

Einflussfaktoren auf den thermischen Komponententest in der Ölhydraulik. Teil 1. Systematische Einflussfaktoren

Citation for published version (APA):

Witt, K. (1979). Einflussfaktoren auf den thermischen Komponententest in der Ölhydraulik. Teil 1. Systematische Einflussfaktoren. *Ölhydraulik und Pneumatik*, 23(8), 568-571.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1979

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.

Forschungsfonds

Ölhydraulik und Pneumatik im VDMA

Die o+p-Zeitschrift für Fluidtechnik wird als offizielles Organ des Forschungsfonds der Fachgemeinschaft Ölhydraulik und Pneumatik im VDMA an dieser Stelle in zwangloser Folge über die Ergebnisse der Gemeinschaftsforschung berichten.

Darüber hinaus ist vorgesehen, gelegentlich auch über den Stand laufender Arbeiten Informationen zu veröffentlichen.

Wir beginnen diese Folge mit dem 1. Teil eines Berichtes aus den Untersuchungen zum Thema „Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik“; es handelt sich hierbei um einen Auszug aus einer vom Juni 1976 bis Dezember 1978 von Herrn Dr.-Ing. K. Witt am Institut für Antriebstechnik der TH Eindhoven, Prof. Dr. ir. W. M. J. Schlösser, durchgeführten Forschungsaufgabe. Finanziell wurde

das Projekt aus Mitteln des Forschungsfonds mit Förderung des Bundeswirtschaftsministeriums über die AIF getragen. Die Forschungsstelle dankt dem Ministerium, den Mitarbeitern des projektbegleiteten Arbeitskreises unter der Obmannschaft von Herrn Dr.-Ing. H.-J. Fricke und den beteiligten Industrieunternehmen für ihre Unterstützung.

Obering. G. Borowka
Vorsitzender des Forschungsfonds

Einflußfaktoren auf den thermischen Komponententest in der Ölhydraulik

Teil 1: „Systematische Einflußfaktoren“

K. Witt

Das thermodynamische Meßverfahren zur Ermittlung des Wirkungsgrades unterliegt in der Praxis einer Reihe von Einflußfaktoren, die in einem Forschungsvorhaben des VDMA untersucht wurden. Sie lassen sich zunächst in systematische und stochastische Einflüsse unterteilen.



Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit den systematischen Einflüssen, die Kennlinien der Temperatursensoren, Geschwindigkeitseinfluß des Mediums und Wärmeabfluß, zu deren Erfassung Modelle und Verfahren entwickelt wurden. Die stochastischen Einflüsse werden in einem zweiten Beitrag behandelt.

1. Allgemeines zum thermischen Komponententest

Hydrostatische Pumpen und Motoren haben hydraulisch-mechanische und volumetrische Verluste. Diese werden in Form von Wärme mit dem Ölstrom abgeführt. Auch bei Ventilen wird hydraulische Energie teilweise in Wärme umgesetzt. Deshalb ist die Temperaturmessung, d. h. die thermische Meßmethode, als

- Überwachungsmethode und/oder
- Funktionskontrolle

bei hydrostatischen Komponenten und Systemen physikalisch naheliegend. Die Vorteile des thermischen Meßverfahrens gegenüber den konventionellen Meßmethoden der Hydrostatik wurden in [1] Publikationsreihe THERMODYNAMISCHES MESSEN IN DER ÖLHYDRAULIK eingehend diskutiert. Trotzdem sei hier nochmals auf gravierende Vorteile der Temperaturmessung hingewiesen. Für die Verwendung von Temperaturgebern sprechen wesentliche Punkte:

- Signal liegt in elektrischer Form zur Datenweiterverarbeitung vor,
- geringer Platzbedarf, minimaler Eingriff in das System,
- unabhängig von den Leistungsgrößen des Systems können gleichwertige Geber mit gleichartigen Signalen verwendet werden,
- Unempfindlichkeit gegen Meßbereichsüberschreitungen,
- Unempfindlichkeit gegen Druckstöße, mechanische Schwingungen und Verschmutzung,
- keine bewegten Teile,
- niedrigere Kosten.

2. Einleitung

Die prinzipielle Durchführbarkeit des thermischen Meßverfahrens sowie der Test unter Labor- bzw. idealisierten Betriebsbedingungen ist nachgewiesen. Hierzu notwendige Informationen sind [1] und [2] zu entnehmen. Trotzdem war bis jetzt die Durchführung des Meßverfahrens noch immer an idealisierte Betriebsbedingungen gebunden. Für den Praktiker ist diese Situation unbefriedigend, da Betriebsabläufe oft nur unter Schwierigkeiten einem Meßverfahren anzupassen sind. Deshalb muß das Verfahren so aufbereitet werden, daß es sich nahtlos und ohne Störungen in den Betriebsablauf integrieren läßt.

Im Rahmen des VDMA-Forschungsvorhabens „Praxisnahes Meßverfahren zur Prüfung und Überwachung hydrostatischer Komponenten und Systeme durch Temperaturmessungen“ wurde deshalb die Auswirkung von Einflußfaktoren, wie sie in der Praxis auftreten, untersucht.

Hier soll nur auszugsweise berichtet werden, dem an Einzelheiten interessierten Leser bietet sich die Möglichkeit den Forschungsbericht [3] bei der ‚Fachgemeinschaft Ölhydraulik und Pneumatik im VDMA‘ zu erwerben.

3. Anforderung an die Messung

Beim thermischen Komponententest treten in einem Arbeitsbereich von 20 °C bis etwa 120 °C Temperaturdifferenzen auf, die in der Größenordnung von ca. -5 °C bis +10 °C liegen. Höhere Temperaturdifferenzen treten im allgemeinen nur am Leckölaustritt oder bei sehr hohen Drücken auf. Damit wird deutlich, daß an die Meßgenauigkeit Anforderungen zu stellen sind, die das bisherige Maß bei Tempe-

Dr.-Ing. K. Witt ist Mitarbeiter am Institut für Antriebstechnik der TH Eindhoven.

Institutsleiter: Prof. Dr. ir. W. M. J. Schlösser

Die Forschungsstelle dankt dem Ministerium und allen beteiligten Industrieunternehmen für ihre Unterstützung

Verwendete Formelzeichen

C_1	Konstante zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die freie Konvektion	-	n	Exponent zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die erzwungene Konvektion	-
C_2	Konstante zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die erzwungene Konvektion	-	q_K	Wärmeverlust pro Flächeneinheit durch Konvektion	Nm/m ²
C_S	Strahlungszahl des schwarzen Körpers	W/m ² °K	q_S	Wärmeverlust pro Flächeneinheit durch Strahlung	Nm/m ²
F_{S+K}	Oberfläche für den Wärmeaustausch durch Strahlung plus Konvektion	m ²	p	Exponent zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die freie Konvektion	-
L	Charakteristische Länge	m	s	Exponent zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die freie Konvektion	-
Gr	Grashof-Zahl	-	t_1	Systemtemperatur am Komponenteneintritt	°C
Nu	Nusselt-Zahl	-	w	Windgeschwindigkeit bei erzwungener Konvektion	m/s
Q_{eff}	Effektiver Volumenstrom	l/min	$w_{1/2}$	Geschwindigkeit der Druckflüssigkeit an der Meßstelle 1/2	m/s
Pr	Prandtl-Zahl	-	α_K	Wärmeübergangszahl der Konvektion	Nm/m ² °C
Re	Reynolds-Zahl	-	δ_s	Oberflächentemperatur der Komponente	°C
$\Delta T_{P/M/V}$	Gemessene Temperaturdifferenz bei Pumpe/Motor/Ventil	°C	δ_u	Umgebungstemperatur	°C
$\delta \Delta T_{S+K}$	Korrekturgröße für die Temperaturdifferenz infolge von Strahlung und Konvektion	°C	ϵ	Emissionsverhältnis	-
$\bar{c}_{po\delta}$	Mittlere spez. Wärme der Druckflüssigkeit	Nm/kg grd	$\rho_{o\delta}$	Dichte der Druckflüssigkeit bei Atmosphärendruck	kg/m ³
m	Exponent zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die erzwungene Konvektion	-	λ_{Luft}	Wärmeleitfähigkeit der Luft	Nm/s m °C

raturmessungen überschreiten. Diese Tatsache stellt spezifische Anforderungen an die einzusetzenden Meßgeräte. Zur Auswahl käuflicher Temperatur-/ Temperaturdifferenzmeßgeräte werden dem Anwender in [3] Hinweise gegeben und Meßgerätehersteller genannt.

Im Prinzip können alle in der Hydrostatik notwendigen Temperaturmessungen beim thermischen Komponententest auf die Standardausführung eines 1/2-Modules (1 Absoluttemperatur / 2 Differenztemperaturen) zurückgeführt werden (Bild 1).

Die relativ kleinen Temperaturdifferenzen zeigen auch die Notwendigkeit einer Auseinandersetzung mit den Einflüssen, die in der Betriebspraxis unvermeidbar sind und deren

Nichtbeachtung zu indirekten Meßfehlern führen kann. Die zu erwartenden Einflußfaktoren lassen sich zunächst in

- systematische Einflüsse und
- stochastische Einflüsse unterteilen.

Verfolgt man das Ziel der Beobachtung von Verschlechterungstrends bei reproduzierbaren Betriebsbedingungen während der Messung, so eliminieren sich praktisch durch die Differenzbildung auf Zeitbasis die systematischen Einflüsse, jedoch nicht die stochastischen. Bei Absolutmessungen sind systematische und stochastische Einflüsse zu berücksichtigen. Dies gilt selbstverständlich nicht nur für das thermische Meßverfahren, sondern ganz allgemein.

4. Systematische Einflüsse

4.1. Kennlinie der Temperatursensoren

Sind die Kennlinien zweier Temperatursensoren nicht deckungsgleich, so ist die Temperaturdifferenzmessung mit einer Abweichung behaftet. Diese ist als systematischer Einfluß zu werten, wenn immer das gleiche Meßgerät und Sensorpaar eingesetzt wird. Bei Trendmessungen eliminiert sich dann dieser Effekt, sofern man immer die Messung bei der gleichen Systemtemperatur durchführt.

Die Streuung der Sensorkennlinien ist durch Fertigungsungenauigkeiten bei der Herstellung unvermeidbar. Das dadurch entstehende Streuband kann durch einen Selektionsprozeß eingegrenzt werden. Es ist einzusehen, daß dieser Vorgang zeitraubend und dadurch kostenintensiv ist. Alternativ zum Selektionsvorgang lassen sich unterschiedliche Kennlinien auch elektronisch abgleichen. Bild 2 läßt, ausgehend vom einfachsten Fall ohne Abgleich, verschiedene Möglichkeiten der Sensorenkorrektur erkennen. Erstreckt sich der Arbeitsbereich über ein größeres Temperaturgebiet bei gleichzeitiger Anforderung an die Genauigkeit, so bietet nur Fall C und D eine mögliche Lösung.

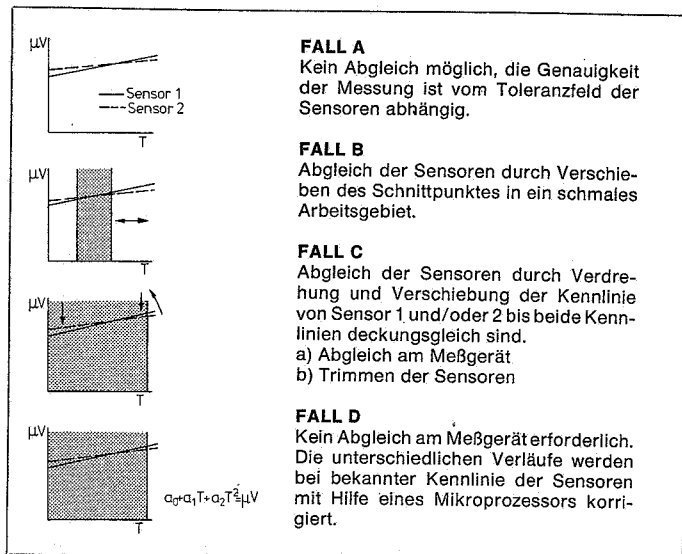
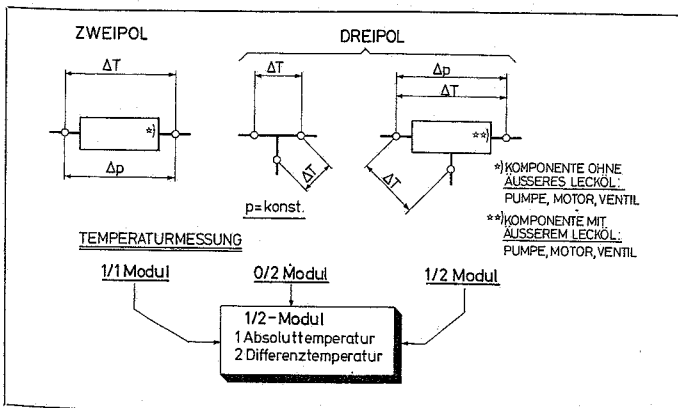
4.2. Zeitverschiebungseinfluß

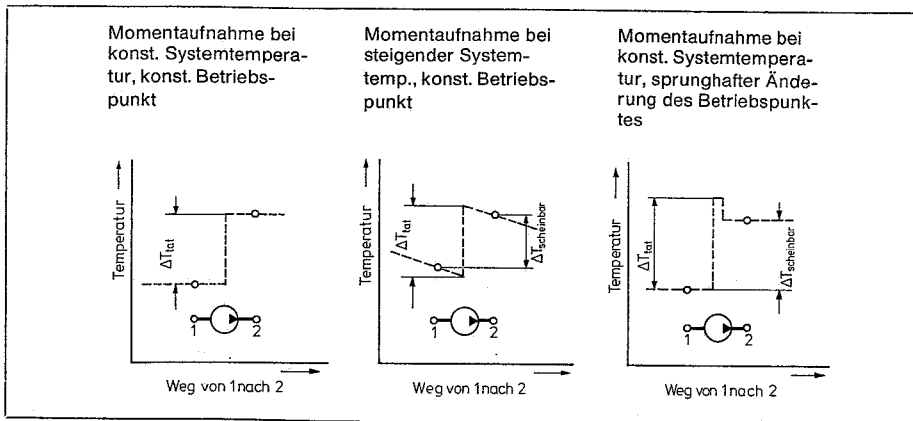
Ein Flüssigkeitsteilchen meldet seine Temperatur am Sensor 1, durchläuft die Komponente und erfährt dabei eine Temperaturänderung, die das Teilchen bei Erreichen des Sensors 2 ebenfalls signalisiert. Bis es aber den Sensor 2 erreicht hat, ist eine endliche Zeit verstrichen. Ist die Systemtemperatur konstant geblieben, so wird die Messung dadurch nicht beeinträchtigt. Bei stetig weglaufenden Systemtemperaturen oder sprunghaften Änderungen der angebotenen Systemtemperatur (Bild 3) sollte auf eine eventuelle Auswirkung auf die Temperaturdifferenzmessung, bedingt durch die Zeitverschiebung, geachtet werden.

Bei Lecköleleitungen ist gegebenenfalls wegen den z. T. kleinen Strömungsgeschwindigkeiten eine Überprüfung angebracht. Gleiches gilt bei sprunghaften Änderungen des Betriebszustandes. Die Verweilzeit kann bei quasidynamischen Messungen von Bedeutung sein.

2: Nullpunkteinstellung bzw. Abgleich ungleicher Sensorenkennlinien

1: Zwei- und Dreipole zur Überwachung hydrostatischer Komponenten durch Temperaturmessungen als Standardelemente





3: Schematisch dargestellte Momentaufnahme beim Durchlauf der Flüssigkeitsteilchen zwischen Meßstelle 1 und 2

4.3. Geschwindigkeitseinfluß des Mediums am Temperatursensor

Bei der Temperaturmessung muß von dem Grundsatz ausgegangen werden, daß das Meßgerät nur die Temperatur anzeigen kann, die seine Temperatursensoren besitzen. Diese kann möglicherweise von der des strömenden Mediums abweichen. Durch die Verdichtung im Staupunkt und die Reibung in der Grenzschicht am Sensor tritt prinzipiell eine Temperaturerhöhung auf. Zu diesem Thema wurden u.a. von [4] Untersuchungen in strömendem Wasser durchgeführt. Die für den Ölhdrauliker wichtigen Gleichungen und Diagramme wurden zusammengestellt und sind [3] entnehmbar. Ein Zahlenbeispiel soll die Größenordnung des zu erwartenden Fehlers bei der Temperaturdifferenzmessung veranschaulichen.

Für eine Durchmesserreduzierung auf $D/2$ am Austritt einer Pumpe ergibt sich z. B.:

Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt

$$w_1 = 1 \text{ m/s}$$

Strömungsgeschwindigkeit am Austritt

$$w_2 = 4 \text{ m/s}$$

In diesem Fall würde das Temperaturdifferenzmeßgerät eine um $0,014 \text{ }^\circ\text{C}$ zu hohe Temperaturdifferenz anzeigen.

Damit zeigt sich die praktische Vernachlässigbarkeit dieses Einflusses. Sollte dennoch eine Korrektur wünschenswert erscheinen, so wird auf [3] verwiesen.

4.4. Wärmeabfluß durch Leitung und Strahlung plus Konvektion

In der Hydrostatik wird die durch Verluste entstehende Wärme im allgemeinen mit dem Flüssigkeitsstrom abgeführt. Nur eine relativ geringe Wärmemenge kann durch Wärmeleitung am Befestigungsflansch und durch Strahlung plus Konvektion über die Oberflächen verlorengehen (Bild 4). Da beim thermischen Meßverfahren die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt der Komponenten gemessen wird, ist die Abschätzung des Wärmeabflusses sinnvoll. Der dadurch entstehende Fehler tritt systematisch auf und ist somit bei Trendverfolgungen aus diesem Grunde nicht relevant, solange er gleich in Größe und Richtung bleibt.

Der Wärmeabfluß durch Leitung wird von der Konstruktion des Flansches und den Wärmeableitungsmöglichkeiten beeinflusst. Soll der Wärmeabfluß unterbunden werden, so empfiehlt sich, zwischen Komponente und Trägerflansch eine Isolation anzubringen (Bild 5). Versuche auf [3] zeigten, daß durch eine Teflonscheibe eine ausreichende Isolationswirkung gewährleistet wird (Bild 6).

Zur Bestimmung der mittleren abgeflossenen Wärme über den Lagerbock wurde die temperaturunempfindliche mechanische Meßmethode als Referenz eingesetzt. Die mechanische und die thermische Messung wurde si-

multan durchgeführt. Die Versuchsdurchführung und die Auswertung ist in [3] beschrieben. Bei einer Innenzahnradpumpe wurde beispielsweise über den thermisch nicht isolierten Lagerbock, bei einer Systemtemperatur von $80 \text{ }^\circ\text{C}$ und einer Raumtemperatur von $20 \text{ }^\circ\text{C}$, ein mittlerer Wärmeleistungsabfluß von etwa 167 Watt festgestellt.

Bei hydrostatischen Komponenten kann auch über die freiliegenden Oberflächen durch Strahlung plus Konvektion ein Wärmetransport erfolgen. Bei Systemtemperaturen, die höher als die Umgebungstemperaturen sind, wird dem Ölstrom Wärme entzogen. Dieser Entzug äußert sich dann in einer um den Betrag $\partial\Delta T_{S+K}$ zu gering gemessenen Temperaturdifferenz.

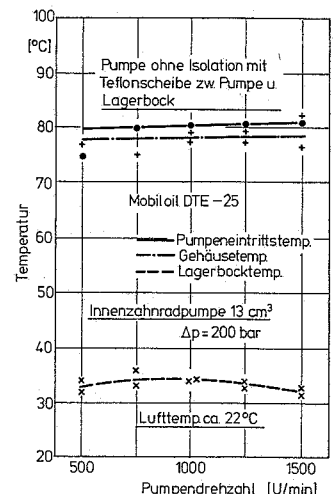
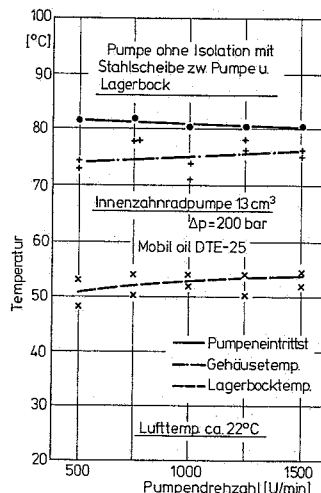
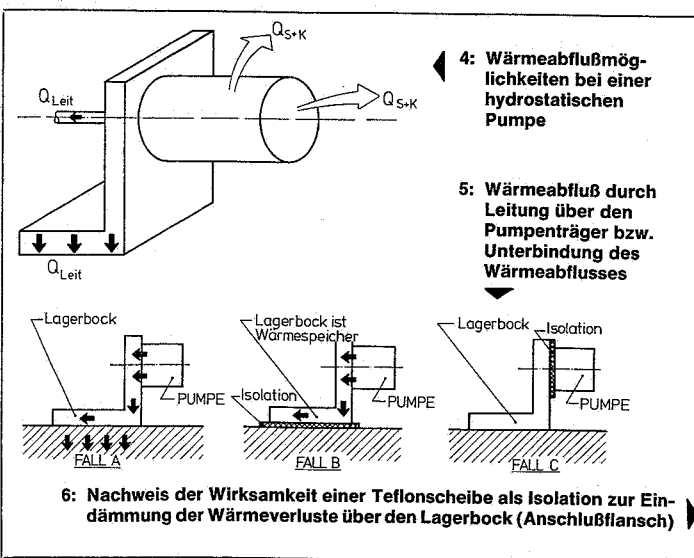
$$\partial\Delta T_{S+K} = \frac{q_S + q_K}{\rho_o \partial l \cdot c_{p_o \partial l}} \cdot \frac{F_{S+K}}{Q_{eff}} \quad (1)$$

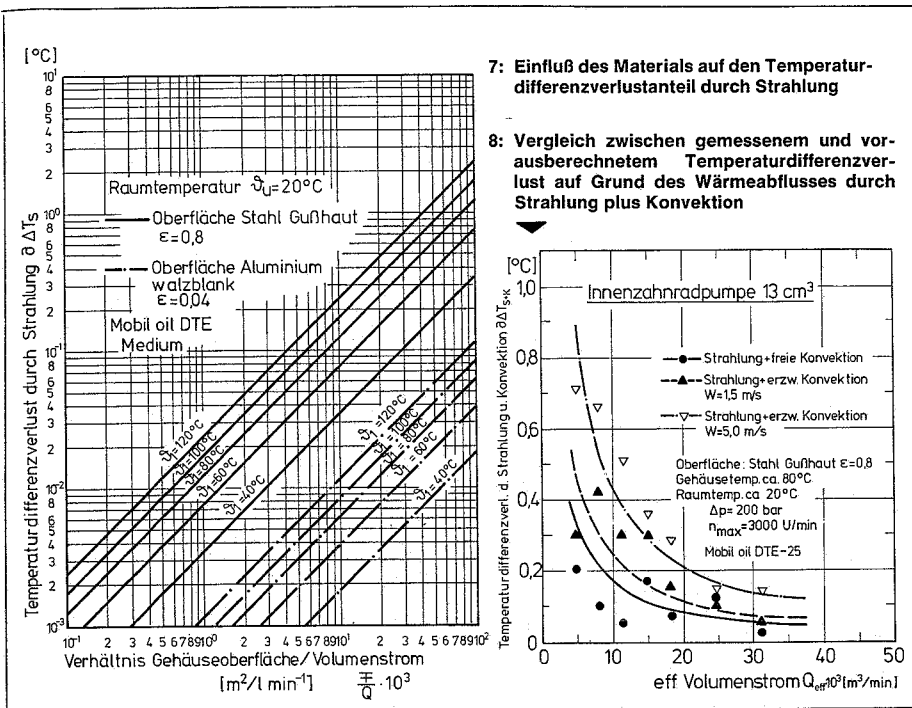
Die Wärmestrahlung kann schon bei Raumtemperatur von Bedeutung für den Wärmetransport sein, da die Luft Wärmestrahlen praktisch ungehindert durchläßt. Aus diesem Grunde ist auch bei niedrigen Temperaturen zu überprüfen, ob eine Vernachlässigung des Strahlungsanteiles vertretbar ist. Für den Wärmeaustausch durch Strahlung gilt pro Flächeneinheit folgende Beziehung:

$$q_S = \epsilon \cdot C_S \left[\left(\frac{\vartheta_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\vartheta_u + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (2)$$

Zur Ermittlung des Emissionsverhältnisses ϵ wird auf die einschlägige Literatur [5] oder auf die Zusammenstellung in [3] verwiesen. Den Einfluß des Werkstoffes auf die Korrekturgröße für den Temperaturdifferenzverlust allein durch Strahlung zeigt beispielsweise Bild 7.

Beim Wärmetransport durch Konvektion ist zwischen freier und erzwungener Konvektion zu unterscheiden. Für Luftgeschwindigkeiten w kleiner als $0,3 \text{ m/s}$ darf freie Konvektion vorausgesetzt werden. Bei darüber liegenden Werten ist, mit erzwungener Konvektion zu rechnen. Die durch Konvektion übertragene Wärmemenge wird hauptsächlich von der Wärmeleitfähigkeit α_K beeinflusst.





Mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie läßt sich deren Abhängigkeit durch dimensionslose Kennzahlen über die Nusselt-Zahl darstellen. Für die Wärmeübergangszahl α_K gilt dann:

$$\frac{Nu}{\lambda_{Luft} \cdot L}$$

Bei freier Konvektion gilt für die Nusselt-Zahl:

$$Nu = C_1 \cdot Gr^p \cdot Pr^s \quad (4)$$

Bei erzwungener Konvektion gilt für die Nusselt-Zahl:

$$Nu = C_2 \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (5)$$

Liegt freie Konvektion vor, so kann bei rechteck- und zylinderförmigen Komponenten auf einfachere Modelle zurückgegriffen werden. Die α -Werte sind dann den in [3] dargestellten Diagrammen direkt entnehmbar, so daß der rechnerische Aufwand für den Praktiker auf ein Minimum reduziert wird. Bei erzwungener Konvektion ist dies nicht in gleicher Weise durchführbar. Die notwendigen Gleichungen und Konstanten für die Profilform sind entweder [5] oder der Zusammenstellung aus [3] zu entnehmen.

Der konvektive Wärmestrom pro Flächeneinheit wird von der Wärmeübergangszahl α_K und dem Temperaturgefälle zwischen Oberfläche und Umgebungsluft bestimmt.

$$q_K = \alpha_K \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_u) \quad (6)$$

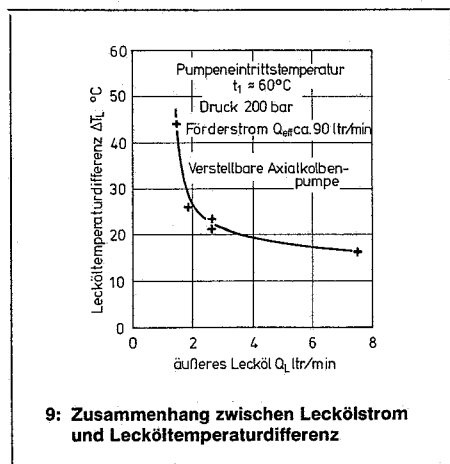
Die Anwendbarkeit bestehender Modelle auf den Wärmetransport bei hydrostatischen Komponenten wurde experimentell überprüft und ist in [3] beschrieben. Bild 8 zeigt den Vergleich zwischen gerechneten und gemessenen Werten. Dabei ergibt sich im Bereich von $Q_{eff\ max}$ bis zu etwa $\frac{1}{2} Q_{eff\ max}$ eine gute Übereinstimmung, wenn man berücksichtigt, daß die Temperaturdifferenzmessungen mit Mantelthermoelementen durchgeführt wurden.

Der konvektive Wärmestrom wird auch von der Oberflächentemperatur ϑ_1 beeinflusst. In der Betriebspraxis ist es nicht immer möglich, die Oberflächentemperatur meßtechnisch zu erfassen. In diesen Fällen kann im allgemeinen folgende Vereinfachung zu Grunde gelegt werden:

$$\vartheta_1 = t_1 + \frac{\Delta T_{P/M/V}}{2} \quad (7)$$

Tafel 1: Äußeres Lecköl/Temperaturanstieg des Lecköles bei mehreren verstellbaren Axialkolbenpumpen gleichen Typs. Betriebsdruck 200 bar; Temperatur ca. 60°C; Förderstrom 90 l/min

Pumpe	$Q_{Lecköl}$ 1 tr/min	$\Delta T_{Lecköl}$ °C	Gesamtwirkungsgrad %
1	1,51	45,5	79,5
2	1,89	30,1	81,9
3	2,65	23,9	84,5
4	2,65	21,2	85,6
5	7,49	16,0	79,9
6	10,98	18,9	75,2



Bei Pumpen und Motoren mit äußeren Leckverlusten ist jedoch stichprobenartig zu überprüfen, ob die Temperatur des Lecköles nicht zu einer spürbar erhöhten Gehäusestemperatur beiträgt. Es ist bekannt, daß beispielsweise bei Axialkolbenpumpen mit geringen äußeren Leckverlusten z. T. sehr hohe Leckölaustrittstemperaturen auftreten können, während sich bei Pumpen des gleichen Typs mit zunehmendem äußeren Lecköl ein wesentlich geringerer Temperaturanstieg zwischen Pumpeneintritt und Leckölaustritt einstellt (siehe hierzu Bild 9 und Tafel 1).

5. Zusammenfassung

Ziel dieses Beitrages war nicht auf Einzelheiten bzw. spezifische Berechnungsverfahren näher einzugehen, hierzu wird auf den VDMA-Forschungsbericht [3] verwiesen. Der Praktiker sollte vielmehr auf die größenordnungsmäßige Auswirkung der „systematischen Einflußfaktoren“ auf den thermischen Komponententest aufmerksam gemacht werden. Es wurde darauf hingewiesen, daß Modelle und Verfahren entwickelt wurden, die eine ausreichende Korrektur gestatten. Die Zulässigkeit dieser Modelle wurde durch Messungen nachgewiesen, als Referenz diente, soweit dies erforderlich war, die temperaturunempfindliche konventionelle mechanische Meßmethode. In einem weiteren Beitrag werden in gleicher Weise die „stochastischen Einflußfaktoren“ auf den thermischen Komponententest diskutiert.

Literaturhinweise

- [1] Witt, K.: „Publikationsreihe thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik“ Einführung und Übersicht; o+p „ölhydraulik und pneumatik“ 20 (1976) Nr. 6
Die Thermodynamik der Druckflüssigkeiten; o+p „ölhydraulik und pneumatik“ 20 (1976) Nr. 9
Hydrostatische Energie und Definitionsgleichungen für hydrostatische Energieumsetzer; o+p „ölhydraulik und pneumatik“ 21 (1977) Nr. 1 u. Nr. 2
Berechnungsgrundlagen zur Auswertung von Temperatur- und Temperatur-Druckmessungen; o+p „ölhydraulik und pneumatik“ 21 (1977) Nr. 3
Beitrag zur Abschätzung der Meßgenauigkeit; o+p „ölhydraulik und pneumatik“ 21 (1977) Nr. 9
Messungen und Auswahlkriterien zur Methode; o+p „ölhydraulik und pneumatik“ 21 (1977) Nr. 12 u. 22 (1978) Nr. 1
- [2] Witt, K.: Druckflüssigkeiten und thermodynamisches Messen; Ingenieur Digest-Verlag Frankfurt, Survey Feb. 1974
- [3] Witt, K.: Praxisnahes Meßverfahren zur Prüfung und Überwachung hydrostatischer Komponenten und Systeme durch Temperaturmessungen; Forschungsbericht der Fachgemeinschaft Ölhydraulik und Pneumatik im VDMA - Frankfurt, Dezember 1978.
- [4] Naumann, D.: Untersuchungen über den Meßfehler eines Thermometers in einer Strömung und die Folgen für die thermodynamische Wirkungsgradmessung; Dissertation TH-Darmstadt (1966)
- [5] N.N.: VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang; VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf (1963)

Bildnachweis: Verfasser

Teil 2: Stochastische Einflüsse wird in der o+p 9/79 veröffentlicht.