

## Effizientes Heizen und Kühlen mit Niedrighub-Anlagen

Ivan Wyssen<sup>1</sup>, Lukas Gasser<sup>1</sup>, Prof. Dr. Beat Wellig<sup>1</sup>, Martin Meier<sup>2</sup>, Dr. Beat Kegel<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Hochschule Luzern - Technik & Architektur, CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik, Technikumstrasse 21, 6048 Horw, E-Mail: beat.wellig@hslu.ch

<sup>2</sup> Ernst Basler + Partner AG, Mühlebachstrasse 11, 8032 Zürich, E-Mail: martin.meier@ebp.ch

<sup>3</sup> Klimasysteme, Spyristrasse 7, 8044 Zürich, E-Mail: beat.kegel@tele2.ch

### Zusammenfassung

### Abstract

### Résumé

Das Heizen und Kühlen von Gebäuden benötigt grosse Energiemengen. Vor allem Wärmepumpen und Klimakälteanlagen verfügen über ein bisher kaum erkanntes Potenzial zur Einsparung von Primärenergie. Die Effizienz von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen (Coefficient of Performance COP) ist stark vom Temperaturhub abhängig. Das Potenzial für hocheffiziente Systeme wird heute nicht genutzt, da Standard-Anlagen für Hübe von 30–60 K ausgelegt sind. Die Integration von Niedrighub-Anlagen in effiziente Gebäudetechniksysteme verringert den Primärenergieverbrauch und senkt die Betriebskosten. Die Untersuchungen zeigen, dass bei der Auslegung von Niedrighub-Anlagen andere Aspekte wichtig sind als bei Standard-Anlagen. Diese Studie zeigt praktische Ansätze für die Auslegung von Niedrighub-Anlagen. Um das Potenzial der Effizienzsteigerung zu demonstrieren wurde eine Niedrighub-Anlage entwickelt und realisiert. Diese Niedrighub-Anlage weist bei einer Verdampfungs-temperatur von 15°C einen COP Kühlen von 11.4 bei 13 K Temperaturhub aus. Bei der Verwendung moderner Niedertemperatur-Heizsysteme in Kombination mit Erdwärmesonden können auch für die Gebäudeheizung COP-Werte über 9 erreicht werden. Der Gütegrad beträgt bei einem Hub von 30 K rund 60% und ist über den relevanten Bereich des Temperaturhubes relativ konstant.

The heating and cooling of buildings requires large amounts of energy. Mainly heat pumps and chillers have a large potential for primary energy savings. The efficiency of heat pumps and chilled water systems (Coefficient of Performance COP) is closely related to the temperature lift. The potential for high efficient systems is not fully exploited as standard heat pumps and chillers are designed for lifts of 30–60 K. The integration of low temperature lift systems in efficient overall systems leads to a considerable reduction in the use of primary energy as well as in the operating costs. The investigations show that a prerequisite for the development of efficient chillers and heat pumps for low temperature lifts is to use a new approach in the design and selection of the components. This paper presents practical guidelines for the planning and design of systems for low temperature lifts. In order to demonstrate the potential for improvement in efficiency, a system for small internal temperature lifts was developed and tested. For an evaporation temperature of 15°C, the COP for the cooling mode is 11.4 at a temperature lift of 13 K. By using geothermal heat probes and efficient heat delivery and supply systems a COP for the heating mode of about 9 can be achieved. The Carnot efficiency is around 60% at 30 K lift and is relatively constant over the relevant range of temperature lifts.

# 1. Einleitung

## 1.1 Ausgangslage und Ziele

An moderne Wohn- und Bürogebäude werden hohe Anforderungen gestellt. Investoren und Mieter haben hohe Ansprüche bezüglich Nutzungsqualität und erwarten gleichzeitig niedrige Betriebskosten für die Gebäudetechnik, dazu gehören insbesondere die Heizung, Kühlung und Lüftung. Angesichts des benötigten Primärenergiebedarfs wird heute in der Forschung und Entwicklung sowie in der Umsetzung noch relativ wenig unternommen.

Da für die Gebäudeheizung und -kühlung mit Kompressions-Wärmepumpen und -Kälteprozessen grosse Mengen hochwertige elektrische Energie benötigt werden, ist die Entwicklung von effizienten Anlagen von grossem Interesse. Effizienzsteigerungen dürfen jedoch keine Verschlechterung der Behaglichkeit zur Folge haben. Dieses Ziel kann nur erreicht werden, wenn eine ganzheitlich optimale Lösung bestehend aus Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik angestrebt wird [1].

Das Ziel dieses Projektes ist die theoretische und experimentelle Untersuchung von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen mit deutlich kleinerem Stromverbrauch. Dies wird durch konsequente Ausnützung von kleinen Temperaturhuben erreicht. Mit dem Projekt soll die Entwicklung von Niedrighub-Anlagen und -Verdichtern angestossen werden, indem die Idee auf ein Niveau gebracht wird, auf welchem die Industrie und die öffentliche Hand für solche Entwicklungen motiviert werden kann.

## 1.2 Temperaturhübe beim Heizen und Kühlen

Die Effizienz von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen ist stark vom Temperaturhub abhängig. Bei Kompressions-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen entspricht der Temperaturhub der Differenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur.

Der Temperaturhub einer **Wärmepumpe** ist neben dem Heizwärmeverteil- und Abgabesystem massgeblich von der vorhandenen Wärmequelle abhängig. Bei Erdwärmesonden beträgt die Temperatur des ungestörten Erdreichs in einer Tiefe von 5 m bereits rund 10°C und bei 100 m rund 13°C. Damit ermöglichen „tiefe“ Erdwärmesonden zusammen mit gut dimensionierten Verdampfern relativ hohe Verdampfungstemperaturen von bis zu 10°C. Weitere Wärmequellen sind die Umgebungsluft (mittlere Lufttemperatur während der Heizperiode 2009–2010 im schweizerischen Mittelland ca. 4.5°C) sowie Grund-, Fluss- oder Seewasser. Ausserdem nimmt die Nutzung von Abwasser als Wärmequelle stetig zu. Als Abgabesysteme kommen häufig Fussbodenheizungen oder Heizkörper zur Anwendung. Der Temperaturhub bei der Gebäudeheizung liegt je nach gewähltem Heizsystem zwischen 20 und 60 K. Für eine effiziente Gebäudeheizung ist ein Hub im Bereich von 20 bis 35 K ausreichend (z.B. Erdwärmesonde mit 300 m Tiefe und modernes Niedertemperatur-Heizsystem).

In Abb. 1 ist der Bereich von typischen Temperaturhuben von **Klimakälteanlagen** dargestellt. Der Hub kann je nach System zwischen 10 K und im Extremfall bis zu 55 K betragen. Für die Gebäudekühlung genügt bei entsprechender Planung ein Hub zwischen 10 und 20 K (z.B. Kühldecken, Betonkernaktivierung oder effiziente Umluftklimageräte kombiniert mit effizienten hybriden Rückkühlsystemen). Obwohl bei der Gebäudekühlung die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke klein ist, wird das Potenzial für hocheffiziente Kühlprozesse kaum genutzt. Grund dafür ist, dass konventionelle Kälteabgabesysteme tiefe Pumpenkaltwasser- (PKW) Temperaturen benötigen, welche von der Klimakälteanlage bereitgestellt werden, und dass Trockenrückkühler verwendet werden. Typischerweise liegen die PKW-Temperaturen im Bereich von 6 bis 12°C, woraus tiefe Verdampfungstemperaturen resultieren. Durch die Hochhalteregelung wird ausserdem die Kondensationstemperatur auf einem hohen Niveau (35–45°C) gehalten [2] [3]. Folglich arbeiten herkömmliche Klimakälteanlagen oftmals mit einem unnötig grossen Temperaturhub.

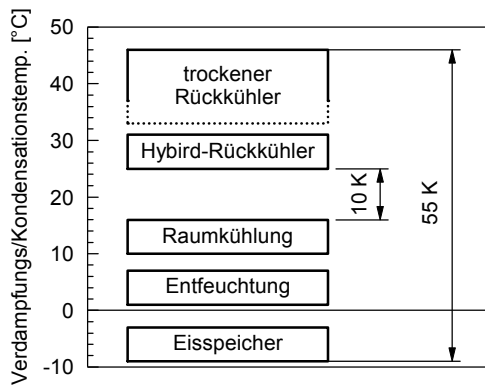


Abb. 1: Bereich von typischen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen und Temperaturhuben verschiedener Systeme in der Gebäudekühlung

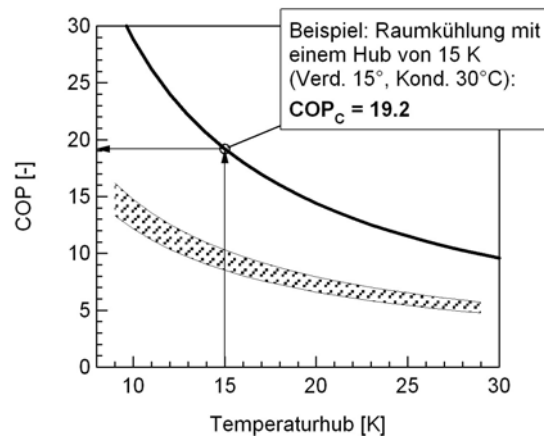


Abb. 2: Leistungszahl einer Carnot-Kälteanlage und einer realen Kälteanlage mit einem Gütegrad von ca. 50% in Funktion des Temperaturhubes für eine konstante Verdampfungstemperatur von  $\vartheta_v = 15^\circ\text{C}$

Abb. 2 zeigt die Carnot-Leistungszahl  $\text{COP}_C$  (Coefficient of Performance) einer idealen Klimakälteanlage in Abhängigkeit des Temperaturhubes für eine konstante Verdampfungstemperatur von  $15^\circ\text{C}$ . Bei einem Hub von 15 K, der für viele Anwendungen ausreicht, erreicht man  $\text{COP}_C$ -Werte über 19. Mit realen Kälteanlagen sind bei einem Gütegrad um 50% (Vergleich der effektiven Leistungszahl mit derjenigen eines Carnot-Prozesses zwischen den entsprechenden Temperaturniveaus, d.h.  $\zeta = \text{COP}/\text{COP}_C$ ) COP-Werte von etwa 10 möglich. Die praktische Erfahrung zeigt jedoch, dass der Gütegrad von Standard-Klimakälteanlagen, welche für Hübe von 30–60 K ausgelegt sind, bei diesen Betriebsbedingungen meistens deutlich unter 50% liegt.

Fazit: Wärmepumpen und Klimakälteanlagen erreichen bei kleinen Temperaturhuben nur dann hohe Gütegrade, wenn diese speziell für die entsprechenden Betriebsbedingungen ausgelegt sind (hohe Verdampfungstemperaturen und gleichzeitig kleine Temperaturhübe).

## 2. Niedrighub-Anlage

Standard-Wärmepumpen und -Klimakälteanlagen sind typischerweise für Temperaturhübe im Bereich von 30 bis 60 K ausgelegt. Wenn diese bei kleinen Hüben betrieben werden, führt dies zu einer relativ schlechten Effizienz, da der Gütegrad teilweise stark absinkt. Das volle Potenzial kann nur mit speziell für kleine Temperaturhübe ausgelegten Anlagen ausgeschöpft werden. Zur Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials durch Ausnutzung kleiner Temperaturhübe wurde ein Prototyp einer Niedrighub-Anlage entwickelt und getestet (Abb. 3). Sämtliche Komponenten wurden speziell für den Betrieb bei kleinen Temperaturhuben ausgelegt. Es hat sich gezeigt, dass bei der Auslegung von Niedrighub-Anlagen andere Aspekte wichtig sind als bei Standard-Anlagen. Die Realisierung hocheffizienter Anlagen mit Standard-Komponenten ist grundsätzlich möglich, erfordert jedoch neue Denkansätze bei der Dimensionierung der Komponenten und des Systems.

Zur Erreichung einer hohen Energieeffizienz sind geringe Sauggasüberhitzungen anzustreben. Aus diesem Grund wurde die Niedrighub-Anlage mit einem elektronischen Expansionsventil ausgestattet. Die Evaluierung des Expansionsventils darf nicht nach der Kälteleistung erfolgen, wie es in Kältetechnik-Katalogen beschrieben wird. Stattdessen dient der maximal zulässige Druckverlust über das Expansionsventil als Auswahlkriterium. Der bei voller Ventilöffnung resultierende Druckverlust im Expansionsventil darf nicht grösser sein als die Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungsdruck. Für die Auslegung ist somit der Betriebspunkt mit der höchsten Verdampfungstemperatur und dem kleinsten Temperaturhub relevant. Dieses Auswahlkriterium führt, im Vergleich zur üblichen Auswahl gemäss Kälteleistung, zu massiv überdimensionierten Expansionsventilen [4].

Eine weitere Bedingung zur Realisierung von effizienten Niedrighub-Anlagen ist die Wahl eines geeigneten Kompressors. Die Verwendung von Kompressoren mit einem grossen internen Druckverhältnis, wie z.B. Scroll-Kompressoren, ist zwingend zu vermeiden (starke „Überverdichtung“).

Aus diesem Grund wurde die Anlage mit einem halbhermetischen Hubkolben-Kompressor ausgestattet. Eine Alternative dazu wären z.B. Turbokompressoren, die jedoch für kleine Kälteleistungen (unter ca. 100 kW) nicht erhältlich sind.

Der Verdampfer und Kondensator sind als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Die Auslegung erfolgte in enger Zusammenarbeit mit dem Industriepartner (BMS-Energietechnik, R. Meister) mit dem Ziel, die Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung klein zu halten („thermisch lange“, d.h. schlanke und hohe Plattenwärmeübertrager).

Die Niedrighub-Anlage wird mit dem Kältemittel Propan (R290) betrieben. Propan besitzt kein Ozon-Abbaupotenzial (ODP), ein vernachlässigbares Treibhauspotenzial (GWP) und ist unkritisch in Verbindung mit üblichen Metallen. Weiter weist Propan sehr gute thermodynamische Eigenschaften auf [5]. Die Dampf- und Flüssigkeitsdichten von Propan sind klein, was zu hohen volumetrischen Kälteleistungen und kleinen Kältemittelmassenströmen führt. Als Resultat der kleinen Massenströme können die Druckverluste in den Kältemittelleitungen und Armaturen minimiert werden. Des Weiteren besitzt Propan gute Wärmeübertragungseigenschaften [5].

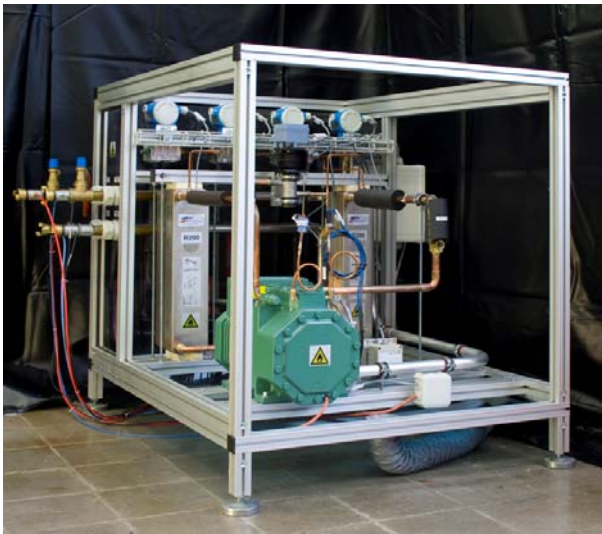


Abb. 3: Prototyp der Niedrighub-Anlage für kleine Temperaturhübe



Abb. 4: Wärmemodul zur Simulation der Wärmequelle und Wärmesenke von Wärmepumpen und Klimakälteanlagen

### 3. Resultate und Diskussion

#### 3.1 Energetische Analyse

Mit Hilfe des „Wärmemoduls“ (Abb. 4) wurden detaillierte experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Abb. 5 zeigt die Heizleistung  $\dot{Q}_H$ , die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  und die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{el}$  in Abhängigkeit des Temperaturhubes  $\Delta T_{Hub}$  bei einer konstanten Verdampfungstemperatur von  $\vartheta_V = 15^\circ\text{C}$ . Die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors sinkt bei kleinem Temperaturhub, die Heiz- und Kälteleistung werden grösser.

In Abb. 6 ist der COP in Abhängigkeit des Temperaturhubes  $\Delta T_{Hub}$  bei einer konstanten Verdampfungstemperatur von  $15^\circ\text{C}$  dargestellt. Der  $\text{COP}_{\text{Kühlen}}$  steigt von 5.6 bei einem Hub von 30 K auf 10.8 bei rund 14 K. Durch die Reduktion des Temperaturhubes um 24 K kann der  $\text{COP}_{\text{Kühlen}}$  um ca. 80% erhöht werden. Analog steigt der  $\text{COP}_{\text{Heizen}}$  von 6.3 bei einem Hub von 30 K auf 9.2 bei rund 20 K. Eine wichtige Kennzahl zur energetischen Beurteilung ist der Gütegrad  $\zeta$ ; er beschreibt das „innere“ Verhalten des Prozesses. Der Gütegrad beträgt bei 30–40 K rund 58% und nimmt mit sinkendem Hub nur wenig ab. Er liegt deutlich über den Werten von Standard-Anlagen (siehe z.B. [1], S. 61, Anlage A: Gütegrad sinkt bei kleinen Hüben bis auf 30–35%). Der Verlauf des Gütegrades zeigt, dass sich der gewählte Hubkolbenkompressor für Anwendungen mit kleinem Temperaturhub gut eignet.

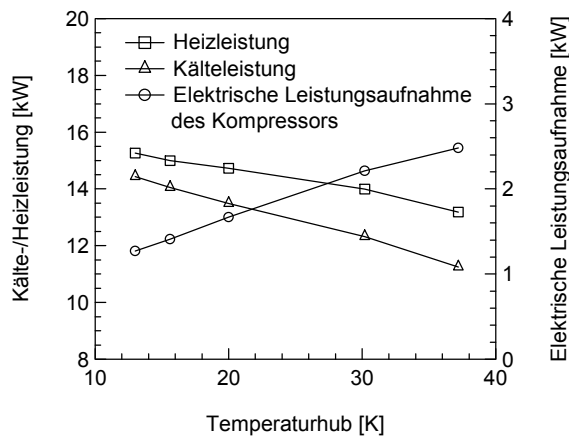


Abb. 5: Kälteleistung, Heizleistung und elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors in Abhängigkeit des Temperaturhubes, Verdampfungstemperatur  $\vartheta_v = 15^\circ\text{C}$

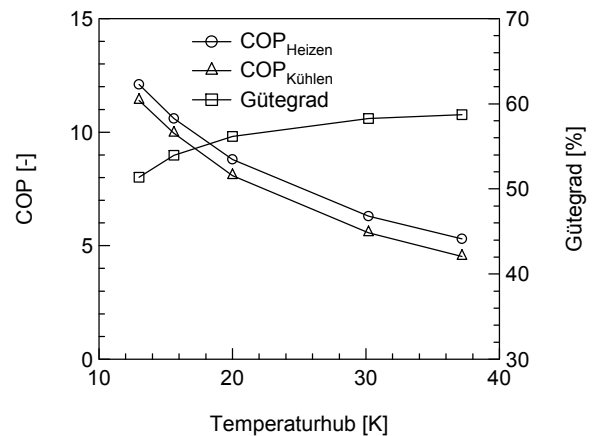


Abb. 6: COP für die Heiz- und Kühlanwendung und Gütegrad in Abhängigkeit des Temperaturhubes, Verdampfungstemperatur  $\vartheta_v = 15^\circ\text{C}$

Bei einem Temperaturhub von beispielsweise 15.6 K und einer Verdampfungstemperatur von  $\vartheta_v = 15^\circ\text{C}$  beträgt die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors  $P_{el} = 1.41 \text{ kW}$ . Die Heizleistung  $\dot{Q}_H$  und die Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  betragen in diesem Betriebszustand 15.00 kW bzw. 14.05 kW. Bei diesem Betriebszustand resultiert ein  $\text{COP}_{\text{Heizen}} = 10.6$  und ein  $\text{COP}_{\text{Kühlen}} = 10.0$ . Der Gütegrad erreicht  $\zeta = 53.5\%$ .

### 3.2 Verwendung als Wärmepumpe

Bei Verwendung der Niedrighub-Anlage in Kombination mit modernen Niedertemperatur-Heizsystemen und Erdwärmesonden können für die Gebäudeheizung sehr hohe Leistungszahlen und Jahresarbeitszahlen erreicht werden. Dies wird anhand des nachfolgenden Beispiels aufgezeigt.

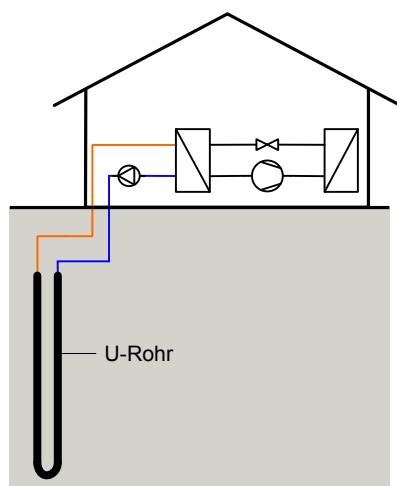


Abb. 7: Schematische Darstellung der Wärmepumpe mit Erdwärmesonde; Verdampfungstemperatur  $\vartheta_v = 10^\circ\text{C}$ , Kondensationstemperatur  $\vartheta_k = 30^\circ\text{C}$ , resultierender Temperaturhub  $\Delta T_{\text{Hub}} = 20.0 \text{ K}$ , Temperaturniveau Sole 16/12°C, Temperaturniveau Heizwasser 28/24°C, Umgebungstemperatur  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$

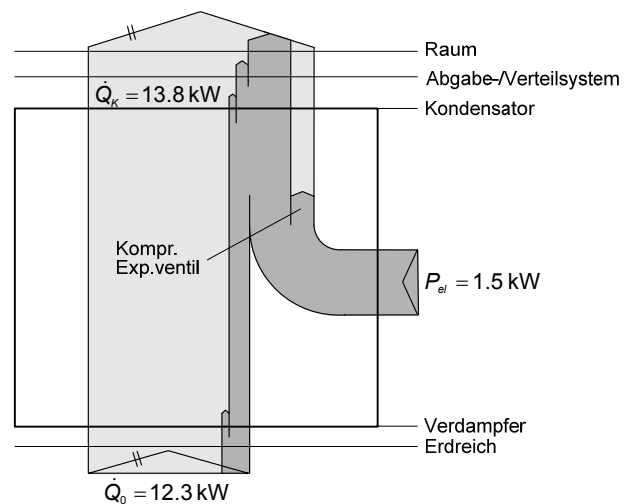


Abb. 8: Energie- und (massstäbliches) Exergiefluss-Diagramm der Niedrighub-Wärmepumpe: Heizleistung 13.8 kW, Kompressorleistung 1.5 kW,  $\text{COP}_{\text{Heizen}} = 9.2$ ,  $\eta_{\text{ex}} = 80.0\%$ , Umgebungstemperatur  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$

Das zu beheizende Gebäude (Abb. 7) ist mit einer Niedertemperatur-Fussbodenheizung ausgestattet, welche eine Heizwasser-Vorlauftemperatur von ca.  $28^\circ\text{C}$  benötigt. Die resultierende Kondensationstemperatur der Niedrighub-Wärmepumpe liegt damit unter  $\vartheta_k = 30^\circ\text{C}$ . Die Wärmeaufnahme erfolgt über eine Erdwärmesonde mit einer Tiefe von ca. 300 m. Damit beträgt die sich einstellende Verdampfungstemperatur ca.  $\vartheta_v = 10^\circ\text{C}$  (Sole 16/12°C). Der resultierende Temperaturhub  $\Delta T_{\text{Hub}}$  der Wärmepumpe ist 20 K.

Im vorgängig beschriebenen Betriebszustand (Abb. 7 und 8) der Niedrighub-Wärmepumpe resultieren ein  $COP_{\text{Heizen}}$  von 9.2 und ein Gütegrad von 60.0%. Der äussere exergetische Wirkungsgrad der Wärmepumpe beträgt rund 80.0% bei 0°C Umgebungstemperatur. Im Vergleich dazu beträgt der exergetische Wirkungsgrad heutiger Ein/Aus-geregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen oftmals nur rund 30–50%. Aufgrund des kleinen Temperaturhubes können die Exergieverluste, insbesondere im Kompressor und Expansionsventil, deutlich reduziert werden.

Als aktuelles Beispiel sei hier das Projekt B35 von Leibundgut *et al.* [6] genannt, welches zum Ziel hat, die CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb des Gebäudes auf Null zu senken. Zur Erreichung dieses Ziels braucht es unter anderem ein effizientes Heizsystem. Bei der Verwendung einer 2-Zonen-Erdwärmesonde mit einer Tiefe von 150 bzw. 300 m und eines effizienten Wärmeabgabesystems ist ein Temperaturhub von rund 16 K zu erwarten. Bei der Verwendung einer speziell für kleine Temperaturhübe optimierten Wärmepumpe sind unter diesen Voraussetzungen sehr hohe Leistungszahlen erreichbar [6].

Bei Verwendung der Umgebungsluft als Wärmequelle können unter bestimmten Voraussetzungen ebenfalls hohe Leistungszahlen und Jahresarbeitszahlen erzielt werden. Mit optimierten Verdampfer/Ventilator-Paarungen und kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators können bei einer Umgebungslufttemperatur von 5°C Leistungszahlen bis ca. 5.0 erreicht werden. Heutige Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung erreichen in diesem Betriebspunkt Leistungszahlen von rund 3.3. Experimente mit kontinuierlich leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen zeigen, dass nahezu unabhängig von der Heizkurve des Gebäudes hohe Jahresarbeitszahlen erreicht werden können. Für die Klimaregion des schweizerischen Mittellandes betragen die erreichbaren Jahresarbeitszahlen beispielsweise 5.0 für ein Gebäude im Minergie-Standard bzw. 4.9 für einen sanierten Altbau [7] [8]. Diese Resultate zeigen, dass es nicht nur effizienter Heizwärmeverteil- sowie Abgabesysteme bedarf, sondern auch effizienter Komponenten zur Nutzung der Wärmequelle.

### 3.3 Verwendung als Klimakälteanlage

Auch bei Verwendung der Niedrighub-Anlage für die Gebäudekühlung ist das Effizienzsteigerungspotenzial gross. Dies kann anhand eines Vergleichs mit einer realisierten Klimakälteanlage in einem Bürogebäude in Zürich (1400 m<sup>2</sup> Nutzfläche) verdeutlicht werden. Das verwendete Gebäudekühlsystem ist sehr effizient (hohe PKW-Temperaturen, tiefe Rückkühltemperaturen, hoher Free-Cooling-Anteil), es ist jedoch mit einer „Standard“-Klimakälteanlage (nachfolgend „Klimakälteanlage A“ genannt) ausgestattet. Die Kälteabgabe in den Räumen erfolgt durch effiziente Brüstungsklimageräte, welche PKW-Temperaturen von 16–20°C benötigen [9]. Die Rückkühlung erfolgt über einen Verdunstungskühler; die Annäherung an die Kühlgrenztemperatur beträgt 1–2 K. Grundsätzlich erfolgt die Kühlung ausschliesslich mittels Free-Cooling. Sobald die Kühlgrenztemperatur oder die erforderliche Kälteleistung ein Free-Cooling-Betrieb nicht mehr zulässt, wird die Klimakälteanlage in Betrieb genommen (Abb. 9).

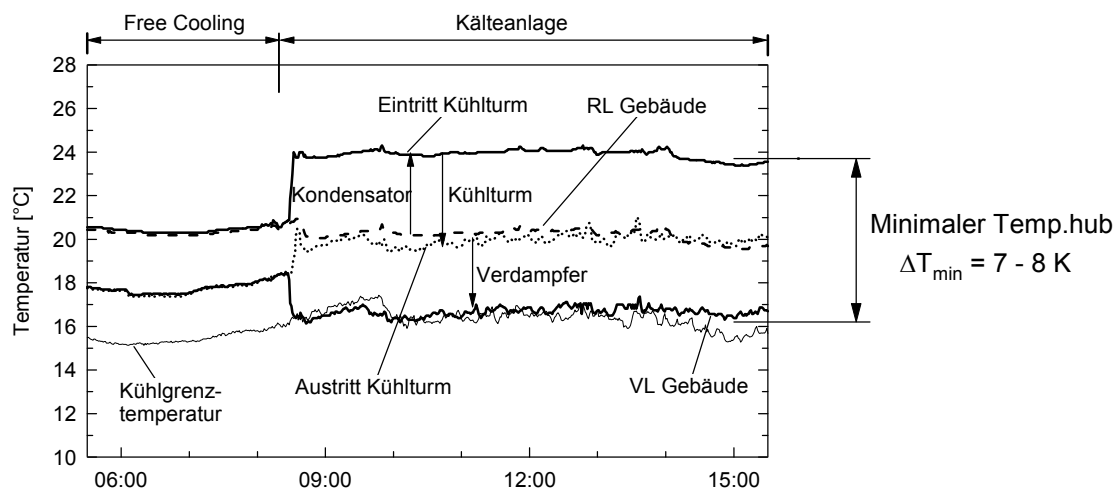


Abb. 9: Bürogebäude in Zürich: Typische Temperaturverläufe an einem Sommertag

Die für kleine Temperaturhübe optimierte Klimakälteanlage wird mit „Klimakälteanlage B“ bezeichnet. Unter der Annahme, dass anstelle der verwendeten Klimakälteanlage A die optimierte Klimakälteanlage B in das Gebäudekühlsystem eingebaut würde, ergibt sich die untenstehende Gegenüberstellung. In Abb. 10 und 11 sind die sich einstellenden Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen dargestellt.

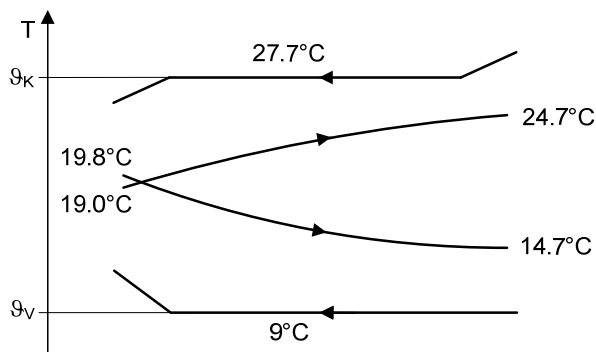


Abb. 10: Klimakälteanlage A: Enthitzung, Unterkühlung im Kondensator und Überhitzung im Verdampfer nicht massstäblich dargestellt,  $\Delta T_{Hub} = 18.7 \text{ K}$  [9]

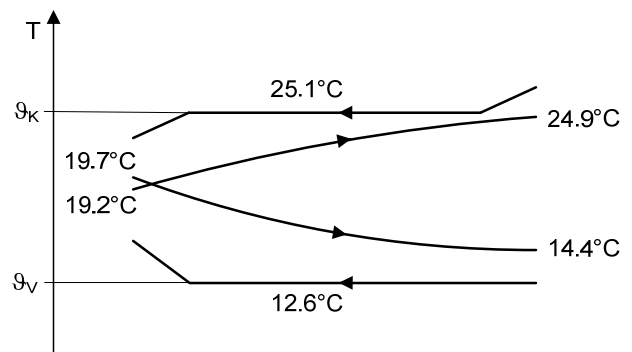


Abb. 11: Klimakälteanlage B: Enthitzung, Unterkühlung im Kondensator und Überhitzung im Verdampfer nicht massstäblich dargestellt,  $\Delta T_{Hub} = 12.5 \text{ K}$

Der Vergleich der Temperaturniveaus zeigt, dass der resultierende Temperaturhub der Klimakälteanlage B rund 6 K kleiner ist als in der Klimakälteanlage A. Obwohl bei beiden Klimakälteanlagen das PKW auf gleichem Temperaturniveau liegt, sind die Verdampfungstemperaturen unterschiedlich. In Anlage A resultieren eine unnötig tiefe Verdampfungstemperatur sowie eine unnötig hohe Kondensationstemperatur. Infolgedessen erreicht die für kleine Temperaturhübe ausgelegte Anlage B einen um Faktor 1.6 besseren COP-Wert. Der beachtliche Unterschied ist auf den deutlich kleineren Temperaturhub und höheren Gütegrad der Kälteanlage B zurückzuführen.

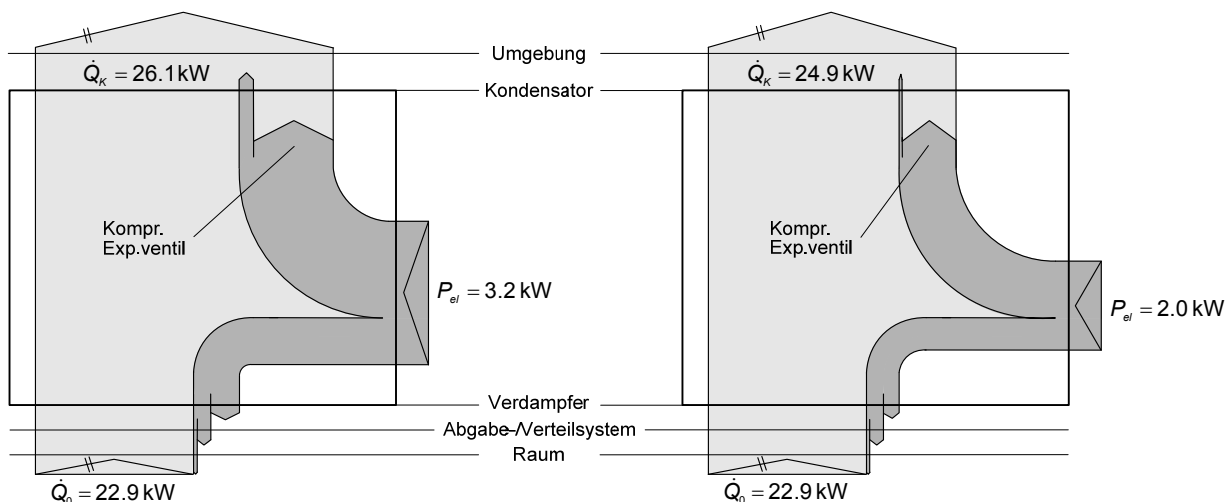


Abb. 12: Energie- und (massstäbliches) Exergiefluss-Diagramm für Anlage A: Kälteleistung 22.9 kW, Kompressorleistung 3.2 kW,  $COP_{Kühlen} = 7.2$ ,  $\eta_{ex} = 18.8\%$  [9]

Abb. 13: Energie- und (massstäbliches) Exergiefluss-Diagramm für Anlage B: Kälteleistung 22.9 kW, Kompressorleistung 2.0 kW,  $COP_{Kühlen} = 11.5$ ,  $\eta_{ex} = 30.0\%$

Die Leistungszahl und der Gütegrad geben keine Auskunft über die einzelnen Verlustherde bzw. wo sie auftreten und wie gross sie sind. Informationen darüber erhält man mit Hilfe der Exergieanalyse [1]. Gasser *et al.* [10] zeigen in ihrer Studie einfache Abhängigkeiten zur Berechnung der Exergieverluste. In Klimakälteanlage B beträgt der totale Exergieverlust rund 70.0%, in der Klimakälteanlage A hingegen 81.2%. Der äussere exergetische Wirkungsgrad der Klimakälteanlage B ist 30.0% und derjenige der Klimakälteanlage A 18.8%. Dies ist darauf zurückzuführen, dass infolge des kleineren Temperaturhubes die Exergieverluste reduziert werden. Die Energie- und Exergieflussbilder in Abb. 12 und 13 zeigen das Potenzial kleiner Temperaturhübe und speziell dafür ausgelegter Klimakälteanlagen eindrücklich.

## 4. Schlussfolgerungen und Ausblick

Diese Studie zeigt auf, dass beim Heizen und Kühlen durch Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes wertvolle Primärenergie gespart werden kann. Um dieses Ziel zu erreichen, muss das Gesamtsystem bestehend aus Wärmepumpe bzw. Klimakälteanlage, Verteil- und Abgabesystem, Wärmequelle bzw. Rückkühlung sowie die Betriebsweise und Regelung optimiert werden.

Kernpunkt ist der oftmals unnötig grosse Temperaturhub und das damit verbundene Potenzial für Effizienzsteigerungen. In Standard-Anlagen findet eine massive Vernichtung von Exergie statt. Die Verkleinerung des Temperaturhubes und die Verwendung hocheffizienter Niedrighub-Anlagen bringen eine um Faktoren höhere Energieeffizienz mit sich. Der Einsatz einer hocheffizienten Klimakälteanlage mit einem Gütegrad über 50% und die konsequente Nutzung kleiner Temperaturhübe kann bei der Gebäudekühlung zu COP-Werten deutlich über 10 führen. Bei der Verwendung moderner Niedertemperatur-Heizsysteme in Kombination mit „tiefen“ Erdwärmesonden können auch bei der Gebäudeheizung COP-Werte über 8 erreicht werden.

Obwohl die Idee hinter der optimalen Ausnützung kleiner Temperaturhübe auf den ersten Blick „banal“ erscheint, gibt es viele Hindernisse. Wellig *et al.* [1] präsentieren in ihrer Forschungsarbeit Planungsrichtlinien für die effiziente Gebäudekühlung. Die Verwendung einer hocheffizienten Klimakälteanlage erschliesst nur einen kleinen Teil des Potenzials. Vielmehr muss die gesamte Kette des Energieversorgungssystems (Kälteerzeugung, Rückkühlung, Kälteverteilung, Raumkühlsystem, Hydraulik, Betriebsweise, Regelung) und die Gebäudedynamik in die Überlegungen einbezogen werden.

Diese Studie soll ein Anstoss für die Entwicklung und den Einsatz von Niedrighub-Anlagen sein. Ein Quantensprung in der Effizienz des Heizens und Kühlens ist möglich und im Hinblick auf den sorgfältigen Umgang mit Ressourcen und insbesondere mit hochwertigem Strom notwendig.

## 5. Danksagung

Das Projektteam bedankt sich bei der Hochschule Luzern für die finanzielle Unterstützung und beim Projektpartner BMS-Energietechnik AG, Wilderswil (Remo Meister), für die wertvollen Inputs und die technische Unterstützung.

## 6. Literatur/Referenzen

- [1] B. Wellig, B. Kegel, M. Meier: Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch die Ausnützung eines kleinen Temperaturhubes, Bundesamt für Energie, 2006.
- [2] J.F. Kreider (Ed.): Handbook of heating, ventilation and air conditioning. CRC Press, 2001.
- [3] H.W. Stanford III: HVAC water chillers and cooling towers. Marcel Dekker, 2003.
- [4] I. Wyssen, L. Gasser, B. Wellig, M. Meier: Chiller with small internal temperature lift for efficient building cooling, 10th REHVA World Congress, 2010.
- [5] Bitzer International: Kältemittelrapport, 15. Auflage, 2008.
- [6] F. Meggers, M. Mast, H. Leibundgut: The missing link for low exergy buildings: Low temperature-lift, ultra-high COP heat pumps, 10th REHVA World Congress, 2010.
- [7] L. Gasser, M. Albert, B. Wellig: Exergy efficient heating systems with capacity controlled air/water heat pumps, 10th REHVA World Congress, 2010.
- [8] L. Gasser, B. Wellig: Leistungsgeregelte Luft/Wasser-Wärmepumpe, 16. Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamtes für Energie, 2010
- [9] S. Wenger: Hocheffiziente Gebäudekühlung mit Free Cooling und Niedrighub-Klimakälteanlagen, Bachelor Thesis, Hochschule Luzern – Technik & Architektur, 2008.
- [10] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008.