Methode



Der Nachweis eines nicht einwandfrei arbeitenden Abschlußorgans kann Bild 9 entnommen werden, solange noch ein Leckstrom vorhanden ist, stellt sich eine der Druckdifferenz äquivalente Temperaturdifferenz ein. Die Überprüfung des Ansprechverhaltens eines Druckbegrenzungsventiles ist in Bild 10 dargestellt, öffnet das Ventil, so tritt ein der Druckdifferenz äquivalenter Temperaturanstieg auf.

Bei entsprechender Anpassung an die Probleme der Hydrostatik besteht die Möglichkeit echter Ja/Nein-Entscheidungen, die dem Betriebsmann durch Licht oder Farbsignale den Entschluß über o.k. oder Stopp abnehmen könnten.

2.4. Kontrolle mechanischer Meßaufstellungen mit dem thermodynamischen Meßverfahren

Während man unter Laborbedingungen weitgehend über ausgefeilte Eichmethoden verfügt, zeigt sich bei Betriebsmessungen in vielen Fällen eine konträre Situation. Für Eichmessungen fehlt es häufig an Zeit und geeigneter Instrumentation, der Praktiker kann sich in vielen Fällen nur auf Werksangaben des Meßgeräteherstellers verlassen. Um über den momentanen Stand bzw. die Zulässigkeit eventuell auftretender Abweichungen etwas zu erfahren, ist man, sofern keine Eichgeräte zur Verfügung stehen, gezwungen, die Meßgeräte an das Herstellerwerk zurückzusenden und mit einem Eichzertifikat versehen zu lassen. In

erster Linie sei hier an Meßgeräte zur Bestimmung des Drehmomentes gedacht.

Das thermodynamische Meßverfahren bietet hier eine Alternative, mechanische Meßaufstellungen an Ort und Stelle zu kontrollieren, ohne daß die Meßgeräte auf mechanischer Grundlage ausgebaut werden müßten. Die Prüfaufstellung kann Bild 11 entnommen werden, die notwendigen Zusatzgeräte beschränken sich auf eine Temperatur- bzw. Temperaturdifferenzmessung und eine verstellbare Bypassdrossel.

Der Zusammenhang läßt sich wie folgt darstellen:

$$M_a = \frac{\epsilon_{po} \cdot \Delta p \cdot v}{\omega} \cdot Q_{eff} \cdot \rho_o \quad (6)$$

Wie Gl. (6) zeigt, sind nur stoffgebundene Werte der spez. Wärme und der Dichte bei Atmosphärendruck erforderlich. Diese sind mit den unter Punkt 3 erläuterten Meßaufstellungen einfach zu bestimmen.

Damit ist es möglich, Prüfstände auf mechanischer Grundlage, die z. T. auch für Entwicklungsarbeiten herangezogen werden, um die Verluste in Teilverluste aufzutrennen [5], in beliebigen Zeitabständen mit geringem Kostenaufwand auf ihre Genauigkeit zu kontrollieren.

2.5. Ölalterung bzw. -verschmutzung

Beim thermodynamischen Messen wird der Energieträger Druckflüssigkeit als Informationsträger genutzt. Das setzt allerdings voraus, daß er sich

nicht verändert und somit eine Beeinflussung der Meßergebnisse auszuschließen ist. Auf eventuelle zeitliche Veränderungen folgender Kennwerte ist deshalb zu achten:

- Dichte,
- spez. Wärme,
- Viskosität.

Die Thermodynamik des Energieträgers ist, wie in o+p 76 Nr. 9 ausführlich beschrieben, unabhängig vom Viskositätsverhalten nicht aber die in der Hydrostatik eingesetzten Komponenten wie z. B. Pumpen oder Hydromotoren. Diese Feststellung gilt für die mechanische und die thermodynamische Meßmethode gleichermaßen. Zur abschließenden Beurteilung des Alterungsverhaltens der thermodynamischen Eigenschaften der Druckflüssigkeit genügt es, wenn

- Dichte und
- spez. Wärme

kontrolliert werden (s. Meßaufstellung o+p 76 Nr. 9 B. 51).

Bei Pumpen und Hydromotoren würde das also bedeuten, daß es sich im Gesamtwirkungsgrad und damit in der gemessenen Temperaturdifferenz niederschlägt, wenn sich die viskositätsabhängigen Verluste, die einen Teil der Gesamtverluste darstellen, durch einen Viskositätsabfall ändern. Die bereits vorgeschlagene Meßaufstellung aus o+p 76 Nr. 9 B. 51 zur alleinigen Kontrolle der thermodynamischen Kennwerte kann, wie in Bild 12 angegeben, zur Beurteilung möglicher Viskositätsänderungen erweitert werden.

Bei Hydraulikölen auf Mineralölbasis ohne besondere Zusätze besteht diesbezüglich wenig Gefahr [6] [7]. Geht man jedoch auf Flüssigkeiten mit hochmolekularen Zusätzen (VI-Verbesserer) [8] oder Emulsionen über, wo ein bestimmtes Mischungsverhältnis vorgeschrieben ist, so ist möglichen Viskositätsänderungen die entsprechende Aufmerksamkeit zu widmen. In diesem Zusammenhang sei auch erwähnt, daß sich beim Mischen von Mineralölen verschiedener Viskosität mit Ölen gleichen oder unterschiedlichen Typs eine Mischviskosität einstellt, die nicht linear zum Mischungsverhältnis ist [9].

Wird bei Vergleichsmessungen zwischen zwei aufeinanderfolgenden Messungen das Viskositätsverhalten der Flüssigkeit z. B. durch Zumischen von dünn- oder dickflüssigerem Betriebsmittel spürbar beeinträchtigt, so kann selbst mit der Methode der Umgebung von Stoffbeiwerten bei der Gesamtwirkungsgradbestimmung allein aus Temperaturdifferenzmessungen das Problem nicht gelöst werden. Auch mit dieser Methode kann ohne Viskositätskontrolle nicht sichergestellt werden, ob eine gemessene Gesamtwirkungsgradveränderung

Erster Spatenstich bei MOOG für den 3. Bauabschnitt

Die MOOG GmbH in Böblingen baut elektrohydraulische Regelungen, in der Hauptsache für die Kunststoff- und Schwerindustrie, für den Bau- und Nutzfahrzeugsektor, für die Flugzeugindustrie und Werkzeugmaschinen.

Das Stammhaus liegt bei Buffalo in den USA, aber auch im deutschen und europäischen Markt hat man schon recht gut Fuß gefaßt. Ausgangspunkt für das Geschäft in Europa und mit den Ostblockstaaten ist seit 1966 der Firmensitz in Böblingen. Hier sind Entwicklung, Verkauf und Montage zuhause. Büro und Fabrik haben heute insgesamt eine Nutzfläche von 2100 m² und wenn der 3. Bauabschnitt fertig ist, werden es 3900 m² sein. Mit einem 4. Bauabschnitt und mit weiteren 5400 m² ergibt das eine Gesamtnutzfläche von 9300 m².

Begrüßenswert dabei ist, daß nicht nur die Produktionsfläche aus-

geweitet wird, sondern vor allem auch mehr Arbeitsplätze geschaffen werden. Heute beschäftigt die Firma MOOG 120 Mitarbeiter und durch den 3. Bauabschnitt sollen noch einmal ca. 80 Arbeitsplätze hinzukommen. Wenn der 4. Bauabschnitt steht, gibt es 400 Arbeitsplätze in diesem dynamischen Unternehmen.

Dynamisch sieht man auch die Geschäftsentwicklung für 1978. Das Unternehmen rechnet in Europa mit 20 Millionen DM Umsatz. Das entspricht einer Steigerung von 15%. Daß man diese Planung meint einhalten zu können, beweist unter anderem die Investition von 2,5 Millionen DM in den Neubau des 3. Bauabschnittes.

Welches Gewicht man dem europäischen Engagement insgesamt beimißt, wird auch dadurch betont, daß es sich Herr Moog nicht nehmen ließ, persönlich zum er-



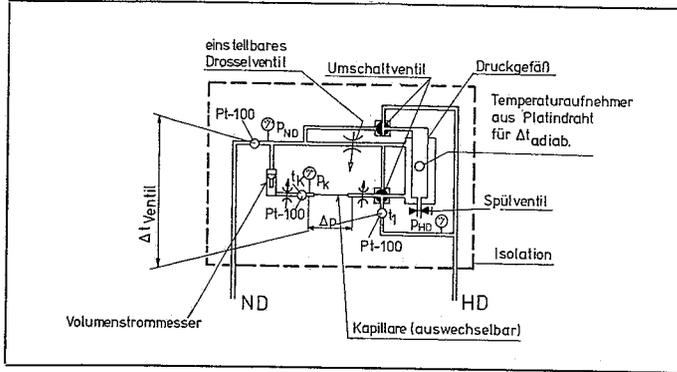
Herr Moog nimmt den ersten Spatenstich vor. Mit ihm freuen sich Herr Ken Smith, Geschäftsführer der Moog GmbH, und der Architekt, Herr Ruoff (links)

sten Spatenstich aus den USA herüberzukommen (Bild). Er ist Mitinhaber des Unternehmens und steht ihm als Präsident vor und hat als Erfinder viele wertvolle Beiträge geleistet.

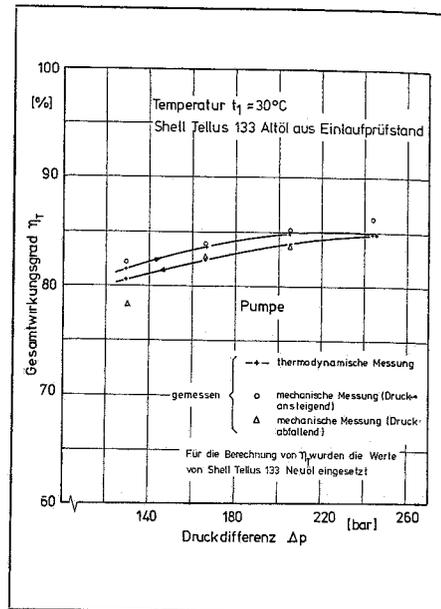
Der Grund für den Neubau ist der Wunsch, die Produktion von Servoventilen in Deutschland weiter auszubauen, damit man in Zukunft noch stärker auf die Eigen-

fertigung zurückgreifen kann und nicht mehr aus den USA importieren muß.

Doch neben dem Produktionsbereich hat dieser Neubau eine soziale Seite. Es wird eine Kantine mit Auftau Küche geben und einen hübsch angelegten Pausengarten, der dem Betrieb unmittelbar vorgelagert ist.



12: Meßapparatur zur Kontrolle bzw. Überwachung eventuell auftretender Veränderungen bezüglich der thermodynamischen Werte und der Viskosität von Druckflüssigkeiten



15: Simultane Messung „thermodynamisch – mechanisch“ mit stark verschmutztem Öl auf einem konventionellen Industrieprüfstand mit Pendelmotor und Ovalradzähler. Für die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades auf thermodynamischer Grundlage wurden die Werte von Neuöl Shell Tellus 133 zu Grunde gelegt

Shell Tellus 133 Neuöl (Filter 0,45 µm)		
Teilchengröße µm	Teilchenzahl pro 100 ml	Klasse N.A.S.
5 – 15	12 245	6
15 – 25	1 376	5
25 – 50	347	6
50 – 100	80	6
100	14	6

Shell Tellus 133 Altöl (Filter 5 µm)		
Teilchengröße µm	Teilchenzahl pro 100 ml	Klasse N.A.S.
5 – 15	118 736 842	> 12
15 – 25	68 210 526	> 12
25 – 50	16 736 842	> 12
50 – 100	2 315 789	> 12
100	700	> 12

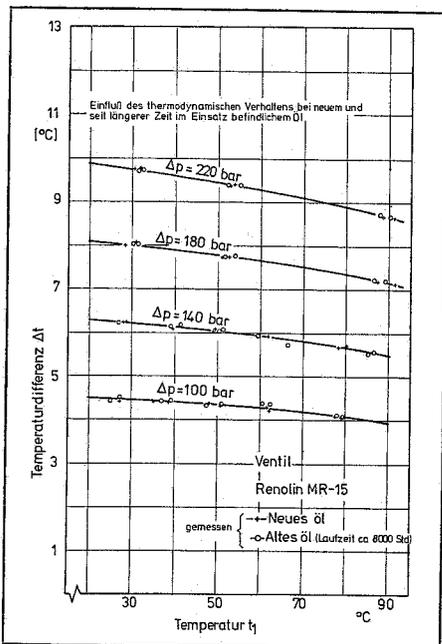
Tafel 2: Verschmutzungsgrad von Neu- und Altöl (Einlaufprüfstand) Shell Tellus 133

der Pumpe oder einer möglichen Viskositätsänderung der Druckflüssigkeit zuzuordnen ist. Deshalb wurde eine Meßaufstellung vorgeschlagen, mit der sowohl das thermodynamische als auch das viskositätsabhängige Verhalten von Flüssigkeiten kontrollier- bzw. überwachbar ist.

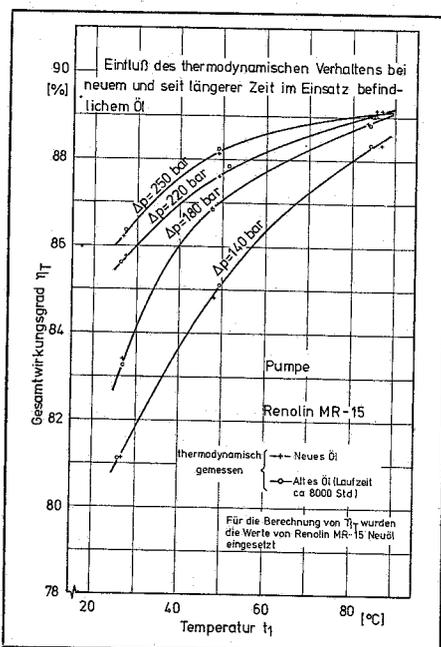
Die Ergebnisse einer Vergleichsmessung mit neuem und mit Öl mit 8000 Std. Laufzeit in einem Dauerlaufprüfstand (Behältervolumen/Förderstrom 7,5 : 1; Druckabbau 160 bar über ein Druckbegrenzungsventil) auf thermodynamischer Grundlage sind den Bildern 13 und 14 zu entnehmen. Eine Viskositätsprüfung ließ keine abweichenden Werte zwischen Neu- und Altöl erkennen.

Der Vergleich zwischen stark verschmutztem Öl eines Einlaufprüfstandes und neuem Öl (Tafel 2) mußte über eine simultane Messung thermodynamisch-mechanisch durchgeführt werden, da ein Verschleiß der Pumpe während der Betriebszeit nicht auszuschließen war und eine Messung in der praktizierten Reihenfolge Neu – Alt wie beim Öl des Dauerlaufprüfstandes möglicherweise zu falschen Ergebnissen geführt hätte. Bild 15 zeigt die simultane Messung thermodynamisch-mechanisch mit stark verschmutztem Öl. Die anschließend erstellte Schmutzanalyse nach NATIONAL AERO SPACE NAS 1638 [10] ergab, daß das Öl des Einlaufprüfstandes außerhalb der angegebenen Klassen lag.

Der vernachlässigbare Einfluß durch mögliche Ölalterung bzw. Verschmutzung auf die thermodynamischen Kennwerte bei Hydrauliköl auf Mineralölbasis konnte an Hand von Messungen an einem Öl eines Dauerlaufprüfstandes mit 8000 Std. Betriebszeit und an einem stark verschmutzten Öl eines Pumpeneinlaufprüfstandes erhärtet werden. (wird fortgesetzt)

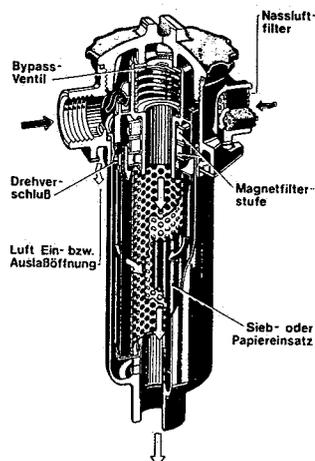


13: Vergleich zwischen Neuöl und Öl mit 8000 Std. Betriebszeit durch Temperaturanstiegmessungen an einem Drosselventil



14: Vergleich der Gesamtwirkungsgrade über einer Pumpe auf thermodynamischer Grundlage durch Temperaturanstiegmessungen bei Neuöl und Öl mit 8000 Std. Betriebszeit

Das besondere Filter **ARGO FILTER**



ARGO-Rücklauffilter

Besonderheiten:

- Schraubdeckel – Wartung ohne Werkzeug.
- Zwangsweiser Ausbau des Filtertopfes, um Ablagerungen leicht und sicher zu entfernen.
- Anordnung des Bypass-Ventils an höchster Stelle vermeidet Rückspülen des ausgefilterten Schmutzes.
- Integriertes Tank-Belüftungsfilter im Filterkopf.
- Großflächige, stabile Filtereinsätze mit Durchfluß von außen nach innen, daher als Siebelemente leicht zu reinigen.
- Für Feinfiltration Wegwerfeinsätze.

Fragen Sie uns:

ARGO GmbH für Feinmechanik
7527 Kraichtal-Me · Tel.: (07250) 375 · FS 7822313