

Schlüsselwörter: Industriewärmepumpe · Ammoniak · Effizienz · Praxisbeispiel

Die Anwendungsspezifik des Wärmepumpeneinsatzes ist geprägt sowohl durch die Gegebenheiten und Beschränkungen der Wärmequelle als auch durch die Anforderungen auf der Anwenderseite. Nutzttemperaturen oberhalb von 65 °C erlangen zunehmendes Interesse, wenn die Energieeffizienz der Wärmepumpe einen wirtschaftlichen Betrieb erlaubt. Dafür könnten auch NH₃-Flüssigkeitskühlsätze eingesetzt werden. Aus einem Vergleich der Anforderungsprofile für eine Wärmepumpe und für einen Flüssigkeitskühlsatz werden die anwendungsspezifischen Unterschiede und daraus resultierende Verbesserungspotenziale aufgezeigt. Für einen Einsatzfall einer auf eine Kälteanlage „aufgesetzten“ Wärmepumpe werden eine Schaltungsvariante und eine Optimierungsmöglichkeit erläutert.

Heat pumps with natural refrigerants

Keywords: industrial heat pump · ammonia · efficiency · practical example

Heat pump application is characterised by structural condition and heat source limitations as well as user's requirements. Effective heating temperatures above 65 °C are more and more of user's interest if heat pump efficiency allows economical operation too. Ammonia chillers are applicable for this purpose. Comparison of requirements for heat pumps and chillers results in both custom designed differences and in potentials for improvements. P&I diagram and optimisation possibilities are shown for a practical example consisting of a refrigeration plant extended by heat pump (two stage plant).

Autoren



Dr.-Ing. Dieter Mosemann,



Dr.-Ing. Ole Fredrich
GEA Grasso GmbH, Berlin

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

1 Einleitung

In zahlreichen Prozessen fällt Wärme an, die wegen ihres Temperaturniveaus nicht mehr direkt nutzbar ist und in die Umgebung abgeführt wird. Die Wärmepumpenanwendung verfolgt das Ziel, Abwärme auf ein nutzbares Temperaturniveau anzuheben für

- Wasch- und Trocknungsprozesse,
- Prozesswassererwärmung,
- Prozessluftherwärmung,
- Gebäudeheizung,
- Fernheiznetze.

Eine Vielzahl von Fachbeiträgen hat sich in jüngster Zeit dem Thema Abwärmenutzung durch Einsatz von Wärmepumpen gewidmet [1] bis [5]. Bei gutem Wirkungsgrad kann die Wärmepumpe ganz erheblich zur Energie- und Emissionseinsparung beitragen. Dabei ist der Einsatz natürlicher Kältemittel aus Umweltsicht wichtig, da sie die Umwelt auch bei Herstellung, Gebrauch und Entsorgung schonen. Umweltrelevant sind aber auch die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels für die spezifische Anwendung in einer Wärmepumpe. Der Betrieb der Wärmepumpe verursacht eine indirekte Treibhausbelastung, die von ihrer Effizienz abhängt. Zum Betreiben der Wärmepumpe mit Elektroenergie wird an anderer Stelle CO₂ frei gesetzt. Abwärme kann jedoch in nutzbare Wärme mit signifikant höherer Leistungszahl umgesetzt werden. Wenn die kalte und die warme Seite – z.B. in der Lebensmittelindustrie – kommerziell genutzt werden können, wird die Umwelt noch stärker entlastet.

Aus Sicht der Energieeffizienz ist Ammoniak nicht nur für Industriekälteanlagen sondern auch für Wärmepumpen ein effizientes Arbeitsfluid. Die Aussagen in diesem Beitrag beziehen sich deshalb auf Ammoniak. Die kritische Temperatur von Ammoniak beträgt 132,3 °C, so dass Wärmepumpen auch oberhalb von 100 °C durch einen unterkritischen Kreisprozess realisiert werden könnten. 52 bar-Schraubenverdichter, die zum Standardprogramm der GEA Grasso gehören, könnten bis zu einer Kondensationstemperatur von 90 °C in Wärmepumpen mit Ammoniak eingesetzt werden (Abb. 1). Unter Berücksichtigung der Bauvorschriften arbeiten diese Verdichter nur bis zu 45 bar im Dauerbetrieb. Der Druckbereich von 45 bar bis zu 52 bar ist der Sicherheitskette zuzuordnen.

Der Betriebsdruck von 45 bar ermöglicht Kondensationstemperaturen bis zu etwa 84 °C, so dass daraus eine maximale Nutzttemperatur der Wärmepumpe von 80 °C resultieren würde, wenn Potentiale zur Verbesserung der Wärmepumpe, die in diesem Beitrag gezeigt werden, nicht genutzt werden. Es wird gezeigt, dass sich die Nutzttemperatur trotz dieser Beschränkung auf über 80 °C anheben lässt.

Der Beitrag möchte die unterschiedlichen Nutzungsprofile von Flüssigkeitskühlsätzen (Chillern) und Wärmepumpen zeigen und daraus spezifische technische Anforderungen an die Ausgestaltung einer Wärmepumpe und an deren Komponenten definieren. An einem Beispiel der „Kälte- und Wärmenutzung“ einer zweistufigen Anlage wird gezeigt, wie sich der Gesamtwirkungsgrad verbessern lässt, wenn die Kondensationstemperatur des Teils der Anlage verändert wird, der die Kälteleistung bereitstellt.

Chiller als Wärmepumpe

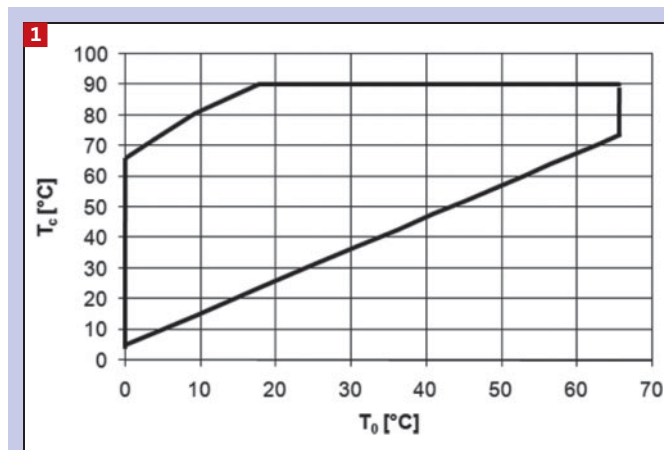
Aus thermodynamischer Sicht bedient sich die Wärmepumpe wie die Kältemaschine eines linksläufigen Kreisprozesses mit den Grundkomponenten Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Entspannungsorgan. Abb. 2 zeigt einen Flüssigkeitskühlsatz mit Schraubenverdichter und Plattenwärmeübertragern. Im Unterschied zur Kälteanlage wird jedoch die warme Seite kommerziell genutzt.

Aus dem Vergleich der Anforderungsprofile für Wärmepumpe und Flüssigkeitskühlsatz werden anwendungsspezifische Unterschiede und daraus resultierende Verbesserungspotenziale aufgezeigt.

Nutzungsprofile von Chiller und Wärmepumpe

Wenn die Zielgröße darin besteht, höchstmögliche Effizienz zur „Kälteerzeugung im Chiller“ (Wärmeaufnahme unterhalb einer Nutzttemperatur) oder zur „Wärmeerzeugung in der Wärmepumpe“ (Wärmeabgabe oberhalb einer Nutzttemperatur) zu erreichen, sollten die Unterschiede zwischen der tatsächlichen Nutzung eines Chillers und einer Wärmepumpe ausgenutzt werden. Aus diesen Unterschieden definieren sich neue Anforderungen für die Wärmepumpe.

Unabhängig von der unterschiedlichen Höhe der Kondensationstemperatur haben das Kühlwasser eines Chillers oder das Warmwasser einer Wärmepumpe sehr unterschiedliche Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt am Kondensator. Im Chiller wird die Kondensationswärme mit kleinstmöglicher Temperaturdifferenz des Kühlwassers, zum Beispiel 5 K, an die Umgebung abgegeben, damit die Kondensationstemperatur möglichst niedrig ist. Die dafür erforderliche große Kühlwassermenge zirkuliert dabei in einem eher kleinen Kreis mit kleinen Druckverlusten. Die Antriebsleistung der Kühlwasserpumpen ist weniger wichtig als die kleinstmögliche Kondensationstemperatur. Die Kondensationstemperatur liegt dabei in der Regel 8 K über der Kühlwassertemperatur am Kondensatoreintritt. Die Nutzung von 5 K Temperaturdifferenz des Kühlwassers zur Unterkühlung trägt mit dem Kältemittel Ammoniak zu einer Vergrößerung der Kälteleistung von ca. 1% und zu 1% COP-Verbesserung bei. Daher wird darauf verzichtet. Im Gegensatz dazu ist die Temperaturdifferenz bei Benutzung von Wärmepumpen zu Heizzwecken auf der warmen Anwenderseite, also zwischen dem Zulauf zur Wärmesenke und dem Rücklauf von der Wärmesenke, immer deutlich größer als 5K, meist ein Mehrfaches davon. Häufig werden 20 K Temperaturdifferenz realisiert. Die dafür erforderliche zirkulierende Warmwassermenge ist viel kleiner als die Kühlwassermenge beim Chiller. Das Warmwasser zirkuliert als Heizfluid in einem verzweigten Verbrauchernetz mit kleinen Geschwindigkeiten. Die Kondensationstemperatur wäre 23 K größer als die Rücklauftemperatur nach



1 Einsatzgrenzen von 52 bar-Schraubenverdichtern in Ammoniak-Wärmepumpen

Wärmeabgabe, wenn die gleiche Technik wie beim Chiller benutzt würde.

Verbesserungspotenzial an einer Wärmepumpe

Das Nutzungsprofil eines Wärmepumpeneinsatzes ist sowohl geprägt durch die Gegebenheiten und Beschränkungen der Wärmequelle als auch durch die Anforderungen auf der Anwenderseite. Abb. 3 zeigt eine zweistufige Wärmepumpe mit Schraubenverdichtern und Plattenwärmeübertragern zur Bereitstellung von Wärme mit einer Nutztemperatur von 70°C. Wärmequell- und Wärmesenken-Temperatur, Temperaturdifferenz von der Wärmequelle bis zum Verdampfer, zulässige Auskühlung der Wärmequelle, Temperaturdifferenz vom Kondensator bis zum Verbraucher und nicht zuletzt das zulässige Temperaturband der Wärmesenke sind effizienzrelevante Parameter einer Wärmepumpe. Diese Größen beinhalten Potenzial zur Verbesserung der Energieeffizienz. Verbes-

serungspotenzial ist durch Erwärmung des Warmwassers in 3 Stufen gegeben.

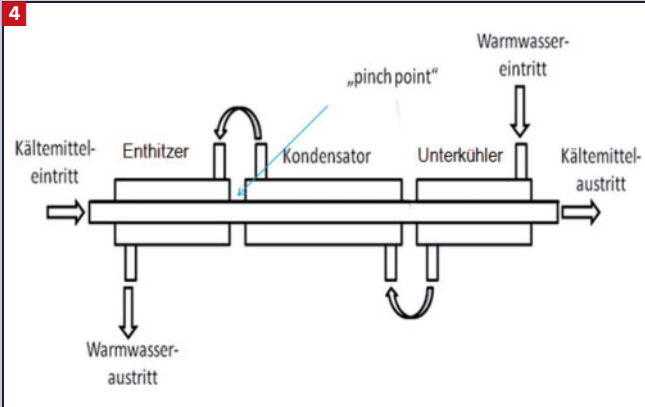
1. Das Temperaturband der Wärmesenke – damit ist die Temperaturdifferenz des Warmwassers zwischen Zulauf zum Verbraucher und Rücklauf vom Verbraucher gemeint – gestattet eine starke Unterkühlung des Kältemittels, deren Größe von der Wärmebilanz zwischen Kältemittelmassenstrom und Warmwassermassenstrom abhängt. Exemplarisch nimmt die Kälteleistung um mehr als 4% zu, wenn eine Unterkühlung von 16 K erreicht wird. Der COP verbessert sich in gleichem Maße. Die thermodynamische Anforderung zur Unterkühlung benötigt allerdings nach dem Kondensator einen „Unterkühler“ zur Unterkühlung des Kondensats. (Abb. 4 und 5).
2. Das Warmwasser wird danach in den Kondensator geführt. Seine Temperatur nähert sich der Kondensationstemperatur bis auf eine erforderliche Tempera-



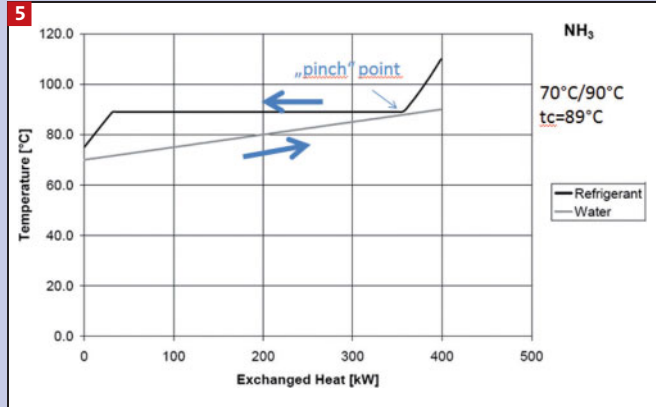
2 Flüssigkeitskühlsatz mit Schraubenverdichtern und Plattenwärmeübertragern, Hersteller GEA Grasso



3 Zweistufige Wärmepumpe mit Schraubenverdichtern und Plattenwärmeübertragern zur Erzeugung von 70°C Warmwasser, Hersteller GEA Grasso



4 Vereinfachte Anordnung der Gegenstrom-Wärmeübertrager



5 Erwärmungskurve des Warmwassers (Temperaturband von 70 °C auf 90 °C) und Abkühlkurve des Ammoniak, Kondensationstemperatur $t_c=89\text{ °C} < \text{Warmwasseraustritt von } 90\text{ °C}$

turdifferenz am sogenannten „pinch point“ (Abb. 5). Diese kann 1 K groß sein.

3. Die Erwärmung auf Nutztemperatur übernimmt der Enthitzer, in dem der überhitzte Kältemitteldampf nach Verlassen des Verdichters auf Kondensationstemperatur abgekühlt wird. Kältemitteldampf- und Warmwassertemperatur nähern sich dabei auch dem „pinch point“. Die Wärmepumpe benötigt daher einen dreigeteilten Gegenstrom-Wärmeübertrager auf der warmen Seite, bestehend aus Enthitzer, Kondensator, Unterkühler, die in Strömungsrichtung des Wassers und des Kältemittels nacheinander durchströmt werden (Abb. 4).

bilanzen der stufenweisen Warmwassererwärmung berücksichtigt werden.

Verbesserungspotenzial einer Kälte- und Wärmenutzung

Kälte- und Wärmekopplung stellen die optimale „Kälte- und Wärmenutzung“ dar, wenn die Kondensationswärme nicht auf höheres Temperaturniveau gehoben werden soll und wenn die zeitlichen Nutzungsprofile von Kälte- und Wärmebedarf gut übereinstimmen. Oft verbietet jedoch das Temperaturniveau der Kondensationswärme eine direkte Nutzung dieser Abwärme, und eine Wärmepumpe muss „angedockt“

werden. Die Kondensationswärme der Kälteanlage ist Wärmequelle der Wärmepumpe bei der Temperatur t_{cKA} . Als Wärmesenke fungiert der Verbraucher auf der Warmwasserseite (Abb. 6). Damit wird aus der einstufigen Kälteanlage eine zweistufige mit bekannten Grundsätzen zur Ausgestaltung. Die Zwischentemperatur t_{cKA} der zweistufigen Kälteanlage spielt in Bezug auf die Energieeffizienz eine besondere Rolle. Der COP der zweistufigen Kälteanlage ist der Quotient aus Kälteleistung Q_0 geteilt durch Summe der Antriebsleistungen für Niederdruck- und Hochdruck- Verdichter.

$$COP = Q_0 / (P_{eND} + P_{eHD})$$

Bewertung

Bei Verwendung von Ammoniak als Kältemittel und einem Temperaturband von 20 K auf der Nutzerseite führt die Kältemittel-Unterkühlung zu einer Wassererwärmung von 1,4 K (ca. 7 % der Heizleistung). Die Kältemittel-Kondensation bewirkt eine Wassererwärmung von 16,4 K (ca. 82 % der Heizleistung).

Die Kältemittel-Enthitzung bringt eine weitere Wassererwärmung um 2,2 K auf einen Wert oberhalb der Kondensationstemperatur (ca. 11 % der Heizleistung).

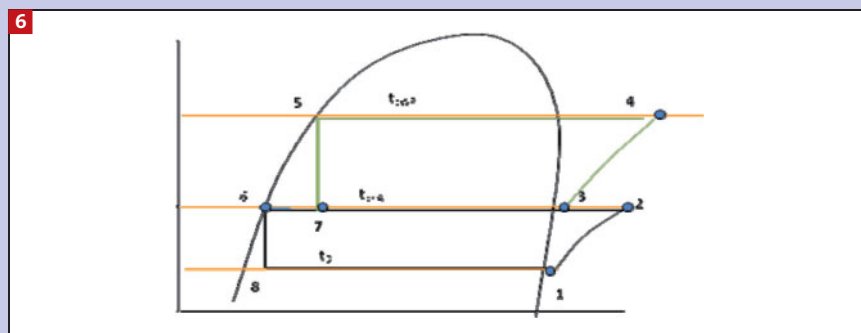
Tabelle 1 zeigt Daten bei gleicher Nutztemperatur für zwei Wärmepumpen, die eine als NH_3 -Chiller ausgeführt ohne Gegenstromwärmeübertrager und die andere als NH_3 -Wärmepumpe (NH_3 -WP) ausgeführt mit Gegenstrom-Wärmeübertragern.

Die Daten zeigen, dass die Energieeffizienz der Wärmepumpe mit Gegenstrom-Wärmeübertrager um 14 % größer ist beim NH_3 -Chiller. Außerdem kann trotz gleicher Heizleistung ein kleinerer Antriebsmotor eingesetzt werden.

Bei der Auswahl der Gegenstrom-Wärmeübertrager müssen die einzelnen Wärme-

	Q_0 in kW	P_e in kW	Q_{WP} in kW	COP_{WP}	COP-Verbesserung in %
NH_3 – Chiller	491,5	316,5	808,0	2,55	0
NH_3 – WP	553,0	289,0	842,0	2,91	14

Tabelle 1: Daten zum Vergleich von Chiller und Wärmepumpe, Warmwasser-Vorlauftemperatur 70 °C, Warmwasser-Rücklauftemperatur 50 °C; Q_0 -Kälteleistung, P_e -Antriebsleistung des Verdichters, Q_{WP} -Heizleistung, COP_{WP} -Wirkungsgrad der Wärmepumpe



6 Vereinfachter Kältekreislauf im log p,h-Diagramm für eine Kälte-Wärmekopplung
 1 – Ansaugzustand ND-Verdichter
 2 – Endzustand ND-Verdichter
 3 – Ansaugzustand HD-Verdichter
 4 – Endzustand HD-Verdichter
 5 – Kondensatoraustritt HD-Seite
 6 – Zustand der Flüssigkeit in Mitteldruck-Flasche
 7 – Eintrittszustand in Mitteldruck-Flasche
 8 – Zustand nach Entspannung in ND-Flasche

Der Gesamt-COP für die zweistufige Kälteanlage ist dann am größten, wenn die Summe der Kehrwerte für den Niederdruckteil und den Hochdruckteil der Kälteanlage gleich groß sind.

$$\frac{1}{\text{COP}} = \frac{(P_{e\text{ND}} + P_{e\text{HD}})/Q_0}{=} P_{e\text{ND}}/Q_0 + P_{e\text{HD}}/Q_0$$

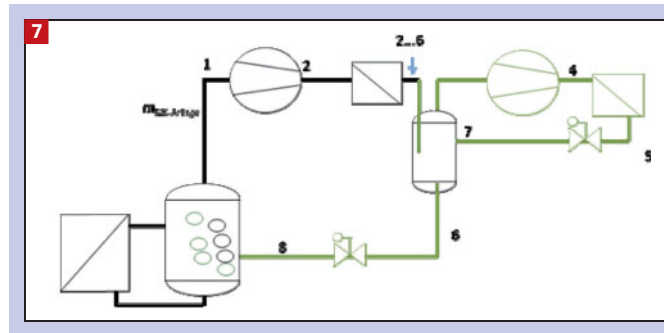
$$\frac{1}{\text{COP}} = \frac{1}{\text{COP}_{\text{ND}}} + \frac{1}{\text{COP}_{\text{HD}}}$$

COP_{ND} und COP_{HD} sind Hilfsgrößen zur Bewertung für Niederdruckteil und Hochdruckteil der Kälteanlage.

Wenn die warme Seite der zweistufigen Kälteanlage kommerziell als „Wärmepumpe“ genutzt wird, muss die Kondensationstemperatur für die Kälteerzeugung angepasst werden, da diese jetzt die Funktion der Zwischentemperatur t_{CKA} übernimmt. Ein Beispiel soll zeigen, dass diese Zwischentemperatur t_{CKA} für effiziente Betriebsweise dieser Kälte- und Wärmekopplung nicht mehr frei wählbar ist, wenn die höchste Gesamtenergieeffizienz der Kälte- und Wärmekopplung erreicht werden soll. Sie ist nur noch von der Verdampfungstemperatur t_0 auf der kalten Seite und von der Kondensationstemperatur t_{cWP} auf der warmen Nutztemperaturseite abhängig.

Niedrige Kondensationstemperaturen bei Winterbetrieb für die Kälteerzeugung sind im Falle einer Kälte-Wärmekopplung nicht mehr relevant, es sei denn, dass nicht die gesamte Abwärme des Niederdruckteiles erforderlich ist. Eine Schaltungsvariante ist in Abb. 7 dargestellt. Dieser Fall wird als Kälteanlage mit „aufgesetzter“ Wärmepumpe bezeichnet. Ein Gegenstromwärmeübertrager auf der Warmwasserseite in der Reihenfolge Enthitzer und Kondensator ist hier auch sinnvoll. Die Darstellung zeigt das nicht, damit sie anschaulich bleibt.

In Schaltungsvariante gemäß Abb. 7 wird ein Teil der Wärme als nicht nutzbare Abwärme ausgekoppelt und ein anderer Teil dient als Wärmequelle für eine Wärmepumpe, welche Wärme höherer Temperatur generiert. Je nach Zusammensetzung von Kälte- und Wärmebedarf wäre die Zwischentemperatur t_{CKA} , d.h. der Kondensationsdruck für die Niederdruckstufe, anzupassen. Wenn keine Abwärme bei diesem Temperaturniveau ausgekoppelt werden



7 vereinfachter Kältekreislauf für eine Kälte-Wärmekopplung mit aufgesetzter Wärmepumpe

soll, muss die Zwischentemperatur t_{CKA} mit Rücksicht auf höchste Effizienz der Gesamtanlage ihren optimalen Wert einnehmen.

Ein Beispiel mit 6°C Kaltwassertemperatur (Verdampfungstemperatur 2°C), 80°C Warmwassertemperatur (Kondensationstemperatur 84°C) und 1 MW Heizleistung offenbart das Potenzial zur Verbesserung der Energieeffizienz von „Kälte- und Wärmeerzeugung“.

Die COP-Werte in Tabelle 2 beziehen sich einerseits auf die Kälteerzeugung, sind also das Verhältnis aus Kälteleistung bei 2°C Verdampfungstemperatur und den jeweiligen Antriebsleistungen für die Niederdruck- und für die Hochdruckstufe und andererseits auf Kälte- und Wärmenutzung. Der Wirkungsgrad für die Kälte- und Wärmenutzung ist $\text{COP}_{\text{K+WP}} = 2 \cdot \text{COP}_{\text{ges}} + 1$, wenn die Ölkühlerwärme auf der Warmwasserseite vollständig nutzbar ist. Ein Gegenstrom-Wärmeübertrager, bestehend aus Enthitzer und Kondensator würde hier auch die Kondensationstemperatur reduzieren. Dieser Effekt wird jedoch nicht beachtet, da er die Aussage zum Einfluss der Zwischentemperatur nicht beeinträchtigt. Die Werte in der Tabelle veranschaulichen das Potenzial zur Verbesserung der Energieeffizienz durch Änderung der Zwischentemperatur t_{CKA} einer Kälte-Wärmenutzung. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass sich die Energieeffizienz durch weitere Maßnahmen verbessern lässt, z. B. durch Senkung der Antriebsleistungen von Nebenaggregaten für den Fluidtransport (Kaltwasser, Warmwasser) vor allem bei Teillastbetrieb auf ein Mindestmaß sowie

durch Reduzierung der Temperaturdifferenzen für den Wärmetransport.

Zusammenfassung

Die unterschiedlichen Nutzungsprofile von Flüssigkeitskühlsätzen (Chillern) und Wärmepumpen bedingen neue Anforderungen an die Ausgestaltung einer Wärmepumpe. Ein wichtiges Detail ist die Ausführung der Wärmeübertrager auf der warmen Seite. Dabei haben Gegenstrom-Wärmeübertrager Vorteile für Wärmepumpenanwendungen, da sie die Nutzung der Enthitzungswärme ermöglichen und sich dadurch die Kondensationstemperatur reduzieren lässt. Eine Wassererwärmung über die Kondensationstemperatur hinaus ist möglich. Auch die Unterkühlungswärme zur Warmwasservorwärmung verbessert die Energieeffizienz. Die zusätzliche Anordnung der beiden Wärmeübertrager vor und nach dem Kondensator führt zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades einer Wärmepumpe um 14%. Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Energieeffizienz zielt auf die Optimierung der Zwischentemperatur t_{CKA} einer Kälte-Wärmenutzung. Ein Beispiel zeigt, wie sich der Gesamtwirkungsgrad verbessern lässt, wenn die Kondensationstemperatur der Kälteerzeugung verändert wird. Das Potenzial zur Anhebung des Wärmepumpen-Wirkungsgrades liegt bei großen Temperaturhuben zwischen Kälte- und Wärmenutzung bei 10%.

Literatur

- [1] Wobst, E. et al.: CO₂- Wärmepumpen großer Leistung – unverzichtbar für eine nachhaltige Wärmeversorgung. KI Kälte · Luft · Klimatechnik 44 (2008) 12, S.18-21
- [2] Expertenumfrage: Die Kältetechnik für die Klimatechnik? Forum KI Kälte · Luft · Klimatechnik 43 (2007) 3, S.12
- [3] Lambauer, J.: Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice-Beispiele von Groß-Wärmepumpen in der Industrie; DKV Internationales Wärmepumpen Symposium (2008)
- [4] Mantel, K.: Anwendungsbeispiele für Groß-Wärmepumpen für mehrgeschossige Bauten; DKV Internationales Wärmepumpen Symposium (2008)
- [5] Mosemann, D.: Heißlaufende Wärmepumpen, Vortrag vom 30.03.2009; energiegemeinschaft-halle.de/Vortrag

Zwischentemperatur t_{CKA} in °C	COP _{ND-Kälte}	COP _{HD-WP}	COP _{ges}	COP _{ND-Kälte} Verbesserung in %	COP _{K+WP}	COP _{K-WP} Verbesserung in %
25	8,21	2,08	1,662	0	4,32	0
46	3,87	3,63	1,873	13	4,74	10

Tabelle 2: Einfluss der Zwischentemperatur auf den COP für eine Kälte-Wärmenutzung mit 6°C Kaltwassertemperatur (Verdampfungstemperatur 2°C), 80°C Warmwassertemperatur (Kondensationstemperatur 84°C) und 1 MW Heizleistung.