

VDMA 24248



ICS ...

Energieeffizienz von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen Effizienzkennzahlen und deren Definition

Energy efficiency of electrically powered heat pumps,
coefficients of energy efficiency and their definition

Anwendungswarnvermerk

Dieser Entwurf wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil das beabsichtigte VDMA-Einheitsblatt von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise als Datei per E-Mail an karin.jahn@vdma.org
- oder in Papierform an den Fachverband Allgemeine Lufttechnik im VDMA Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V., Postfach 71 08 64, 60498 Frankfurt.

Fortsetzung Seite 2 bis 25

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. (VDMA)

Inhalt

	Seite
Vorwort	3
1 Anwendungsbereich	3
2 Normative Verweisungen	4
3 Ziele	4
4 Bewertung der Energieeffizienz	4
5 Kennzahlen der Energieeffizienz	5
5.1 Wärmeerzeugungseffizienz η_{KC-WP}	5
5.2 Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP}	7
5.3 Fluidtransporteffizienz η_{FT}	7
5.4 Wärmenutzungseffizienz η_{WN}	8
6 Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP}	9
7 Auslegungsrichtlinien für Wärmepumpen	10
8 Berechnungsbeispiel	10
Anhang A Anmerkungen	14
Anhang B Hinweis zur Anordnung von Messstellen zur Ermittlung der Energieeffizienz- kennzahlen	20
Anhang C Formelverzeichnis	22
Anhang D Arbeitskreis	24
Literaturhinweise	25

Vorwort

Das VDMA Einheitsblatt befasst sich mit Grundlagen zur Bewertung der Energieeffizienz einer elektrisch angetriebenen Wärmepumpe.

Dabei werden die „Wärmeerzeugung“, dies ist das Anheben eines Wärmestromes von einer tieferen auf eine höhere Temperatur, der Wärmetransport infolge treibender Temperaturdifferenzen und durch Temperaturdifferenzen in Wärmeträgerfluiden, Antriebsleistungen für den Transport von Wärmeträgerfluiden und die Nutzung der Heizleistung detailliert bewertet.

Ein Heiz-Effizienzgrad für eine Wärmepumpe wird definiert. Durch Anwendung der Kennzahlen wird die Wechselwirkung zwischen den Komponenten sichtbar.

Potentiale zur Verbesserung der Energieeffizienz können dadurch bei der Planung und beim Betrieb von Wärmepumpen verwirklicht werden.

Anhand eines Beispiels wird sichtbar, dass eine differenzierte Bewertung der Energieeffizienz möglich ist.

Zum Vergleich der Energieeffizienz sind eindeutige Bilanzgrenzen für die Wärmepumpe erforderlich.

Die Bilanzgrenze hängt dabei vom Umfang einer Installation ab.

Die Bewertung der Energieeffizienz von Wärmepumpen durch Effizienzkennzahlen verwendet die Methodik des VDMA-Einheitsblattes 24247-2.

1 Anwendungsbereich

Die Anforderungen dieses VDMA-Einheitsblattes sind für individuell geplante elektrisch angetriebene Wärmepumpen zur gewerblichen und industriellen Nutzung vorgesehen.

Zur Wärmeerzeugung wird wie bei einer Kälteanlage gemäß VDMA 24247-2 ausschließlich der linksläufige Kaldampfprozess betrachtet.

Wärmepumpe und Kälteanlage unterscheiden sich jedoch durch die kommerzielle Nutzung von Wärmesenke und Wärmequelle.

Im Unterschied zur Kälteanlage, bei der die kalte Seite (die Wärmequelle) durch eine regelbare Kälteleistung \dot{Q}_0 zweckbestimmt ist und den Nutzen darstellt, ist bei einer Wärmepumpe die warme Seite (die Wärmesenke) durch eine regelbare Heizleistung \dot{Q}_W zweckbestimmt.

Der Nutzen der Wärmepumpe ist also die regelbare Heizleistung \dot{Q}_W (siehe Bild 1) auf der warmen Seite bei Nutztemperatur t_W (z.B. Warmwasser oder Warmluft).

Wärmesenke der Kälteanlage und Wärmequelle der Wärmepumpe sind standortabhängig.

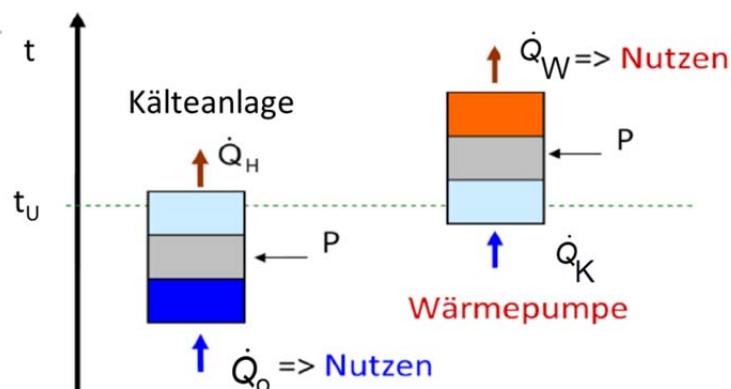


Bild 1 – Nutzen von Kälteanlage und Wärmepumpe

2 Normative Verweisungen

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

VDMA 24247-2, Energieeffizienz von Kälteanlagen, Teil 2: Anforderungen an das Anlagenkonzept und die Komponenten

3 Ziele

- Senkung des Elektroenergiebedarfes und damit der CO₂-Emissionen beim Betrieb von Wärmepumpen
- Verbesserung der Energieeffizienz von Bestandswärmepumpen und von Neuanlagen bei Volllast- und Teillastbetrieb
- Differenzierte Bewertung spezifischer Verlustanteile der Wärmepumpe und ihrer Komponenten in ihrer Wechselwirkung durch Energieeffizienzkennzahlen
- Definition eines „Heiz-Effizienzgrades“, der sich an einem verlustfreien Wärmepumpenprozess orientiert
- Planungsunterstützung für die Auswahl von Komponenten und für das Wärmepumpenkonzept mit der besten Energieeffizienz

Potenzielle Nutzer des Einheitsblattes sind Planer, Hersteller und Betreiber von Wärmepumpen.

Die Bewertungsmethodik sollte für die Planung und zur Bewertung von Bestandswärmepumpen genutzt werden. Die Methodik erlaubt eine detaillierte Aussage über den Einfluss der einzelnen Komponenten des Kältemittelkreislaufes und der Nebenaggregate, eine Voraussetzung für den Betrieb mit höchster Energieeffizienz.

4 Bewertung der Energieeffizienz

Für den Betreiber einer Wärmepumpe ist die Leistungszahl, der Heiz-COP, seiner Wärmepumpe von wirtschaftlichem Interesse, der hier als Heizleistungszahl COP_{WP} bezeichnet wird. COP_{WP} ist das Verhältnis von nutzbarer Heizleistung zum gesamten (elektrischen) Leistungsbedarf der Wärmepumpe bei einem bestimmten Betriebszustand.

Die Wechselwirkung der Komponenten und deren differenzierter Einfluss auf COP_{WP} bleiben dabei verborgen.

Um eine geplante Wärmepumpe zu realisieren, werden vermeintlich passende Komponenten wie Verdichter und Wärmeübertrager nebst Nebenaggregaten eingesetzt.

Temperaturdifferenzen in Wärmeübertragern und Fluiden haben jedoch Einfluss auf die Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur bei der Wärmeerzeugung. Die Wechselwirkung von Temperaturhub der Wärmeerzeugung, von Antriebsleistungen für Nebenantriebe und Nutzung der erzeugten Wärmeleistung kann dabei nicht weiter quantifiziert werden.

Erforderliche Temperatur- und Druckgefälle für den Wärmetransport beeinflussen jedoch die Energieeffizienz einer Wärmepumpe.

Zur Bewertung ist eine eindeutige Definition der Bilanzgrenze einer Wärmepumpe erforderlich.

Im konkreten Fall einer Planung kann die Bilanzgrenze durch den Leistungsumfang einer wärmetechnischen Installation definiert sein, da nur in diesem Rahmen Einfluss auf die Energieeffizienz der Wärmepumpe genommen werden kann.

Die hier dargestellte Methode ist für alle Betriebszustände einschließlich Voll- und Teillast anwendbar.

Bestandsanlagen lassen sich durch Auswertung von Messgrößen differenziert bewerten.

5 Kennzahlen der Energieeffizienz

Die Heizleistungszahl COP_{WP} ist das Verhältnis von Nutzheizleistung \dot{Q}_{WN} zu Leistungsbedarf P_{ges-WP} .

Die Nutzheizleistung \dot{Q}_{WN} ist der für die Anwendung nutzbare Wärmestrom (thermische Leistung).

Der Leistungsbedarf P_{ges-WP} ist die für den Betrieb einer Wärmepumpe erforderliche vorwiegend elektrische Leistung.

$$COP_{WP} = \frac{\dot{Q}_{WN}}{P_{ges-WP}} \quad (2.1)$$

COP_{WP} ist somit das Verhältnis zweier Leistungen bei stationären Betriebsbedingungen.

COP_{WP} ist ebenso abhängig von der Anlagenkonfiguration mit ihren Komponenten und vom Wartungszustand.

Ein Vergleich von COP_{WP} -Werten unterschiedlicher Wärmepumpen ist demnach nur bei gleichen Betriebszuständen möglich.

Selbst wenn identisch gebaute Wärmepumpen bei unterschiedlichen Betriebsparametern betrieben werden, sind sie mittels COP_{WP} nicht direkt vergleichbar.

Für eine weitergehende differenziertere Bewertung der Komponenten werden vier Kennzahlen benutzt.

1. **Wärmeerzeugungseffizienz** η_{KC-WP}
(Einfluss von Verlusten bei der Wärmeerzeugung)
2. **Wärmetransporteffizienz** η_{WT-WP}
(Einfluss von Temperaturdifferenzen, die für den Wärmetransport erforderlich sind.)
3. **Fluidtransporteffizienz** η_{FT}
(Einfluss der Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten, z.B. Pumpen, Ventilatoren)
4. **Wärmenutzungseffizienz** η_{WN}
(Einfluss von Transmissionswärmeverlusten)

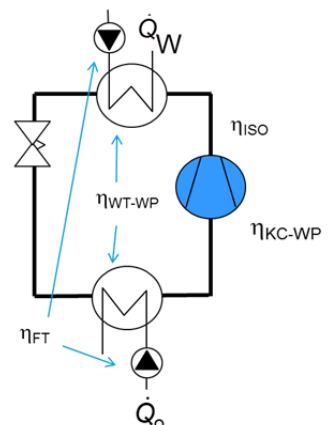


Bild 2 – Kennzahlen für die Bewertung einer Wärmepumpe

Anhang A, Anmerkung 1 stellt anschaulich die für die Kennzahlen relevanten Temperaturen sowie durch Pfeile die Energiezu- und -abfuhr an der Systemgrenze einer Wärmepumpe dar.

5.1 Wärmeerzeugungseffizienz η_{KC-WP}

Die Wärmeerzeugungseffizienz bewertet den Einfluss von Verlusten bei der Wärmeerzeugung. Die Wärmeerzeugungseffizienz η_{KC-WP} schafft eine Relation zwischen „tatsächlicher“ und „verlustfreier“ Wärmeerzeugung an der Bilanzgrenze der Wärmeerzeugung, die durch T_o und T_c gekennzeichnet ist.

„Tatsächliche“ Wärmeerzeugung:

Der Verdichter hebt dazu einen Wärmestrom vom Temperaturniveau T_o nach T_c . Dazu ist eine elektrische Antriebsleistung P_{oc-el} erforderlich. Die Heizleistungszahl COP_{oc-WP} beschreibt das Verhältnis von Wärmeleistung \dot{Q}_W zu elektrischer Antriebsleistung des Verdichters P_{oc-el} zwischen den Temperaturniveaus T_o und T_c .

$$\text{Heizleistungszahl } COP_{oc-WP} = \frac{\dot{Q}_W}{P_{oc-el}} \text{ mit } \dot{Q}_W = \dot{Q}_o + P_{oc} \quad (2.2)$$

„Verlustfreie“ Wärmeerzeugung:

Die verlustfreie Leistungszahl einer Wärmepumpe ist durch den Carnot-Prozess bei Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur T_o und T_c definiert

$$\text{Carnotleistungszahl } COP_{ocC-WP} = \frac{T_c}{T_c - T_o} \quad (2.3)$$

Die Wärmeerzeugungseffizienz η_{KC-WP} bewertet das Verhältnis aus der Heizleistungszahl COP_{oc-WP} einer Wärmepumpe in Bezug auf die Leistungszahl COP_{ocC-WP} des Carnot-Prozesses

$$\text{Wärmeerzeugungseffizienz } \eta_{KC-WP} = \frac{COP_{oc-WP}}{COP_{ocC-WP}} = \frac{\dot{Q}_W}{P_{oc-el}} \cdot \frac{T_c - T_o}{T_c} \quad (2.4)$$

Die absoluten Temperaturen T_c, T_o des Prozesses sind die zum Saugdruck und zum Enddruck des Verdichters korrespondierenden Sättigungstemperaturen $t_o = t(p_o)$ und $t_c = t(p_c)$.

$$T_o = t_o + 273,15 \quad \text{mit } [T] = K, [t] = ^\circ C$$

$$T_c = t_c + 273,15$$

Bei Kältemitteln mit Temperaturleit bis 10 K wird die dazugehörige Tautemperatur benutzt. Für transkritische Prozesse ist der Carnot-Prozess nicht anwendbar. Ein geeigneter Vergleichsprozess ist auszuwählen

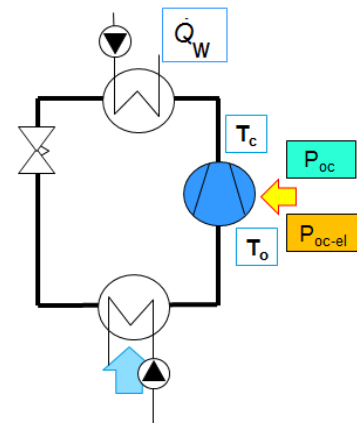


Bild 3 – Relevante Größen zur Ermittlung der Wärmeerzeugungseffizienz

HINWEIS:

Für große Temperaturhöhe zwischen Verdampfungstemperatur (T_o) und Verflüssigungstemperatur (T_c) können mehrstufige Wärmepumpenkreisläufe erforderlich sein.

Neben der Anlagenkonfiguration haben Kältemittel, Wärmeträger und andere Betriebsstoffe sowie der Wartungszustand Einfluss auf die Energieeffizienz.

5.2 Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP}

Temperaturdifferenzen an Wärmeübertragern und in Wärmeträgerfluiden vergrößern den zu überwindenden Temperaturhub bei der Wärmeerzeugung.

Die Wärmetransporteffizienz bewertet den Einfluss von Temperaturdifferenzen, die für den Wärmetransport in Wärmeübertragern durch treibende Temperaturdifferenzen erforderlich sind und von Temperaturdifferenzen in Wärmeträgerfluiden.

Zur Bewertung der Wärmetransporteffizienz werden zwei Carnot-Prozesse in Relation zueinander gesetzt, der eine mit Temperaturdifferenzen für den Wärmetransport und der andere ohne Temperaturdifferenzen.

Die Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP} bewertet somit den Einfluss aller Temperaturdifferenzen für den Wärmetransport auf der kalten und auf der warmen Seite auf die Energieeffizienz einer Wärmepumpe.

Die Wärmetransporteffizienz wird aus den vier Temperaturen berechnet: T_K, T_W, T_O, T_C .

Verdampfungstemperatur	$T_o = t_o + 273,15$
Verflüssigungstemperatur	$T_c = t_c + 273,15$
Nutztemperatur	$T_w = t_w + 273,15$
Wärmequellentemperatur	$T_k = t_k + 273,15$

mit $[T] = K, [t] = ^\circ C$

$$\eta_{WT-WP} = \frac{COP_{oc-WP}}{COP_{KWC-WP}} = \frac{\frac{T_c}{T_c - T_o}}{\frac{T_w}{T_w - T_k}} = \frac{T_c}{T_w} \cdot \frac{T_w - T_k}{T_c - T_o} \quad (2.5)$$

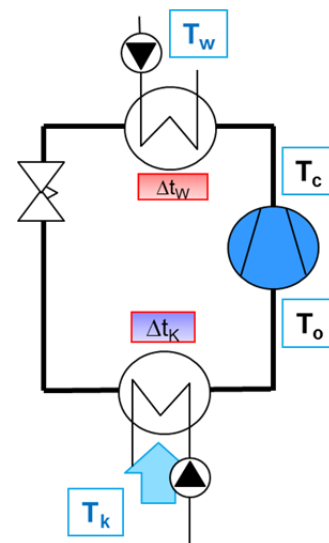


Bild 4 – Relevante Größen zur Ermittlung der Wärmetransporteffizienz

HINWEIS: Für den theoretischen Grenzfall, bei dem keine Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur und zwischen Verflüssigungstemperatur und Nutztemperatur vorhanden sind, oder bei Systemen ohne Wärmeübertrager ist die Wärmetransporteffizienz $\eta_{WT-WP} = 1$.

Anmerkung 2 in Anhang A ist zu berücksichtigen.

5.3 Fluidtransporteffizienz η_{FT}

Wird zum Transport von Wärmeträgerfluiden auf der kalten und auf der warmen Seite elektrische Leistung für Hilfsaggregate benötigt, so muss diese in der Energiebilanz der Wärmepumpe betrachtet werden.

Die Fluidtransporteffizienz η_{FT} bewertet den Leistungsbedarf für Nebenaggregate (Fluidtransport, gegebenenfalls auch die Abtauheizung des Verdampfers, Stillstandsheizung im Ölsystem des Verdichters, usw.).

Zur Berechnung der Fluidtransporteffizienz η_{FT} wird der elektrische Leistungsbedarf des Verdichters zur Wärmeerzeugung in Relation zum Gesamtleistungsbedarf der Wärmepumpe gesetzt.

Fluidtransporteffizienz η_{FT}

$$\eta_{FT} = \frac{P_{oc-el}}{P_{ges}} \quad (2.6)$$

$$P_{ges} = P_{oc-el} + \sum P_{FT-K} + \sum P_{FT-W} \quad (2.7)$$

Wenn Verdampfer während des Wärmepumpenbetriebs zwecks Abtauung zeitweise elektrisch beheizt werden, so ist die zeitlich begrenzte Wärmezufuhr in eine äquivalente Dauerleistung umzurechnen und der Größe $\sum P_{FT-K}$ hinzu zu fügen.

P_{oc-el} ist die elektrische Leistung der Verdichter ohne Hilfsaggregate.

$\sum P_{FT-K}$ ist die Antriebsleistung aller Hilfsaggregate für den Betrieb der Wärmeübertrager und zum Transport von Wärmeträgerfluiden auf der kalten Seite, wie z.B. Pumpen und Ventilatoren aber auch elektrische Leistungen zum Abtauen der Verdampfer.

$\sum P_{FT-W}$ ist die Antriebsleistung aller Hilfsaggregate für den Betrieb der Wärmeübertrager und zum Transport von Wärmeträgerfluiden auf der warmen Seite, wie z.B. Pumpen und Ventilatoren.

HINWEIS: Sind Antriebsleistungen für Nebenaggregate nicht erforderlich, ist $\eta_{FT} = 1$.

Besonderheit für die kalte Seite:

Nebenaggregate auf der kalten Seite verursachen in ihrer Summe je nach Anordnung der Antriebsmotoren einen zusätzlichen Wärmeeintrag $\sum \dot{Q}_{FT-K}$, der von $\sum P_{FT-K}$ abweichen kann. Dieser zusätzliche Wärmeeintrag wird auf Grund seiner geringen Größe nicht berücksichtigt.

(siehe auch Anhang A, Anmerkung 3).

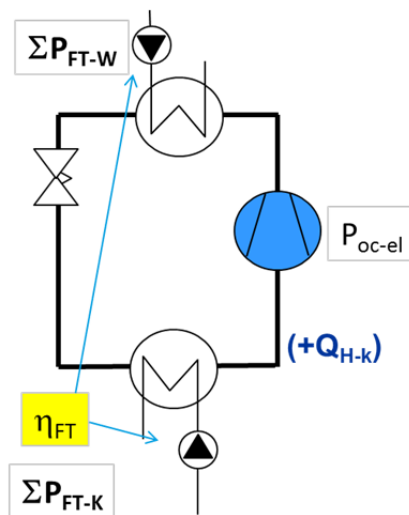


Bild 5 – Relevante Größen zur Ermittlung der Fluidtransporteffizienz

5.4 Wärmenutzungseffizienz η_{WN}

Die Wärmenutzungseffizienz bewertet die nutzbare Heizleistung \dot{Q}_{WN} in Relation zur erzeugten Heizleistung \dot{Q}_W .

Wärmeströme an die Umgebung (Transmissionswärmeverluste) schmälern die nutzbare Wärmeleistung um den Betrag \dot{Q}_{TR} (Transmissionswärmeverlustleistung).

Wärmenutzungseffizienz:

$$\eta_{WN} = \frac{\dot{Q}_{WN}}{(\dot{Q}_o + P_{oc})} \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_{WN} = \dot{Q}_o + P_{oc} + \sum P_{FT-W} - \dot{Q}_{TR} - \dot{Q}_{H-K} \quad (2.9)$$

Die Nutzheizleistung \dot{Q}_{WN} , vergrößert durch Antriebsleistungen für Nebenaggregate auf der warmen Seite, verkleinert durch unerwünschte Transmissionswärmeverluste auf der warmen Seite, kann größer als \dot{Q}_W sein. Die Wärmenutzungseffizienz η_{WN} kann daher >1 sein (siehe auch Anhang A, Anmerkung 3)

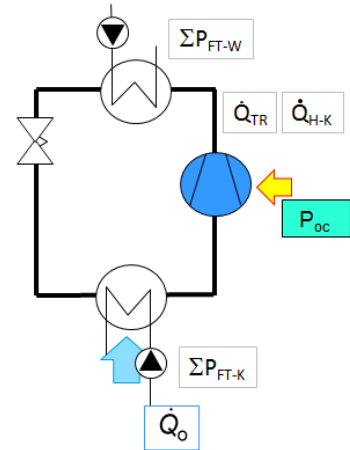


Bild 6 – Relevante Größen zur Ermittlung der Wärmenutzungseffizienz

6 Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP}

Der Heiz-Effizienzgrad bewertet den Einfluss aller Verlustanteile einer Wärmepumpe. Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} schafft eine Relation zwischen „tatsächlicher“ und „verlustfreier“ Wärmepumpe an ihren Bilanzgrenzen von Wärmequelle und Wärmesenke, die durch T_K und T_W gekennzeichnet sind.

Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} ist der Quotient aus dem Gesamt- COP_{KW-WP} einer Wärmepumpe in ihren Bilanzgrenzen mit allen Nebenaggregaten geteilt durch den COP_{KWC-WP} eines Carnot-Prozesses bei Wärmequell- und Nutzttemperatur T_K und T_W .

Heiz-Effizienzgrad

$$\eta_{ges-WP} = \frac{\dot{Q}_{WN}}{P_{ges}} \cdot \frac{T_W - T_K}{T_W} \quad (2.10)$$

$$= \frac{\dot{Q}_o + P_{oc} + \sum P_{FT-W} - \dot{Q}_{TR-W}}{P_{ges}} \cdot \frac{T_W - T_K}{T_W}$$

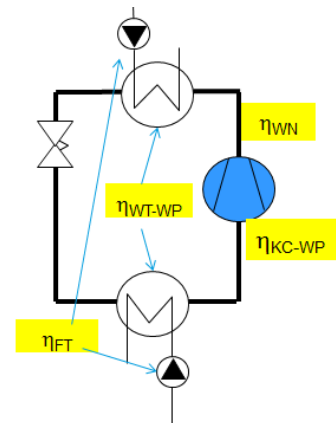


Bild 7 – Relevante Größen zur Ermittlung des Heiz-Effizienzgrades

Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} der Wärmepumpe ist auch das Produkt aus den einzelnen Effizienzkennzahlen (siehe auch Bild 7).

$$\eta_{ges-WP} = \eta_{KC-WP} \cdot \eta_{WT-WP} \cdot \eta_{FT} \cdot \eta_{WN} \quad (2.11)$$

Der Heiz-Effizienzgrad der Wärmepumpe kann in den Systemgrenzen (Bilanzgrenzen) zwischen Wärmequellentemperatur und Nutztemperatur unter Berücksichtigung aller Einflussgrößen durch die einzelnen Effizienzkennzahlen bewertet werden.

(Siehe Anhang A, Anmerkung 4)

7 Auslegungsrichtlinien für Wärmepumpen

Die einzelnen Kennzahlen erlauben eine differenzierte Bewertung sehr komplexer Anlagen in der Planungsphase und im Betrieb. Sie quantifizieren die einzelnen Einflüsse aus Wärmeerzeugung, Wärme- und Fluidtransport und aus Nutzenanwendung der Heizleistung in Bezug auf den Heiz-Effizienzgrad $\eta_{\text{ges-WP}}$ der Wärmepumpe.

Anforderungen für die Erfassung von Messgrößen für die Bewertung der Energieeffizienz während des Betriebes sind beispielhaft in Anhang B dargestellt.

Falls Mindestanforderungen für den Heiz-Effizienzgrad $\eta_{\text{ges-WP}}$ bekannt sind, kann der Mindest-COP-Wert

$COP_{\text{oc-WP-mind}}$ für die Wärmepumpe vorausberechnet werden

$$COP_{\text{oc-WP-mind}} = \eta_{\text{KC-WP,mind}} \cdot \frac{T_c}{T_c - T_o} \quad (2.12)$$

Wenn die für die Planung relevanten Daten

Nutzheizleistung \dot{Q}_{WN}

Nutztemperatur t_w

Wärmequellentemperatur t_k

bekannt sind, kann der dazugehörige maximal zulässige elektrische Leistungsbedarf vorausberechnet werden

$$P_{\text{oc-el,max}} = \frac{\dot{Q}_{\text{W}}}{COP_{\text{oc-WP-mind}}} \quad (2.13)$$

Da Wärmepumpen nicht in jedem Fall nur nach Energieeffizienzkriterien gebaut werden können, bieten die Kennzahlen Entscheidungshilfen zur Komponentenauswahl und zeigen bereits im Planungsstadium, welchen Einfluss sie auf die Betriebskosten haben.

Die Methode liefert ein detailliertes Bild des Einflusses der Verlustanteile auf die Energieeffizienz für eine zu projektierende Wärmepumpe oder zur Bewertung einer bestehenden Wärmepumpe bei einem bestimmten Betriebspunkt.

8 Berechnungsbeispiel

Die in der Tabelle verwendeten Abkürzungen zur Berechnung von Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur sind in Anhang A, Anmerkung 2 zu finden.

Die Wärmepumpe arbeitet bei 13°C Verdampfungstemperatur und bei 67°C Verflüssigungstemperatur.

Die Berechnung der Nebenantriebsleistungen für den Transport der Wärmeträgerfluide durch Verdampfer bzw. Verflüssiger basiert auf

- Entnommener Wärmestrom an der Wärmequelle
- Abgegebene Heizleistung an der Wärmesenke
- Temperaturdifferenzen zwischen Wärmeträgereintritt und –austritt am Verdampfer und am Verflüssiger
- Stoffeigenschaften der Wärmeträger (im Beispiel: Wasser)
- Erforderlichem Druck für den Wärmeträgertransport durch Verdampfer bzw. Verflüssiger
- Elektrischem Wirkungsgrad der jeweiligen Wärmeträgerpumpe.

Die Heizleistung \dot{Q}_W muss zunächst aus Kälteleistung \dot{Q}_o und Verdichter-Antriebsleistung ermittelt werden. Für Motorverdichter ist die elektrische Antriebsleistung, für "offene" Verdichter die Wellenantriebsleistung zu verwenden.

Die Heizleistung \dot{Q}_W ist in der Tabelle kein Eingabewert, sondern das Ergebnis aus Kälteleistung und je nach Verdichterbauart aus elektrischer Leistung oder mechanischer (Wellen-) Leistung.

Die nutzbare Heizleistung \dot{Q}_{WN} kann größer als die Summe aus Kälteleistung \dot{Q}_o und Verdichter-Antriebsleistung P_{oc} sein, wie das Beispiel zeigt.

Je nach Anordnung der Wärmeträgerpumpe für den Transport des Heißwassers wird der thermische Leistungsanteil vor oder nach dem Verflüssiger wirksam. Elektrische Verluste werden je nach Bauart der Wärmeträgerpumpe berücksichtigt.

Das Berechnungsbeispiel bezieht sich auf eine industriell genutzte Wärmepumpe mit einem „offenen“ Schraubenverdichter mit Ölsystem. Die Ölkühlerwärme kann für die Heißwassererwärmung genutzt werden, da die Öltemperatur im Ölabscheider größer sein kann als die Verflüssigungstemperatur.

Wenn die Wärmequelle weit ausgekühlt werden muss, kann die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgereinlass und Wärmeträgerauslass $\Delta t_{k\text{-ein-aus}}$ benutzt werden, um das Kältemittel zu unterkühlen.

Das verbessert die Wärmerzeugungseffizienz η_{KC-WP} , verursacht aber eine tiefere Verdampfungstemperatur, und somit eine kleinere Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP} .

Art der Kühlung	Direkte Verdampfung
Verdampfungsverfahren	FX (überflutet)
Verflüssiger	wassergekühlt
Kältemittel	R717

Tabelle 1 – Berechnungsbeispiel

Thermische Leistungen

*Eingabewerte in
ROT*

Heizleistung	\dot{Q}_W	kW	1.723
Kälteleistung	\dot{Q}_O	kW	1.305

Temperaturen & Temperaturdifferenzen

Wärmeträgereinlass Verdampfer	t_K	°C	25,0
Wärmeträgereinlass- minus Wärmeträgerauslass	$\Delta t_{K\text{-ein-aus}}$	K	10,0
Wärmeträgerauslass Verdampfer	$t_{K\text{-aus}}$	°C	15,0
Wärmeträgerauslass minus Verdampfungstemperatur	Δt_{K-o}	K	2,0
Verdampfungstemperatur	$t_o = t_{K\text{-aus}} - \Delta t_{K-o}$	°C	13,0
Heißwassertemperatur (Nutztemperatur)	t_w	°C	65,0
Heißwasserauslass minus -einlass	$\Delta t_{w\text{-aus-ein}}$	K	10,0
Heißwassereinlass am Kondensator	$t_{w\text{-ein}}$	°C	55,0
Verflüssigungstemperatur minus Heißwasserauslass-Temperatur	Δt_{c-w}	K	2,0
Verflüssigungstemperatur	$t_c = t_w + \Delta t_{c-w}$	°C	67,0

Antriebsleistung Verdichter und Ölkühlung (Schraubenverdichter)

COP Verdichter Kälteerzeugung	COP_{oc}	-	3,06
Mechanische Antriebsleistung Verdichter	P_{oc}	kW	427
Elektrische Antriebsleistung Verdichter	P_{oc-el}	kW	440
Öleintrittstemperatur am Verdichter	$t_{Öl\text{-ein}}$	°C	70
Ölaustrittstemperatur am Verdichter	$t_{Öl\text{-aus}}$	°C	100
Ölkühlerwärme	$\dot{Q}_{Öl}$	kW	207
Ölkühlerwärme nutzbar oder nicht	JA=0; Nein = 1	-	0
Wirkungsgrad Elektromotor	$\eta_{el\ motor}$	-	0,97

Wärmeträgertransport, Wärmequelle (Kaltwasser)

Spezifische Wärmekapazität, Wasser	c_{wasser}	kJ/kgK	4,19
Kaltwassermassenstrom	m_{wasser}	kg/s	30,6
Dichte, Wasser	ρ_{wasser}	kg/m³	1.000
Kaltwasservolumenstrom	V_{wasser}	m³/s	0,03
Druckverlust Kaltwasser, Verdampfer	$\Delta p_{K\text{-Verdampfer}}$	bar	1,5
Wirkungsgrad Kaltwasserpumpe	$\eta_{el\ wasser\ pumpe}$	-	0,7
Antriebsleistung Kaltwasserpumpe	P_{FT-K}	kW	6,6

Wärmeträgertransport, Wärmesenke (Heißwasser)

Verflüssigungswärme	\dot{Q}_c	kW	1.708
Spezifische Wärmekapazität, Wasser	$c_{Heißwasser}$	kJ/kgK	4,19
Heißwassermassenstrom	$m_{Heißwasser}$	kg/s	41,3
Dichte, Wasser	$\rho_{Heißwasser}$	kg/m³	1.000
Heißwasservolumenstrom	$V_{Heißwasser}$	m³/s	0,04
Druckverlust Heißwasser, Verflüssiger	$\Delta p_{Verflüssiger}$	bar	1,5
Wirkungsgrad Heißwasserpumpe	$\eta_{el\ wasser\ pumpe}$	-	0,7
Antriebsleistung Heißwasserpumpe	P_{FT-W}	kW	8,8
Antriebsleistung Heißwasserpumpe, korrigiert	$P_{FT-W\text{-korr}}$	kW	8,9
Gesamter elektrischer Leistungsbedarf	$P_{ges} = P_{oc-el} + \sum P_{FT-K} + \sum P_{FT-W}$	kW	456
Nutzbare Heiz-Leistung	$\dot{Q}_{WN} = \dot{Q}_O + P_{oc} + \sum P_{FT-W} - \dot{Q}_{TR}$	kW	1732

Tabelle 1 (fortgesetzt)

Einzeleffizienzkennzahlen		
Wärmeerzeugungseffizienz	$\eta_{\text{KC-WP}} = (Q_o + P_{\text{oc}}) / P_{\text{oc-el}} \cdot [T_c / (T_c - T_o)]$	0,62
Wärmetransporteffizienz	$\eta_{\text{WT-WP}} = [(T_c / (T_c - T_o))] / [T_w / (T_w - T_k)]$	0,92
Fluidtransporteffizienz	$\eta_{\text{FT}} = P_{\text{oc-el}} / P_{\text{ges}}$	0,97
Wärmenutzungseffizienz	$\eta_{\text{WN}} = (Q_w) / (Q_o + P_{\text{oc}})$	1,01
Heiz-Effizienzgrad	$\eta_{\text{ges-WP}} = \eta_{\text{KC-WP}} \cdot \eta_{\text{WT-WP}} \cdot \eta_{\text{FT}} \cdot \eta_{\text{WN}}$	0,56

Anhang A

Anmerkungen

Anmerkung 1

Bild A.1 zeigt erstens vereinfacht als blaue Linie den Temperaturverlauf von der Wärmequelle (Wärmequellentemperatur t_k) bis zur Wärmesenke (Nutztemperatur t_w) unabhängig von Größe und Komplexität einer Wärmepumpe und als rote Linie

- den Temperaturverlauf während der Wärmeübertragung von Wärmequellentemperatur t_k bis zum Eintritt in den Verdichter (Verdampfungstemperatur t_o)
- die Temperaturerhöhung bis auf Verflüssigungstemperatur (t_c) infolge der Druckerhöhung im Verdichter durch Hinzufügen von mechanischer Energie
- Temperaturverlauf während der Wärmeübertragung von der Verflüssigungstemperatur (t_c) bis hin zur Nutztemperatur (t_w).

Bild A.1 zeigt zweitens symbolisch durch Pfeile dargestellt die Wärmeströme \dot{Q}_o und \dot{Q}_{WN} sowie die Antriebsleistungen P_{oc-el} zum Betrieb des Verdichters und der Nebenaggregate $\sum P_{FT-K} + \sum P_{FT-W}$ an der Bilanzgrenze.

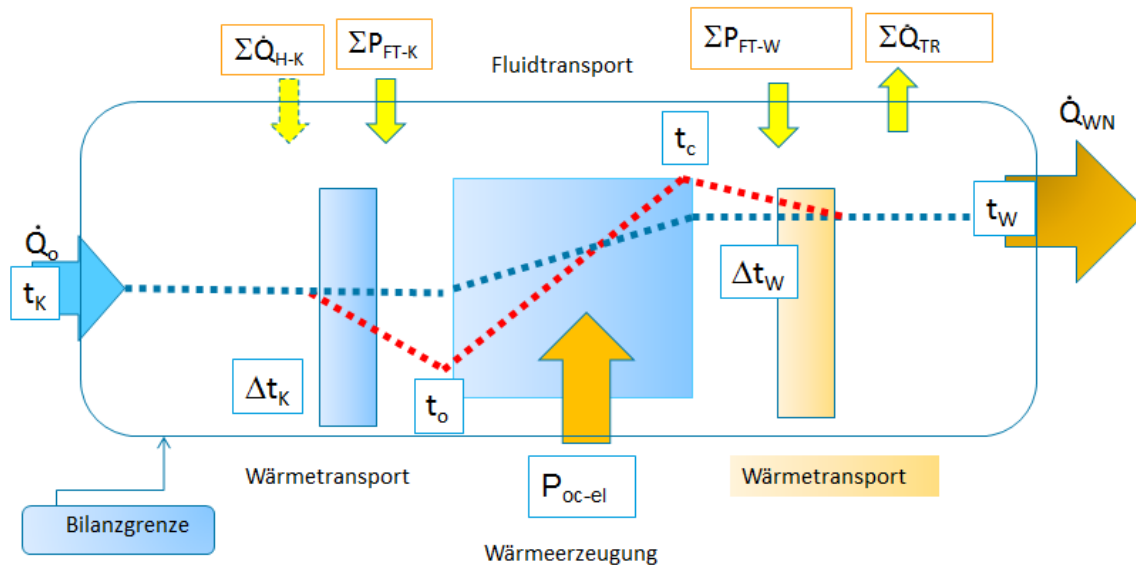


Bild A.1 – Temperaturverläufe, Energieströme, Bilanzgrenze

Anmerkung 2

- a) Das Wärmeträgerfluid tritt mit Wärmequellentemperatur t_K in den Verdampfer. Im Verdampfer wird aus dem Wärmeträgerfluid ein Wärmestrom entzogen. In der Folge nimmt seine Temperatur ab. Die Verdampfungstemperatur t_o muss kleiner sein als die Temperatur des Wärmeträgerfluids nach seiner Abkühlung, damit noch eine treibende Temperaturdifferenz zum verdampfenden Kältemittel verbleibt.
- b) Das Maß der Abkühlung des Wärmeträgerfluids hat somit direkten Einfluss auf die Verdampfungstemperatur. Die Unterschiede zur Kälteanlage sind hier zu beachten, siehe auch VDMA 24247-2, Bild A.2.1 und Bild A.2.2.

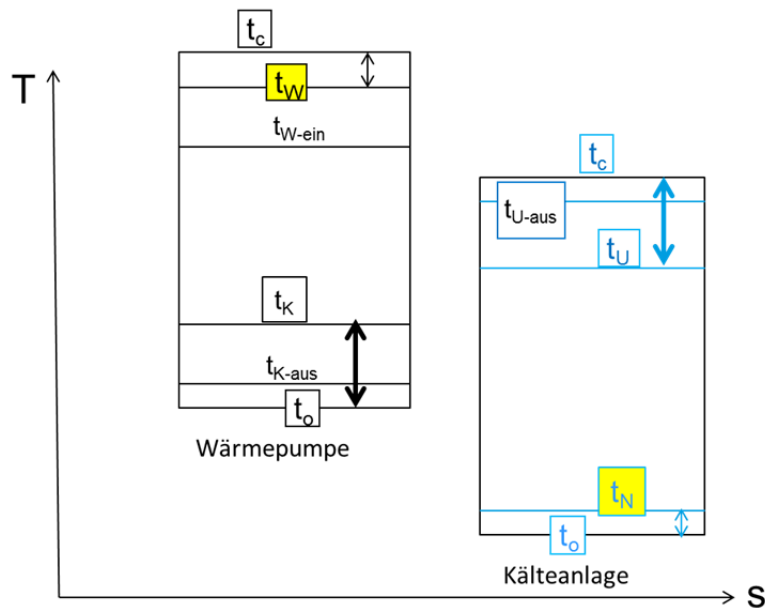


Bild A.2.1 – Temperaturen im T, s- Diagramm für Kälteanlage und Wärmepumpe
 t_N Nutzttemperatur Kälteanlage, t_U Wärmesenktemperatur Kälteanlage

- c) Bedingt durch die Vielfalt von Wärmepumpenanwendungen können Temperatur-differenzen für den Wärmetransport daher nicht nur unter Energieeffizienzkriterien gewählt werden. Die zur Verfügung stehende Wärmequelle kann die Energieeffizienz nachteilig beeinflussen, zum Beispiel, wenn nur ein sehr begrenzter Wärmeträger-Fluidstrom für eine gewünschte Heizleistung zur Verfügung steht. Das zieht eine größere Temperaturdifferenz im Wärmeträger nach sich und damit eine noch niedrigere Verdampfungstemperatur.

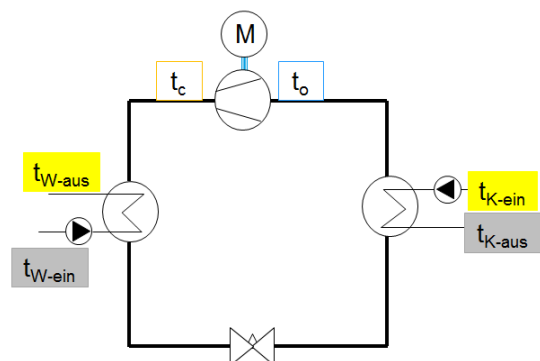
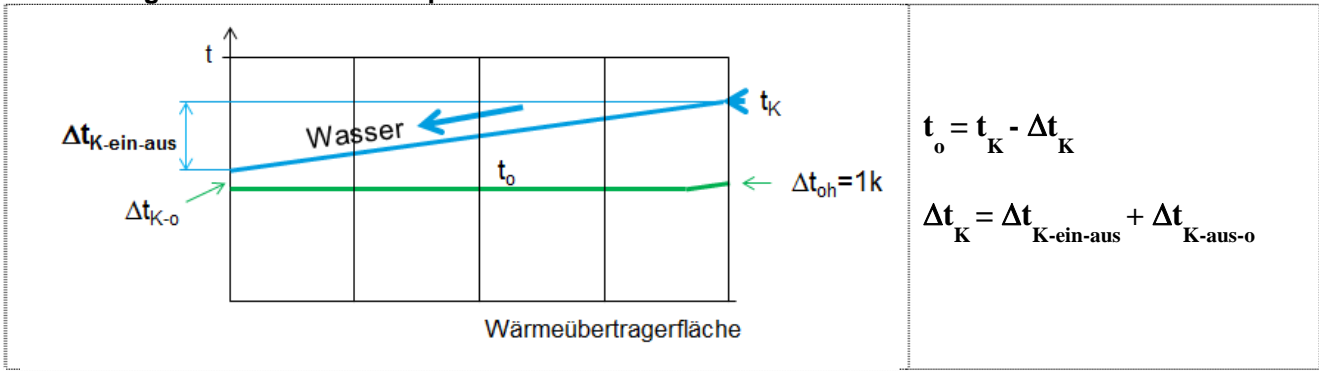
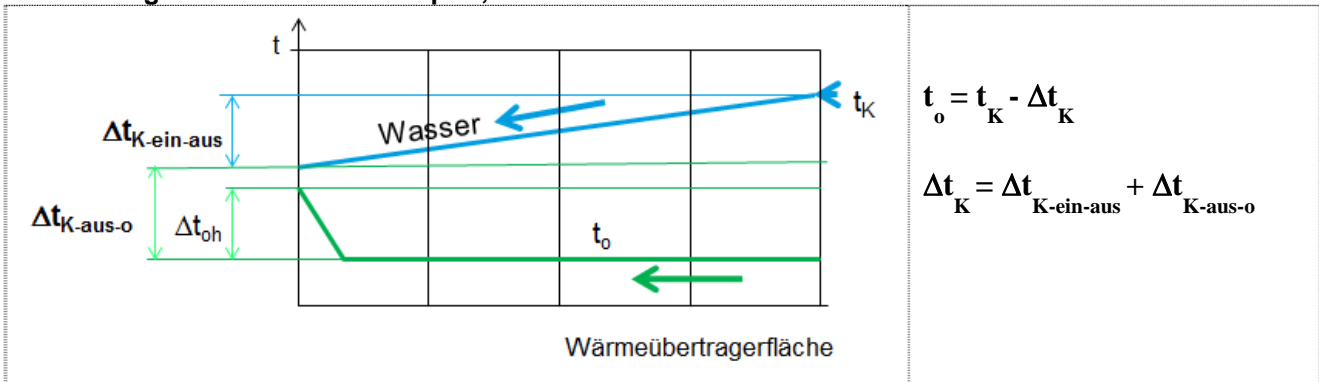


Bild A.2.2 – Temperaturen in Kälteanlage und Wärmepumpe

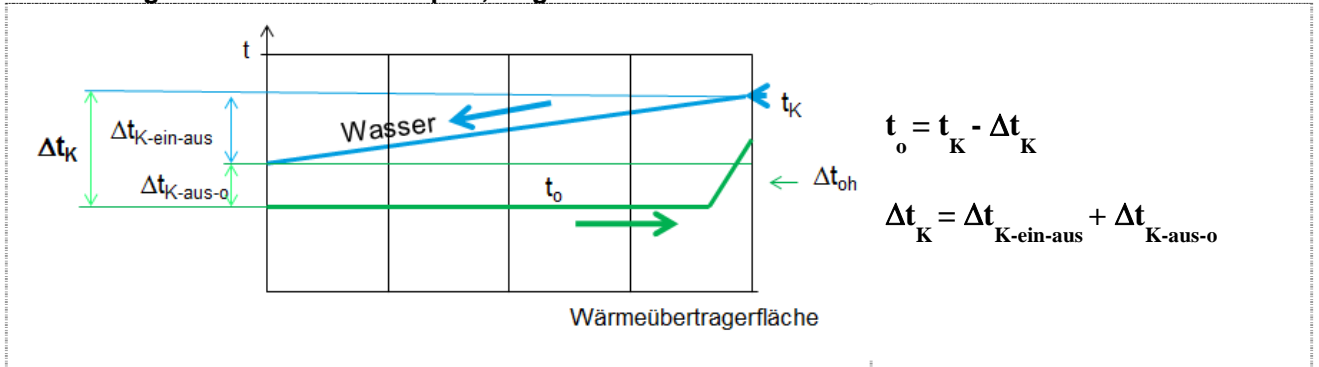
Wärmeträgerfluid im FX-Verdampfer



Wärmeträgerfluid im DX-Verdampfer, Gleichstrom-WÜ



Wärmeträgerfluid im DX-Verdampfer, Gegenstrom-WÜ



$\Delta t_{K-ein-aus}$ Auskühlung der Wärmequelle (Wassereintritts minus Wasseraustrittstemperatur) am Verdampfer
 $\Delta t_{K-aus-o}$ Temperaturdifferenz zwischen Wasseraustritt am Verdampfer und Verdampfungstemperatur

Bild A.2.3 – Temperaturen in der Wärmepumpe, kalte Seite

HINWEIS: Temperaturdifferenzen auf der Wärmequellenseite
 Die Überhitzungsregelung am Verdampferaustritt erfordert neben den Temperaturdifferenzen zur Wärmeübertragung eine weitere Temperaturdifferenz, siehe auch Bild 2.2. Bei DX-Verdampfern erlaubt ein Gegenstrom-Wärmeübertrager eine höhere Verdampfungstemperatur als ein Gleichstrom-Wärmeübertrager.
 Wenn Kälte-träger mit Phasenumwandlung verwendet werden, lassen sich die genannten Temperaturdifferenzen reduzieren.

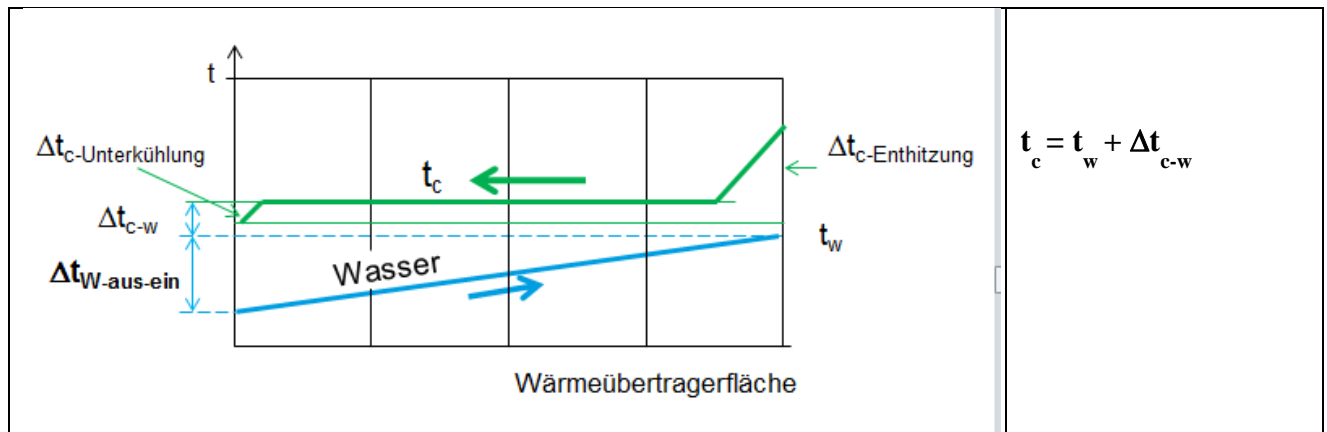


Bild A.2.4 – Temperaturen in der Wärmepumpe, warme Seite

Bauart und Funktionsprinzip der Verflüssiger beeinflussen die realisierbaren Temperaturdifferenzen zwischen Verflüssigungs- und Nutztemperatur.

Bei einer Wärmepumpe mit seriell angeordneten Wärmeübertrager-Abschnitten, können Enthitzung Verflüssigung, Unterkühlung und weitere Wärmeströme, z.B. aus Ölkühlung oder Zylinderkopfkühlung genutzt werden.

Die Nutztemperatur t_w kann größer sein als die Verflüssigungstemperatur t_c , siehe dazu Bild A.2.4.

Die Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP} kann dadurch größer als 1 werden.

HINWEISE:

1. Wärmeträgermassenstrom an das Nutzungsprofil ($\Delta t_{W-aus-ein}$) anpassen.
2. $t_w > t_c$ anstreben.

d) Die Temperaturdifferenzen auf der kalten und auf der warmen Seite stehen nicht nur für den Wärmetransport, sondern auch für anlagentechnisch bedingte Verluste, wie z.B. Druckabfälle, die im Kältemittelkreislauf über äquivalente Temperaturdifferenzen definiert werden.

Die Betriebsbedingungen ($t_o | t_c$) haben Einfluss auf die Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP} . Auch wenn die Summe der Temperaturdifferenzen $\Delta t_k + \Delta t_w$ den gleichen Wert hat, können die Werte der Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP} unterschiedlich groß sein.

Kleinere Temperaturhübe von t_o auf t_c benötigen für die gleiche Wärmetransporteffizienz kleinere Temperaturdifferenzen $\Delta t_k + \Delta t_w$ für den Wärmetransport.

Analog verkleinert sich die Wärmetransporteffizienz trotz konstanter Verdampfungstemperatur, wenn die Verflüssigungstemperatur niedriger wird. Daher sind zur Bewertung unterschiedlicher Anlagenkonfigurationen gleich große Wärmequellen- und Nutztemperaturen zu verwenden.

Die Wärmetransporteffizienz η_{WT-WP} kann größer als 1 werden, wenn die Summe aus $\Delta t_k + \Delta t_w$ einen negativen Wert hat (Nutztemperatur t_w deutlich größer als die Verflüssigungstemperatur t_c).

Anmerkung 3:

- a) Wärmezufuhr auf der kalten Seite durch Nebenaggregate ist für die Wärmenutzungseffizienz nicht relevant, sie reduziert lediglich die Wärmeentnahme aus der Wärmequelle.
- b) Wärmeeintrag auf der warmen Seite durch Nebenaggregate, zum Beispiel Heißwasserpumpen, kann die Heizleistung vergrößern. Daher sollte eine Heißwasserpumpe so angeordnet werden, dass ihr Wärmeäquivalent nutzbar ist.
- c) Die äquivalente elektrische Abtauleistung \dot{Q}_{H-K} berechnet sich aus der konstanten Heizleistung während der Heizzeit $\dot{Q}_{H-K,\tau}$ und der Heizzeit τ_h pro Tag in Stunden wie folgt: $\dot{Q}_{H-K} = \dot{Q}_{H-K,\tau} \cdot \tau_h / 24\text{h}$.
Die Heizleistung einer Heißgasabtauung kann maximal den Wert der Verflüssigerleistung $\dot{Q}_{H-K,\text{max}} = \dot{Q}_o (1 + 1/COP_{oc})$ erreichen.
Die Abtauleistung mit Heißgasabtauung beeinflusst damit die Wärmenutzungseffizienz η_{WN} , da die Wärme von der Seite hoher Temperatur zur Seite niedriger Temperatur geführt wird. Die Fluidtransporteffizienz wird davon nicht berührt, da keine Fremdenergie herangezogen wird.
- d) Die zur Heißgasabtauung erforderliche Wärmeleistung verringert die nutzbare Heizleistung. Sie wird daher den Transmissionswärmeverlusten zugerechnet und in η_{WN} berücksichtigt.

Anmerkung 4:

Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} ist das Produkt aus den Effizienzkennzahlen, welche die Wechselwirkung von Fluidtransportaufwand, Temperaturdifferenzen in Verflüssiger und Verdampfer sowie der Verdichterantriebsleistung bewerten. Das lässt eine Analyse der Leistungsbedarfe einzelner Komponenten oder einzelner Prozessabschnitte zu.

Werden in die Gleichung zur Berechnung des Heiz-Effizienzgrades

$$\eta_{ges-WP} = \eta_{KC-WP} \cdot \eta_{WT-WP} \cdot \eta_{FT} \cdot \eta_{WN}$$

die Definitionen der einzelnen Effizienzkennzahlen η_{KC-WP} , η_{WT-WP} , η_{FT} , η_{WN} eingesetzt,

$$\eta_{ges-WP} = \eta_{KC-WP} \cdot \eta_{WT-WP} \cdot \eta_{FT} \cdot \eta_{WN} = \frac{COP_{oc-WP}}{COP_{ocC-WP}} \cdot \frac{COP_{ocC-WP}}{COP_{KWC-WP}} \cdot \frac{P_{oc-el}}{P_{ges-WP}} \cdot \frac{\dot{Q}_W + \sum \dot{Q}_{FT-W} - \dot{Q}_{TR}}{\dot{Q}_W} \tag{2.5}$$

$\sum \dot{Q}_{FT-W}$ ist der thermische Anteil von ΣP_{FT-W} , fallweise ohne elektrische Verlustleistungen.

Durch Kürzung der meisten Parameter in Gleichung (2.16) reduziert sich die gleiche Beziehung auf

$$\eta_{ges-WP} = \frac{\dot{Q}_{WN}}{P_{ges-WP}} \cdot \frac{T_W - T_K}{T_W} \tag{2.6}$$

Das heißt:

- (1) Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} ist das Produkt aus den vier Effizienzkennzahlen
- (2) Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} ist die Verhältniszahl aus COP_{ges-WP} (Nutzheizleistung geteilt durch Summe aller Antriebsleistungen) und Leistungszahl des Wärmepumpen-Carnot-Prozesses COP_{KWC} (bei Wärmequellen- und Nutztemperatur).
- (3) Der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} enthält die für den Nutzer relevanten Parameter zur Beurteilung seiner Wärmepumpe, nämlich wie verhalten sich Nutzheizleistung pro Gesamtleistungsbedarf in Bezug auf einen verlustfreien Wärmepumpenprozess zwischen den Temperaturen t_k und t_w .

Der Heiz-Effizienzgrad ist auf jeden stationären Betriebspunkt anwendbar.

Die Berechnung eines saisonalen Endenergiebedarfes ist durch Berücksichtigung aller Betriebszustände und deren Zeitdauer innerhalb des betrachteten Zeitraums möglich.

Bild A.5 zeigt die Effizienzkennzahlen am Beispiel der Daten aus der Tabelle in Kapitel 8.

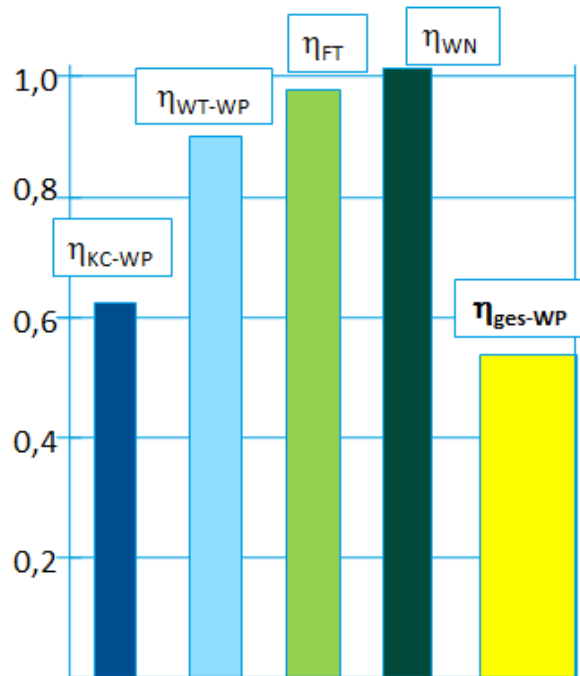


Bild A.5 – Effizienzkennzahlen-Analyse

Anhang B

Hinweis zur Anordnung von Messstellen zur Ermittlung der Energieeffizienzkennzahlen

Um die Methode der Einzeleffizienzbewertung anwenden zu können, ist es einerseits notwendig, die Kälteleistung oder die Heizleistung sowie den Bedarf an elektrischer Leistung für Verdichter, Ventilatoren, Abtauheizung, Ölsumpfheizung, Pumpen, usw. getrennt

- (a) für Verdichter und Nebenaggregate
 - (b) auf der kalten Seite
 - (c) auf der warmen Seite
- zu erfassen.

Damit wird eine Aussage über den Einfluss der Antriebsleistungen für Nebenaggregate in Bezug auf die elektrische Leistung des Verdichters möglich (Fluidtransporteffizienz).

Andererseits sind Temperaturen im Kältemittelkreislauf für die Berechnung der Energieeffizienz wichtig. Aus Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur t_o und t_c (aus Saugdruck p_o und Verdichtungsenddruck p_c ermittelt) lässt sich die Wärmetransporteffizienz in Verbindung mit Messwerten für Wärmequellentemperatur t_k und Nutztemperatur t_w für die kalte und für die warme Seite berechnen.

Die Messgrößen sind vereinfacht im nebenstehenden Bild gezeigt.

Da das Produkt aus Fluidtransporteffizienz und Wärmetransporteffizienz für Verdampfer und Verflüssiger getrennt bewertet werden kann, ist eine differenzierte Bewertung der Energieeffizienz einzelner Anlagenkomponenten während des Betriebes möglich.

Aus Kälteleistung, elektrischer Leistung und t_o und t_c kann die Wärmeerzeugungseffizienz berechnet werden.

Aus den Messgrößen lassen sich die Energieeffizienz für Wärmeerzeugung, Wärmetransport, Fluidtransport, Wärmenutzung sowie der Heiz-Effizienzgrad η_{ges-WP} während des Betriebes für einstufige und zweistufige Wärmepumpenanlagen mit den gleichen Algorithmen bewerten (siehe Tabelle B.1).

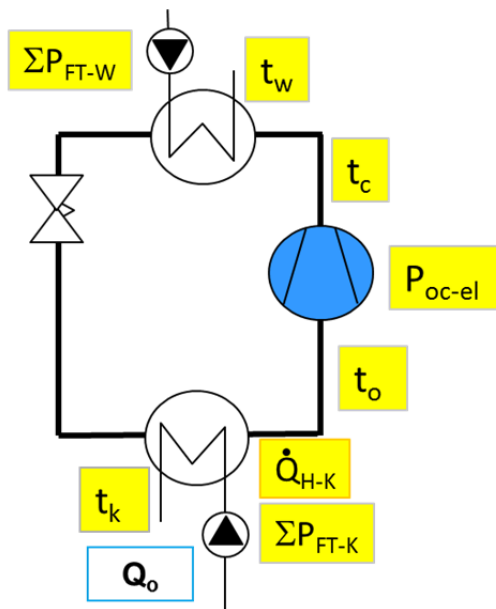


Bild B.1 – Messgrößen an einer Wärmepumpe

Tabelle B.1 – Messgrößen & Energieeffizienz für R & I-Schemata

Kälteleistung	$\dot{Q}_0 = f(t_o, t_c)$ aus Verdichterkennfeld oder berechnet aus $\dot{Q}_0 = \dot{m}_K \cdot c_K \cdot \Delta t_{K-ein-aus}$ (Messgrößen)	kW
Heizleistung	$\dot{Q}_{WN} = \dot{Q}_0 + P_{oc} + \sum P_{FT-W} - \dot{Q}_{TR}$ oder berechnet aus Messgrößen $\dot{Q}_{WN} = \dot{m}_W \cdot c_W \cdot \Delta t_{W-aus-ein}$	
Wärmequellentemperatur	t_K	°C
Nutztemperatur (Senke)	t_W	°C
Saugdruck Verdichter	p_o	bar
Enddruck Verdichter	p_c	bar
Verdampfungstemperatur	$t_o = f(p_o)$	°C
Verflüssigungstemperatur	$t_c = f(p_c)$	°C

Antriebsleistungen

Verdichter	P_{oc-el}	kW
Nebenaggregate "warme Seite"	$\sum P_{FT-W}$	kW
Nebenaggregate "kalte Seite"	$\sum P_{FT-K}$	kW
Gesamt	$P_{ges} = P_{oc-el} + \sum P_{FT-K} + \sum P_{FT-W}$	kW

Energieeffizienzkennzahlen

Wärmeerzeugungseffizienz	$\eta_{KC-WP} = \frac{\dot{Q}_W}{P_{oc-el}} \cdot \frac{T_c}{(T_c - T_o)}$
Wärmetransporteffizienz	$\eta_{WT-WP} = \frac{T_c}{(T_c - T_o)} \cdot \frac{T_W}{(T_W - T_K)}$
Fluidtransporteffizienz	$\eta_{FT} = \frac{P_{oc-el}}{P_{ges}}$
Wärmenutzungseffizienz	$\eta_{WN} = \frac{(\dot{Q}_W - \dot{Q}_{TR} + \sum P_{FT-W})}{\dot{Q}_W}$
Heiz-Effizienzgrad	$\eta_{ges-WP} = \eta_{KC-WP} \cdot \eta_{WT-WP} \cdot \eta_{FT} \cdot \eta_{WN}$

Anhang C

Formelverzeichnis

Formelverzeichnis

	Einheit	Bedeutung
COP_{oc-WP}	-	Heizleistungszahl für den tatsächlichen Wärmeerzeugungsprozess zwischen den Temperaturen T_o und T_c
$COP_{oc C-WP}$	-	Heizleistungszahl für den Wärmeerzeugungsprozess nach Carnot zwischen den Temperaturen T_o und T_c
COP_{KWC-WP}	-	Heizleistungszahl für den Wärmeerzeugungsprozess nach Carnot zwischen den Temperaturen T_N und T_U
\dot{Q}_W	W	Erzeugte Heizleistung
\dot{Q}_{WN}	W	Nutzheizleistung
\dot{Q}_{H-K}	W	Wärmestrom durch Heißgasabtauung auf der kalten Seite
\dot{Q}_{TR}	W	Transmissionswärmeverlustleistung
\dot{Q}_{FT-K}	W	Wärmestrom durch Fluidtransport und ggf. elektrische Abtauung auf der kalten Seite
P_{FT-K}	W	Antriebsleistung von Hilfsaggregaten für den Transport von Wärmeträgerfluiden auf der kalten Seite, wie z.B. Pumpen und Ventilatoren aber auch elektrische Leistungen zum Abtauen der Verdampfer
P_{FT-W}	W	Antriebsleistung von Hilfsaggregaten für den Transport von Wärmeträgerfluiden auf der warmen Seite, wie z.B. Pumpen und Ventilatoren
P_{oc}	W	Elektrische Antriebsleistung für offene Verdichter; P_{oc-el} für geschlossene Verdichter; ohne Hilfsaggregate
P_{ges-WP}	W	Gesamte Antriebsleistung für die Wärmepumpe
T_W	K	Nutztemperatur, z.B. Heißwasser(austritts-) temperatur aus der Wärmepumpe
T_K	K	Wärmequellentemperatur
T_o	K	Verdampfungstemperatur im realen Kreislauf berechnete Sättigungstemperatur aus dem Saugdruck am Verdichtereintritt $T_o = f(p_o)$
t_o	K	Verdampfungstemperatur
T_c	K	Verflüssigungstemperatur im realen Kreislauf berechnete Sättigungstemperatur aus dem Druck am Verdichteraustritt $T_c = f(p_c)$
t_c	°C	Verflüssigungstemperatur
Δt_K	K	Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und der zum Ansaugdruck des Verdichters korrespondierenden Sättigungstemperatur (genähert Verdampfungstemperatur im Verdampfer, wenn Druckabfall in Saugleitung < 1 K und wärmegeämmte Saugleitung).
Δt_W	K	Temperaturdifferenz zwischen der zum Verdichtungsdruck korrespondierenden Sättigungstemperatur und der Heißwasser(austritts-) temperatur der Wärmesenke
η_{KC-WP}	-	Wärmeerzeugungseffizienz einer Wärmepumpe
η_{WT-WP}	-	Wärmetransporteffizienz einer Wärmepumpe

	Einheit	Bedeutung
η_{FT}	-	Fluidtransporteffizienz
η_{WN}	-	Wärmenutzungseffizienz
η_{ges-WP}	-	Heiz-Effizienzgrad

Anhang D

Arbeitskreis

ait-deutschland GmbH
Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH
Bundesinnungsverband des Deutschen Kälteanlagenbauerhandwerks
Carrier Kältetechnik Deutschland GmbH
Eckelmann AG
GEA Refrigeration Germany GmbH
GIZ Proklima
Güntner GmbH & Co. KG
Johnson Controls Systems & Service GmbH
KAEFER Isoliertechnik GmbH & Co. KG
KWN Engineering GmbH
ref-tech engineering
TEKO Gesellschaft für Kältetechnik mbH
TÜV Süd Industrie Service GmbH
VDKF

Literaturhinweise

DIN EN 378, Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen

DIN EN 327, Wärmeaustauscher- Ventilatorbelüftete Verflüssiger- Prüfverfahren zur Leistungsfeststellung

DIN 16001, Energiemanagementsysteme - Anforderung mit Anleitung zur Anwendung

DIN EN 328, Wärmeaustauscher – Prüfverfahren zur Bestimmung der Leistungskriterien von Ventilatorluftkühlern

EN 14511-1, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling — Part 1: Terms and definitions

EN 14511-2, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling — Part 2: Test conditions

EN 14511-3, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling — Part 3: Test methods

EN 14825 Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung — Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der jahreszeitbedingten Leistungszahl

EN 15316-4-2, Heating systems in buildings — Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies — Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems

Chemikalienklimaschutz Verordnung

Verordnung (EG) Nr. 842/2006 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 17. Mai 2006 über bestimmte fluorierte Treibhausgase

VERORDNUNG (EG) Nr. 303/2008 DER KOMMISSION vom 2. April 2008 zur Festlegung — gemäß der Verordnung (EG) Nr. 842/2006 des Europäischen Parlaments und des Rates — der Mindestanforderungen für die Zertifizierung von Unternehmen und Personal in Bezug auf bestimmte fluorierte Treibhausgase enthaltende ortsfeste Kälteanlagen, Klimaanlage und Wärmepumpen sowie der Bedingungen für die gegenseitige Anerkennung der diesbezüglichen Zertifikate.

Gesetz zur Einsparung von Energie in Gebäuden (EnEG – Energieeinsparungsgesetz)