

Wärmepumpenprozess und Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung

Prof. Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Jößnitz (Plauen) – Sommer 2026

Der Prozessverlauf für eine Kaltdampf-Kompressions-Wärmepumpe ist ein sogenannter Linksprozess, der hauptsächlich subkritisch* im Nassdampfgebiet verläuft. Die höchste Leistungszahl würde theoretisch bei einer Umkehrung des bekannten *Carnot-Prozesses* erreicht.

Rein thermodynamisch handelt es sich auch um einen Carnot-Prozess, da er aus zwei reversiblen Isothermen und zwei Isentropen wie bei einer Wärmekraftmaschine gebildet wird. Die Durchlaufrichtung ist jedoch umgekehrt, deshalb "Linksprozess". Da der Nutzen die Wärmebereitstellung und nicht die mechanische Energie ist, erfolgt eine veränderte Prozessbewertung: Leistungszahl statt Wirkungsgrad.

Da der Prozessverlauf aus zwei Isothermen und zwei Isentropen besteht, lässt er sich am anschaulichsten im T,s -Diagramm verfolgen. Dazu wird zunächst ein qualitatives T,s -Diagramm für ein reales Gas mit Dampfgebiet im Bild 1 vorgestellt. Das *Nassdampfgebiet* befindet sich zwischen der Siedelinie $x = 0$ und der Sattdampflinie ($\equiv$ Taulinie) $x = 1$. Am *kritischen Punkt* KP und oberhalb davon geht die flüssige Phase direkt in die gasförmige Phase über. Die Zustandsgrößen auf der Siedelinie werden mit ' die auf der Sattdampflinie mit '' bezeichnet. Für den Dampfanteil in diesem Gebiet gilt das Masseverhältnis

$$x = \frac{m''}{m' + m''} \quad (1)$$

Zwei x -Linien sind symbolisch eingetragen.

Links vom Nassdampfgebiet ist die Phase *flüssig*, rechts vom Nassdampfgebiet ist die Phase *gasförmig*. Man spricht auch vom Gebiet des *überhitzten Dampfes* bzw. vom *Heißdampfgebiet*.

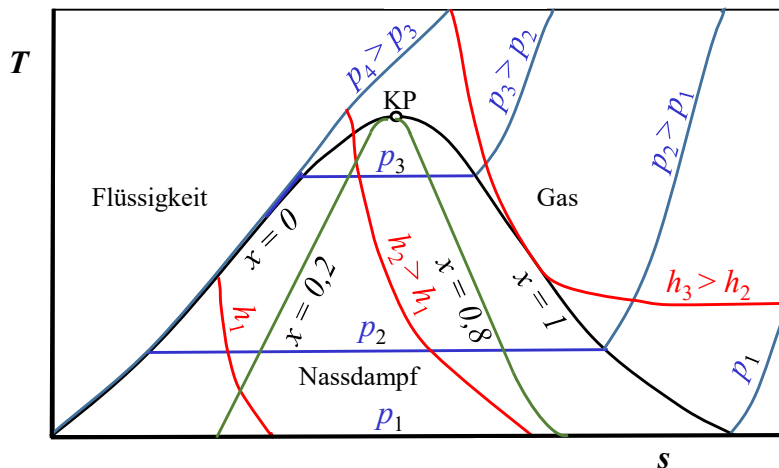


Bild 1 Qualitatives T,s -Diagramm (T Temperatur, s spez. Entropie) für ein typisches Kältemittel einschließlich Wasserdampf

Zur Information sind noch die *Isobaren* – beispielhaft p_1 bis p_4 eingetragen. Im Bereich des Nassdampfgebietes entsprechen sie den zugehörigen *Isothermen* gemäß Siedelinie.

Ergänzend sind noch die *Isenthalpen* $h = \text{const}$ (im Bild h_1 bis h_3) vermerkt.

Der Carnot-Prozess würde somit im T,s -Diagramm ein Rechteck darstellen. Ohne jeglichen Bezug auf die praktische Realisierbarkeit sähe der Verlauf des Linksprozesses, wie im Bild 2 dargestellt, aus. Es zirkuliert der Kältemittel-Massestrom $\dot{m}$.

Vom Punkt 1 aus erfolgt eine isentrope Verdichtung zu Punkt 2. Anschließend kondensiert das

* Der subkritische Prozessverlauf liegt unterhalb des kritischen Punktes KP. Transkritische Prozessverläufe beispielsweise mit dem Kältemittel CO_2 werden hier nicht betrachtet.

Kältemittel bei der Temperatur T_K und gibt seine Wärme an das Heizmedium ab. Dessen Temperatur muss deshalb unter T_K liegen. Die Kondensation endet beim Punkt 3. Die Kondensationswärme beträgt.

$$\dot{Q}_K = T_K \dot{m} (s_3 - s_2) < 0. \quad (2)$$

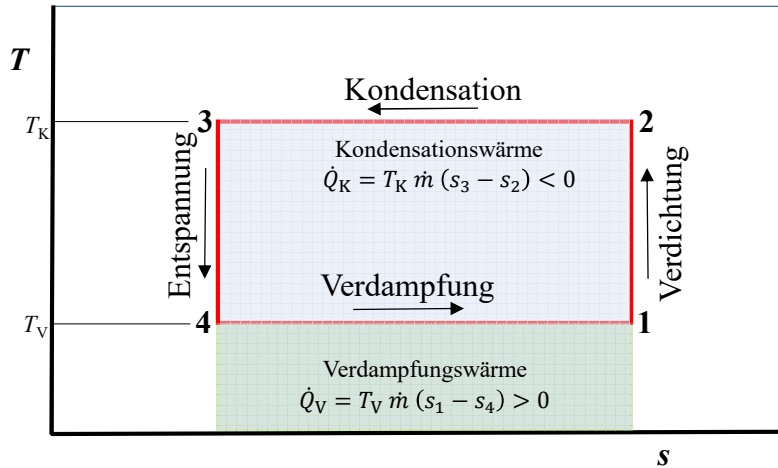


Bild 2 Verlustfreier Linksprozess im T,s -Diagramm
Zugeführte Energie stets > 0 ,
(siehe auch Gl. (6))

Anschließend erfolgt die Entspannung bis Punkt 4. Es schließt sich die Verdampfung (Wärmeaufnahme durch das Kältemittel) bis zum Punkt 1 an. Die Verdampfungswärme berechnet sich zu:

$$\dot{Q}_V = T_V \dot{m} (s_1 - s_4) > 0. \quad (3)$$

Die zuzuführende technische Arbeit $\dot{W}_t$ (Differenz aus Verdichterarbeit – Entspannungsge-
winn) kann nach dem 1. Hauptsatz (Energieerhaltungssatz) für einen verlustfreien Prozess er-
mittelt werden:

$$\dot{Q}_V + \dot{Q}_K + \dot{W}_t = 0 \rightarrow \dot{W}_t = -\dot{Q}_V - \dot{Q}_K. \quad (4)$$

Die Größen der Wärmen zeigen, dass $\dot{W}_t < 0$ gilt. Damit ist technische Arbeit zuzuführen. Die
höchste exergetische Leistungszahl ergibt sich für eine reversible Wärmepumpe zu

$$\varepsilon_{\text{rev}} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{|\dot{Q}_K|}{|\dot{W}_t|} = \frac{T_K \dot{m} (s_2 - s_3)}{-T_V \dot{m} (s_1 - s_4) + T_K \dot{m} (s_2 - s_3)} = \frac{T_K}{T_K - T_V} > 1, \quad (5)$$

wenn die exergetischen Wärmeübertragerverluste von Verdampfer und Kondensator unberück-
sichtigt bleiben ($T_K \equiv$ Heiztemperatur, $T_V \equiv$ Umgebungstemperatur $\equiv$ Quelltemperatur).

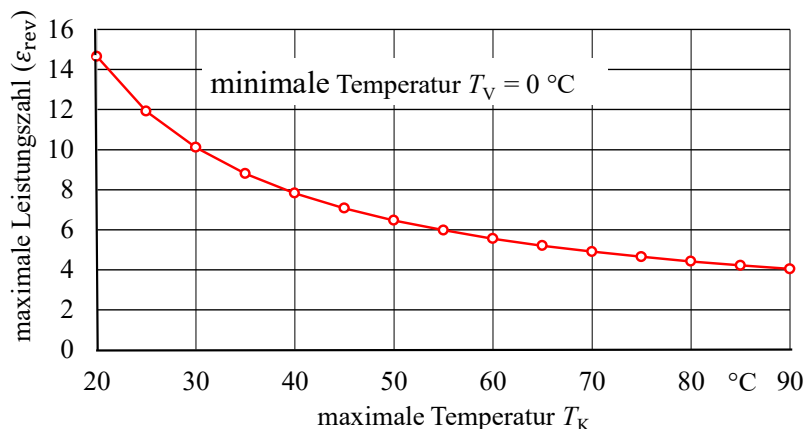


Bild 3 Maximale Leistungszahl ε_{rev} eines verlustfreien Linkspro-
zesses nach Gl. (5)

Bei einer Wärmekraftmaschine gibt der Carnotfaktor (< 1) die maximal gewinnbare mechanische Arbeit aus einem vorhandenen Wärmereservoir gegenüber einer kälteren Umgebung an. Bei einer Wärmepumpe gilt der Kehrwert $T_K/(T_K - T_V)$ und gibt die maximal gewinnbare Wärme aus der zugeführten mechanischen Arbeit an. Man könnte auch formulieren es handelt sich um die minimal notwendige mechanische Energie, um eine bestimmte Heizwärme bereitzustellen.

Anmerkung:

Der Begriff "reversible" Wärmepumpe ist hier im *thermodynamischen Sinne* gebraucht, d. h., es treten bei der Prozessführung keine Irreversibilitäten (kein Entropiezuwachs) auf. Neuerdings werden umschaltbare Wärmepumpen für Heiz- und Kühlbetrieb im *technischen Sinne* als reversible Wärmepumpe bezeichnet.

Theoretisch gäbe es unendlich viele Lagen des Carnot-Prozesses im T,s -Diagramm. Wiederum ohne realen Bezug sind drei verschiedene Varianten im Bild 4 eingetragen.

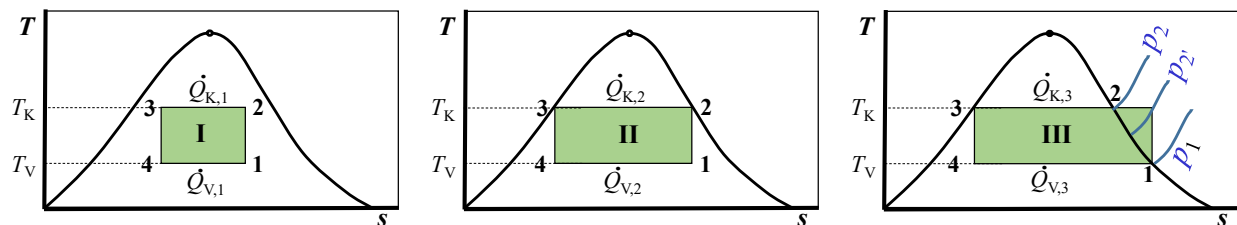


Bild 4 Theoretische Überlegungen zur Lage des linksläufigen Carnot-Prozesses im T,s -Diagramm

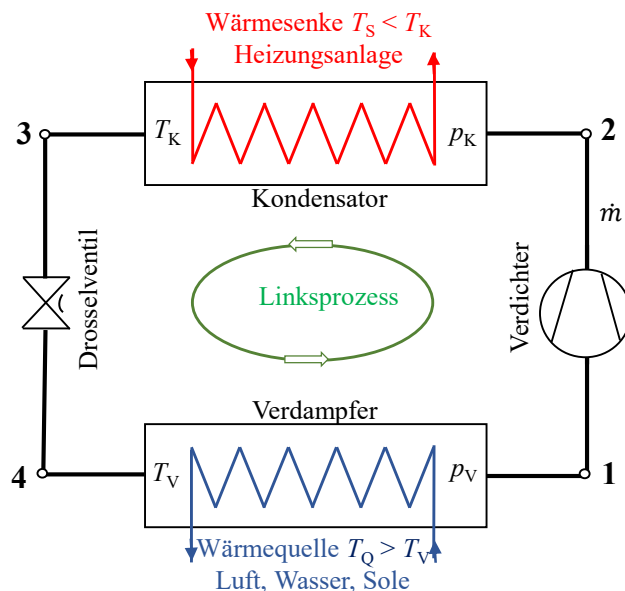
Vorab ist anzumerken, dass alle Varianten I bis III die gleiche Leistungszahl besitzen, da gemäß Gl. (5) die gleichen Grenztemperaturen T_K und T_V gelten. Variante I besitzt eine kleine Nutzleistung $\dot{Q}_{K,1}$, Variante II nützt das Nassdampfgebiet komplett aus und stellt somit eine größere Kondensationswärme $\dot{Q}_{K,2}$ bereit, schließlich vergrößert Variante III $\dot{Q}_{K,3}$ weiter. Unter praktischen Aspekten sind alle aufgezeigten Varianten *nicht* realisierbar. Bei Variante I liegen der Beginn der Verdichtung (Punkt 1) und das Ende der Kondensation (Punkt 3) im Nassdampfgebiet und müssten von den dort geltenden Dampfgehalten x_1 bzw. x_3 aus gesteuert werden. Bei Variante II ist dies bezüglich Punkt 1 auch zutreffend. Punkt 3 wäre durch die vollständige Verflüssigung des Dampfes exakt gegeben. Die Endpunkte 2 und 4 sind durch die Drücke p_2 und p_4 definiert und somit gut erreichbar. Bei Variante III liegt der Ausgangspunkt für die Verdichtung auf der Sattdampflinie $x = 1$ und der Ausgangspunkt für die Entspannung auf der Siedelinie $x = 0$. Sie sind somit eindeutig fixiert. Der Entspannungspunkt 4 ist durch den Druck p_4 vorgegeben. Aber der Punkt 2 könnte mit üblichen technischen Mitteln nicht direkt erreicht werden. Eine Begrenzung wäre zunächst durch den Druck p_2' definiert, von dort aus müsste bis zum Punkt 2 eine isotherme Verdichtung erfolgen, was praktisch nicht durchführbar ist. Später werden wir aber sehen, dass eine näherungsweise Umsetzung versucht wird.

Mit den teils absurd anmutenden Lösungen sollte gezeigt werden, wie man gedanklich einer praktischen Umsetzungen näher kommen kann. Man sollte stets versuchen alle denkbaren Wege zu erfassen, dann die praktischen Gegebenheiten einarbeiten. Die nicht realisierbaren

Varianten geben aber mitunter Hinweise, welche Verbesserungen im Nachgang näherungsweise zu gehen sind. So spricht man im vorliegenden Fall beispielsweise von der *Carnotisierung* der real umgesetzten Prozesse.

Einstufige Kompressionswärmepumpe

Bild 5 zeigt ein Schaltschema einer üblicherweise ausgeführten Wärmepumpe.



Genereller Hinweis für alle Darstellungen:

Die eingetragenen Temperaturen T_V und T_K gelten zugehörig zu den Drücken p_V und p_K stets nur im Nassdampfgebiet.

Bild 5 Prinzipschema einer einstufigen Kompressionswärmepumpe mit Anschluss der Wärmequelle und der Wärmesenke

Der reale Prozess würde theoretisch nachfolgenden Verlauf nehmen. Der Verdichter saugt trockengesättigten Dampf ($x = 1$) der Temperatur $T_1 = T_V$ und dem zugehörigen Sattdampfdruck $p_1 = p_V$ an (Zustandspunkt 1). Die Verdichtung endet im Heißdampfgebiet beim Druck $p_2 = p_K$ und der Temperatur T_2 (Zustandspunkt 2). Dann gibt der Kältemitteldampf im Kondensator seine Wärme an das kältere Medium der Heizungsanlage – in der Regel umlaufendes Heizungswasser – ab (Zustandspunkt 3). Somit werden an die Wärmesenke (Heizungsanlage) die geringe Überhitzungswärme des Dampfes und die große Kondensationswärme übertragen. *Dies erfolgt näherungsweise längs einer Isobaren, wenn man die Druckverluste der Strömung vernachlässigt.* Die Eintrittstemperatur des Heizungswassers muss natürlich unter der Temperatur des Kondensates liegen ($T_S < T_K$), wobei die Stoffströme im Gegenstrom geführt werden. Es folgt dann die Entspannung auf den niedrigen Druck $p_4 = p_1$ durch ein Drosselventil (Zustandspunkt 4). Anschließend nimmt das Kältemittel im Verdampfer die Energie aus der Umwelt (Eintrittstemperatur $T_Q > T_V$) bei der konstanten Verdampfungstemperatur T_V auf, bis das gesamte Kältemittel verdampft ist (Zustandspunkt 1).

Im Bild 6 ist der Prozessverlauf im T,s -Diagramm veranschaulicht.

Der 1. Hauptsatz für offene Systeme lautet allgemein für die Zustandsänderung von 1 nach 2 (Energiezufuhr ist stets > 0 !)

$$q_{12} + w_{t,12} = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (6)$$

und wenn die Änderungen der kinetischen und der potenziellen Energie vernachlässigt werden:

$$q_{12} + w_{t,12} = h_2 - h_1. \quad (7)$$

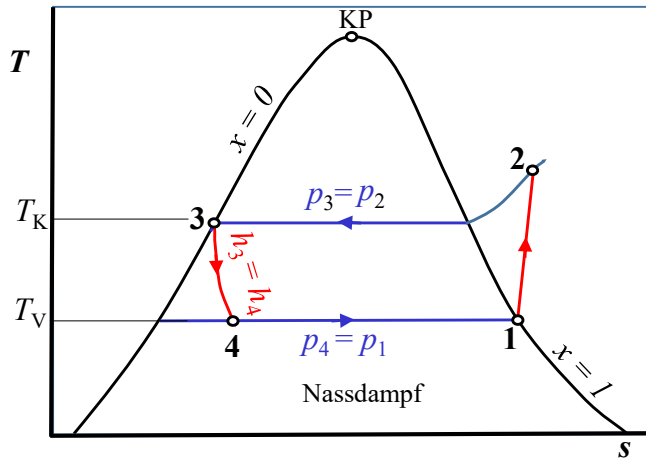


Bild 6 Theoretischer Zustandsverlauf im T,s -Diagramm einer einstufigen Kompressionswärmepumpe in Verbindung zu Bild 5

Somit ergibt sich für die im adiabot arbeitenden Verdichter zuzuführende technische Arbeit

$$w_{t,12} = h_2 - h_1 > 0. \quad (8)$$

Bei der adiabaten Entspannung im Drosselventil wird keine Arbeit gewonnen und keine Wärme übertragen, sodass die Enthalpie konstant bleibt

$$h_4 = h_3. \quad (9)$$

Im Verdampfer und Kondensator werden nur die folgenden Wärmen übertragen:

$$q_{41} = h_1 - h_4 > 0 \quad \text{und} \quad q_{23} = h_3 - h_2 < 0. \quad (10)$$

Wie zu erkennen ist, sind die übertragenen Energien stets Enthalpiedifferenzen. Um diese direkt ablesen zu können, wurde die spezielle Darstellung als p,h -Diagramm entwickelt, wobei es üblich ist, die Ordinate logarithmisch zu teilen. Deshalb findet man oftmals auch die Bezeichnung *Log- p,h Diagramm*, *log p,h Diagramm* oder *log(p), h Diagramm*.

Eine qualitative Darstellung eines log(p), h -Diagrammes ist im Bild 7 dargestellt. Im Bild 8 ist dann der Zustandsverlauf des im Bild 6 veranschaulichten Wärmepumpenprozesses zu sehen. Grundlage ist nach wie vor das Schaltbild der Aggregate gemäß Bild 5.

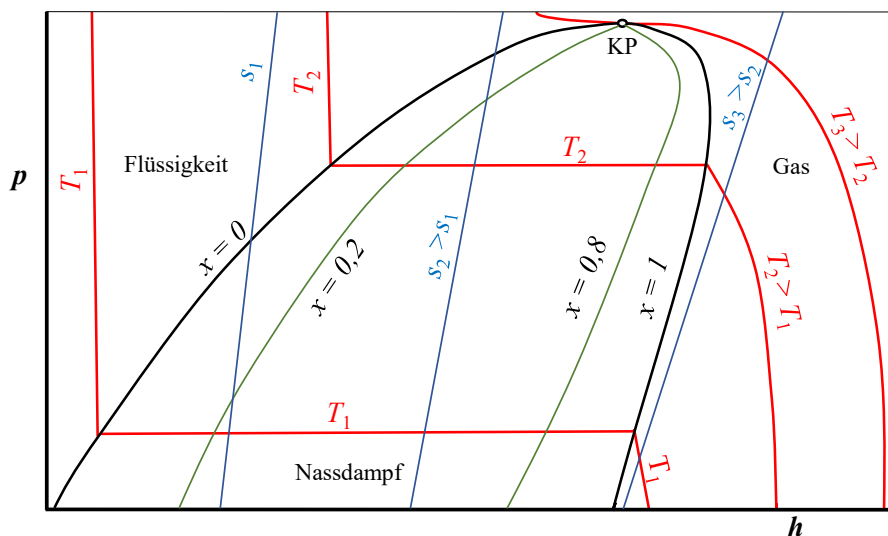


Bild 7 Qualitatives log(p), h -Diagramm (p Druck, h spez. Enthalpie) für ein typisches Kältemittel einschließlich Wasserdampf

Der Ordinatenwert p steht symbolhaft, stellvertretend für $\log(p/p_0)$, wobei beispielsweise $p_0 = 1$ bar gilt. Diese Quotientenbildung ist notwendig, da mathematisch der Logarithmus nur von einer dimensionslosen Zahl gebildet werden kann.

Der Vorteil der Darstellung im log(p), h -Diagramm ist sofort erkennbar, denn alle beim Linksprozess relevanten, energetischen Zustandsänderungen gemäß der Gln. (8) bis (10) sind als

Strecken auf der Abszisse ablesbar.

Anhand der im Bild 8 eingetragenen Isentropen s_3 und s_1 sind auch die Irreversibilitäten (Zunahme der Entropie $s_4 > s_3$ und $s_2 > s_1$) bei der Entspannung und bei der Verdichtung zu erkennen.

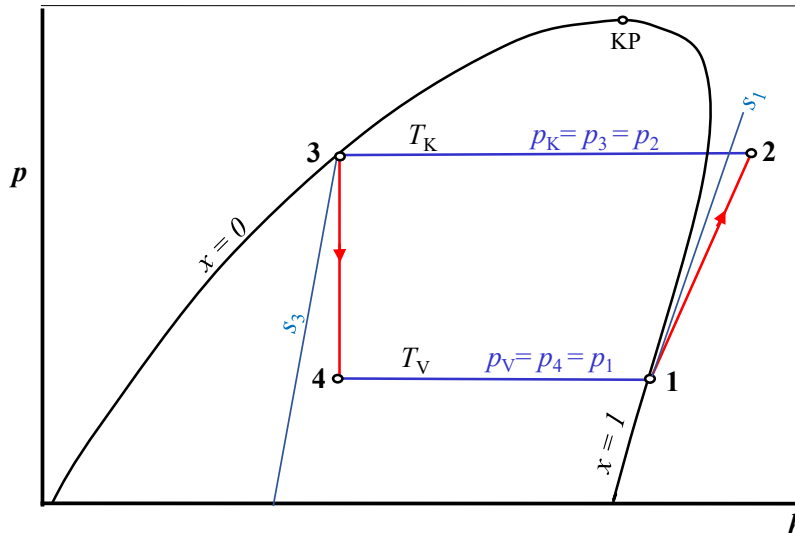
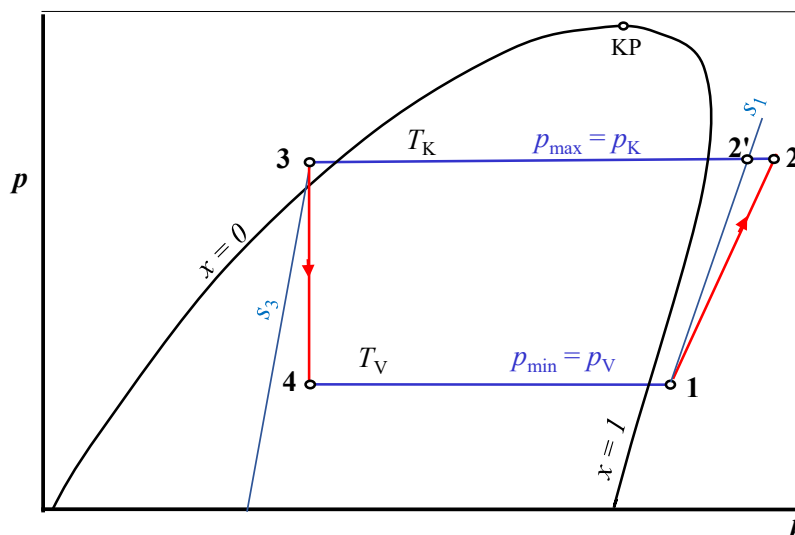


Bild 8 Theoretischer Zustandsverlauf im $\log(p), h$ -Diagramm einer einstufigen Kompressionswärmepumpe in Verbindung zu Bild 5

Aus praktischen Gründen einer sicheren Prozesssteuerung werden zwei Veränderungen gegenüber dem theoretischen Zustandsverlauf vorgenommen:

- Das Kondensat wird etwas unterkühlt (beispielsweise um 5 K), sodass der Zustandspunkt 3 nach linksverschoben ins Flüssigkeitsgebiet rückt. Dies hat den Vorteil, dass stets Flüssigkeit ohne Dampfanteil entspannt wird. Ein geringer Dampfanteil würde den Massendurchsatz und somit die Leistung des Linksprozesses reduzieren.
- Die Wärmezufuhr im Verdampfer wird über das notwendige Maß erhöht, sodass am Punkt 1 leicht überhitzter Dampf vom Verdichter angesaugt wird. Damit ist sichergestellt, dass keine Flüssigkeitstropfen in den Verdichter gelangen, die Flüssigkeitsschläge und Kavitation verursachen. Man steuert den verlagerten Zustandspunkt 1 durch die Regelung des thermostatisch arbeitenden Drosselventils an.



statisch arbeitenden Drosselventils an.

Damit ergibt sich ein leicht verändertes Schaubild (Bild 9).

Bild 9 Praxisüblicher Zustandsverlauf im $\log(p), h$ -Diagramm einer einstufigen Kompressionswärmepumpe in Verbindung zu Bild 5 mit Überhitzung am Verdampferaustritt und Unterkühlung am Kondensatoraustritt

Es ist üblich nachfolgende Wirkungsgrade z. B. nach H. D. BAEHR zu definieren:

- Der isentrope Wirkungsgrad drückt die thermodynamische Irreversibilität bei der Verdichtung aus

$$\eta_s = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{h_{2'} - h_1}{w_{t,12}} < 1. \quad (11)$$

- Der mechanische Wirkungsgrad setzt die dem Prozess technisch zugeführte Leistung $\dot{m} w_{t,12}$ ins Verhältnis zu der dem Verdichter zugeführte Leistung ($\equiv$ der Wärmepumpe zugeführten Leistung) P_{WP}^*

$$\eta_m = \frac{\dot{m} w_{t,12}}{P_{WP}^*} < 1. \quad (12)$$

Interessant ist die Leistungszahl der Wärmepumpe. Für sie gilt die abgegebene Heizleistung $|\dot{Q}_H| \equiv |\dot{Q}_K|$ im Verhältnis zum Aufwand an elektrischer Energie:

$$\varepsilon^* = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}^*} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_3)}{\frac{\dot{m} w_{t,12}}{\eta_m}} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_3)}{\frac{\dot{m} (h_{2'} - h_1)}{\eta_m \eta_s}} = \eta_m \eta_s \frac{h_2 - h_3}{h_{2'} - h_1} > 1. \quad (13)$$

Die ingenieurtechnische Zielstellung ist es, die beiden Wirkungsgrade möglichst groß zu gestalten. Die Prozessführung nimmt Einfluss auf η_s , sodass deren Verbesserung angestrebt wird.

Mit Bezug auf Gl. (5) wird auch oftmals für die Leistungszahl geschrieben:

$$\varepsilon^* = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}^*} = \varepsilon_{\text{rev}} \zeta_{WP} > 1. \quad (14)$$

Die Leistungszahl wird häufig auch *COP* (Coefficient of Performance) genannt.

Der exergetische Wirkungsgrad ζ_{WP} ist anlagenabhängig, denn die realen Exergieverluste bei der Wärmeübertragung, Verdichtung, Entspannung usw. sind stark unterschiedlich. Als Näherungswert nennt H. D. BAEHR für reale Anlagen beispielsweise $\zeta_{WP} = 0,45$.

Im Weiteren werden nur die *thermodynamisch relevanten Einflüsse* verglichen und deshalb der *mechanische Wirkungsgrad* η_m *nicht mit einbezogen* bzw. $\eta_m = 1$ gesetzt. Damit nimmt die Leistungszahl nach Gl. (13) eine idealisierte Form an:

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}} = \frac{\dot{m} (h_2 - h_3)}{\dot{m} w_{t,12}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} > 1 \quad \text{mit} \quad \varepsilon^* = \varepsilon \eta_m. \quad (15)$$

Im Bild 9 ist zu sehen, dass die exergetischen Prozessverluste hauptsächlich bei der Verdichtung (realer Endpunkt bei 2 und nicht bei 2') und bei der Drosselung ($h_3 = h_4$) entstehen. Die weiteren exergetischen Verluste verursachen die Druckverluste in den Leitungen und Apparaten sowie die Wärmeübertragung im Kondensator und Verdampfer infolge der Temperaturdifferenzen. Große Durchflussquerschnitte und Wärmeübertragerflächen reduzieren die Verluste. Bei der weiteren, allgemeinen Betrachtung bleiben sie generell unbeachtet.

Der Exergieverlust infolge der Verdichtung von 1 nach 2 könnte beispielsweise durch eine Zwischenkühlung verringert werden.

Bei Gasverdichtern arbeitet man mehrstufig mit Zwischenkühlung. Wenn man das Gas nach der ersten

Verdichterstufe auf die Ausgangstemperatur T_1 zurückkühlen kann, gilt ($T_Z = T_1$) und der optimale Zwischendruck berechnet sich zu:

$$p_{Z,opt} = \sqrt{p_2 p_1}.$$

Damit ist der optimale Zwischendruck das geometrische Mittel zwischen Anfangs und Enddruck. D. h., die Druckverhältnisse beider Stufen sind gleich

$$\pi_1 = \frac{p_Z}{p_1} = \pi_2 = \frac{p_2}{p_Z} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}.$$

Für n -stufige Verdichtungs Vorgänge mit Rückkühlung auf die Anfangstemperatur T_1 gilt:

$$\pi_{1...n} = \sqrt[n]{p_2/p_1}.$$

Zweistufige Kompressionswärmepumpe mit interner Prozess-Carnotisierung

Eine übliche zweistufige Verdichtung mit einem Zwischenkühler ist nur bei industriellen Großwärmepumpen sinnvoll, da der apparatetechnische Aufwand sehr groß ist und auch eine Nutzung der im Zwischenkühler anfallenden Wärme gewährleistet sein muss, um eine hohe Effizienz zu erreichen (Anwendungsfall: siehe Seite 14).

Die Nutzung der Wärme aus einem Zwischenkühler ist bei kleinen Anlagen – z. B. üblichen Gebäudeheizungen – in der Regel nicht gegeben. Deshalb arbeitet man mit einer "vereinfachten Ersatzkühlung", die aus verdampfendem Kältemittel bei mittlerem Druck besteht. Hierbei sind unterschiedliche Methoden praxisüblich, die nachfolgend beschrieben werden.

- **Zweistufige Wärmepumpe mit Mischkondensator**

Die entsprechende Schaltung zeigt Bild 10. Es werden zwei Linksprozesse geführt, wobei die

Masseströme $\dot{m}_N$ und $\dot{m}_H$ unterschiedlich groß sind. Die Verbindung der beiden Prozesse ist durch den Mischkondensator gegeben.

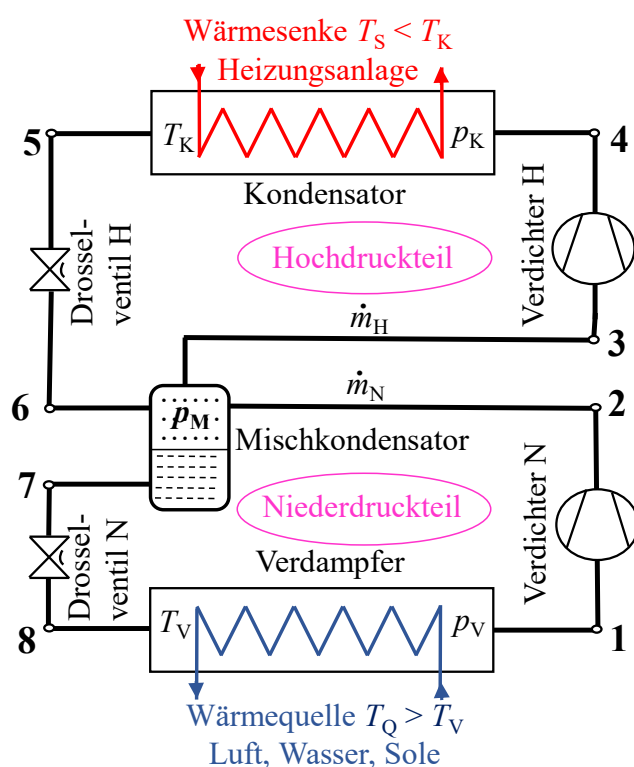


Bild 10 Prinzipschema einer zweistufigen Kompressionswärmepumpe mit zwischengeschaltetem Mischkondensator und Anschluss der Wärmequelle und der Wärmesenke

Der Niederdruckverdichter N fördert den aus dem Verdampfer austretenden Dampf (eventuell leicht überhitzt) (Zustand 1) in den oberen Teil des Mischkondensators. Dort herrscht der Druck p_M . Er ist identisch mit den Drücken der Zustandspunkte 2, 3, 6 und 7, da die Druckverluste in den Leitungen unberücksichtigt bleiben. Die Temperatur T_2 , die am Austritt des Verdichters N herrscht, wird reduziert durch die entspannte Kältemittelflüssigkeit des Zustandes 6 aus dem Hochdruckteil. Der Hochdruckverdichter H saugt an der höchsten Stelle des Mischkondensators trockengesättigten Dampf ab und bringt ihn auf den Zustand 4, dem höchsten Systemdruck. Aus dem Kondensator (Zustandspunkt 5) strömt Kondensat (eventuell leicht unterkühlt) zum Drosselventil H. Im Mischkondensator verdampft das entspannte Kondensat teilweise und kühlt den überhitzten Dampf, der mit der Temperatur T_2 aus dem Verdichter N austrat, so wie oben beschrieben ab. Dies ist der gewünschte Effekt der "Zwischenkühlung". Der größte Teil des entspannten Kältemittels nach dem Drosselventil H bleibt flüssig und wird im Mischkondensator separiert (Zustand 7). Über das Drosselventil N wird das flüssige Kältemittel weiter entspannt und im Verdampfer durch Aufnahme von Umweltwärme verdampft, sodass sich der Gesamtkreislauf schließt. Der Prozess nimmt den im Bild 11 gezeigten Verlauf.

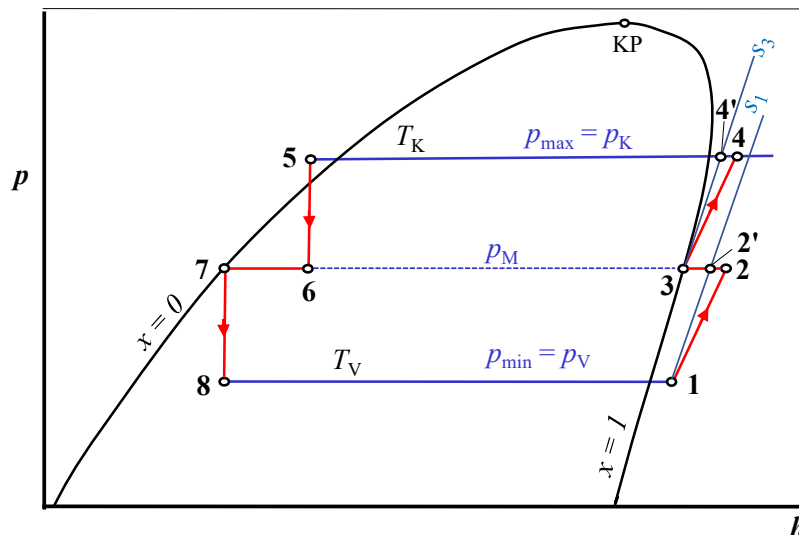


Bild 11 Praxisüblicher Zustandsverlauf einer zweistufigen Kompressionswärmepumpe mit zwischenliegendem Mischkondensator im $\log(p), h$ -Diagramm in Verbindung zu Bild 10 mit Überhitzung am Verdampferaustritt und Unterkühlung am Kondensatoraustritt

Der Druck im Mischkondensator wurde im Diagramm als logarithmisches Mittel zwischen Maximal- und Minimaldruck gewählt

$$p_M = \sqrt{p_{\min} p_{\max}} = p_{\min}^{0,5} p_{\max}^{0,5}.$$

Beispiel:

$$p_M = \sqrt{10 \cdot 20} = 14,14. \text{ Somit sind die Druckverhältnisse gleich:}$$

$$\pi_1 = \frac{p_M}{p_{\min}} = \frac{14,14}{10} = 1,414 = \pi_2 = \frac{p_{\max}}{p_M} = \frac{20}{14,14} = 1,414.$$

Da eine logarithmische Achsteilung gewählt wird, gilt:

$$\log p_M = \log(p_{\min}^{0,5} \cdot p_{\max}^{0,5}) = 0,5(\log p_{\min} + \log p_{\max}).$$

Im $\log(p), h$ -Diagramm liegt der geometrische Mitteldruck dann genau mittig zwischen den Grenzdrücken $p_{\min}$ und $p_{\max}$.

Beispiel:

$$\text{z. B. } \log p_M = 0,5 (\log 20 + \log 10) = 1,1505 \rightarrow p_M = 10^{1,1505} = 14,14.$$

Die Durchsätze im Hoch- und Niederdruckteil sind aneinander gekoppelt. Es gelten folgende Energiebilanzen, um ein Gleichgewicht im Mischkondensator zu erhalten:

$$\dot{m}_H (h_3 - h_6) = \dot{m}_N (h_2 - h_7) \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_N} = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} > 1 \quad (16)$$

Die Summe der Verdichterleistungen (ohne Beachten von η_m) berechnet sich dann zu:

$$P_{WP} = \dot{m}_N w_{t,12} + \dot{m}_H w_{t,34} = \dot{m}_N (h_2 - h_1) + \dot{m}_H (h_4 - h_3), \quad (17)$$

sodass die Leistungszahl ε angeschrieben werden kann:

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}} = \frac{\dot{m}_H (h_4 - h_5)}{\dot{m}_N (h_2 - h_1) + \dot{m}_H (h_4 - h_3)} > 1. \quad (18)$$

Es besteht nun die ingenieurmäßige Aufgabe zu untersuchen, ob sich die technisch aufwändige, zweistufige Ausführung gegenüber dem Einstufenbetrieb lohnt und ob der Mitteldruck in Abhängigkeit des Kältemittels variiert werden sollte. Es wird jedoch $p_M \approx \sqrt{p_{\min} p_{\max}}$ gelten.

In der Regel wird man zweistufige Lösungen nur bei hohen Temperaturunterschieden zwischen T_K und T_V in Betracht ziehen. Die Anwendung der Mehrstufigkeit wird oftmals durch die Form der Kältemittel-Zustandsdiagramme begrenzt. Wenn man beispielsweise mit dem Betriebsverlauf zu nahe an den kritischen Punkt KP rücken würde. Es ist dann der Einsatz eines anderen Kältemittels zu prüfen.

• *Wärmepumpe mit Einspritzung von Kältemittel in den Verdichter über einen Economiser*

Um den Kälteprozess zu "Carnotisieren" kann der Verdichtungs Vorgang auch durch Einspritzen von Kältemittel effizienter gestaltet werden. Dies ist bei Schrauben- und Scrollverdichtern über Bohrungen oder eine Zwischenkammer möglich. Die entsprechende Schaltung zeigt Bild 12.

Sattdampf bzw. leicht überhitzter Dampf werden beim Verdampferdruck (Zustandspunkt 1) vom Verdichter angesaugt. Bei einem mittleren Druck wird an einer konstruktiv geeigneten Stelle ein Kältemittelteilstrom eingespritzt. Dadurch ändert sich der Zustand von 2 nach 3, bei gleichem Druck kühlt sich das Heißgas vom Zustand 2 auf ca. 2 ... 5 K über Sattdampf Temperatur (Zustand 3) ab. Die weitere Verdichtung endet beim Zustandspunkt 4. Nach der Verflüssigung im Kondensator wird ein kleiner Teilstrom am Punkt 5 entnommen und in einem Drosselventil H auf einen mittleren Druck p_M (Zustandspunkt 7) entspannt, wobei der Dampfgehalt beispielsweise $x_7 = 0.2 \dots 0.4$ beträgt. Der flüssige Hauptstrom tritt in den ECO (Economiser) ein und wird geringfügig untergeköhlt (Zustandspunkt 6). Dies geschieht im Gegenstrom zum Teilstrom des Zustandes 7. Dieser erfährt eine Enthalpiezufuhr, sodass der Teilstrom auf etwa Sättigungszustand ($x_8 \approx 1$) gebracht wird. Dieser Dampf vom Zustand 8 wird in den Verdichter eingespritzt, um dort den Zustandspunkt 3 zu erreichen. Es ist sicherzustellen, dass keine Flüssigkeitsschläge in der zweiten Verdichterstufe auftreten. Der Einspritzmassenstrom $\dot{m}_E$ und der Economiser sind so zu bemessen, dass die Zustandsänderung von 2 auf 3 eintritt. Außer einer genauen rechnerischen Auslegung wird zusätzlich auch eine genaue Einstellung* erforderlich sein. Schließlich erfolgt die Entspannung des Hauptstromes im Drosselventil N in üblicher Weise, sodass der Nassdampf mit dem Zustand 9 in den Verdampfer eintritt.

* Bereits während meiner Studienzeit wurde mir vermittelt, dass im Bereich der Kleinkälte stets Experimentierarbeit erforderlich ist. Dies trifft auch heute noch auf die Hauswärmepumpen – ganz speziell auf die vorliegende Variante – zu. Der Verdichter muss die Einspritzung vom Zustand 8 störungsfrei verarbeiten können.

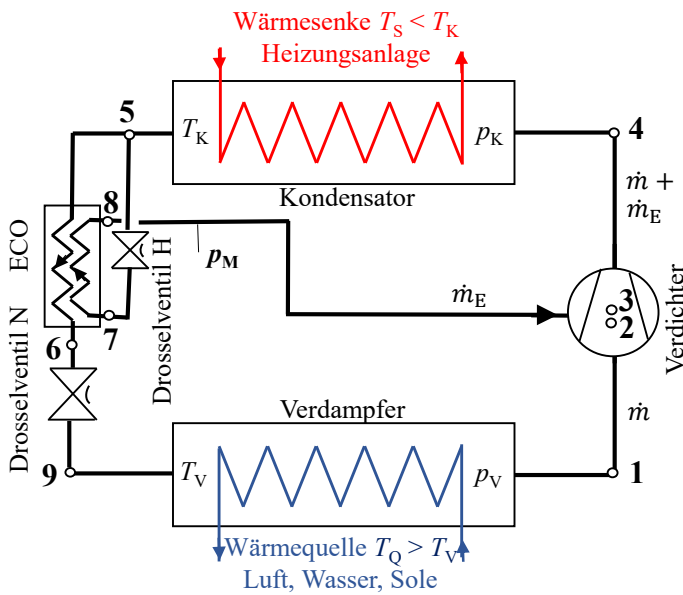


Bild 12 Prinzipschema einer Kompressionswärmepumpe mit Kältemiteleinstritzung in den Verdichter nach Durchlauf eines ECO und üblichen Anschlüssen der Wärmequelle und der Wärmesenke

Der beschriebene Prozess entspricht im $\log(p), h$ -Diagramm dem im Bild 13 gezeigten Verlauf.

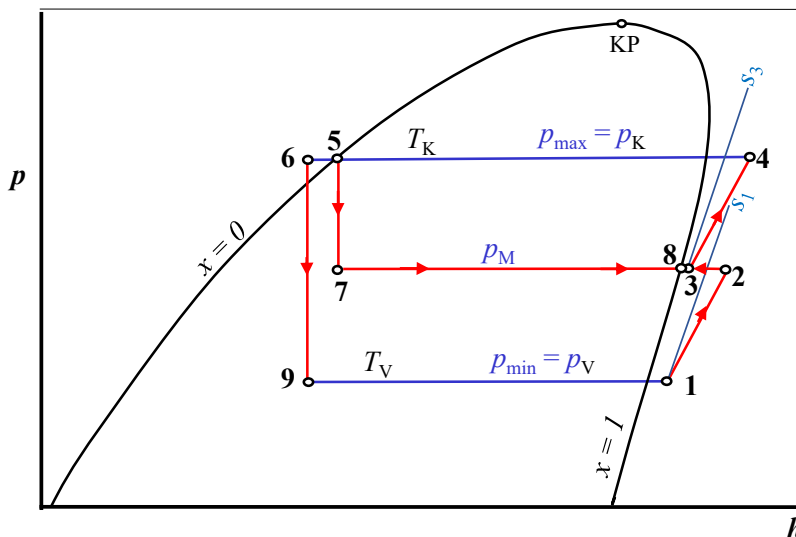


Bild 13 Praxisüblicher Zustandsverlauf im $\log(p), h$ -Diagramm einer einstufigen Kompressionswärmepumpe in Verbindung zu Bild 12 mit Kältemiteleinstritzung in den Verdichter nach Durchlauf eines ECO bei einem mittleren Druck

Bei der Einspritzung müssen zwei Bilanzen erfüllt sein, erstens um den ECO und zweitens um die Verdichtereinspritzung:

$$\dot{m} (h_5 - h_6) = \dot{m}_E (h_8 - h_7) = \dot{m}_E (h_8 - h_5) \quad (19)$$

$$\dot{m}_E h_8 + \dot{m} h_2 = (\dot{m} + \dot{m}_E) h_3. \quad (20)$$

Daraus folgen bei gewähltem p_M und Vorgabe von h_6 oder von h_3 unter praktischen Gesichtspunkten:

$$\dot{m}_E = \dot{m} \frac{h_5 - h_6}{h_8 - h_5} \quad ; \quad \dot{m}_E = \dot{m} \frac{h_3 - h_2}{h_8 - h_3}. \quad (21)$$

D. h., es kann die Flüssigkeitsunterkühlung vor dem Hauptexpansionsventil N oder die leichte Dampfüberhitzung vor dem Hochdruckteil des Verdichters gewählt werden.

Die Verdichterleistung, die Heizleistung und die Leistungszahl berechnen sich zu:

$$P_{WP} = \dot{m} (h_2 - h_1) + (\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_3) \quad (22)$$

$$|\dot{Q}_H| = (\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_5) \quad (23)$$

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}} = \frac{(\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_5)}{\dot{m} (h_2 - h_1) + (\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_3)} \quad (24)$$

Für eine Optimierung ist wiederum die Variable Mitteldruck p_M maßgebend, die Wahl der Flüssigkeitsunterkühlung (Zustand 6), der Dampfüberhitzung (Zustand 1) und die Größe der Rückkühlung (Zustand 3) stellen untergeordnete Einflussgrößen dar.

• Wärmepumpe mit Einspritzung von Kältemittel als Flashgas in den Verdichter

Im Gegensatz zur vorherbeschriebenen Schaltung gibt es auch eine Variante (Bild 14), wobei Flashgas in den Verdichter zwischen Nieder- und Hochdruckteil eingespritzt wird. Durch die Entspannung im Hochdruck-Expansionsventil H auf einen Mitteldruck p_M (Zustand 6) verdampft ein Teil der Flüssigkeit sofort, man nennt dieses Entspannungsgas gemäß der englischen Übersetzung *Flashgas* (Blitzgas).

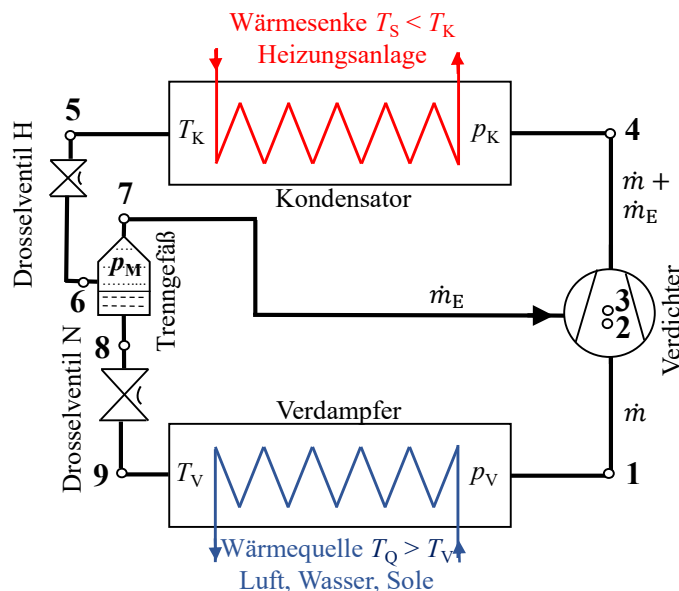


Bild 14 Prinzipschema einer Kompressionswärmepumpe mit Kältemiteleinstritzung in den Verdichter in Form von Flashgas nach Separation in einem Trenngefäß

Es wird im Entspannungsgefäß (Trenngefäß) separiert: Zustand 7 entspricht $x_7 = 1$ und Zustand 8 entspricht $x_8 = 0$ jeweils bei p_M .

Der viel größere Flüssigkeitsstrom (Zustand 8) wird über das Drosselventil N weiter auf Verdampferdruck (Zustand 9) entspannt.

In einigen Firmenschriften wird das Trenngefäß auch als "Open-Flash-Eco" bezeichnet. Dies ist meines Erachtens irreführend, da Eco (Economiser) im Bereich der Wärme-/Kältetechnik in der Regel mit einer wirtschaftlichkeitssteigernden Wärmeübertragung verbunden wird.

Bild 15 zeigt die Zustandsverläufe im $\log(p), h$ -Diagramm. Es gelten die Bilanzen um das Trenngefäß und bei der Verdichtereinspritzung:

$$(\dot{m} + \dot{m}_E) h_6 = \dot{m} h_8 + \dot{m}_E h_7 \quad (25)$$

$$\dot{m}_E h_7 + \dot{m} h_2 = (\dot{m} + \dot{m}_E) h_3 \quad (26)$$

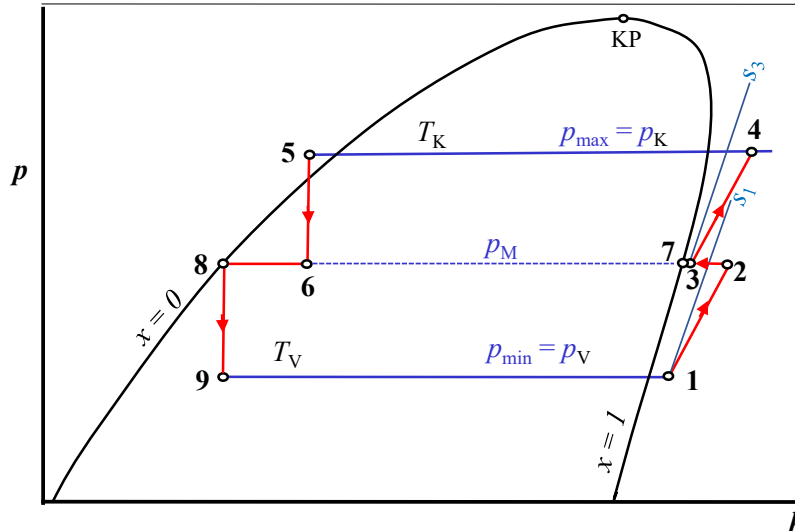


Bild 15 Praxisüblicher Zustandsverlauf im $\log(p), h$ -Diagramm einer Kompressionswärmepumpe mit Flashgaseinspritzung in den Verdichter zwischen Nieder- und Hochdruckteil auf Basis des Schaltbildes 14

Die Einspritzmenge ist nicht frei wählbar, sondern entspricht dem bei der ersten Entspannung im Drosselventil H entstehenden Dampfanteil $\dot{m}_E = x (\dot{m} + \dot{m}_E)$, der aus Gl. (25) folgt:

$$\dot{m}_E = \dot{m} \frac{h_6 - h_8}{h_7 - h_6} = \dot{m} \frac{h_5 - h'_{p_M}}{h''_{p_M} - h_5}. \quad (27)$$

Hierbei stellen h'_{p_M} die Enthalpie auf der Siedelinie und h''_{p_M} die Enthalpie auf der Sättigungslinie bei p_M dar.

Die Verdichterleistung, die Heizleistung und die Leistungszahl ergeben sich zu:

$$P_{WP} = \dot{m} (h_2 - h_1) + (\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_3) \quad (28)$$

$$|\dot{Q}_H| = (\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_5) \quad (29)$$

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}} = \frac{(\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_5)}{\dot{m} (h_2 - h_1) + (\dot{m} + \dot{m}_E) (h_4 - h_3)}. \quad (30)$$

Für eine Optimierung sind wiederum mehrere Variable von Bedeutung:

- Der gewählte Mitteldruck p_M bestimmt gemäß Gl. (27) maßgebend die Einspritzmenge (Flashgasanteil). Empfohlener Anfangswert ist wiederum $p_M = \sqrt{p_{\min} p_{\max}}$.
- Die Wahl der Flüssigkeitsunterkühlung (Zustand 5) beeinflusst ebenfalls den Flashgasanteil. Eine große Unterkühlung verringert diesen.
- Die Dampfüberhitzung (Zustand 1) und die Größe der Rückkühlung (Zustand 3) verändern die aufzubringende Verdichterarbeit.

Die Optimierung der Leistungszahl kann nur iterativ, d. h. durch wiederholende Rechnungen mit unterschiedlichen Annahmen, erfolgen, wobei die Stoffwerte des verwendeten Kältemittels zusätzlich zu berücksichtigen sind.

Wärmepumpe mit separater Zwischenkühlung des Kältemittels bei Anordnung von zwei Verdichtern

Diese Lösung kommt in der Regel nur bei Großanlagen im industriellen Bereich zum Einsatz. Um einen wirtschaftlichen Betrieb zu gewährleisten, sollte jedoch die Nutzung der Wärme des Zwischenkühlers erfolgen. Hierzu sind natürlich spezielle wärmetechnische Schaltungen Voraussetzung. Bild 16 zeigt eine mögliche Schaltung.

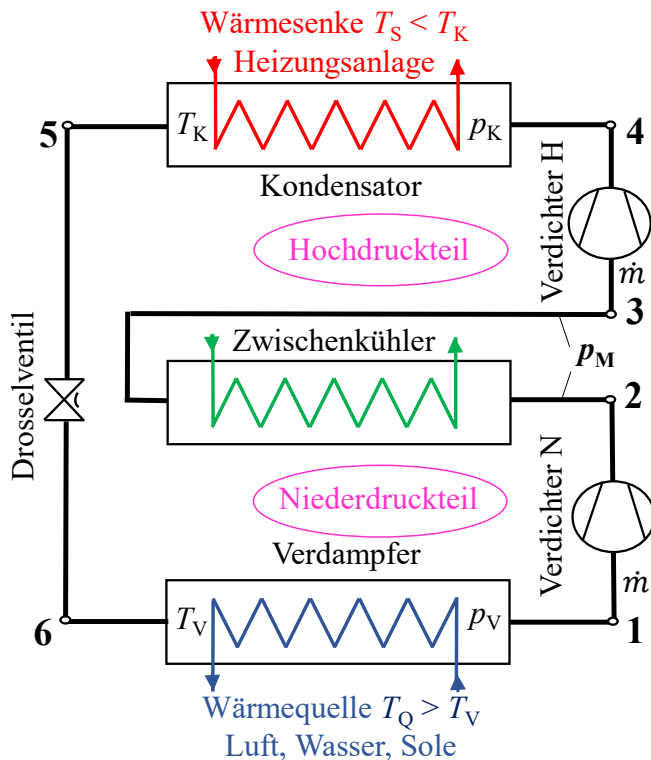


Bild 16 Prinzipschema einer Kompressionswärmepumpe mit zwei in Reihe geschalteten Verdichtern und einer Zwischenkühlung in einem Wärmeübertrager mit eigener Wärmenutzung durch eine Wärmesenke mittlerer Temperatur

Sattdampf bzw. leicht überhitzter Dampf werden beim Verdampferdruck (Zustandspunkt 1) vom Verdichter N angesaugt. Bei einem mittleren Druck p_M , der in der Regel das geometrische Mittel $p_M = \sqrt{p_{\min} p_{\max}}$ – gebildet aus den Grenzdrücken – ist, wird vom Zustand 2 im Zwischenkühler auf den Zustand 3 isobar gekühlt. Die Wärme aus dem Zwischenkühler kann im industriellen Bereich als Prozesswärme oder im Gebäudebereich beispielsweise zur zentralen Gebrauchswasservorwärmung eingesetzt werden. Zustandspunkt 3 befindet sich dann auf oder nahe der Sättigungslinie ($x_3 \approx 1$). Das weiter zu verdichtende Volumen ist dann kleiner, woraus eine Energieersparnis resultiert. Mit Verdichter H wird der Zustandspunkt 4, der Maximaldruck in der Anlage erreicht. Die Verflüssigung im Kondensator erfolgt bis zum Punkt 5, in der Regel mit einer Flüssigkeitsunterkühlung. Die Entspannung über das Drosselventil führt zum Zustandspunkt 6. Der weitere Prozessverlauf endet in bekannter Weise nach dem Verdampfer am Zustandspunkt 1.

Im $\log(p), h$ -Diagramm (Bild 17) lässt sich der Prozessverlauf thermodynamisch verfolgen.

Die Energieeinsparung durch die Zwischenkühlung vom Zustand 2 nach 3 bei der Verdichtung wird deutlich sichtbar. Die aufzuwendende Leistung beträgt:

$$P_{WP} = \dot{m} w_{t,12} + \dot{m} w_{t,34} = \dot{m} (h_2 - h_1 + h_4 - h_3). \quad (31)$$

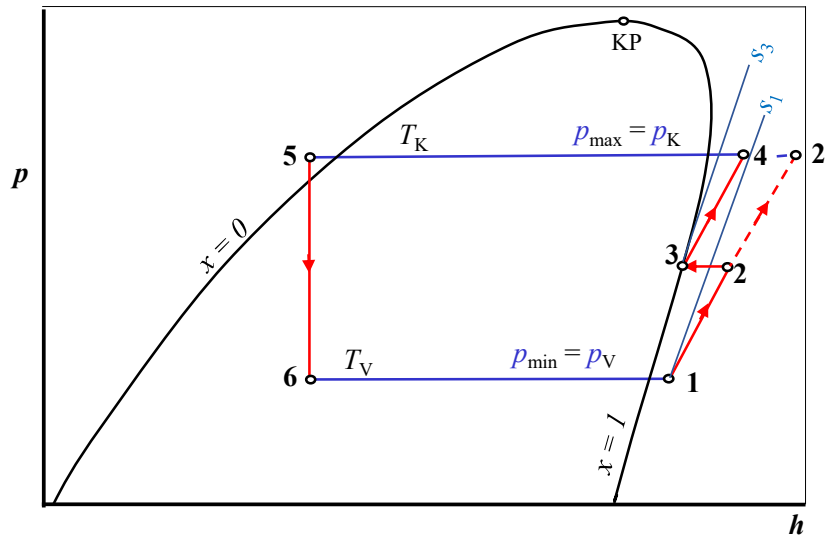


Bild 17 Praxisüblicher Zustandsverlauf im $\log(p), h$ -Diagramm einer Kompressionswärmepumpe mit zwei Verdichtern und einem Zwischenkühler in Verbindung zu Bild 16

Ohne Zwischenkühlung betrüge die Verdichterleistung

$$P'_{WP} = \dot{m} w_{t,12'} = \dot{m} (h_{2'} - h_1). \quad (32)$$

Der Zwischenkühler ZK und der Kondensator K stellen bei unterschiedlicher Temperatur die folgenden Wärmeströme für Heizzwecke zur Verfügung

$$|\dot{Q}_{ZK}| = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad \text{und} \quad |\dot{Q}_K| = \dot{m} (h_4 - h_5). \quad (33)$$

Der Verdampfer V nimmt den Umweltwärmestrom

$$\dot{Q}_V = \dot{m} (h_1 - h_6) \quad (34)$$

auf.

Die Leistungszahl ist wegen der unterschiedlichen Nutztemperaturen nicht vergleichbar mit den bisher definierten Größen. Sind die Wärmen der unterschiedlichen Temperaturen gleich zu bewerten – d. h. rein kalorisch – kann man schreiben:

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}} = \frac{h_4 - h_5 + h_2 - h_3}{h_2 - h_1 + h_4 - h_3}. \quad (35)$$

Wärmepumpe in Kaskadenschaltung mit zwei unterschiedlichen Kältemitteln und zwei Verdichtern

Bei großen Temperaturhüben ($T_K - T_V$) ist dies oftmals nicht mit einem Kältemittel möglich, da der Prozessverlauf zu nahe an den kritischen Punkt rücken würde. Deshalb setzt man zwei hintereinandergeschaltete Prozesse ein. In der Regel wird dies wiederum bei industriellen Anlagen realisiert. Ein mögliches Schaltbild zeigt Bild 18.

Die thermodynamischen Zustandsänderungen werden im $\log(p), h$ -Diagramm (Bild 19) dargestellt, wobei zwei unterschiedliche Kältemittel eingetragen sind.

Die niedrigste Prozesstemperatur beträgt nun T_{VI} und die höchste Prozesstemperatur T_{KII} , um klarzustellen, dass es sich um zwei völlig getrennte Kältekreisläufe handelt. Der Gegenströmer stellt für den Kreislauf I den Kondensator und für Kreislauf II den Verdampfer dar.

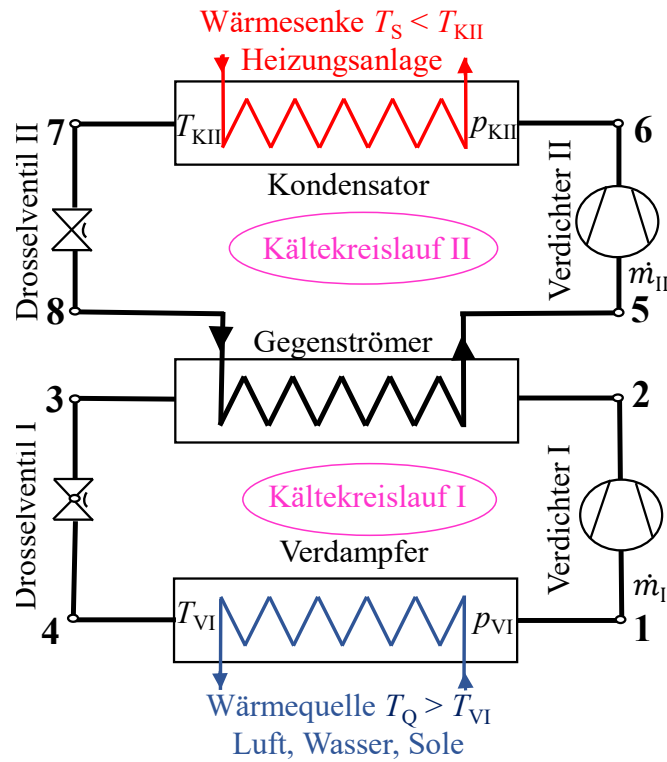


Bild 18 Prinzipschema einer Kaskadenschaltung mit zwei kompletten Kältemittelkreisläufen (Niederdruck- und Hochdruckteil) und der Verbindung durch einen Gegenstromwärmeübertrager

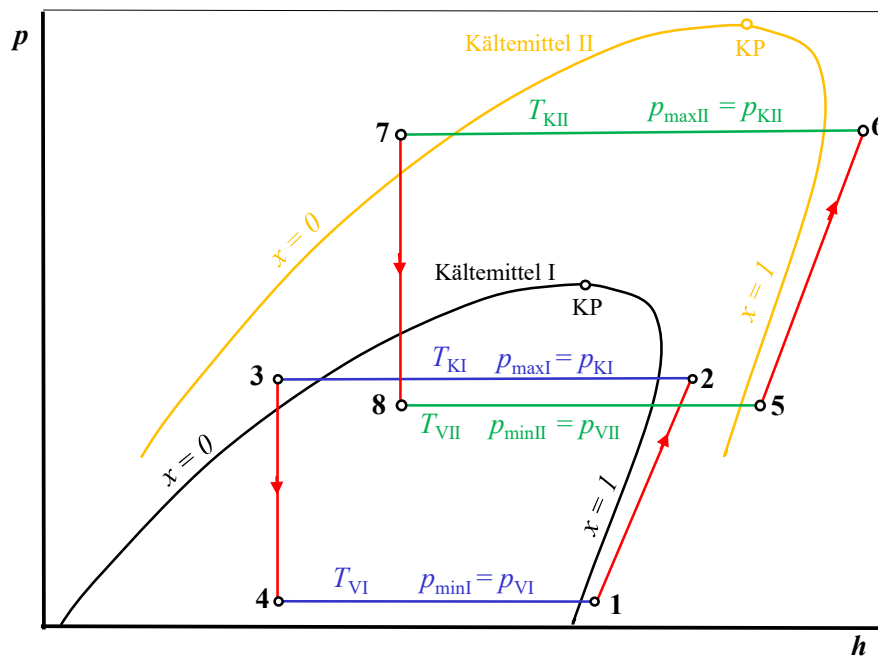


Bild 19 Mögliche Zustandsverläufe von zwei gekoppelten Kältemittelkreisläufen im $\log(p), h$ -Diagramm in Verbindung zu Bild 18

Die Masseströme sind über den Wärmeaustausch im Gegenstromwärmeübertrager GWÜ miteinander gekoppelt. Es gelten die Bilanz und daraus folgend das Massestromverhältnis

$$\dot{Q}_{\text{GWÜ}} = \dot{m}_I (h_2 - h_3) = \dot{m}_{\text{II}} (h_5 - h_8) \quad (36)$$

$$\frac{\dot{m}_{\text{II}}}{\dot{m}_I} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (37)$$

Die konstruktive Auslegung des Gegenströmers hat so zu erfolgen, dass unter Beachten der *hauptsächlichen* Temperaturdifferenz ($T_{\text{KI}} - T_{\text{VII}}$) sowie der Flüssigkeitsunterkühlung beim Punkt 3 und der Dampfüberhitzung beim Punkt 5 der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{GWÜ}}$ gewährleistet wird.

Der Kondensator II überträgt den Wärmestrom beispielsweise an die Heizung

$$|\dot{Q}_K| = |\dot{Q}_H| = \dot{m}_{II} (h_6 - h_7) \quad (38)$$

und die Gesamtleistung beträgt

$$P_{WP} = \dot{m}_I (h_2 - h_1) + \dot{m}_{II} (h_6 - h_5). \quad (39)$$

Damit ergibt sich die Leistungszahl zu:

$$\varepsilon = \frac{|\dot{Q}_H|}{P_{WP}} = \frac{\dot{m}_{II} (h_6 - h_7)}{\dot{m}_I (h_2 - h_1) + \dot{m}_{II} (h_6 - h_5)}. \quad (40)$$

Schlussbemerkung

Mit diesem Beitrag sollte eine Einführung für *Lernende* gegeben werden, weshalb auch kein spezielles Wissen dargelegt wurde.

Im gleichen Duktus sind die verschiedenen gebräuchlichen Schaltungen und Prozessführungen vorgestellt, der in der Regel in den speziellen Aufsätzen und Firmenschriften fehlt. Deshalb wurde auch Wert darauf gelegt, dass einheitliche Diagramme Verwendung finden, die die qualitativen Zusammenhänge hervorheben.

Die vorgestellten Schaltungen zur Prozessverbesserung geben einen Einblick über die unterschiedlichen Möglichkeiten, erheben aber keinen Anspruch auf Vollständigkeit. So wurden beispielsweise auch Verdichter mit integrierten Kühlkanälen, die als interne Wärmeübertrager zur Zwischenkühlung oder zur speziellen Bauteilkühlung dienen, nicht vorgestellt.

Auch wurde auf die Lastanpassung im dynamischen jahreszeitlichen Betrieb beispielsweise durch Einsatz einer Drehzahlregelung mit Inverter-Technologie nicht eingegangen, sondern einführend nur der stationäre Betrieb betrachtet. Auch Abtauvorrichtungen bei Luft-Wasser-Wärmepumpen waren nicht Gegenstand der Betrachtungen.

Das *Hauptkriterium zur Effizienzsteigerung ist ein niedriger Temperaturhub*, d. h. die Kondensatortemperatur und die Verdampfertemperatur sollten möglichst nahe beieinander liegen.

In letzter Zeit wird oft hervorgehoben, dass Wärmepumpen z. B. bei Einsatz von mehreren Stufen auch große Temperaturhübe realisieren, sodass beispielsweise auch alte Heizungsanlagen mit örtlichen Heizkörpern versorgt werden können. Dies stimmt zwar grundsätzlich, aber die Leistungszahlen von Kompressionswärmepumpen verringern sich mitunter drastisch. Nach Gl. (5) besteht ein eindeutiger, thermodynamischer Zusammenhang zwischen den Temperaturverhältnissen und der maximalen Leistungszahl auch beim linksläufigen Carnotprozess.

Bei Anlagen mit Abnehmern unterschiedlich hoher Temperaturen ergibt sich eine Vielfalt von Schaltungsmöglichkeiten zur Effizienzverbesserung. Hier sollte niemals die höchste Temperaturanforderung den gesamten Prozessverlauf bestimmen, sondern ideenreiche Schaltungen entworfen werden, die die Wärmeabnahme in Temperaturstufen ermöglicht. Beispiele:

- Wird eine relativ geringe Wärmemenge hoher Temperatur benötigt, so kann eine Heißgaskühlung (auch Heißgasenthitzer oder Desuperheater genannt) vor dem eigentlichen Kondensator angeordnet werden. Eine technische Anwendung könnte der thermischen Desinfektion dienen

("Legionellenschaltung").

- Eine Flüssigkeitsunterkühlung kann von einem separaten Wärmeübertrager, der dem Kondensator nachgeschaltet ist und mit niedriger Temperatur betrieben wird, übernommen werden. Damit ist z. B. eine Brauchwasservorwärmung möglich.
- Im Idealfall könnte man sogar drei Wärmeübertrager in Reihenschaltung mit den Leistungsanteilen von beispielsweise 10 % Heißgaskühlung für Desinfektionsaufgaben, 86 % Kondensationsbetrieb zur Wärmeübergabe an eine Fußbodenheizung und 4 % Flüssigkeitsunterkühlung zur Wasservorwärmung anordnen.
- Wären die benötigten Wärmemengen bei unterschiedlichen Temperaturen in etwa der gleichen Größenordnung, so ist der Betrieb von zwei parallelgeschalteten Kondensatoren, die bei unterschiedlichen Drücken arbeiten, sinnvoll. Derartige Anwendungen könnten sich beispielsweise bei der Versorgung von Heizkörpern mit 60 °C Vorlauftemperatur und von Fußbodenheizungen mit 35 °C ergeben.
- Vielfältige effizienzsteigernde Schaltungen existieren auch für die Abtauung der Verdampfer von Luft-Wasser-Wärmepumpen.

Danksagung

Großer Dank gebührt meinem langjährigen Brieffreund und Fachkollegen Herrn Dipl.-Ing. HORST ADAM, Märwil (Schweiz), der den Beitrag auf meine Bitte hin durchsah, korrigierte und wertvolle Hinweise gab.