

Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins
Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke
Band: 55 (1964)
Heft: 24

Artikel: Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen
Autor: Weber, P.U.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-916792>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 15.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

BULLETIN

DES SCHWEIZERISCHEN ELEKTROTECHNISCHEN VEREINS

Gemeinsames Publikationsorgan des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins (SEV)
und des Verbandes Schweizerischer Elektrizitätswerke (VSE)

Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen

Von P. U. Weber, Arn-Horgen

621.224.004.15 : 621.6.004.15

Für die seit 1956 mit wachsendem Erfolg zur direkten Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen angewendete thermodynamische Methode werden die physikalischen Grundlagen, die Messverfahren, die Voraussetzungen für erfolgreiche Messungen und die Fehlergrenzen diskutiert.

Depuis sa première application en 1956 pour la mesure directe du rendement de turbines hydrauliques et de pompes d'accumulation la méthode thermodynamique a connu un grand succès. Les divers problèmes discutés ci-après sont: principes physiques, procédés de mesure, conditions qui permettent de mesurer avec succès ainsi que limites d'erreur.

1. Einleitung

Die im Jahre 1914 durch Poirson und in der Folge von Barbillon und Poirson angewandte thermometrische Methode zur Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen [1]¹⁾ wurde auf Anregung von Ferry durch Willm und Campmas und weitere Mitarbeiter der Electricité de France ab 1954 zur thermodynamischen Methode umgestaltet [2]. Seither sind mit stets wachsendem Erfolg über tausend Versuche an Turbinen und etwa ab 1958 auch an Speicherpumpen durchgeführt worden [3; 6]. Über die in der Schweiz gemachten Erfahrungen und einen Teil der Versuche orientieren die Veröffentlichungen von Chappuis [4] und Vaucher [5; 7]. Das Fachkollegium 4 (Wasserturbinen) des Schweiz. Elektrotechnischen Komitees hat 1963 beschlossen, die thermodynamische Methode in die schweizerischen Regeln für Wasserturbinen aufzunehmen und unter gewissen Bedingungen für die alleinige Anwendung bei Abnahmeversuchen zu empfehlen.

Das Prinzip der thermodynamischen Methode besteht bekanntlich darin, auf indirekte Weise aus dem Unterschied der Wassertemperaturen vor und nach der Maschine auf die hydraulischen Verluste in der Maschine und damit auf deren Wirkungsgrad zu schliessen. Die nachstehenden Ausführungen bezwecken einerseits, den praktischen Hydrauliker mit der thermodynamischen Methode vertraut zu machen, und anderseits zu zeigen, unter welchen Bedingungen die Methode für Abnahmeversuche heute empfohlen werden kann.

2. Stoffwerte des Wassers

Für die thermodynamische Methode muss das spezifische Volumen v des Wassers in Funktion des Druckes und der Temperatur bekannt sein. Mit geeigneten Apparaturen lassen sich die Werte an Ort und Stelle für den gerade interessierenden Bereich bestimmen. Heute gehören solche Apparaturen noch nicht zur normalen Thermo-Messausrüstung. Man rechnet durchwegs mit den aus verschiedenen Quellen abgeleiteten Werten nach Willm und Campmas [2]. Da seit 1954 auf internationaler Ebene sowohl in Bezug auf Normung, wie vor

allem auch in Bezug auf experimentelle genaue Bestimmung des spezifischen Volumens von Wasser grosse Arbeit geleistet wurde, ist mit Hilfe dieser modernsten Resultate [8; 9] das spezifische Volumen in Fig. 1 dargestellt. Für den interessierenden Bereich von 1...200 kp/cm² und 0...30°C wurde nach einfachen Näherungsgleichungen gesucht. Da die in der Literatur (z. B. [9]), angegebenen Gleichungen sehr kompliziert sind, wurden folgende eigene Gleichungen aufgestellt²⁾ und mit deren Hilfe die Kurven der Fig. 1 gezeichnet; (p absoluter Druck in kp/cm²; $\Theta = [T - 273,15]$ = Temperatur in °C):

$$\frac{v}{v_0} = \left(1 - \frac{p-1}{21000}\right) + [8(\Theta - \Theta_{min})^2 - 0,06(\Theta - \Theta_{min})^3] 10^{-6} \quad (1a)$$

mit

$$\Theta_{min} = \left(4,0 - \frac{p-1}{46}\right) = \text{Temperatur } [^\circ\text{C}] \text{ bei } v_{min} \quad (1b)$$

Die Kurvenwerte, berechnet mittels den Gl. (1a und 1b) stimmen mit den Werten aus modernen Quellen im untersuchten Bereich auf $\pm 1/4$ ‰ genau überein. Aus den Formeln ergeben sich, durch Ableiten nach Θ bzw. p , die später benötigten Werte von

$$\left[\frac{\partial v/v_0}{\partial p}\right]_T = -[47,6 - 0,35(\Theta - \Theta_{min}) + 0,0039(\Theta - \Theta_{min})^2] 10^{-6} \quad [\text{cm}^3/\text{kp}] \quad (2a)$$

$$\left[\frac{\partial v/v_0}{\partial T}\right]_p = [16(\Theta - \Theta_{min}) - 0,18(\Theta - \Theta_{min})^2] 10^{-6} \quad [1/\text{Grad}] \quad (2b)$$

Die Werte des Kompressibilitätskoeffizienten:

$$\chi = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = -\frac{v_0}{v} \left[\frac{\partial(v/v_0)}{\partial p}\right]_T \quad [\text{cm}^2/\text{kp}] \quad (3a)$$

welche sich aus Gl. (2a) ergeben, sind in Fig. 2 mit verschiedenen Werten aus der Literatur verglichen. Dasselbe ist in Fig. 3 der Fall für die Werte des Dehnungs- oder Dilatationskoeffizienten nach Gl. (2b):

$$\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{v_0}{v} \left[\frac{\partial(v/v_0)}{\partial T}\right]_p \quad [1/\text{Grad}] \quad (3b)$$

²⁾ Erfahrungswerte aus Abpressversuchen an Pipelines und aus Schallgeschwindigkeitsmessungen in Druckrohrleitungen von Wasserkraftwerken. Die Werte sind ausgeglichen.

¹⁾ Siehe Literatur am Schluss des Aufsatzes.

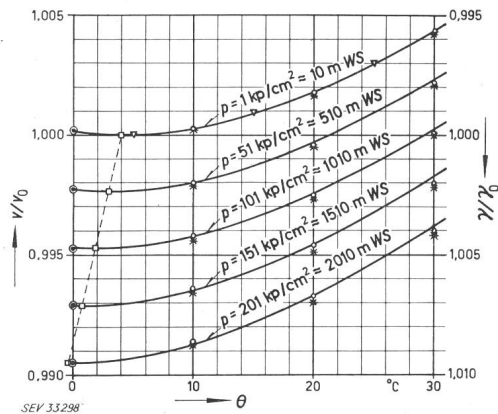


Fig. 1

Spezifisches Volumen v und spezifisches Gewicht des Wassers θ in Funktion von Druck p (absolut) und Temperatur θ
Kurven gemäss Gl. (1a) und (1b)

- $\odot$ } nach Kell und Whalley; $\bullet$ nach Wukalowitsch [8];
 $*$ nach Schmidt, VDI [9]; - - - - - v_{min}/θ_{min}
 v_0, γ_0 Werte bei 4 °C und $p = 1$

In Anbetracht der Streuung der Literaturwerte dürfen die Kurvenwerte als für diesen Zweck befriedigend bezeichnet werden, da sie, wie man später sehen wird, nur als sekundäre Kleinkorrekturen auftreten.

Ausser dem spezifischen Volumen benötigt man noch die Werte der spezifischen Wärme C_p des Wassers bei konstantem Druck. In Fig. 4 sind verschiedene gemessene und berechnete Werte aus der Literatur verglichen. Die Streuung dieser Werte geht bis zu 1,4%, und die Übereinstimmung mit den Kurvenwerten ist nicht besonders gut. Es wäre deshalb allen denjenigen Messverfahren, bei denen C_p nicht genau bekannt zu sein braucht, der Vorzug zu geben³⁾.

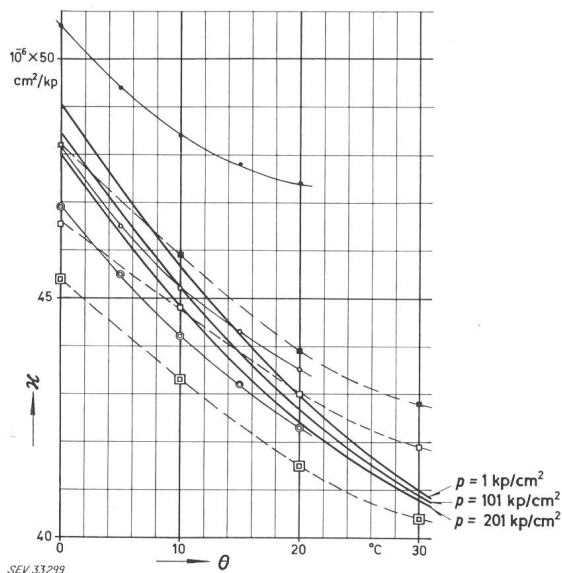


Fig. 2

Wasserkompressibilität κ in Funktion von Druck p und Temperatur θ
Kurven (ohne Punkte) gemäss Gl. (2a) und (3a)

- $\bullet$ — $\circ$ — $\odot$ Werte nach Amagat/Décombes, 1934,
für $p = 1, 101, 201 \text{ kp/cm}^2$
 $\bullet$ — $\circ$ — $\square$ Werte nach Daugherty, 1935,
für $p = 1, 101, 201 \text{ kp/cm}^2$

³⁾ An der Tagung vom März 1964 der «Groupe des Praticiens de la méthode thermodynamique» wurde ein Sammel- und Koordinationszentrum für die interessierenden Stoffwerte des Wassers geschaffen.

3. Energiebegriffe

Im technischen Maßsystem hat die Energie die Dimension [kp m]. Der Hydrauliker rechnet mit Energiehöhen in Metern [m], d. h. mit Energien oder Arbeiten pro Gewichtseinheit [kp]. Der Thermodynamiker dagegen bezieht die Energien auf die Masseneinheit, wodurch sie die Dimension einer Geschwindigkeit im Quadrat, also $[\text{m}^2/\text{s}^2]$ erhalten. Statt mit [kp m] rechnet er oft mit Kilokalorien [kcal], bzw. mit [kcal/kg]. Der Umrechnungsfaktor beträgt dann

$$J = 426,935 \text{ kp m/kcal} \quad (4)$$

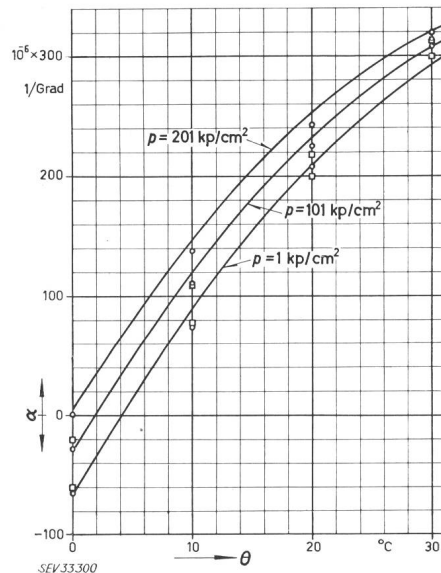


Fig. 3

Ausdehnungskoeffizient des Wassers α in Funktion von Druck p und Temperatur θ

- Kurven gemäss Gl. (2b) und (3b)
 $\circ$ Werte nach Amagat/Décombes;
 $\bullet$ Werte nach Wukalowitsch, 1958

Bezieht man die Teilenergien auf die Gewichtseinheit, so wird die *Totalenergiehöhe*:

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z + \frac{u}{g} = H + \frac{u}{g} \quad (5)$$

Bezieht man die Teilenergien auf die Masseneinheit, so wird die (verallgemeinerte) *Totalenthalpie*:

$$h = p v + \frac{V^2}{2} + g z + u = g H + u \quad (6)$$

Der Ausdruck für die Energielinienhöhe in Gl. (5):

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z$$

mit

$$\gamma = \frac{g}{v} = \text{spez. Gewicht}$$

ist dem Hydrauliker geläufig als Summe von Druck-, Geschwindigkeits- und Lagehöhe.

Neu erscheint die *innere Energie* u . Sie ist stark abhängig von der Temperatur, d. h. von der kinetischen Energie der Moleküle und schwach abhängig vom Druck, d. h. von der Lage der Moleküle und den zwischen ihnen herrschenden Kräften.

Von den Teilenergien sind nur die kinetische und die innere Energie zum Stoff gehörend; nur sie stellen Energieinhalte dar. Die Anteile p/γ (Druckhöhe), bzw. $p v$ sind Ver-

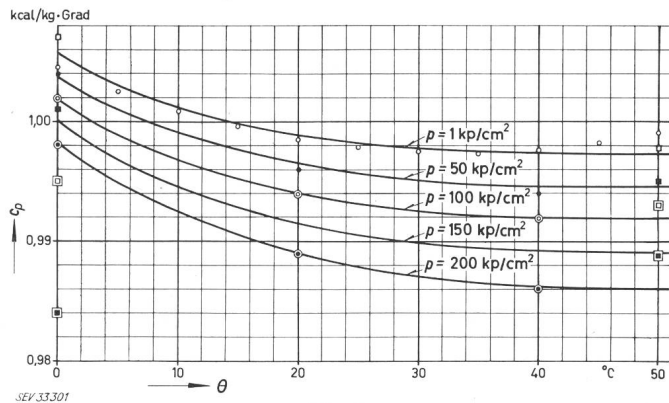


Fig. 4

Spezifische Wärme des Wassers c_p in Funktion von Druck p und Temperatur θ

Kurven nach Prüger, im Taschenbuch für Chemiker und Physiker von d'Ans und Lax, 1943

—○— nach Hütte I, 27. Auflage
—■— nach Schmidt, VDI, 1963

schiebungsarbeiten, die von der Umgebung am Gewicht- oder Massenelement geleistet werden, wenn es in ein System eintritt. Ebenso verhält es sich mit den gegen das Schwerfeld zu leistenden Arbeiten z , bzw. gz .

Man sieht, dass in der erweiterten «Hydraulikergleichung» (5) gerade diejenigen Anteile mit g behaftet sind, welche Energien repräsentieren, die nicht vom Schwerfeld sondern nur vom innern und vom Bewegungszustand der betrachteten Stoffmenge abhängen. Es ist deshalb verständlich, dass der Enthalpiegleichung (6) gegenüber der Energiehöhengleichung (5) nicht nur bei der Behandlung thermodynamischer Probleme, sondern in stets wachsendem Masse ganz allgemein der Vorzug gegeben wird.

Im folgenden sei für die Behandlung der speziellen thermodynamischen Probleme die Enthalpiegleichung benutzt; die Resultate jedoch in der für hydraulische Probleme praktischen Form der Energiehöhen dargestellt.

4. Die Energie- und Wirkungsgradverhältnisse bei hydraulischen Maschinen

Die hydraulische Maschine sei in einem abgeschlossenen System gemäss Fig. 5 betrachtet. Ein System heisst abgeschlossen, wenn weder Wärme von aussen zugeführt noch ab-

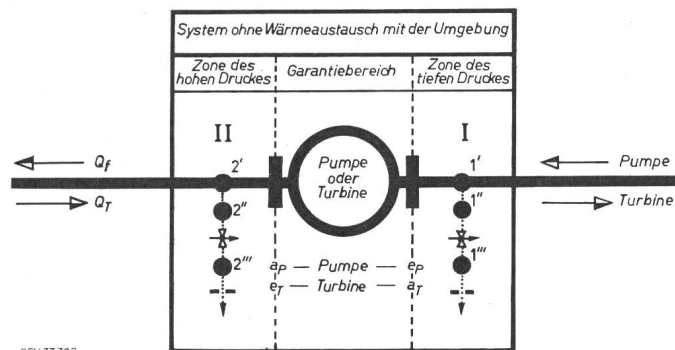


Fig. 5

Grundschema zum Messen der Energie- und Wirkungsgradverhältnisse mit Doppelentspannern in beiden Messzonen

● Temperatur- und Druckmeßstellen; — variable Drosselklappen; — Blenden

a_p, a_T Austrittsquerschnitt; e_p, e_T Eintrittsquerschnitt; Q_f Pumpen-Fördermenge; Q_T Turbinen-Wassermenge

geführt wird. Über diese und weitere Voraussetzungen wird weiter unten noch zu diskutieren sein.

Nach dem Satz von der Konstanz der Totalenergie muss gelten:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Energie auf der} \\ \text{Seite des kleinen} \\ \text{Druckes} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Energie an der} \\ \text{Maschinenwelle} \\ \text{vor dem Laufrad} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Energie auf der} \\ \text{Seite des hohen} \\ \text{Druckes} \end{array} \right\}$$

oder

$$H_I + H_u = H_{II}$$

also

$$h_I + h_u = h_{II}$$

$$H_u = H_{II} - H_I$$

$$H_u = \left[\frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) \right] + \frac{1}{g} [(u_{II} - u_I) + (p_{II} v_{II} - p_I v_I)] \quad (7)$$

Der erste Klammer-Ausdruck lässt sich wie bei der Bestimmung der Energiehöhe messen. Der zweite Klammer-Ausdruck enthält die Differenz der innern Energie und die Differenz der Verschiebungsarbeit gegen den Druck. Da vom Thermodynamiker der Ausdruck $(u + p v) = i$, Enthalpie genannt wird, gilt es also, die Enthalpiedifferenz:

$$(u_{II} + p_{II} v_{II}) - (u_I + p_I v_I) = i_{II} - i_I \quad (8)$$

zu bestimmen. Allgemein ist die Zunahme der innern Energie gleich der zugeführten Wärmeenergie, vermindert um einen Teil dieser Energie, der zur Volumenänderung gebraucht wird, also:

$$du = dq - p \cdot dv = c_p \cdot dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \cdot dp - p \cdot dv \quad (9)$$

und daraus mit Gl. (8):

$$di = du + d(p v) = c_p \cdot dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \cdot dp + \underbrace{d(p v) - p \cdot dv}_{= v \cdot dp} \quad (10)$$

Das Integral $i_{II} - i_I = \int_I^{II} di$ erhält man gemäss Fig. 6, indem zuerst längs einer Kurve für $T = \text{konst.}$ (Isotherme) und dann auf einer Geraden $p = \text{konst.}$ (Isobare) integriert wird:

$$\begin{aligned} i_{T_{II}, p_{II}} - i_{T_{II}, p_I} &= -T_{II} \cdot \int_{p_I}^{p_{II}} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp + \int_{p_I}^{p_{II}} v \cdot dp \\ i_{T_{II}, p_I} - i_{T_I, p_I} &= c_{p_I} \cdot (T_{II} - T_I) \end{aligned} \quad (11)$$

Die Gl. (11) ist die Hauptgleichung der thermodynamischen Methode. Wie in Fig. 6 angedeutet, kann infolge des in den üblichen Druckbereichen fast linearen Verlaufes der Isothermen das letzte Integral vereinfacht werden zu:

$$\int_{p_I}^{p_{II}} v \cdot dp = v_{T_{II}, p_m} (p_{II} - p_I) \quad (12)$$

mit

$$p_m = \frac{p_{II} + p_I}{2}$$

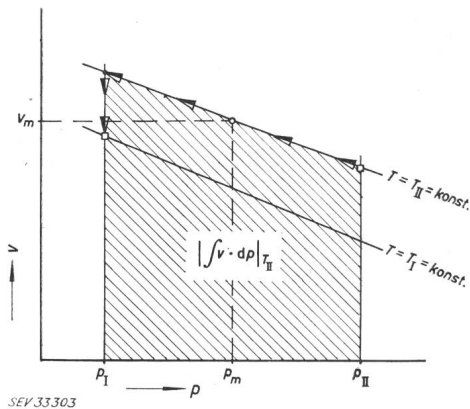


Fig. 6

$$\int_{p_I}^{p_{II}} v \, dp \approx (v_m)_{T_{II}, p_m} \cdot (p_{II} - p_I)$$

Auch $T \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)$ verläuft bei konstanter Temperatur praktisch linear mit dem Druck, so dass man schreiben darf:

$$T_{II} \int_{p_I}^{p_{II}} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right) dp \approx T_{II} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_{T_{II}, p_m} \cdot (p_{II} - p_I) \quad (13)$$

Zur Vereinfachung seien nun die folgenden Bezeichnungen eingeführt:

$$\beta_m \approx 1 - \frac{v_{T_{II}, p_m}}{v_0} \quad (14a)$$

$$\alpha_m \approx T_{II} \left(\frac{\partial(v/v_0)}{\partial T}\right)_{T_{II}, p_m} \quad (14b)$$

Turbine $\Theta_{II} < \Theta_I$

$$\eta_h = \frac{\frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} (1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) - \frac{c_{pI}}{g} (\Theta_I - \Theta_{II})}{\frac{p_e - p_a}{\gamma_0} (1 - \beta_m) + \frac{V_e^2 - V_a^2}{2g} + (z_e - z_a)} \quad (19a)$$

Pumpe $\Theta_{II} > \Theta_I$

$$\eta_h = \frac{\frac{p_a - p_e}{\gamma_0} (1 - \beta_m) + \frac{V_a^2 - V_e^2}{2g} + (z_a - z_e)}{\frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} (1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) + \frac{c_{pI}}{g} (\Theta_{II} - \Theta_I)} \quad (19b)$$

Damit erhält man aus den Gl. (11)...(13):

$i_{II} - i_I = c_{pI}(T_{II} - T_I) - \alpha_m v_0(p_{II} - p_I) + (1 - \beta_m)v_0(p_{II} - p_I)$
womit für die Laufradenergie gemäß Gl. (7) folgt:

$$H_u = \frac{1}{g} [c_{pI}(T_{II} - T_I) + v_0(p_{II} - p_I)(1 - \alpha_m - \beta_m)] + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I)$$

oder mit $v_0/g = 1/\gamma_0$

$\gamma_0 = \text{spez. Gewicht} = 1000 \text{ kp/m}^3 \text{ bei } g = g_n$

$$H_u = \frac{c_{pI}}{g} (T_{II} - T_I) + \frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} (1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + z_{II} - z_I \quad (15)$$

Wäre es möglich, eine hydraulische Maschine mit einem hydraulischen Wirkungsgrad von 100%, also ohne Verluste zu bauen, so würde in Gl. (9):

$$dq = 0$$

womit

$$du = -p \, dv$$

also

$$c_{pI}(T_{II} - T_I) - \frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} \alpha_m = 0 \quad (16)$$

wird⁴⁾.

Damit folgt aus Gl. (15) für $\eta_h = 100\% = 1,0$

$$(H_u)_{100} = \frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} (1 - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + z_{II} - z_I \quad (17)$$

Wählt man die Stelle II in $e_T = a_p$ (Fig. 5) und

die Stelle I in $a_T = e_p$

wendet man also Gl. (17) auf den Garantiebereich der Maschine an, so wird:

$$H_n = \frac{p_e - p_a}{\gamma_0} + \frac{V_e^2 - V_a^2}{2g} + (z_e - z_a) - \beta_m \frac{p_e - p_a}{\gamma_0} = \quad (18a)$$

= Nettogefälle der Turbine

$$H_f = \frac{p_a - p_e}{\gamma_0} + \frac{V_a^2 - V_e^2}{2g} + (z_a - z_e) - \beta_m \frac{p_a - p_e}{\gamma_0} = \quad (18b)$$

= Förderhöhe der Pumpe

Neben der Energielinienhöhe erscheint somit noch das Korrekturglied $\beta_m \frac{\Delta p}{\gamma_0}$. Dieses Glied entspricht für Turbinen und Pumpen mit freiem Unterwasser bei Wassertemperaturen zwischen 0 und 6°C ziemlich genau der Korrektur ΔG der schweizerischen Regeln für Wasserturbinen, Ziff. 153. Für andere Temperaturen und für Gegendruck- bzw. Zulaufdruckmaschinen ist die ΔG -Korrektur der Ziff. 153 nur eine grobe Näherung.

Nun kennt man die maximal nutzbare Energie und die Energie an der Laufradwelle, womit sich die folgenden hydraulischen Wirkungsgrade ergeben:

Werden die Drücke p in kp/cm^2 gemessen, so wird $1/\gamma_0 = 10$. Der Wert von c_p/g_n beträgt rund 427 m/Grad; genauer wird er mit den Werten von c_p der Fig. 4. Mit 427* sei der genaue Wert bezeichnet, also:

$$427^* = 426,935 \cdot \frac{g_n}{g} c_{pI} \quad (20)$$

$g_n = \text{Normalbeschleunigung} = 9,80665 \text{ m/s}^2$

$$g = g_n \left[1 - 0,000315 \frac{H + 113}{1000} - 0,00263 \cos(2\varphi) \right]$$

$H = \text{Höhe in m ü. M.}$

$\varphi = \text{geographische Breite}$

Mit diesen Werten folgt für die Bestimmungsgleichungen der hydraulischen Wirkungsgrade:

⁴⁾ Aus Gl. (16) folgt, dass α_m/c_p gleich ist der Temperaturdifferenz pro m Gefälle, die sich bei verlustloser, adiabatischer Entspannung oder Kompression ergeben würde (Entropie=Konstant).

Turbine $\Theta_{II} < \Theta_I$

$$\eta_h = \frac{10(p_{II} - p_I)(1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) - 427 \cdot (\Theta_I - \Theta_{II})}{10(p_e - p_a)(1 - \beta_m) + \frac{V_e^2 - V_a^2}{2g} + (z_e - z_a)} \quad (21a)$$

Pumpe $\Theta_{II} > \Theta_I$

$$\eta_h = \frac{10(p_a - p_e)(1 - \beta_m) + \frac{V_a^2 - V_e^2}{2g} + (z_a - z_e)}{10(p_{II} - p_I)(1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) + 427 \cdot (\Theta_{II} - \Theta_I)} \quad (21b)$$

Der Wert β_m erscheint im Zähler und im Nenner. Da β_m normalerweise 5 ‰ nicht übersteigt, werden gelegentlich die Gl. (21a) und (21b) ohne β_m angeschrieben. Dies ist bei Hochdruckanlagen ohne weiteres zulässig, wenn nach dem Nullverfahren gearbeitet wird und die Maschinenwirkungsgrade über 70 ‰ liegen. Der Fehler in η ist dann kleiner als 1 ‰

In Fig. 7 sind die nach den Gl. (14a) und (14b) mit Hilfe der nach Fig. 1, 2 und 3 berechneten α_m - und β_m -Werte in Parameterdarstellung wiedergegeben.

In den entsprechenden Diagrammen der Electricité de France [2] ist für die Kurven p_e (bzw. p_{II}) als Parameter gewählt, wobei $p_a = p_I = 0$ angenommen wurde. Die vorliegenden Kurvenwerte machen bezüglich p_a und p_I keine Einschränkungen und sind deshalb für alle Fälle, also auch für Gegendruckanlagen und für Teilentspannungen, für gegebenes p_{med} und gegebene Temperatur direkt ablesbar.

Im Ausdruck für das Nettogefälle von Turbinen, bzw. für die Förderhöhe von Pumpen, kann man auch schreiben:

$$\left| \frac{v_0}{g} (p_a - p_e)(1 - \beta_m) \right| = \left| \frac{p_a - p_e}{\gamma_m} \right|$$

mit

$$\gamma_m = \frac{\gamma_0}{1 - \beta_m} \sim \gamma_0 (1 + \beta_m)$$

also

$$H_n = \frac{p_e - p_a}{\gamma_m} + \frac{V_e^2 - V_a^2}{2g} + (z_e - z_a)$$

$$H_f = \frac{p_a - p_e}{\gamma_m} + \frac{V_a^2 - V_e^2}{2g} + (z_a - z_e)$$

womit die dem Hydrauliker vertraute Form wieder hergestellt ist. Für p_m und Θ_e bzw. Θ_a kann γ_m aus Fig. 1 abgelesen oder mit β_m der Fig. 7 berechnet werden.

5. Die Messverfahren

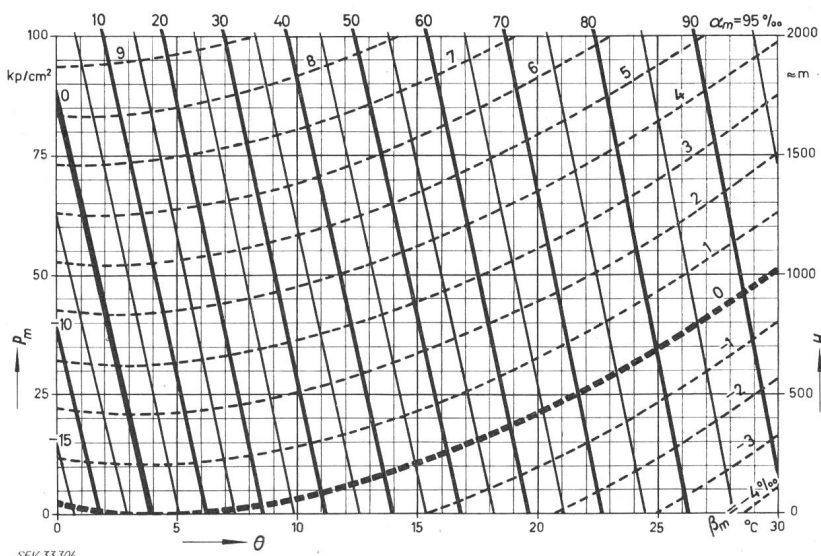
Je nach der Art, wie die Radenergie H_u , bzw. ihr Teil

$$\frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} (1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{c_{pI}}{g} (\Theta_{II} - \Theta_I) = i_{II} - i_I$$

bestimmt wird, ergeben sich im wesentlichen drei Verfahren:

Fig. 7

α_m -Werte von -15... +95 ‰; β_m -Werte von -4... +9 ‰
 p_m mittlerer Druck; Θ Wassertemperatur; H Gefälle bei freiem Unterwasser



5.1 Das Nullverfahren

Anwendung: Für Freistrah- und Francis-Turbinen. Für Speicherpumpen mit einem Zulaufdruck grösser als $H_f(1 - \eta_P)$.

Prinzip: Der Druck p_{II} wird solange verändert bis $\Theta_{II} = \Theta_I$, also $(\Theta_{II} - \Theta_I) = 0$ wird. Es betrage dann $p_{II} = (p_{II})_0$.

Vorgehen: Bei 2' in Fig. 5 wird mit einer Totaldrucksonde (z. B. wie in Fig. 6 [2] abgebildet), der Druckleitung eine Wassermenge Q_{II} entnommen. Dieser Wasserstrom von etwa 0,2... 0,5 Lit./s passiert eine regulierbare Drosselklappe, hinter welcher bei 2'' der Druck p_{II} und die Temperatur Θ_{II} gemessen werden können. Die Meßstelle für p_I und Θ_I befindet sich hinter der Turbine, bzw. vor der Pumpe in der Zone I. Die Drosselklappe wird solange verstellt, bis der Temperaturdifferenzanzeiger = 0 zeigt. Fig. 8 zeigt ein Beispiel aus der Praxis. Da die durchflossene Messleitung von 2' bis 2'' nicht ideal wärmeisoliert werden konnte, wurden drei Bestimmungen von $(p_{II})_0$ bei drei verschiedenen grossen Entnahmemengen Q_{II} durchgeführt. Bei $Q_{II} = \infty$ oder $1/Q_{II} = 0$ könnte keine Wärme ausgetauscht werden, weshalb der aus den gemessenen Werten nach $1/Q_{II} = 0$ extrapolierte Wert von $(p_{II})_{0,0'}$ den in die η -Formel einzusetzenden Betrag darstellt, also:

$$H_u = 10 [(p_{II})_{0,0} - p_I] (1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + z_{II} - z_I \quad (22)$$

5.2 Das Verfahren der Hilfsentspannung

Anwendung: Freistrahlturbinen, Francisturbinen, Speicherpumpen.

Prinzip: Eichung des $\Delta\Theta$ -Messers in Druckeinheiten.

Vorgehen: Der Druckleitung wird in Zone II, wie beim Nullverfahren, Q_{II} entnommen. Der Strom passiert eine erste Druck- und T-Meßstelle 2'', dann die Drosselklappe und an-

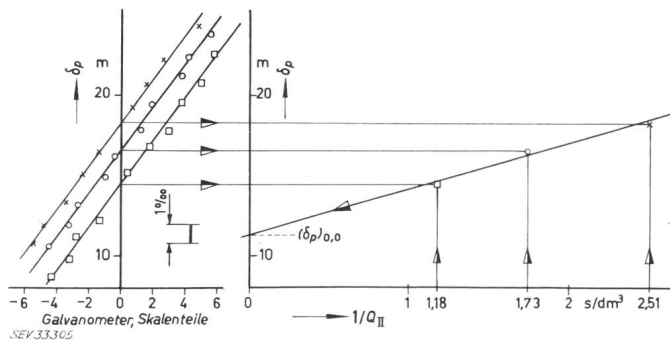


Fig. 8

Nullverfahren (Beispiel)

links: Bestimmung von $(p_{II})_0$ bei Entnahmemengen von Q_{II}
 $= 402,0/578/0,847 \text{ dm}^3/\text{s}$

rechts: Bestimmung von $(p_{II})_{0,0}$ für $Q_{II} = \infty$ (keine Wärmezufuhr)
 Resultat: $10(p_{II})_{0,0} = 590,0 + 11,3 = 601,3 \text{ m}$

δ_p , Differenzanzeige des Gewichtsmannometers, Grundbelastung
 $= 59,00 \text{ kp/cm}^2$

schliessend eine zweite p - und T -Messstelle $2'''$. Bei den Messstellen sind die Durchflussquerschnitte und damit auch die Geschwindigkeiten gleich gross, so dass $V_2'' = V_2'''$ wird. Ferner ist $(z_2'' - z_2''')$ immer vernachlässigbar klein gegenüber $(p_2'' - p_2''')$. Da die Drossel eine Turbine mit $\eta_h = 0$ darstellt, also $H_u = 0$ ist, wird:

$$10(p_2'' - p_2''')(1 - \alpha_m - \beta_m) = \frac{c_{pI}}{g} (\Theta_2'' - \Theta_2''') = A d$$

wobei mit d die Anzahl Skalenteile des $\Delta\Theta$ -Messers bezeichnet wurde. Durch Drosselverstellung wird eine Eichkurve $\Delta p/\gamma_0 = \Delta H = f(d)$ aufgenommen und daraus die Eichkonstante

$$A = (1 - \alpha_m - \beta_m) \frac{\Delta H}{d} \quad (23)$$

berechnet.

Werden nun die Temperaturfühler in II und in I, (z. B. in $2'$ und $1'$ oder in $2''$ und $1''$) eingesetzt und zeigt der $\Delta\Theta$ -Messer d_0 Skalenteile, so wird:

$$H_u = 10(p_{II} - p_I)(1 - \alpha_m - \beta_m) + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + z_{II} - z_I \mp A d_0 \quad (24)$$

(Minuszeichen für Turbinen, Pluszeichen für Pumpen)

Wird in der eben beschriebenen Reihenfolge vorgegangen, so besteht die Gefahr, dass sich Fehler ergeben, da die Wassertemperatur (und damit c_p) und die Empfindlichkeit des $\Delta\Theta$ -Messers ändern können.

Besser hat sich folgendes Vorgehen, das allerdings etwas mehr Zeit benötigt, besonders bei Pumpenmessungen bewährt:

Erster Schritt:

T-Sonde S^* in $1''$ (oder $1'$); Druck p_I
 T-Sonde S in $2''$ (oder $2'$); Druck p_{II} } Direktmessung
 Resultierend: d_p Skalenteile

Zweiter Schritt:

T-Sonde S^* in $2''$ } Eichung im d_p -Bereich
 T-Sonde S in $2'''$ }

Etwa 6 Drosselstellungen und damit 6 Werte von $(p'' - p''')$ werden so gewählt, dass die Hälfte der d -Werte grösser als d_p und die andere Hälfte kleiner als d_p wird (ähnlich wie beim Null-Verfahren).

Der Schnittpunktwert $(p'' - p''')_0$ multipliziert mit dem für $p_m = (p'' + p''')_0/2$ bestimmten Faktor $(1 - \alpha_m - \beta_m)$ ersetzt das Glied $(c_p/g)(\Theta_{II} - \Theta_I)$ in der Wirkungsgradgleichung, also wird:

$$H_u = 10(p_{II} - p_I)(1 - \alpha_m - \beta_m)_{II, I} + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) \mp 10(p'' - p''')_0 \cdot (1 - \alpha_m - \beta_m)_{p_m} \quad (25)$$

(Minuszeichen für Turbinen; Pluszeichen für Pumpen)

Um von der Empfindlichkeit des $\Delta\Theta$ -Messers unabhängig zu sein, wird etwa auch empfohlen, nach der d_p -Messung den Nullpunkt des $\Delta\Theta$ -Messers nach $-d_p$ zu verschieben und nachher die $(p'' - p''')$ -Werte für $d = 0$ zu bestimmen, statt für $d = d_p$. Dieses Vorgehen kann nicht empfohlen werden da die Empfindlichkeitsabhängigkeit schon rein theoretisch auch dann nicht verschwindet, und da erfahrungsgemäss die Nullpunktverschiebung an sich auch mit einem Fehler behaftet ist.

5.3 Das Verfahren der Totalentspannung

Anwendung: In allen Fällen, jedoch nur dann, wenn c_p genügend genau bekannt ist.

Prinzip: Es wird $p_{II} = p_I$ gemacht, so dass $\frac{p_{II} - p_I}{\gamma_0} (1 - \alpha_m - \beta_m)$ verschwindet.

Vorgehen: Die Temperatursonden werden sowohl in der Zone II wie auch in der Zone I ins total, d. h. auf Atmosphärendruck entspannte Wasser gebracht.

Die Genauigkeit dieses Verfahrens ist praktisch identisch mit der Genauigkeit des in die η -Formel einzusetzenden Wertes von c_p . Wenn c_p nicht an Ort experimentell bestimmt werden kann, ist das Verfahren nicht zu empfehlen.

Das Verfahren mit 3 (oder 4) Temperaturfühlern nach Brand [6], von welchem man eine merkliche Messzeitersparnis bei Pumpenmessungen erwartet, sei hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt. Nach Erfahrungen des Autors laufen Messzeitersparnis und Genauigkeitseinbusse meistens parallel.

Voraussetzung für die erfolgreiche Anwendung aller Verfahren ist ein einwandfreier Abgleich des $\Delta\Theta$ -Messers vor und nach den Versuchen. Die zu verwendenden Thermosonden werden zuerst miteinander in kaltes, der Druckleitung entnommenes, und nachher in etwa 10°C wärmeres Wasser getaucht. Der $\Delta\Theta$ -Messer muss dann so reguliert werden, dass er in beiden Fällen $\Delta\Theta = 0$ anzeigt.

6. Die Messhilfsmittel

Detaillierte Angaben über die Apparaturen werden hier nicht gemacht, da sich sämtliche Messgeräte in ständiger Entwicklung befinden. Es sei daher auf die bereits zitierten Publikationen verwiesen.

Im wesentlichen handelt es sich um die folgenden Messgeräte (s. auch Fig. 5):

a) Entnahmesonden, d. h. kräftige Rohre mit etwa 15 mm Innendurchmesser, welche durch eine Stopfbüchse bei $2'$ oder $1'$ so eingeführt werden, dass die Entnahmeöffnung im Minimum etwa 3...4 cm ins Rohrinne reicht.

b) Entspannerapparatur, bestehend aus einem oder zwei Messzylindern für die Druck- und Temperaturmessung ($2''/2'''$ oder $1''/1'''$), einer dazwischengeschalteten Regulierdrossel und einer Auslassdrossel oder Auslass-Blende.

c) Temperaturfühler, meist Widerstandselemente aus Platindraht (100Ω), in Schutzhülsen.

d) Temperaturdifferenzanzeiger, meist ein Galvanometer mit etwa 10^{-9} A/ST Empfindlichkeit, in der Diagonale einer doppelt abgleichbaren Wheatstoneschen Brücke mit 1...4 mA Speisestrom.

e) Abgleichgefässe, meist zwei Thermosflaschen mit Rührwerk.

f) Präzisionsmanometer, meist Gewichtsmannometer mit einer angebauten Differenzanzeigevorrichtung.

7. Voraussetzungen für gute Messungen

7.1 Physikalische Voraussetzungen

P1: Das Wasser darf bei den im untersuchten System auftretenden Druckänderungen keine chemischen Veränderungen erfahren. (Achtung bei Sumpfwasser)

P2: Die Totalenthalpie (oder Totalenergiehöhe H) muss über den Entnahmequerschnitt konstant sein. Dies bedeutet nicht, dass die Temperatur über den Querschnitt konstant sein muss, da erfahrungsgemäss meist eine höhere örtliche Temperatur mit einem kleineren Wert der Energielinienhöhe parallel läuft.

Wenn in weniger als etwa drei Rohrdurchmessern Abstand vor dem Entnahmequerschnitt eine wesentliche Störquelle liegt (Drosselklappe, starker Krümmer, Pumpenlaufrad etc.) müssen Prospektionen durchgeführt werden, d. h. es müssen Wirkungsgradwerte mit zwei oder mehr Entnahmestellen bestimmt werden. In offenen Kanälen (Zone I) trifft dies praktisch immer zu, so dass der entsprechende Temperaturfühler an drei bis neun Punkten nacheinander eingesetzt wird. Diese Prospektionen müssen nur bei *einem* Messpunkt durchgeführt werden, wenn die Differenzen $\Delta\eta$ kleiner als etwa $\pm 2\%$ sind. Der Temperaturfühler wird dann für alle übrigen Messpunkte an die Stelle mit $\eta = \eta_{med}$ gebracht.

P3: Die Temperatur des zulaufenden Wassers sollte zeitlich konstant sein. Dies ist normalerweise nicht oder nur annähernd der Fall. Ist der Gradient $d\theta/dt$, d. h. die Temperaturänderung pro Zeiteinheit, kleiner als etwa $0,2^\circ\text{C/h}$, so ist keine Korrektur nötig, da der entstehende Fehler vernachlässigbar wird. Ist

$$\frac{d\theta}{dt} > 0,2 \quad [^\circ\text{C/h}]$$

muss der Fehler wie folgt korrigiert werden:

$$(\Delta H_u)_\theta = \mp 427 \cdot \Delta t \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot \frac{1}{3600} = \mp 0,12 \cdot \Delta t \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad [\text{m}] \quad (26)$$

(Minuszeichen für Turbinen; Pluszeichen für Pumpen)

Die Laufzeitdifferenz $\Delta t = t'' - t'$ kann angenähert berechnet werden aus:

t'' = Laufzeit eines Wasserteilchens von der Ebene der einlaufseitigen Entnahmesonde bis zur auslaufseitigen Temperaturmeßstelle; $t'' = L''/V_{med}$.

t' = Laufzeit eines Wasserteilchens von der einlaufseitigen Entnahmesonde bis zur einlaufseitigen Temperaturmeßstelle; $t' = L'/V_{med}$.

P4: Das betrachtete System wurde als «geschlossen» vorausgesetzt, d. h. ohne Wärmeaustausch mit der Umgebung. Dies ist praktisch nie der Fall, da die Temperatur der umgebenden Luft θ_v selten gleich ist wie die Temperatur θ_w des Betriebswassers. Für die Druckleitung und das Maschinengehäuse (unisoliert) mit einer totalen Austausch-Oberfläche von $A \text{ m}^2$ kann die ausgetauschte Energie in Metern angenähert bestimmt werden mittels der Formel:

$$(\Delta H_u)_q = \mp \frac{(2...4) 10^{-3} (\theta_w - \theta_v) A \Psi}{Q} \quad [\text{m}] \quad (27)$$

(Minuszeichen für Turbinen; Pluszeichen für Pumpen)

Ψ = relative Luftfeuchtigkeit ≤ 1 ; $Q = Q_{Maschine} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$

Die angegebene Konstante von $(2...4) 10^{-3}$ entspricht rund $20...40 \text{ W/m}^2 \text{ Grad}$ bei $\Psi = 1,0$.

7.2 Betriebliche Voraussetzungen

B1: Die Messungen können — wie die klassischen — nur bei Beharrungszustand, d. h. bei $Q = \text{konst.}$, $H = \text{konst.}$, $f = \text{Frequenz} = \text{konst.}$ durchgeführt werden (Hubbegrenzung).

B2: Möglichst gute Beharrung muss auch für die Temperatur des Wassers und sollte auch für die Temperatur der Luft, sowie für die Luftfeuchtigkeit in der Zentrale herrschen.

B3: Sind mehrere Gruppen vorhanden, so sollte wenn möglich nur die Versuchsgruppe im Betrieb sein. Ist dies nicht möglich, so müssen die Nebengruppen ebenfalls mit konstanter Last laufen; ferner darf sich ihr Betriebswasser nicht innerhalb des geschlossenen Meßsystems mit dem Wasser der Versuchsgruppe mischen.

7.3 Konstruktiv-bautechnische Voraussetzungen

K1: Das Kühlwasser darf nicht dem geschlossenen System beigegeben werden, sondern muss hinter der ablaufseitigen Entnahme- oder Meßstelle zufließen, bzw. in einen Sickergraben geleitet werden.

K2: Kühlschlangen dürfen nicht innerhalb des geschlossenen Systems im Wasser liegen.

K3: Spaltwasser ist entweder unmittelbar beim Laufrad wieder beizugeben (gute Durchmischung) oder muss, wie das Kühlwasser, abgeleitet werden. Im zweiten Fall sind Spaltwassermenge und -temperatur zu messen. Hat sich eine Menge Q_{sp} um $\Delta\theta^\circ\text{C}$ erwärmt und beträgt der Druckabfall $\Delta p \text{ kp/cm}^2$, so ist H_u um

$$(\Delta H_u)_{sp} \sim \mp [427 \cdot \Delta\theta - 10 \cdot \Delta p] \frac{Q_{sp}}{Q} \quad [\text{m}] \quad (28)$$

zu korrigieren. (Q Maschinenwassermenge; Minuszeichen für Turbinen, Pluszeichen für Pumpen).

K4: Wird Entlastungswasser benötigt, so ist die Enthalpiedifferenz analog Gl. (28) abzuschätzen. Menge und Temperatur müssen also gemessen werden können.

K5: Die Zone II (Druckseite) muss für die Entnahmen etwa wie folgt zugänglich sein (Platzbedarf etwa ein Zylinderraum von $60 \text{ cm } \varnothing$ und 80 cm Höhe, mit Achse senkrecht zur Druckleitungsachse):

Freistrahlturbinen: Mindestens 2 m vor dem Nadelkopf, damit keine Strahlstörung auftritt.

Francisturbinen: In e_T (Fig. 5) oder in dessen Nähe. Dort herrscht meist gute Energieverteilung.

Speicherpumpen: Mindestens zwei gegenüberliegende Entnahmestellen, wenn möglich mehr als $D_{Spirale}$ von der Pumpenachse entfernt. Oft zeigen die Modellversuche, dass für gute Durchmischung noch weiter weggegangen werden muss.

K6: Für Zone I (kleiner Druck) gelten etwa die folgenden Richtlinien:

Freistrahlturbinen: Abstand vom Austritt aus der Turbinenkammer minimal ($4D_1$), maximal ($10D_1$). Unter ($4D_1$) ist keine homogene Durchmischung zu erwarten, und über ($10D_1$) besteht Gefahr merklicher unkontrollierbarer Erwärmung.

Francisturbinen: Bei frei zugänglichem Unterwasser soll in der Gegend von etwa $0,5 \sqrt{A_s} \text{ m}$ nach dem Saugrohraustritt gemessen werden ($A_s = b \cdot h$ = Austrittsquerschnitt in m^2). Bei nicht frei zugänglichem Unterwasser müssen mindestens zwei wärmeisolierte Entnahmeleitungen rechts und links, ca. $0,4h$ über der Sohle eingebaut werden (z. B. Doppelrohre, wobei im Ringquerschnitt eine relativ grosse Kühlmenge fließen muss). Kühl- und Entnahmemenge müssen eventuell durch Absaugen zur Temperaturmeßstelle gefördert werden.

Für Gegendruckanlagen gelten die Bestimmungen für die Zone II der Speicherpumpen.

Speicherpumpen: Für Speicherpumpen gelten sinngemäss die Bestimmungen für Francisturbinen.

K7: Nicht nur für das Kühlwasser, sondern auch für die Wegleitung des Entspannerwassers empfiehlt sich ein Sickerwasserschacht in der Nähe der Meßstellen.

K8: Abluftkanäle elektrischer Maschinen sollten innerhalb des abgeschlossenen Systems nicht dem Gehäuse, den Leitungen oder dem Gerinne entlang geführt werden, bzw. durch dicke Betonwände von diesen getrennt sein.

7.4 Apparative Voraussetzungen

A1: Unter etwa 100 m Gefälle, bzw. Förderhöhe, ist die Verteilung der Energie selten genügend homogen, so dass sich diese Methode dort nicht empfiehlt. Will man bei 100 m auf $\pm 1\%$ genau den Wirkungsgrad bestimmen, so muss sowohl die Druckdifferenz wie auch die Temperaturdifferenz auf etwa $\pm 0,4$ m, d. h. $\pm 1/1000^\circ\text{C}$ gemessen werden können. Eine zusätzliche maximale Unsicherheit, bedingt durch die nicht genau bekannten Stoffwerte des Wassers, durch nur approximativ zu bestimmende Wärmeaustauschbeiträge, durch nicht vollständig homogene Energieverteilung und durch Messwertschwankungen aller Art, ist nicht immer zu vermeiden. *Grundsätzlich ist deshalb an jede Thermo-Messapparatur die Forderung zu stellen, auf $\pm 0,4$ m, bzw. $1/1000^\circ\text{C}$, reproduzierbar und eindeutig messen zu können.* Diese Forderung erfüllen die meisten modernen Messapparaturen.

A2: Die Unsicherheit in den Stoffwerten des Betriebswassers wirkt sich nur unbedeutend auf den Wirkungsgrad aus; immerhin kann bei Wassertemperaturen über 20°C eine Unsicherheit von etwa $0,6\%$ auftreten. Es werden deshalb heute Anstrengungen unternommen, um Geräte zu entwickeln zur direkten Messung der α_m -, β_m - und c_p -Werte an Ort und Stelle.

A3: Die messbaren Wärmeaustauschbeiträge müssen durch tadellose Isolierung der Messleitungen unter einen Betrag von $\Delta\eta = 5\%$ gebracht werden, da die Streuung in der Bestimmung erfahrungsgemäss etwa $1/10$ des Wertes, also bei 5% etwa $0,5\%$ beträgt.

A4: Die zu berechnenden Wärmeaustauschbeiträge (Gehäuse, Rohrleitungen) setzen voraus, dass Instrumente zur Messung der Temperaturen und der Luftfeuchtigkeit zur Thermo-Ausrüstung gehören. Auch wenn diese Instrumente vorhanden sind und richtig eingesetzt werden, besteht stets eine Unsicherheit von etwa $\pm 30\%$ in der Strahlungs- und Wärmeleitungskonstanten [$2 \dots 4 \cdot 10^{-3}$ in Gl. (27)]. Damit der ermittelte Maschinenwirkungsgrad nicht mit «geschätzten» Werten zu stark befrachtet wird, dürfen die berechneten Wärmeaustauschwerte $\pm 1\%$ von η nicht überschreiten. Die Verluste sind vor der Messung zu schätzen und nicht erst dann, wenn ein scheinbar zu tiefer Wirkungsgrad gemessen wurde.

A5: Alle durchströmten Apparateile sollten sich möglichst nicht verstopfen. Speziell bei hohen Gefällen, also bei kleinen Durchlassquerschnitten der Drosselklappen und Blenden, lässt sich diese Forderung nie vollständig erfüllen. Es muss deshalb stets eine einfache aber wirksame Spülmöglichkeit vorhanden sein. Bei sich in kurzen Zeitabständen wiederholender Verstopfung pendeln die Messwerte nicht um den arithmetischen Mittelwert sondern um einen erfahrungsgemäss bis zu mehreren Prozenten abweichenden Wert.

7.4 Voraussetzungen bezüglich der Versuchsdurchführung

D1: Thermodynamische Messungen an Turbinen und Pumpen können mit den heutigen Messhilfsmitteln nur durch

physikalisch und messtechnisch gut geschultes Personal durchgeführt und beurteilt werden.

D2: Führen Testversuche in einem Kraftwerk nicht zu genauen Resultaten, so muss der Versuchsleiter den Mut aufbringen, auf verbindliche Versuche zu verzichten. Dies sollte ihm um so leichter fallen, als die Betriebsstörung, die Messzeiten und die Auswertzeiten verschwindend gering sind im Vergleich zu anderen bekannten Messmethoden.

D3: Um Anhaltspunkte über die Durchführbarkeit thermodynamischer Messungen, bzw. über die Betriebszustände und Zeiten guter thermischer Beharrung zu erhalten, empfiehlt es sich einige Tage vor Versuchsbeginn die Wassertemperatur auf mindestens $1/10^\circ\text{C}$ genau zu registrieren und die zugehörigen Betriebszustände festzuhalten.

D4: Lassen sich an ein und derselben Maschine verschiedene Verfahren anwenden, so sollten wichtige Wirkungsgradpunkte mit zwei Verfahren gemessen werden.

D5: Der Messplatz mit den elektrischen Instrumenten sollte an trockener Stelle und mindestens 10 m vom Erreger und vom Generator, bzw. Motor entfernt eingerichtet werden.

D6: Der (oder die) Druckmesser sind bei abgestellter Anlage statisch zu eichen. Damit beim Eichen möglichst die gesamte Wassersäule konstante Temperatur hat, soll der Stillstand vor der Eichung nicht länger dauern, als zur Erzielung des Beharrungszustandes im Druck notwendig ist. Beträgt der — aus vielen Eichungen bekannte — systematische Fehler eines Druckmessers E_s , so muss gelten:

$$H_{\text{geodätisch}} = 10 \cdot \Delta p (1 - \beta_m - E_s) \quad (29)$$

Die eventuell sich ergebende Differenz $\Delta\beta_m$ zwischen $(\beta_m)_{\text{Eichung}}$ und $(\beta_m)_{\text{Fig. 7}}$ gibt Aufschluss über die Luftgehaltsabweichung und Verschmutzung des Betriebswassers. Da auch der α_m -Wert durch abweichenden Luft- oder Gasgehalt beeinflusst wird, muss mit einem zusätzlichen Fehler der η -Messung von etwa $5 \cdot \Delta\beta_m$ gerechnet werden.

D7: Alle Drücke — p_{II} , p_I , p_a , p_e , p_{Eichung} — sind wenn immer möglich mit ein und demselben Druckmesser zu bestimmen, damit die systematischen Fehler im Quotient H_u/H_n bzw. H_f/H_u praktisch wegfallen.

D8: Der Nullabgleich der Temperaturfühler muss vor und nach einer geschlossenen Meßserie erfolgen. Oft kann er während der Messung durch Vertauschen der Thermofühler kontrolliert werden. Der Nullabgleich muss auf mindestens $(H \cdot 10^{-5})^\circ\text{C}$ reproduzierbar möglich sein.

D9: Die Konstanz der Empfindlichkeit des Temperaturdifferenzgebers wird am besten kontrolliert, indem sie laufend protokolliert wird. (Dies ist beim Nullverfahren nicht nötig).

8. Die Genauigkeit der Wirkungsgradbestimmung

Es ist schwierig, über die Bestimmungsgenauigkeit allgemein gültige Angaben zu machen. Erfahrungsgemäss liegen die Abweichungen zu parallel durchgeführten Flügelmessungen bei Turbinen unter $\pm 1\%$ und bei Pumpen unter $\pm 1,2$ bis $\pm 1,4\%$ (siehe z. B. [7]). Die grösseren Abweichungen bei Pumpen sind bedingt durch schlechtere Energieverteilung am Austritt, durch normalerweise höhere Wassertemperaturen und dadurch, dass das genaue Nullverfahren nur selten angewendet werden kann. Das übliche Pumpenmessverfahren der Hilfsentspannung ergibt grössere Fehler als das Nullverfahren, da die Hilfsentspannung und die Direktmessung nicht gleichzeitig ausgeführt werden können.

Beim Nullverfahren sind der Fehler in der Druckdifferenzmessung und der Fehler im α_m -Wert, die das Wirkungsgradresultat im wesentlichen beeinflussenden Grössen.

Bei der Druckmessung für H_u setzt sich der Fehler aus drei Summanden zusammen, nämlich:

a) Einem H -proportionalen Fehler, der von der Genauigkeit der Instrumentenherstellung und von deren Temperaturabhängigkeit stammt;

b) Einem praktisch konstanten Empfindlichkeits- und Ablesefehler;

c) Einem erfahrungsgemäss etwa $H^{3/2}$ proportionalen Fehler, herrührend von den mit wachsendem Gefälle infolge von Luftausbrüchen, Kavitation und Teilverstopfungen an der Entspanner-Drosselklappe und -Blenne auftretenden Schwankungen in der Anzeige, und ferner infolge der bei gegebener Maschinenleistung umgekehrt proportional zu H zurückgehenden Wassermenge Q .

Für den Fehler der Druckdifferenz-Messungen gilt der approximative Ausdruck (mit H in m):

$$E_{\Delta H_u} \approx \left[\frac{H}{5000} + 0,30 + 10^{-4} \cdot H^{3/2} \right] [\text{m}] \quad (30a)$$

$$E_{\Delta H} \approx \left[\frac{H}{5000} + 0,30 \right] [\text{m}] \quad (30b)$$

Bei der Messung des Nettogefälles, bzw. der Förderhöhe ist der Entspanner abgeschlossen, womit in Gl. (30b) das $H^{3/2}$ -proportionale Glied der Gl. (30a) wegfällt. Für die relativen Fehler folgt aus der Gl. (30a) und (30b):

$$\varphi_{\Delta H_u} \approx \left(0,02 + \frac{30}{H} + 0,01 \sqrt{H} \right) [\%] \quad (30c)$$

$$\varphi_{\Delta H} \approx \left(0,02 + \frac{30}{H} \right) [\%]$$

$$(\varphi_H) \approx \pm \sqrt{\varphi_{\Delta H_u}^2 + \varphi_{\Delta H}^2} [\%] \quad (30d)$$

Zum Fehler in den ΔH -Werten kommt als nächstes der mögliche Fehler im Adiabatenkoeffizienten α_m hinzu. Für reines Wasser mit normalem Luftgehalt dürften die Werte der Fig. 7 sicher auf $\pm 5\%$ genau sein. Kürzlich von der Electricité de France durchgeführte erste Direktmessungen in Kraftwerken ergaben jedoch grössere Abweichungen, so dass vorläufig mit

$$\varphi_{\alpha_m} \approx \varphi_{(1-\alpha_m)} \sim 0,10 \alpha_m \quad (30e)$$

also mit einer etwa 10-prozentigen Ungenauigkeit von α_m gerechnet werden muss.

Der Grundfehler im Wirkungsgrad, bedingt durch die Fehler der Druckmessungen und durch die Ungenauigkeit von α_m , sei $(\varphi_0)_\eta$, wobei

$$(\varphi_0)_\eta = \pm \sqrt{(\varphi_H)_\eta^2 + \varphi_{(1-\alpha_m)}^2} \quad (31)$$

in Fig. 9 für einige Wassertemperaturen dargestellt ist. Durch Einschnneiden bei konstanten $(\varphi_0)_\eta$ -Werten ergibt sich das Fehlerdiagramm der Fig. 10.

Zum Grundfehler kommen noch die Zusatzfehler hinzu,

Fig. 9
Grundfehler im Wirkungsgrad
bedingt durch den Messfehler in den ΔH -Werten und eine 10prozentige Unsicherheit im physikalischen α_m -Wert
 $(\varphi_0)_\eta$ relativer Grundfehler;
 H Gefälle bei freiem Unterwasser; θ_{min} Temperatur bei minimalem spez. Volumen

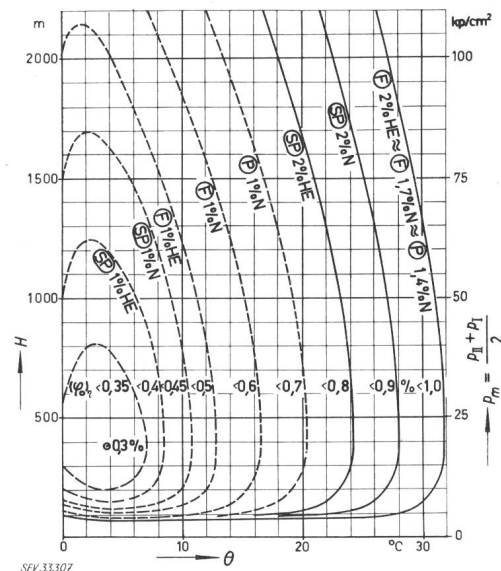
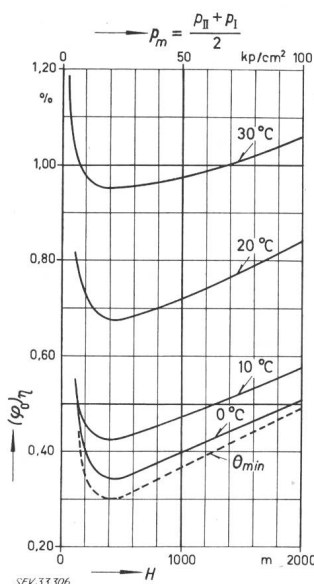


Fig. 10
Grenzcurven für totale mögliche Wirkungsgradfehler von 1 und 2%
N Nullverfahren; **HE** Verfahren der Hilfsentspannung
P Pelton turbinen **F** Francisturbinen **SP** Speicherpumpen
 $(\varphi_0)_\eta$ Grundfehler, bedingt durch ungenaue Druckmessung und ungenauen Adiabatenkoeffizienten α_m
 H Gefälle. Gilt nur bei freiem Unterwasser

nämlich Mess- oder Schätzungsfehler in ΔV^2 , in Δz und in η_{mech} , sowie eventuelle Fehler bei inhomogener Energieverteilung und nicht genauer Erfassung des Wärmeaustausches und des Temperaturgradienten. Sind die «Voraussetzungen für gute Messungen» nach Abschnitt 7 erfüllt, so sollte der totale Zusatzfehler unter den Werten der Tabelle I bleiben.

Werte der totalen Zusatzfehler

Tabelle I

Verfahren	Null-Verfahren N			Verfahren der Hilfsentspannung HE		
	$\frac{\varphi_{tot}}{\varphi_0}$	φ_0 für η_{tot} < 1 %	< 2 %	$\frac{\varphi_{tot}}{\varphi_0}$	φ_0 für η_{tot} < 1 %	< 2 %
P: Pelton turbine	$\sqrt{2}$	0,7 %	1,4 %	—	—	—
F: Francisturbine	$\sqrt{3}$	0,6 %	1,2 %	$\sqrt{4}$	0,5 %	1,0 %
SP: Speicherpumpe	$\sqrt{5}$	0,45 %	0,9 %	$\sqrt{6}$	0,4 %	0,8 %

In der Tabelle II sind für fünf Gefälle aus Fig. 10 diejenigen Temperaturen herausgelesen worden, die nicht überschritten werden dürfen, wenn der totale Wirkungsgradfehler unter 1, bzw. 2% bleiben soll.

Grenzdrücke und Grenztemperaturen

Tabelle II

Grenzdrücke 20 φ_m bzw. H bei freiem Unterwasser m	Grenztemperaturen				
	SP HE °C	SP N °C	F HE °C	F N °C	P N °C
$\varphi_{tot} < 1\%$					
100	—	—	—	11,5	15,0
200	7,8	9,8	12,0	15,4	19,2
500	8,5	10,8	12,7	16,6	20,4
1000	6,5	9,2	11,5	15,3	18,3
2000	—	—	4,1	8,8	13,5
$\varphi_{tot} < 2\%$					
100	18,4	21,8	28,0	> 30	
200	23,2	27,1	> 30		
500	24,2	28,0	> 30		
1000	23,3	27,2	> 30		
2000	18,2	22,7	27,3		

Zum Schlusse dieses Abschnittes sei nochmals betont, dass die Fehlerangaben auf den Grundannahmen von 0,3 m Empfindlichkeit und Ablesegenauigkeit der Druckdifferenzen und auf 10% möglichem Fehler des α_m -Wertes beruhen.

9. Grenzen der Anwendung der thermodynamischen Methode

Die Anwendungsgrenzen sind abhängig von der gewünschten Genauigkeit und von der Festigkeitsgrenze der unter Druck durchflossenen Apparateile.

Setzt man voraus, dass die Apparaturen festigkeitstechnisch den Grenzdrücken der Fehlerfelder gewachsen sind, so können die Anwendungsgrenzen etwa wie folgt festgelegt werden, wobei man sich gemäss Fig. 10 stets auf der sicheren Seite befindet:

Wahrscheinlicher η -Fehler	< 1%	< 2%
Pelton-turbinen	100...1800 m bis 15°C	80...>2000 m bis 30°C
Francisturbinen	-N 100...1800 m bis 10°C	100...>2000 m bis 28°C
	-HE 150...1200 m bis 10°C	100...1800 m bis 28°C
Speicher-pumpen	-N 150...1200 m bis 8°C	120...2000 m bis 22°C
	-HE 300...700 m bis 8°C	150...1300 m bis 22°C
Maximaler Temperaturgradient	$\approx 0,5^\circ\text{C/h}$	$\approx 1,0^\circ\text{C/h}$
Maximale Temperaturdifferenz	$\theta_u - \theta_w, \approx 15^\circ\text{C}$	$\approx 30^\circ\text{C}$

Voraussetzung für die angegebenen Grenzen ist die Erfüllung der Voraussetzungen des Abschnittes 7, wobei besonders an die Bedingung D2 erinnert sei.

10. Berechnung der Durchflussmenge

Die Durchflussmenge ergibt sich bei der thermodynamischen Methode dann, wenn zusätzlich eine Leistungsmessung durchgeführt wird.

Mit P_T Turbinenleistung [kW] und P_W Wellenantriebsleistung von Pumpen [kW] folgt:

$$102 P_T = \eta_T \gamma Q_T H_n$$

$$Q_T = \frac{102 P_T}{\eta_T \gamma H_n} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (32a)$$

und:

$$102 P_W \eta_P = \gamma Q_f H_f$$

$$Q_f = \frac{102 P_W \eta_P}{\gamma H_f} \quad (32b)$$

Die Genauigkeit der Wassermengenresultate ergibt sich aus dem Fehler φ_P der Leistungsmessung, dem Fehler $\varphi_{\Delta H}$ des Nettogefälles (bzw. der Förderhöhe) gemäss Gl. (30c), und dem η -Fehler etwa gemäss Fig. 10 zu:

$$\varphi_Q \approx \pm \sqrt{\varphi_P^2 + \varphi_{\Delta H}^2 + \varphi_{\eta}^2} \quad (32c)$$

Beispiel:

Elektrische Messinstrumente, Klasse 0,2	$\varphi_P \approx 0,2\%$
Ablesung	$\varphi_A \approx 0,2\%$
Verluste	$\varphi_{\Delta} \approx 0,1\%$
Fehler der Leistungsmessung	$\varphi_P \approx 0,3\%$
Fehler im Nettogefälle	$\varphi_{\Delta H} \approx 0,3\%$
Fehler in η_{tot} (thermodynamische Messung)	$\varphi_{\eta} \approx 1,1\%$
Dies ergibt $\varphi_Q \approx \pm \sqrt{0,3^2 + 0,3^2 + 1,1^2}$	$\varphi_Q \approx \pm 1,2\%$

Literatur

- [1] Barbillon, L. und A. Poirson: Note sur un nouveau procédé de mesure du rendement des turbines hydrauliques (Méthode thermométrique). Bull. Rech. sci., industr. et Inventions 2(1921)23.
- [2] Willm, G. und P. Campmas: Mesure du rendement des turbines hydrauliques par la méthode thermométrique Poirson. Houille blanche 9(1954)4.
- [3] Willm, G.: La précision de la méthode thermodynamique à la lumière de deux années d'application industrielle. Houille blanche 11(1956)4.
- [4] Chappuis, J.: Première application en Suisse de la méthode thermodynamique à la mesure du rendement de turbines hydrauliques. Bull. Techn. de la Suisse Romande 82(1956)11.
- [5] Vaucher, R.: Thermodynamische Wirkungsgradmessungen an hydraulischen Maschinen. Escher Wyss Mitt. 32(1959)2/3.
- [6] Brand, F.L.: Die Messung des Wirkungsgrades von hydraulischen Maschinen nach dem thermodynamischen Verfahren. Voith Forsch., Konstr. -(1961)7. (Enthält komplettes Literaturverzeichnis bis 1960.)
- [7] Vaucher, R.: Rückblick auf eine vierjährige Anwendung der thermodynamischen Methode bei Wirkungsgradmessungen hydraulischer Maschinen. Bulletin SEV 54(1963)6.
- [8] Wukalowsch, M.P.: Thermodynamische Eigenschaften des Wassers und des Wasserdampfes. VEB Verlag Technik, Berlin, 1958.
- [9] Schmidt, E.: VDI-Wasserdampfatafel, Springer, Berlin, 1963.

Adresse des Autors:

P. U. Weber, dipl. Physiker, Institut für hydraulische Maschinen an der ETH, Sonneggstrasse 3, 8006 Zürich.

Über die Programmierung digitaler Rechenanlagen

Von A. Mühlhahn, Konstanz

681.14 - 523.8 : 518.5

1. Grundsätzliches

Die digitalen Rechenanlagen sind in der heutigen Zeit zu einem weitverbreiteten und unentbehrlichen menschlichen Hilfsmittel geworden. Man findet die Rechner in Universitäten, Banken, Finanzämtern, Forschungszentren, in der Flugsicherung und bei der Prozeßsteuerung in Fabriken. In den nächsten Jahren wird die Anzahl der eingesetzten Rechner noch erheblich zunehmen. Sie sind im gewissen Sinn zu einem Sinnbild der modernen Welt geworden, und viele technische Entwicklungen, wie z. B. die Raketentechnik, sind ohne den Einsatz elektronischer Rechenanlagen nicht denkbar. Diese zweifellos imponierenden Leistungen der Anlagen verführen jedoch dazu, dass häufig die Möglichkeiten der Rechner überschätzt werden.

Eine elektronische Rechenanlage ist kein Wunderwesen, das auf jede beliebig gestellte Frage eine Antwort bereit hat. Stelle man sich vor, es sollte eine Differentialgleichung gelöst werden. Man wird in den meisten Fällen die Lösung durch ein Näherungsverfahren berechnen. Soll diese Arbeit von einer ungeschulten Kraft ausgeführt werden, so wird man dieser die Formeln und die dazugehörigen Konstanten übergeben mit einer Anweisung, wie gerechnet werden soll. Diese Anweisung muss um so genauer und ausführlicher ausfallen, je weniger die Hilfskraft von der Materie versteht. Man kann aber die Berechnung auch von einer elektronischen Rechenanlage durchführen lassen. Diese hat jedoch gar kein Verständnis von den zu bearbeitenden Problemen. Infolgedessen muss der Programmierer mühsam einen Plan