

**Zeitschrift:** Schweizer Ingenieur und Architekt  
**Band:** 101 (1983)  
**Heft:** 42

**Artikel:** Zur Thermodynamik der Luft-Wasser-Wärmepumpe  
**Autor:** Kopp, Jakob H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-75210>

### **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:** 19.11.2024

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

# Zur Thermodynamik der Luft-Wasser-Wärmepumpe

Von Jakob H. Kopp, Zürich

Anhand einer thermodynamischen Analyse und von Messungen wird aufgezeigt, wo beim aktuellen Stand der Technik im Kreisprozess die grossen Verluste entstehen und wo demzufolge Verbesserungen in erster Linie möglich und notwendig sind.

## Einleitung

Die elektrisch angetriebene Luft-Wasser-Wärmepumpe stellt in einer Zukunft mit knappem oder gar keinem Öl eine der wenigen, echten Optionen zur Beheizung von geeignet konzipierten Gebäuden in weniger dicht besiedelten Regionen dar. Luft ist das einzige, verbleibende Medium, das hierzulande noch unbeschränkt zur Verfügung steht und das, wie im folgenden gezeigt werden soll, als Wärmequelle besser ist als sein Ruf. – Der Nachteil dieser Technologie – mindestens bei ausschliesslicher Anwendung – sei nicht verschwiegen: Der Bedarf an elektrischer Antriebsenergie steigt mit absinkender Aussentemperatur überproportional an, weil gleichzeitig mit dem ansteigenden Nutzwärmebedarf auch noch die Leistungsziffer (das Verhältnis von produzierter Nutzwärme zu eingesetzter elektrischer Energie) abfällt. Grund genug also, der Verbesserung der Leistungsziffer die nötige Aufmerksamkeit zu schenken und für die betroffenen Hersteller den Anreiz zu diesbezüglichen Anstrengungen zu schaffen.

## Die wichtigsten Beziehungen

Die Herleitung der die thermodynamischen Verluste quantifizierenden Beziehungen erfolgt in engster Anlehnung an die Darstellung von Traupel in [1], einem Buch, das heute, im Zeitalter des auch bei der Beschaffung von Komfortwärme wichtig werdenden zweiten Hauptsatzes der Aufmerksamkeit der Energiebeflissenen nicht genug empfohlen werden kann.

Wie für jeden thermischen Kreisprozess gilt auch für die Wärmepumpe eine Art Bilanzgleichung für die Entropie: die mit dem Heizungswasser oben abgeführte Entropie  $\Delta S'$  ist gleich der unten dem Kältemittel zugeführten  $\Delta S''$ , vermehrt um die Beträge der innerhalb des Prozesses entstehenden Anteile  $\Delta S^*$  und  $\Delta S'$

$$(1) \quad \Delta S' + \Delta S^* + \Delta S'' = \Delta S'$$

Darin umfasst  $\Delta S^*$  jene Beiträge, die durch unerwünschten Wärmeaustausch innerhalb des Kreisprozesses entstehen (zum Beispiel im die Heissgasabtauung steuernden Vierwegventil).  $\Delta S'$  setzt sich im wesentlichen zusammen aus den infolge irreversibler Durchführung von Kompression und Entspannung entstehenden Anteilen von Entropie.

Es würde den Rahmen dieses Aufsatzes sprengen und ist auch nicht notwendig, die Herleitungen in [1] zu wiederholen. Es werden deshalb im folgenden nur die für den hier behandelten Problemkreis wichtigen Beziehungen aufgestellt und angegeben. Danach kann für die zugeführte Entropie gesetzt werden

$$(2) \quad \Delta S' = \alpha \frac{Q'}{T_L}$$

Darin ist  $Q'$  im wesentlichen die Verdampferleistung, worin ein kleiner Anteil Überhitzung enthalten sein kann:

$$(3) \quad Q' = Q'_v + Q'_u$$

$T_L$  sei die (Kelvin-)Temperatur der angesaugten Luft. Dieser Ansatz ist insofern willkürlich, als dafür z.B. auch die Mitteltemperatur der Luft eingesetzt werden könnte. Für die praktische Arbeit hat er sich jedoch als zweckmässig erwiesen. Es kann dann, genügend genau, gesetzt werden

$$(4) \quad \alpha \cong \frac{T_L}{Q'} \left[ \frac{Q'_v}{T_v} + \frac{Q'_u}{\frac{1}{2}(T_v + T_1)} \right]$$

mit  $T_1$  als Austrittstemperatur des Freons aus dem Verdampfer.  $\alpha$  ist also ein Gradmesser für die Qualität des Verdampfers; er berücksichtigt die thermodynamisch unerwünschte, für den Wärmeübergang von der Luft an das verdampfende Kältemittel als treibendes Gefälle benötigte Temperaturdifferenz.  $\alpha$  liegt im praktischen Falle im Bereich von 1,02 bis 1,04.

Mit

$$(5) \quad \Delta S' = \beta \cdot \frac{Q'}{T_w}$$

worin  $T_w$  für die Austrittstemperatur des Wassers stehen kann, ergibt sich  $\beta$

analog als Gradmesser für die Qualität des Kondensators. Dabei gilt für die vom letztgenannten abgeführte Wärme

$$(6) \quad Q' = Q'_u + Q'_k + Q'_c$$

Darin bedeuten  $Q'_u$  die vom überhitzten Gas bis zur Sättigungslinie abgeführte Wärme,  $Q'_k$  die Kondensationswärme und  $Q'_c$  den (kleinen) Anteil der Unterkühlung innerhalb des Kondensators.

Es kann jetzt, wiederum genügend genau, gesetzt werden

$$(7) \quad \beta \cong \frac{T_w}{Q'} \cdot \left[ \frac{Q'_u}{\frac{1}{2}(T_2 + T_k)} + \frac{Q'_k}{T_k} + \frac{Q'_c}{\frac{1}{2}(T_k + T_3)} \right]$$

Die Gleichungen (4) und (7) sind insofern nicht ganz exakt, als für die nicht isothermen Vorgänge streng genommen die logarithmischen Mittelwerte der Temperaturen anstelle der arithmetischen verwendet werden müssten – z.B.

$$\frac{\ln(T_1/T_v)}{(T_1 - T_v)} \text{ anstatt } \frac{1}{\frac{1}{2}(T_1 + T_v)}$$

– und auch noch die Variation von  $c_p$  (der spezifischen Wärme) über dem jeweiligen Abschnitt berücksichtigt werden müsste. Die das Arbeiten sehr erleichternden Vereinfachungen mögen aber deshalb zulässig sein, weil  $(T_2 - T_k) \ll T_k$  und  $(T_1 - T_v) \ll T_v$ , so dass der Fehler sich im Falle des Kondensators  $< 10^{-2}$  und im Falle des Verdampfers  $< 10^{-3}$  ergibt.

Gleichungen (2) und (5) in Gl. (1) eingesetzt und diese etwas umgeformt, ergibt

$$(8) \quad Q' = \frac{T_L}{\alpha} \cdot \left[ \beta \frac{Q'}{T_w} - (\Delta S^* + \Delta S') \right]$$

Weiterhin ist die Leistungsziffer definiert mit

$$(9) \quad \varepsilon = \frac{Q'}{L}$$

worin die zugeführte elektrische Leistung durch

$$(10) \quad L = Q' - Q''$$

ersetzt werden kann, was, etwas umgeformt,

$$(11) \quad \varepsilon = \frac{1}{1 - Q''/Q'}$$

ergibt. Hierin kann nun noch  $Q''$  nach Gl. (8) eingesetzt werden, was schliesslich für die Leistungsziffer auf den transparenten Ausdruck

$$(12) \quad \varepsilon = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{\alpha} \left[ \beta \frac{Q'}{T_w} - \frac{(\Delta S^* + \Delta S')}{Q'} \right]}$$

führt. – Im idealen, d. h. vollständig reversibel durchgeführten Prozess wären  $\alpha = \beta = 1$  und  $\Delta S^* = \Delta S' = 0$ . Damit würde der Ausdruck (12) zu

$$(13) \quad \varepsilon = \frac{1}{1 - T_L/T_W} = \frac{T_W}{T_L - T_W} = \varepsilon_C,$$

der Carnot-Leistungsziffer.

Man kann nun einen Wirkungsgrad wie üblich so definieren, dass das praktisch Erreichte mit dem Idealen in Beziehung gesetzt wird:

$$(14) \quad \eta = \varepsilon/\varepsilon_C.$$

Unter Verwendung von Gleichung (12) findet man

$$(15) \quad \eta = (T_W - T_L) \left\{ T_W - T_L \left[ \frac{\beta}{\alpha} - \frac{T_W}{\alpha} \left( \frac{\Delta S^* + \Delta S'}{Q'} \right) \right] \right\}^{-1}$$

Alle durch Messungen bestimmbaren Unvollkommenheiten kommen auch hier in den in der eckigen Klammer enthaltenen vier Parametern  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\Delta S^*$  und  $\Delta S'$  zum Ausdruck. Für Maschinen im Leistungsbereich von etwa 8 bis 30 kW<sub>th</sub> liegen die aktuellen Werte von  $\eta$  etwa zwischen 0,3 und 0,42, was bedeutet, dass der Ausdruck in der eckigen Klammer in Gl. (15) sich zwischen etwa 0,55 und 0,75 bewegt.

### Beispiel

An einer im praktischen Einsatz stehenden Maschine wurden bei verschiedenen Betriebszuständen Messreihen vorgenommen. Die Nennleistung der betrachteten Einheit wird vom Hersteller mit 8 kW<sub>th</sub> angegeben und die elektrische Anschlussleistung mit 2,2 kW<sub>el</sub>. Vier gleich lange Kapillaren regeln ebenso viele parallel geschaltete Register des Verdampfers. Die Abtauung erfolgt mit Heissgas, die dazu notwendige Umsteuerung mittels Vierwegventil (Bild 1). Beim Kompressor handelt es sich, wie üblich, um eine zweipolige, sauggasgekühlte, hermetisch verschlossene Einheit, im echten Sinn des Wortes eine «black box» also, an der sich der thermodynamische Wissensdrang mit der schieren Feststellung einiger Oberflächentemperaturen zu bescheiden hat. – Kältemittel ist R 22.

Gemessen wurde in einem bestimmten Falle folgende Werte (die nachfolgende Tabelle mag gleichzeitig als Symbolverzeichnis dienen, vgl. Bild 2):

- Heizleistung, aus Wasserdurchsatz und Temperaturdifferenz Vorlauf-Rücklauf (= 4,0 K)  
Q' = 8,36 kW<sub>th</sub>

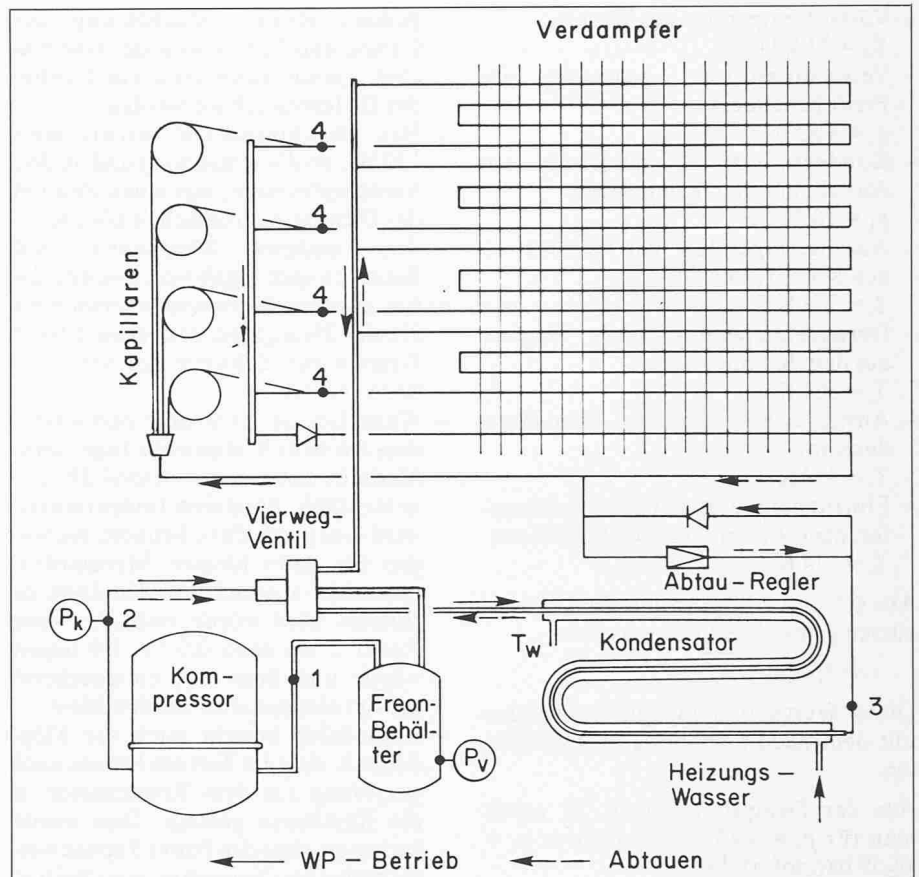


Bild 1. Prinzipschema der Kältemittel-Kreisläufe

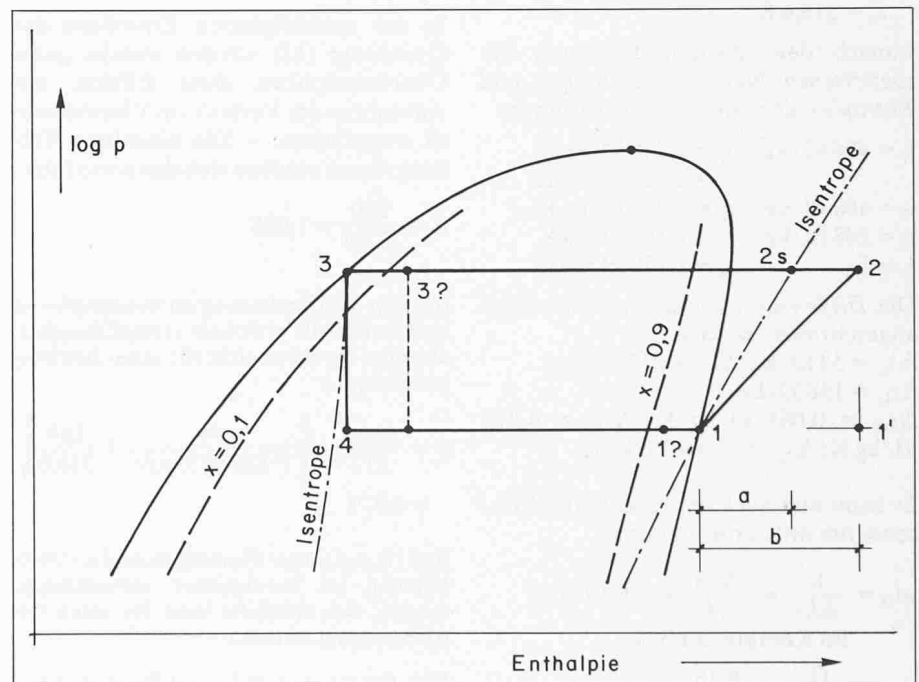


Bild 2. Der Prozess im Mollier-i, log p-Diagramm. Der Kompressor-Wirkungsgrad kann als Streckenverhältnis a/b ohne grossen Aufwand bestimmt werden. Es genügt dazu, Druck und Temperatur an den Stellen 1 und 2 zu kennen (an diesen Stellen sind in aller Regel mindestens Schrader-Ventile für den Anschluss von Manometern vorhanden). Dabei muss allerdings sichergestellt sein, dass das zugeführte Medium keinen Anteil Flüssigkeit enthält. – Bei tiefen Temperaturen wird nämlich wegen des dann kleinen, für die Kühlung nicht mehr ausreichenden Mengenstromes gerne ein Anteil Flüssigkeit für die Kühlung herangezogen, ein thermodynamisch äusserst fragwürdiges Verfahren

- vom Kompressor aufgenommene elektrische Leistung  
L = 2,48 kW<sub>el</sub>
- Lufttemperatur vor Eintritt in den Verdampfer  
T<sub>L</sub> = 280,0 K

- Vorlauftemperatur des Wassers  
 $T_W = 314,9 \text{ K}$
- Verdampfendruck, gemessen am Freonbehälter,  
 $p_v = 4,85 \text{ bar}$
- Kondensatordruck, gemessen am Austritt aus dem Kompressor  
 $p_k = 16,59 \text{ bar}$
- Ansaugtemperatur vor Eintritt in den Kompressor  
 $T_1 = 273 \text{ K}$
- Heissgastemperatur nach Austritt aus dem Kompressor  
 $T_2 = 367 \text{ K}$
- Austrittstemperatur aus dem Kondensator  
 $T_3 = 314 \text{ K}$
- Eintrittstemperatur in den Verdampfer, nach Austritt aus den Kapillaren  
 $T_4 = 274 \text{ K}$

Aus  $Q'$  und  $L$  folgt unmittelbar die von aussen gemessene Leistungsziffer

$$\epsilon = 3,37.$$

Dieser Wert soll nun verglichen werden mit dem nach Gleichung (12) gebildeten.

Aus der Dampftafel für R 22 erhält man für  $p_v = 4,85 \text{ bar}$ , respektive  $p_k = 16,59 \text{ bar}$ , sofort die

- Verdampfungstemperatur  
 $T_v = 272,4 \text{ K}$
- Kondensationstemperatur  
 $T_k = 316,6 \text{ K}$

wonach dem Zustandsdiagramm die spezifischen Werte für Enthalpie und Entropie entnommen werden können:

$$\begin{aligned} i_1 &= 406 \text{ kJ/kg} & s_1 &= 1,758 \text{ kJ/kg K} \\ & & s_{1'} &= 1,927 \text{ kJ/kg K} \\ i_2 &= 460 \text{ kJ/kg} & s_2 &= 1,823 \text{ kJ/kg K} \\ i_3 &= 248 \text{ kJ/kg} & s_3 &= 1,162 \text{ kJ/kg K} \\ i_4 &= i_3 & s_4 &= 1,177 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

Die Differenzen können jetzt wie folgt angeschrieben werden:

$$\begin{aligned} \Delta i_{12} &= 54 \text{ kJ/kg}; \Delta i_{23} = 212 \text{ kJ/kg}; \\ \Delta i_{41} &= 158 \text{ kJ/kg} \\ \Delta s_{12} &= 0,065 \text{ kJ/kg K}; \Delta s_{34} = 0,015 \\ \text{kJ/kg K}; \Delta s_{21'} &= 0,104 \text{ kJ/kg K}. \end{aligned}$$

Es kann nun noch der Kältemittel-Massenstrom mit der Beziehung

$$m_{12} = \frac{L}{\Delta i_{12}} = \frac{2,48}{54} = 0,0459 \text{ kg/s}$$

im Kompressor bzw.

$$m_{23} = \frac{Q'}{\Delta i_{23}} = \frac{8,36}{212} = 0,0395 \text{ kg/s}$$

im Kondensator

bestimmt werden. Mit Erstaunen und Enttäuschung nimmt man die Divergenz - sie tritt bei allen Messungen auf - zur Kenntnis. Als mögliche Ursachen kommen etwa die folgenden Effekte in Frage:

- Der Kompressor verliert an seiner Oberfläche etwa  $80 \text{ W}_{th}$  in den umge-

benden Raum (Abschätzung aus Grösse und Temperatur der Oberfläche). Damit kann etwa ein Fünftel der Differenz erklärt werden.

- Das Maschinenabteil verliert etwa  $150 \text{ W}_{th}$  an die Umgebung und an den Verdampferraum, was einen Zehntel der Differenz verursachen könnte.

- Aus anderen Messungen und Beobachtungen ergab sich Evidenz dafür, dass das Vierwegventil etwa 5 bis 8% des Heissgases, also etwa 2 bis 3 Gramm pro Sekunde, an die kalte Seite verliert.

- Weiterhin ist nicht auszuschliessen, dass das dem Kompressor zugeführte Medium noch einen Anteil Flüssigkeit enthält. Bei tiefen Temperaturen wird dies gerne dazu benützt, die wegen des dann kleinen Mengenstromes nicht ausreichende Kühlung zu stützen. Dies würde bedeuten, dass Punkt 1 bei etwa  $0,9 < x < 1,0$  liegen würde und dass  $\Delta i_{12}$  entsprechend grösser eingesetzt zu werden hätte.

- Schliesslich besteht auch die Möglichkeit, dass ein Teil des Freons noch gasförmig aus dem Kondensator in die Kapillaren gelangt. Dies würde bedeuten, dass der Punkt 3 etwas weiter rechts im Diagramm, etwa bei  $0 < x < 0,1$ , liegen würde und somit  $\Delta i_{23}$  kleiner als angenommen eingesetzt zu werden hätte.

In der nachfolgenden Erprobung der Gleichung (12) werden zwecks guter Übersichtlichkeit diese Effekte mit Ausnahme des Verlusts im Vierwegventil weggelassen. - Die einzelnen Verlustgrössen ergeben sich dann wie folgt:

$$\alpha = \frac{280}{272,4} = 1,028$$

(Gl. (4); die Überhitzung im Verdampfer ist in diesem Falle praktisch vernachlässigbar, was aber durchaus nicht für jeden Betriebszustand gilt.)

$$\beta = \frac{314,9}{212} \cdot \left[ \frac{44}{\frac{1}{2}(367+316,6)} + \frac{168}{316,6} \right] = 0,979$$

(Gl. (7); bei dieser Messung kann die Unterkühlung im Kondensator vernachlässigt werden, was ebenfalls nicht für jeden Betriebszustand zutrifft.)

Die Entropiezuwächse schliesslich können wie folgt ermittelt werden:

- im Vierwegventil (adiabatische Expansion von 2 nach 1'):  
 $\Delta S'_{4wg} = m_{4wg} \cdot \Delta s_{21'}$   
 $\approx 0,0025 \cdot 0,104 = 260 \cdot 10^{-6} \text{ kW/K}$ .

Der Wärmeaustausch im Vierwegventil von etwa 5 W ergäbe noch zusätzlich ein  $\Delta S'_{4wg} = 0,005 \cdot (1/273 - 1/367) = 4,7 \cdot 10^{-6} \text{ kW/K}$ , was im weiteren vernachlässigt wird.

- im Kompressor:  
 $\Delta S'_{12} = m_{12} \cdot \Delta s_{12} = 0,0459 \cdot 0,065 = 2984 \cdot 10^{-6} \text{ kW/K}$
- bei der Expansion:  
 $\Delta S'_{34} = m_{34} \cdot \Delta s_{34} = 0,0395 \cdot 0,015 = 593 \cdot 10^{-6} \text{ kW/K}$

Jetzt kann die sich aus Messungen am Kreislauf ergebende Leistungsziffer nach Gleichung (12) berechnet werden:

$$\epsilon = \left\{ 1 - \frac{280,0}{1,028} \cdot \left[ \frac{0,979}{314,9} - \frac{(260+2984+593) \cdot 10^{-6}}{8,36} \right] \right\}^{-1} = 3,594$$

Der Unterschied zum oben auf anderem Weg erhaltenen Wert 3,37 kann zwanglos mit den weiter vorn besprochenen und in der letzten Rechnung, weil nicht genau quantifizierbar, nicht berücksichtigten Verlusten erklärt werden. Die nachfolgend diskutierten, wesentlichen Ergebnisse erleiden dadurch keinerlei Beeinträchtigung.

- Als thermodynamisch schwächstes Glied der Kette erweist sich - wen erstaunt's - der sauggasgekühlte, hermetische Kompressor. Sein isentroper Wirkungsgrad

$$(16) \eta_{Komp} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{\Delta i_{12s}}{\Delta i_{12}}$$

ergibt sich mit  $i_{2s} = 437 \text{ kJ/kg}$  zu 0,574. Das heisst nichts anderes, als dass von den zugeführten 2,48 kW<sub>el</sub> 1,06 kW gleich in Wärme und nur 1,42 kW in reversible Kompressionsarbeit umgesetzt werden. Wenn es gelänge, diesen thermodynamischen Verlust zu halbieren, so könnte bereits eine Verbesserung der Leistungsziffer um etwa einen Punkt erzielt werden.

- Der Verlust am Vierwegventil fällt zwar für die Leistungsziffer nicht sehr ins Gewicht, dürfte jedoch die Leistung selbst beeinträchtigen. Ausserdem trägt er bei gewissen Betriebszuständen zur schädlichen Überhitzung bei.
- Der Entropiezuwachs durch annähernd adiabatische Entspannung ist am kleinsten für  $x_3 = 0$  (nur Flüssigkeit). Die Regelung sollte hierauf Rücksicht nehmen.
- Der offenbar gern geübte Brauch, die Kompressoreinheit bei tiefen Temperaturen (d.h. bei kleinem Mengenstrom) mit einem Anteil Flüssigkeit zu kühlen, muss vom thermodynamischen Standpunkt aus scharf abgelehnt werden.
- Die nahe bei 1 liegenden Werte von  $\alpha$  und  $\beta$  sollen nicht darüber hinwegtäuschen, dass beim Wärmeaustausch - sowohl unten wie oben - wesentliche

Verlustquellen liegen, wie der Leser durch etwas Experimentieren mit dem Taschenrechner selbst feststellen mag. (Bei der Wärmeabgabe kann dieser Verlust durch Ausnutzung der hohen Temperaturen der Überhitzungswärme - beispielsweise zur Warmwasseraufbereitung - stark vermindert werden, ohne allerdings die Leistungsziffer zu verbessern; die hier benutzten Gleichungen gelten für diesen Fall nicht ohne entsprechende Anpassung.)

Nach Gleichung (15) kann noch der Wirkungsgrad gegenüber der Carnot-Leistungsziffer mit  $\eta = 0,398$  bestimmt werden, ein Ergebnis, das zu denken geben muss.

Trotzdem soll abschliessend deutlich darauf hingewiesen werden, dass es sich bei der untersuchten Maschine um eines der *besseren* der heute auf dem Markt erhältlichen Fabrikate handelt. Es wurde damit immerhin (nach Behebung der üblichen Anfangsschwierigkeiten) ein Haus von 630 SIA-m<sup>3</sup> während zweier Winter bei Temperaturen bis -10 °C klaglos beheizt, wobei die Brutto-Leistungsziffer - unter Berücksichtigung des Aufwandes an Strom und Wärme für die Heissgas-Abtauung - nie unter den Wert 2 sank. Dazu mag allerdings entscheidend beigetragen haben, dass die angeschlossene Fussbodenheizung auch am kältesten Tag noch mit 38 °C Vorlauftemperatur aus-

kommt. - Übrigens kommen in Zuverlässigkeit, Robustheit und Betriebssicherheit *positive Aspekte* des sauggasgekühlten, hermetischen Kompressors zum Ausdruck.

**Literatur**

- [1] Traupel, W.: Die Grundlagen der Thermodynamik. Karlsruhe 1971

Adresse des Verfassers: Dr. J.H. Kopp, dipl. Masch.-Ing. ETH/SIA/SWKI, Ingenieurbüro für Energietechnik, Postfach, 8049 Zürich.

## EDV-Profilmessgerät im Tunnelbau

### Problemstellung

Das genaue *Ausmessen von Tunnelprofilen* ist ein Problem, das die Tunnelbauer schon immer beschäftigt hat. Dementsprechend wurden im Laufe der Zeit eine ganze Reihe von Methoden entwickelt, die jedoch in den meisten Fällen nicht ohne mehr oder weniger Handauswertung auskommen. Es lag daher nahe, den Bau eines Profilmessgerätes zu wagen, das sowohl die Aufnahme als auch deren Auswertung *automatisch* ausführt.

Folgende Überlegungen waren dabei von Bedeutung:

Zwischen Profilaufnahme und Auswertung ergibt sich eine *Zeitspanne*, die in vielen Fällen zu lange oder überhaupt unerwünscht ist. Oft ist die Kontrolle des Tunnelprofils unmittelbar nach erfolgtem Ausbruch erwünscht, z. B. vor Einbau der Felsicherung. Dies setzt jedoch ein Messgerät voraus, das imstande ist, die Aufnahme am Messort aufzuzeichnen und auszuwerten. Dieses an sich hochgesteckte Ziel konnte erreicht werden, indem die Tischcomputerauswertung am

Messort erfolgt. Bedenken in bezug auf die feuchte Tunnelatmosphäre haben sich dabei als grundlos erwiesen. Andererseits ist es auch möglich, Aufnahme- und Auswertungsort zu trennen.

### Gerät und Messvorgang

Das Profilmessgerät (A. MT. Profil, Bild 1) ist auf einem Stativ montiert und mit einem *programmierbaren Tischrechner* verbunden. Dieser Tischrechner steuert die Funktionen des Gerätes und speichert und überträgt die gemessene Profilform auf den *Bildschirm*. Das Messprinzip basiert auf einem lichtoptischen Einmessvorgang des Dreiecks mit der fixen Basis *b* und dem gemessenen Winkel  $\alpha$ .

Bild 2 (rechts). Prinzip des Messsystems

Bild 1. Profilmessgerät (A. MT. Profil) im Tunnel

