

**Schlussbericht** Oktober 2005

# CO<sub>2</sub> Wärmepumpe

ausgearbeitet durch  
Dr. Markus Friedl  
awtec AG für Technologie und Innovation  
Leutschenbachstr. 48, 8050, Zürich  
Dr. Kai Schiefelbein  
Stiebel Eltron GmbH & Co. KG  
Dr.-Stiebel-Strasse, 37603 Holzminden  
Deutschland

<p>Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.</p>
--

## Zusammenfassung

Für die Verwendung in Wärmepumpen ist CO<sub>2</sub> (auch R744 genannt) als natürliches Kältemittel eine ökologisch interessante Alternative zu den heute in Europa überwiegend eingesetzten H-FKW-Kältemitteln. Aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften ermöglicht das Kältemittel CO<sub>2</sub> hohe Leistungszahlen beim Einsatz in Brauchwasserwärmepumpen während die Leistungszahlen beim Einsatz in Heizungswärmepumpen durch die überkritische Wärmeabgabe eher limitiert werden. Aus diesen technischen Gründen wurde in diesem Projekt eine Kompakt-Wärmepumpe für ein Einfamilienhaus nach Standard Minergie-P (Passivhaus) entwickelt, die zu gleichen Teilen Trinkwasser erwärmt und Heizwärme bereitstellt.

**CO<sub>2</sub> Wärmepumpe für Einfamilienhaus Minergie-P.**

Während dem Projekt wurde zunächst eine theoretische Analyse des Wärmepumpenprozesses vorgenommen. Diese diente der Auswahl eines für ein kommerzielles Produkt geeigneten Kältemittel-Kreislaufes und Überlegungen zur Systemintegration in ein Gebäude. Es wurden Abklärungen zur Erhältlichkeit der Komponenten gemacht. Ein Funktionsmuster für 2 kW Heizleistung wurde konstruiert, gebaut und getestet. Aufgrund der aus diesen Experimenten gewonnenen Erkenntnissen wurde eine Pilotanlage gebaut und am Wärmepumpentestzentrum vermessen.

**Vorgehen im Projekt.**

Es hat sich gezeigt, dass der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpenkreislauf grundsätzlich eine gute Basis für ein Passivhaus-Kompaktgerät bietet. Der eingesetzte Verdampfer hat jedoch zu enge Lamellenabstände, wodurch die Wärmepumpe zu häufig abgetaut werden muss, was die Leistungsdaten verschlechtert (Tab. 5 Seite 34). Zusätzlich muss die Füllmenge optimiert werden, sodass bei hohen Temperaturdifferenzen in der Senke die Vorteile der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe zum Tragen kommen (Kapitel 5.3). Ein Vergleich mit leistungsstärkeren Heizungswärmepumpen ist auf Basis der Daten des Prototyps nur eingeschränkt möglich (Abb. 25 Seite 38).

**Resultate.**

Der vorliegende Bericht fasst den gesamten Projektverlauf zusammen und beschreibt vor allem den Aufbau, die Prüfverfahren und die Resultate des Funktionsmusters (Kapitel 2 und 3) und des Prototypen (Kapitel 4 und 5). Der Bericht ist gleichzeitig der Schlussbericht des Projektes.

**Bericht geht vor allem auf Funktionsmuster und Prototyp ein.**

Dieses Projekt wurde durch das Bundesamt für Energie (Projekt Nr. 100239, Verfügung Nr. 150323) und dem Stromsparfond der Elektrizitätswerke der Stadt Zürich finanziell unterstützt. Das Projektteam dankt den beiden Organisationen für Ihre grosszügige finanzielle Unterstützung.

**Finanzieller Beitrag durch BfE und EWZ.**

## Summary

As a natural working fluid, CO<sub>2</sub> (also known as R744) is an interesting alternative to the HFC fluids currently used in Europe. Based on its thermodynamic properties, CO<sub>2</sub> offers the possibility to build heat pumps with high efficiencies when used for hot water generation. In the case of space heating with its lower temperatures, the efficiencies are restricted due to the heat rejection in the supercritical domain. Based on these technical facts, the aim of the current project was to develop a compact heat pump for residential European-style low-energy-houses according to the standard "Minergie-P" and "Passivhaus" with a total heat consumption of 2 kW, where half of the heat is needed for hot water generation and the other half for space heating.

During the project, a theoretical analysis was the basis for the selection of a flow circuit and investigations on system integration. A functional model was designed, built and tested. Based on knowledge gained from the functional model, a prototype was built and type approval tests were conducted.

It was shown that the CO<sub>2</sub> flow circuit is suited as a compact heat pump for low energy homes. With further improvements in the evaporator, the efficiency losses from the defrosting process can be reduced. Additionally the amount of working fluid in the cycle needs to be optimised such that the advantages of a CO<sub>2</sub> heat pump when generating hot water become visible. A comparison with conventional heat pumps is difficult based on published data.

This project was sponsored by the Swiss Department of Energy (project number 100239, decree number 150323) and by the Fund for Electricity Savings of the Electricity Company of the City of Zurich (EWZ). The project team is very grateful for the generous financial support.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>7</b>
<b>2</b>	<b>Experimente mit dem Funktionsmuster.....</b>	<b>9</b>
2.1	Aufbau .....	9
2.2	Durchführung der Messungen.....	14
2.3	Versuchsprogramm .....	14
<b>3</b>	<b>Resultate mit dem Funktionsmuster .....</b>	<b>16</b>
3.1	Warmwasser (17 °C -> 70 °C).....	16
3.2	Heizkörper 1 (45 °C -> 60 °C) .....	18
3.3	Heizkörper 2 (25 °C -> 60 °C) .....	19
3.4	Fussbodenheizung (25 °C -> 35 °C) .....	20
3.5	Verdichtereffizienzen .....	21
3.6	Diskussion .....	23
<b>4</b>	<b>Experimente mit dem Prototyp .....</b>	<b>26</b>
4.1	Aufbau .....	26
4.2	Durchführung der Messungen.....	29
4.3	Versuchsprogramm .....	32
<b>5</b>	<b>Resultate mit dem Prototyp .....</b>	<b>34</b>
5.1	Resultate.....	34
5.2	Vergleich mit dem Funktionsmuster .....	37
5.3	Vergleich mit konventionellen Wärmepumpen .....	38
<b>6</b>	<b>Schlussfolgerungen und Ausblick.....</b>	<b>40</b>

# Anhang

<b>A1. Detailinformationen .....</b>	<b>41</b>
<b>A2. Experimentelle Daten Funktionsmuster .....</b>	<b>46</b>
A2.1. Zahlenwerte .....	46
A2.2. Details der Daten Betriebsart Heizkörper 1 (45 °C -> 60 °C) .....	48
A2.3. Details der Daten Betriebsart Heizkörper 2 (25 °C -> 60 °C) .....	49
A2.4. Details der Daten Betriebsart Fussbodenheizung (25 °C -> 35 °C) .....	51
<b>A3. Experimentelle Daten Prototyp .....</b>	<b>52</b>
<b>A4. Nomenklatur .....</b>	<b>54</b>
<b>A5. Literaturverweise .....</b>	<b>56</b>

# 1 Einleitung

Seit der Einfluss der FCKWs auf die Zerstörung der Ozonschicht entdeckt und der Einsatz dieser Kältemittel verboten wurde, sind neue Kältemittel entwickelt worden. Die so genannten Übergangskältemittel (H-FCKW) und die chlorfreien Kältemittel (H-FKW) wurden und werden seither in Europa für Kälteanlagen eingesetzt. Eine wirklich umweltfreundliche Alternative bieten jedoch nur so genannte natürliche Kältemittel wie zum Beispiel Propan, Butan, Ammoniak und CO<sub>2</sub>, also Stoffe, die in der natürlichen Umwelt bereits vorkommen. Der Gesetzgeber hat den Trend in diese Richtung vorgegeben, indem die Übergangskältemittel seit Anfang 2003 für Neuanlagen in der Schweiz verboten sind und die chlorfreien Kältemittel seit Anfang 2004 in der Schweiz bei Neuanlagen nur noch verwendet werden dürfen, wenn kein natürliches Kältemittel verwendet werden kann. Solche Alternativen sind jedoch in der Praxis oft nicht vorhanden, da sie am Markt noch nicht angeboten werden.

**Die Zukunft gehört den natürlichen Kältemitteln.**

Im vorliegenden Projekt wurde ein Beitrag zur Behebung dieser Lücke geleistet. Das Kältemittel CO<sub>2</sub> hat eine kritische Temperatur von 31 °C. Aus diesem Grund wird die Wärme im überkritischen Zustand an den Verbraucher abgegeben und die Wärmepumpe transkritisch betrieben. Aufgrund der überkritischen Wärmeabgabe ermöglicht das Kältemittel CO<sub>2</sub> hohe Leistungszahlen beim Einsatz in Brauchwasserwärmepumpen während die Leistungszahlen beim Einsatz in Heizungswärmepumpen durch die überkritische Wärmeabgabe eher limitiert werden. Deshalb wurde in diesem Projekt eine Kompakt-Wärmepumpe für ein Einfamilienhaus nach Standard Minergie-P (Passivhaus) entwickelt, wo die Hälfte der benötigten Wärme für Warmwasser, die andere Hälfte für Heizwärme benötigt wird und der Vorteil einer CO<sub>2</sub> Wärmepumpe ausgespielt werden kann.

**CO<sub>2</sub> geeignet für Haus nach Standard Minergie-P.**

Ein Gebäude nach Standard Minergie-P nutzt passive Energie aus der Umgebung und benötigt eine zusätzliche Wärmemenge von 10 Watt/m<sup>2</sup> beim Auslegungspunkt von -11 °C Aussentemperatur. Bei einer Grundfläche von 200 m<sup>2</sup> entsteht so ein Wärmebedarf von 2 kW. Die hier entwickelte Wärmepumpe wurde auf diese Leistung ausgelegt.

**CO<sub>2</sub> Wärmepumpe mit 2 kW Leistung.**

Das Projekt ist in die in Tab. 1 aufgelisteten Projektphasen gegliedert. In der Phase 1 wurden die kritischen Punkte und die technische Machbarkeit abgeklärt, indem die CO<sub>2</sub> Wärmepumpe und deren Einbindung in ein Gebäude mit einem theoretischen Modell behandelt wurden. Komponenten von konventionellen Wärmepumpen sind nur bis 30 bar ausgelegt und können bei den hohen Drücken einer CO<sub>2</sub> Wärmepumpe nicht verwendet werden. Bei verschiedenen Komponenten hat sich gezeigt, dass sie auf dem Markt nicht verfügbar sind. Als Verdichter wurde ein Danfoss-CO<sub>2</sub>-Prototypen-Verdichter eingesetzt, der in etwa die benötigte Heizleistung bereitstellt.

**Projekt und Phase 1.**

Es wurde ein Funktionsmuster aufgebaut, bei dem zur besseren Kontrolle des Prozesses die Wärmequelle als Widerstandsheizung ausgebildet ist. Wie in den meisten in der Literatur dokumentierten Versuchsanlagen wurde

**Phasen 2, 3 und 4.**

als Gaskühler ein Coaxial-Gegenstrom-Wärmetauscher eingesetzt. Das Funktionsmuster wurde in Phase 3 ausführlich getestet und optimiert. Die Erkenntnisse flossen in Phase 4 in den Bau des Prototypen einer Luft-/Wasser-Wärmepumpe ein, der mit einem Kompakt-Gaskühler ausgerüstet wurde.

Zur Zeit sind nur sehr wenig Kompressoren für CO<sub>2</sub> verfügbar. Es wurde entschieden, einen Danfoss-CO<sub>2</sub>-Prototypen-Verdichter einzusetzen, der in etwa die benötigte Heizleistung bereitstellt. Auch geeignete Drosselorgane für CO<sub>2</sub>-Kältekreisläufe sind nur eingeschränkt verfügbar. Daher sollte zunächst ein Konstantdruckventil eingesetzt werden. Im weiteren Projektverlauf wurde dann ein elektronisches Expansionsventil verwendet, für das von Stiebel Eltron eine eigene Regelung entwickelt wurde. Als Gaskühler werden bei den meisten in der Literatur dokumentierten Versuchsanlagen Coaxial-Wärmetauscher eingesetzt. Ein solcher wurde im Projekt auch zunächst im Labormuster verwendet. Für den späteren Prototypen wurde dann ein Kompakt-Gaskühler berechnet, konstruiert und gefertigt.

Phase 0	Vorprojekt
Phase 1	Kritische Punkte/Technische Machbarkeit
	a) Verifizierung des thermodynamischen Prozesses b) Evaluation des Wärmepumpenprozesses und Designs c) Erhältlichkeit der Komponenten d) Entscheid für die Art der Umsetzung
Phase 2	Funktionsmuster
	a) Auslegung Funktionsmuster b) Fertigung und Beschaffung Komponenten c) Bau des Funktionsmusters
Phase 3	Test und Optimierung des Funktionsmusters
Phase 4	Prototyp
	a) Bau eines Prototyps bei Stiebel Eltron b) Test des Prototyps am WPZ Buchs

Tab. 1 Übersicht über die Projektphasen des vorliegenden Projektes.

Während dem Projekt wurden die folgenden Beiträge publiziert:

*Friedl, M.J., Kern, R. und Schiefelbein, K. (2005) "Space Heating and Hot Water Supply System with a Transcritical CO<sub>2</sub>-Heat Pump", Proceedings of the 8th International Energy Agency Heat Pump Conference, Las Vegas, Poster Session 8, 30. Mai – 2. Juni 2005.*

*Schiefelbein, K. und Friedl, M.J. (2005) „CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Heiz- und Gebrauchswarmwasser“, 12. UAW Tagung, Burgdorf, 22. Juni 2005.*



## 2 Experimente mit dem Funktionsmuster

### 2.1 Aufbau

Der im Funktionsmuster realisierte Kältemittelkreislauf ist grob in Abb. 1 gezeigt. Seine Realisation im Labor ist in Abb. 2 und Abb. 6 im Detail dargestellt. Der Aufbau der Wärmesenke ist in Abb. 3 gezeigt. Bilder des Funktionsmusters und einige Details finden sich in Abb. 4 und Abb. 5.

Diagramme und  
Bilder

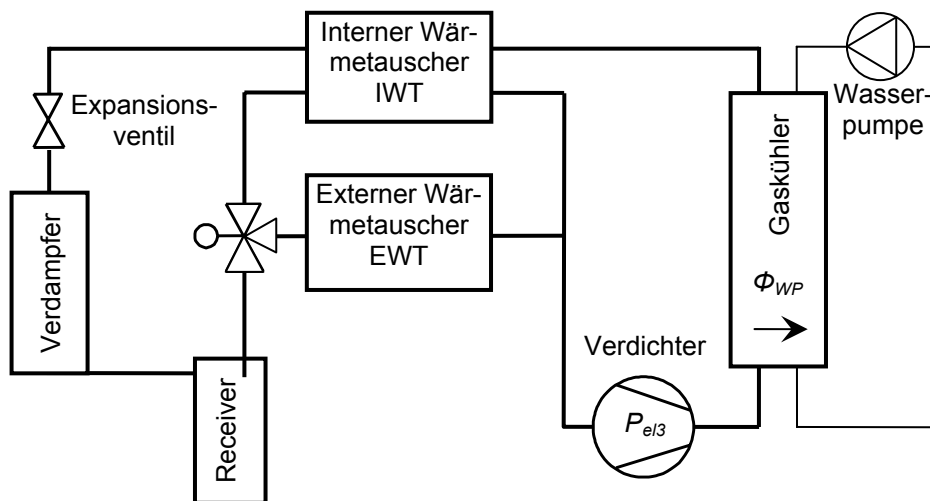


Abb. 1 Gewählter Kältemittelkreislauf nach Lorentzen mit einem externen Wärmetauscher (EWT).

Ein Ergebnis der theoretischen Analyse in *Friedl et al (2005)* ist, dass sich ein Kreislauf gemäss Lorentzen<sup>1</sup> aufgrund seines kleinen apparativen Aufwandes am besten für ein kommerzielles Produkt eignet. Ein solcher Kreislauf ist im Funktionsmuster realisiert. Er ist in Abb. 1 vereinfacht dargestellt. Im von Lorentzen vorgeschlagenen Kreislauf, wird das Kältemittel in einem internen Wärmetauscher (IWT) überhitzt. Zusätzlich sollte eine externe Quelle zur Kältemittelüberhitzung untersucht werden, weshalb der in den Originalquellen vorgeschlagene Kreislauf wie in Abb. 1 gezeigt, durch einen externen Wärmetauscher (EWT) ergänzt ist.

Grundsätzlicher  
Aufbau des  
Funktionsmu-  
sters.

Die Rohrleitungen in der Wärmepumpe sind aus Kupfer mit einem Aussendurchmesser von 6 mm und einer Wandstärke von 1 mm. Sie sind gegen den Raum thermisch isoliert.

Leitungen

<sup>1</sup> Lorentzen (1990), Lorentzen und Pettersen (1993), Lorentzen (1994)

Zur Zeit sind nur sehr wenig Kompressoren für CO<sub>2</sub> verfügbar. Der ursprünglich vorgesehene Kompressor von Dorin CD4.027 S war nicht verfügbar, da Dorin mit einem japanischen Wärmepumpenhersteller einen Exklusivvertrag eingegangen ist. Als Verdichter wird der Prototyp eines Kolbenkompressors von Danfoss, Typ TN1416 verwendet<sup>2</sup>, der in etwa die benötigte Heizleistung bereitstellt. Für die Schmierung des Verdichters wird wie von Danfoss empfohlen das Öl Polyester (POE) Reniso C85E verwendet.

Verdichter und Öl

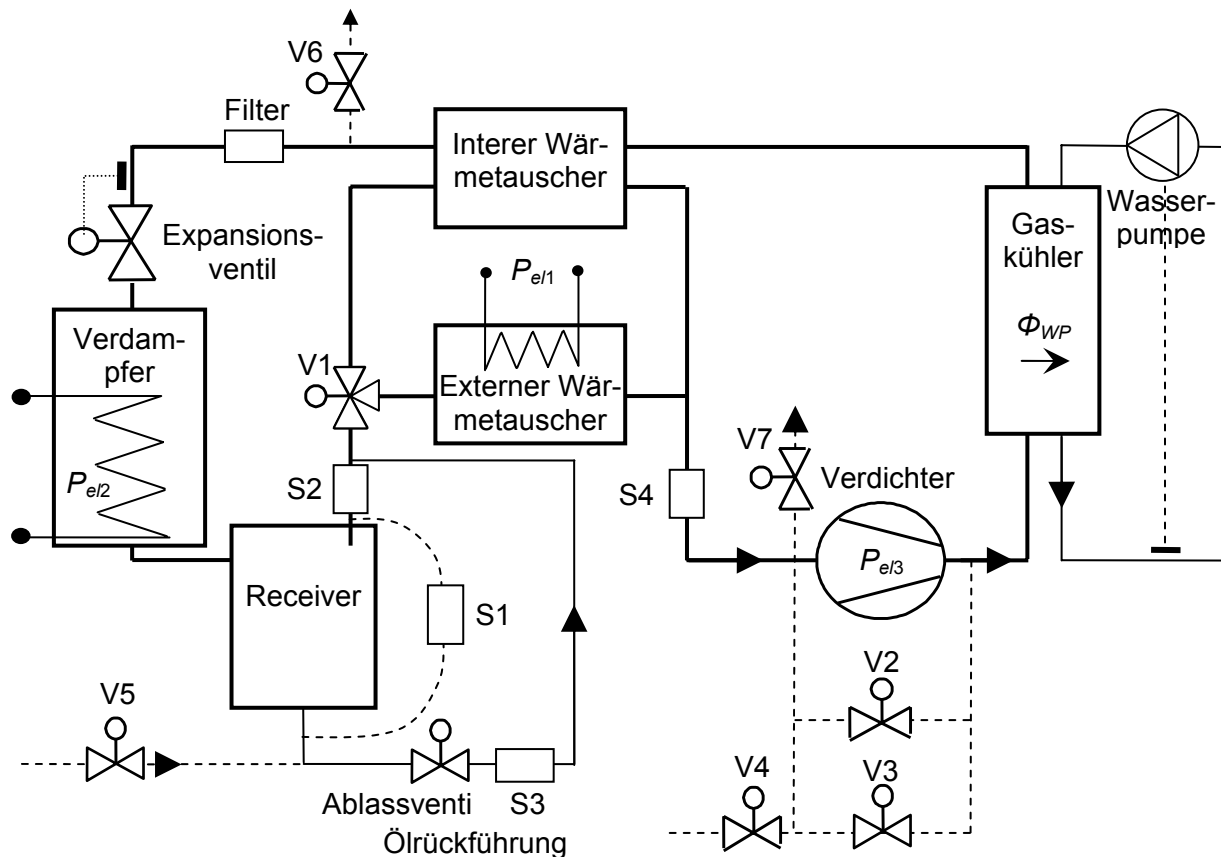


Abb. 2 Im Labor als Funktionsmuster realisierter Kreislauf einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe.

Um die Heizleistungen der beiden externen Wärmequellen des Verdampfers und des EWT genau kontrollieren zu können, sind diese Wärmequellen als elektrische Widerstandsheizungen realisiert worden. Der elektrische Widerstand beim Verdampfer ist 12.65 Ω, der Widerstand beim externen Wärmetauscher EWT ist 6.37 Ω. Beim Verdampfer wurde die elektrische Leistung mit einem PID-Regler auf die gewünschte Verdampfungstemperatur geregelt. Beim EWT wurde die elektrische Leistung mit einem PID-Regler auf die gewünschte Überhitzung ( $T_{12}-T_6$ ) geregelt.

Elektrisch beheizte Wärmequellen

<sup>2</sup> Details siehe Abb. 30 im Anhang auf Seite 45. Kontakt bei Danfoss: Dr. Jürgen Süss, [suess@danfoss.com](mailto:suess@danfoss.com), Tel.: +45 748 84187

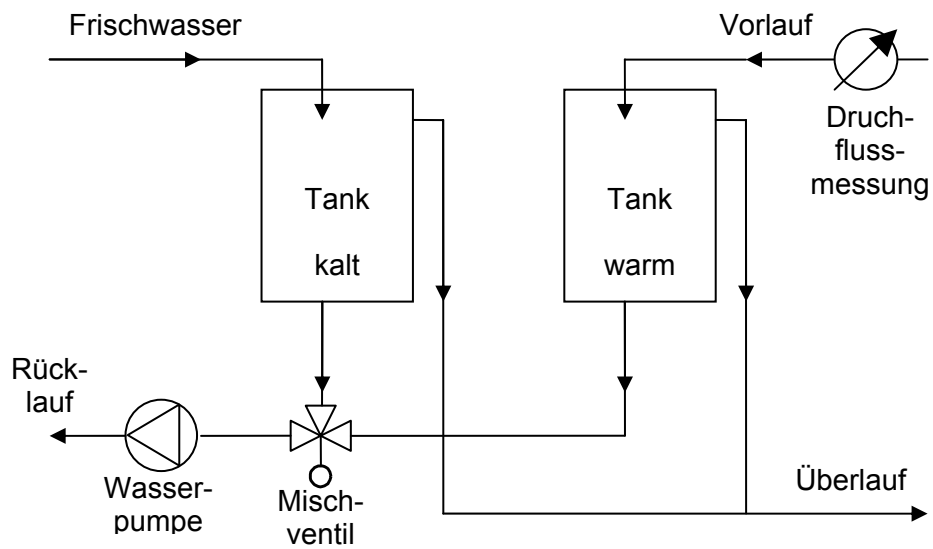


Abb. 3 Aufbau der Wärmepumpsenke des Funktionsmusters.

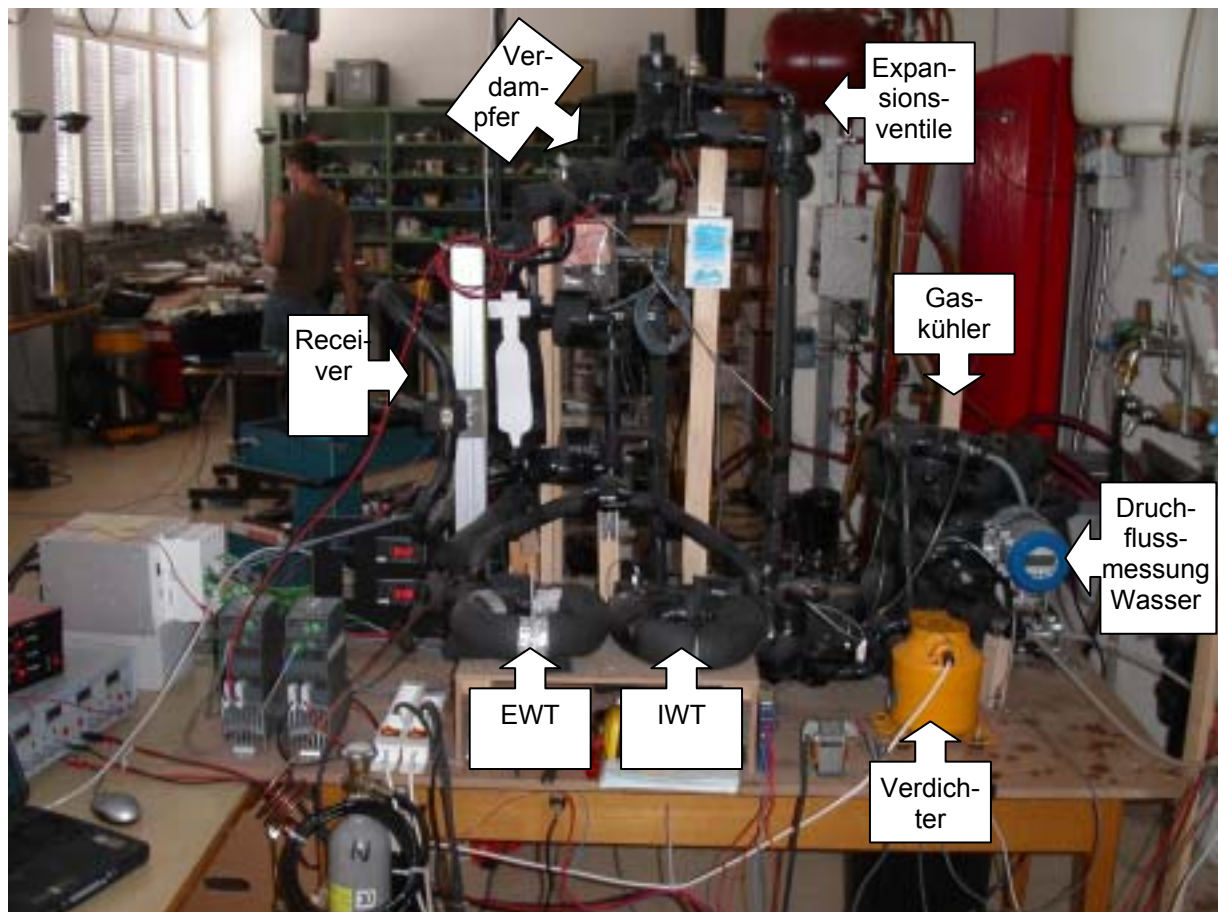


Abb. 4 Funktionsmuster der Wärmepumpe

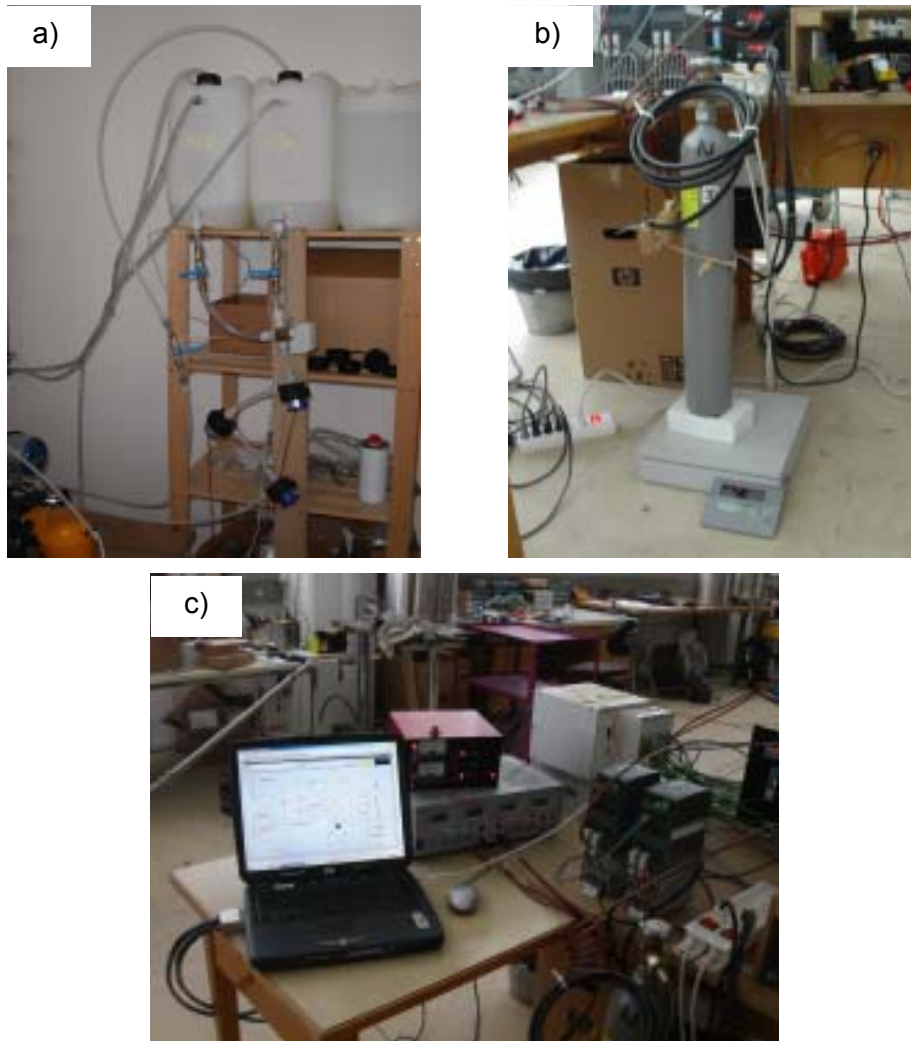


Abb. 5 Detailansichten des Funktionsmusters: a) Wärmesenke gemäss Abb. 3, b) Installationen zum Befüllen mit CO<sub>2</sub>, c) Messeinrichtung, Spannungsversorgung und Leistungsregler.

Auch geeignete Drosselorgane für CO<sub>2</sub>-Kältekreisläufe sind nur eingeschränkt auf dem Markt verfügbar. Als Expansionsventil wurde zunächst ein Danfoss Konstantdruckventil benutzt<sup>3</sup>, das mit dem Verdichter geliefert wurde. Nach einem Umbau kommt ein elektronisches Expansionsventil mit einem Schrittmotor zum Einsatz, für das von Stiebel Eltron eine eigene Regelung entwickelt wurde.

**Expansions-  
ventil**

Als Gaskühler wird ein Coaxial-Wärmeaustauscher mit Gegenstrom eingesetzt. Im inneren Rohr aus Kupfer mit einem Aussendurchmesser von 5 mm und einer Wandstärke von 1 mm strömt das Kältemittel, im äusseren Ringspalt mit einem Durchmesser von 8 mm strömt das Wasser im Gegenstrom.

**Gaskühlerl**

<sup>3</sup> Details siehe Abb. 30 im Anhang auf Seite 45.

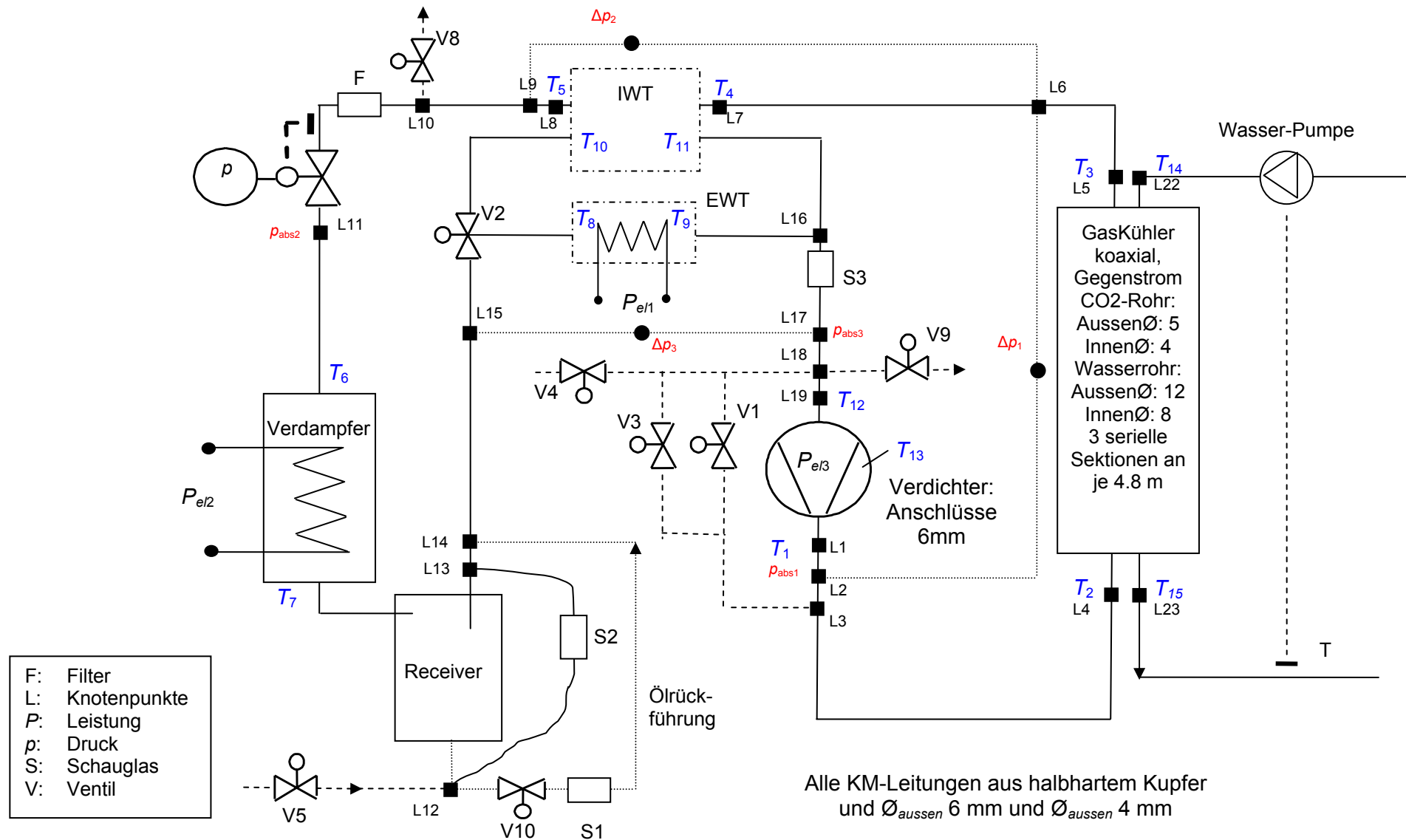


Abb. 6 Detailliertes Diagramm des Funktionsmusters

## 2.2 Durchführung der Messungen

In der Praxis haben sich während den Versuchen viele Umbauten ergeben:

Das Expansionsventil von Danfoss hat sich als unbrauchbar herausgestellt, sodass wie im vorhergehenden Abschnitt beschrieben, ein elektronisches Expansionsventil eingebaut wurde, das von einem Schrittmotor angetrieben wird. Es ist parallel zum Expansionsventil von Danfoss und in Serie zu einem Nadelventil geschaltet. Letzteres wird bei Verdampfungstemperaturen von  $-20\text{ °C}$  und Drücken von über 85 bara von Hand bedient. Das ist notwendig, da der Massenstrom bei diesen Bedingungen derart klein ist, dass das elektronische Expansionsventil nicht mehr genug drosseln kann.

Expansions-  
ventil

Es hat sich herausgestellt, dass die Leistungsregler<sup>4</sup> wirkliche Leistungsregler sind bei einem Widerstand von mindestens  $14.375\ \Omega$ , was der nominalen Impedanz des Reglers entspricht. In unserem Fall sind die Widerstände sowohl im Verdampfer als auch im EWT unterhalb dieses Wertes, sodass der Leistungsregler nicht die Leistung regelt, sondern die Grösse  $I^2 \cdot R$ . Als Konsequenz mussten die beiden Leistungsregler kalibriert werden, um den Zusammenhang von ausgegebener Leistung und Steuerspannung zu ermitteln.

Leistungsregler

Die thermische Isolation der Leitungen ist mit gewissen Verlusten behaftet. Dies hat sich vor allem bei einer Verdampfungstemperatur von  $-20\text{ °C}$  ausgewirkt: Ohne Heizleistung im EWT ist die Überhitzung nur aufgrund der Wärmeleckage durch die Isolation bereits  $5\text{ °C}$ . Mit der kleinsten fahrbaren Leistung von 9.3 Watt ist die Überhitzung etwa  $11\text{ °C}$ . Es muss also bei einigen Versuchen mit kleiner Verdampfungstemperatur von Hand gepulst werden, um eine Überhitzung von  $7\text{ °C}$  zu erreichen.

Thermische  
Verluste

## 2.3 Versuchsprogramm

Die Leistungsziffer  $COP_{WPFu}$  des Funktionsmusters wurde für verschiedene Betriebspunkte im stationären Zustand experimentell ermittelt. Der  $COP_{WPFu}$  ist das Verhältnis von Wärmeleistung  $\Phi_{WP}$  der Wärmepumpe und elektrischer Leistung  $P_{el3}$  des Verdichters.

Messung von  
 $COP_{WPFu}$

$$COP_{WPFu} = \frac{\Phi_{WP}}{P_{el3}} \quad (1)$$

Er berechnet sich gemäss obiger Formel und berücksichtigt weder den Abtaubetrieb, noch das Gebläse, das bei der Vermessung von Wärmepumpen üblicherweise in der Bilanz berücksichtigt wird. Der Index

---

<sup>4</sup> Tyristorenregler Eurotherm Typ 7100A#6445  
16A/230V/SELF/XXXX/FUSE/PA/XXXX/0V10/GER/YES/VII2/XXXX/DLF/LTCL/XX  
XX/NO/NONE/XXXX/NONE/NONE/-/-

*WPFu* weist darauf hin, dass diese Definition nur für das Funktionsmuster gilt. Beim Prototypen nehmen auch andere Komponenten elektrische Leistung auf, sodass eine andere Definition gilt (Gleichung (7) Seite 32).

Die untersuchten Vor- und Rücklauftemperaturen der vier Betriebsarten „Warmwasser“, „Heizkörper 1“, „Heizkörper 2“ und „Fussbodenheizung“ sind in Tab. 2 aufgelistet. Die Leistungszahlen wurden für die Verdampfungstemperaturen von -20 °C, -15 °C, -10 °C, -5 °C, 0 °C, 5 °C, 10 °C und 15 °C bei verschiedenen Hochdruckniveaus  $p_{HD}$  bestimmt. Es wurden genügend viele Hochdruckniveaus  $p_{HD}$  untersucht, sodass jeweils der optimale Hochdruck bestimmt werden konnte, also derjenige Hochdruck  $p_{HD}$ , bei dem die Leistungszahl  $COP_{WPFu}$  maximal ist. Die Überhitzung wurde bei allen Versuchen mit dem EWT auf 7 °C geregelt. Die Resultate sind in den in Tab. 2 aufgelisteten Kapiteln präsentiert.

**Untersuchter Bereich von Wasser-, Verdampfungstemperaturen und Drücken.**

Während die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters  $P_{e/3}$  direkt gemessen wird, ist die Wärmeleistung der Wärmepumpe eine berechnete Grösse, die aus dem gemessenen Volumenstrom  $\dot{V}_{Wasser}$  des Wassers und seinen gemessenen Temperaturen  $T_{14}$  und  $T_{15}$  am Eintritt und am Austritt ermittelt wird gemäss

**Wärmeleistung der Wärmepumpe.**

$$\Phi_{WP} = \dot{V}_{Wasser} \cdot \rho_{Wasser} \cdot c_p \cdot (T_{15} - T_{14}) \quad (2)$$

	Rücklauf $T_{14}$	Vorlauf $T_{15}$	Resultate
Warmwasser	17 °C	70 °C	Kapitel 3.1
Heizkörper 1	45 °C	60 °C	Kapitel 3.2
Heizkörper 2	25 °C	60 °C	Kapitel 3.3
Fussbodenheizung	25 °C	35 °C	Kapitel 3.4

Tab. 2 Wassertemperaturen für die Experimente mit dem Funktionsmuster.

### 3 Resultate mit dem Funktionsmuster

#### 3.1 Warmwasser (17 °C -> 70 °C)

Die Betriebsart „Warmwasser“ wurde am intensivsten untersucht. Bei jeder Verdampfungstemperatur wurde der  $COP_{WPFu}$  für vier bis fünf Hochdruckniveaus bestimmt. Eine Übersicht der Werte ist in Abb. 7 gegeben, die genauen Messwerte sind in Tab. 8 im Anhang A2.1 aufgelistet. Mittels eines „Least Squares Fit“ wurde ein quadratisches Polynom mit linearer Flanke auf der Seite der hohen Drücke durch die Messpunkte gelegt, um das maximale  $COP_{WPFu,max}(T_{evap}, p_{HD})$  als Funktion der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  und des Hochdruckniveaus  $p_{HD}$  bestimmen zu können. Die ermittelten Werte sind in Abb. 7 durch Sterne markiert und in Abb. 8 und Abb. 9 in Funktion der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  dargestellt. Wird ein quadratisches Polynom durch die Datenpunkte aus Abb. 8 gelegt, erhält man

$$p_{HD} = 333 \frac{\text{Pa}}{\text{K}^2} \cdot T_{evap}^2 - 140910 \frac{\text{Pa}}{\text{K}} \cdot T_{evap} + 23.83 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3)$$

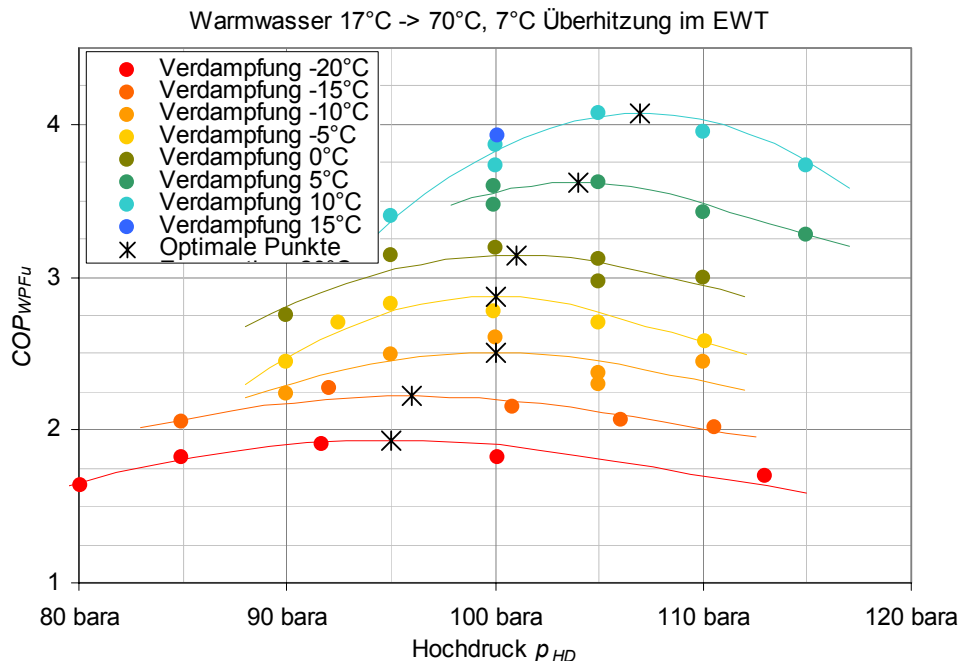


Abb. 7 Leistungszahlen  $COP_{WPFu}$  in Funktion des Drucks  $p_{HD}$  auf der Hochdruckseite für verschiedene Verdampfungstemperaturen bei der Betriebsart Warmwasser (17 °C → 70 °C).



Falls das Hochdruckniveau  $p_{HD}$  der Wärmepumpe in der Betriebsart Warmwasser gemäss Gleichung (3) geregelt wird, erzielt man die in Abb. 9 dargestellten Leistungszahlen  $COP_{WPFU}$ , die sich mit der Gleichung

$$COP_{WPFU,max} = 0.00076 \frac{1}{K^2} \cdot T_{evap}^2 - 0.33743 \frac{1}{K} \cdot T_{evap} + 38.635 \quad (4)$$

ausdrücken lassen.

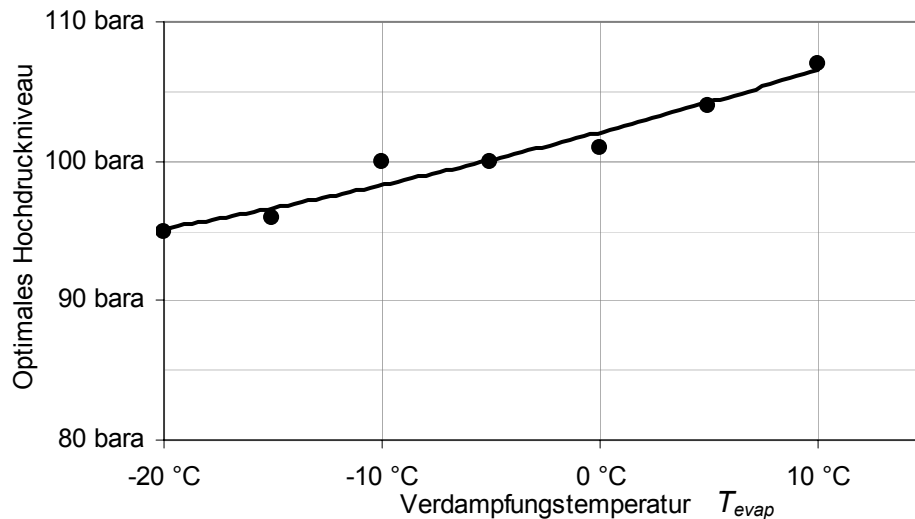


Abb. 8 Optimales Hochdruckniveau zur Erzielung des maximalen  $COP_{WPFU,max}$  für die Betriebsart Warmwasser (17 °C → 70 °C) in Funktion der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$ .

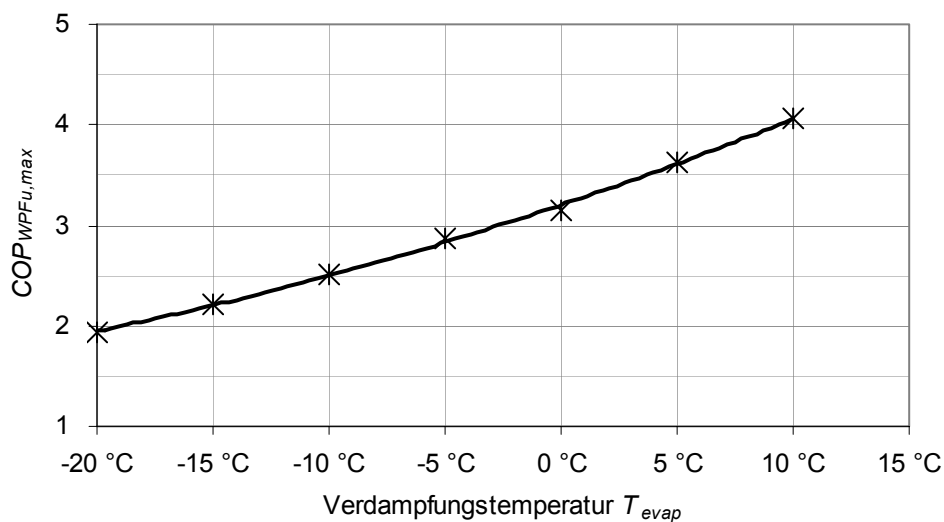


Abb. 9 Maximale Leistungszahl  $COP_{WPFU,max}$  in Funktion der Verdampfungstemperatur, wenn die Wärmepumpe in der Betriebsart Warmwasser (17 °C → 70 °C) mit dem optimalen Hochdruck gemäss Gleichung (3) betrieben wird.

### 3.2 Heizkörper 1 (45 °C -> 60 °C)

Um den experimentellen Aufwand zu reduzieren, wurde in dieser Betriebsart der optimale Hochdruck nur bei den drei Verdampfungstemperaturen  $T_{\text{evap}}$  von -20 °C, -5 °C und 15 °C mit der Methode des vorhergehenden Abschnitts bestimmt. Die Daten sind in Abb. 10 dargestellt, wobei die Optima mit Sternen gekennzeichnet sind. Für die restlichen Verdampfungstemperaturen  $T_{\text{evap}}$  wurde der optimale Hochdruck mittels Interpolation bestimmt. Bei den derart ermittelten Hochdruckniveaus wurden Experimente durchgeführt. Das genaue Vorgehen ist in Anhang A2.2 gezeigt.

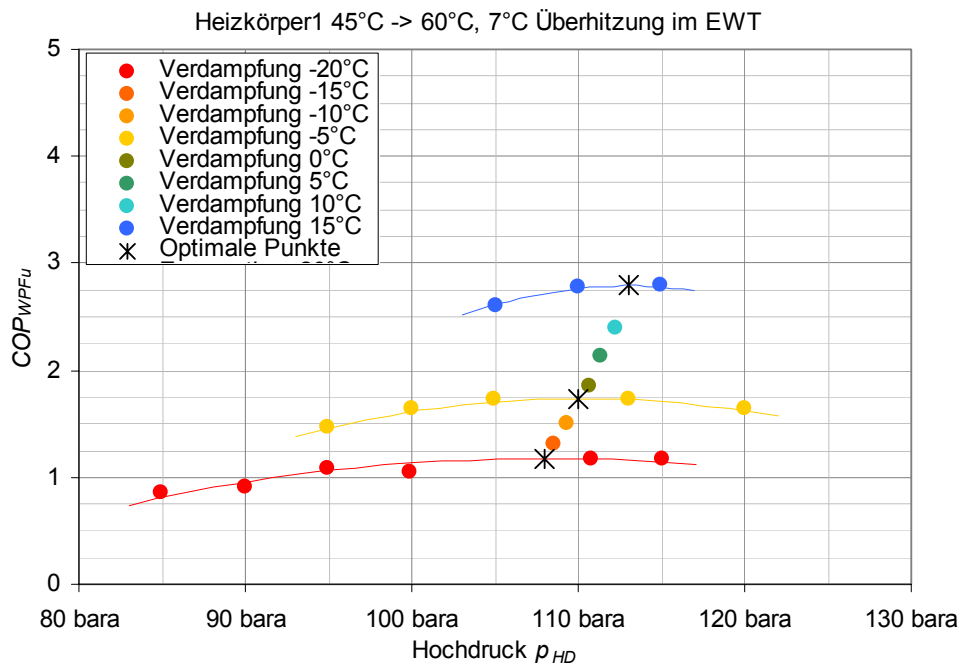


Abb. 10 Leistungszahlen  $\text{COP}_{\text{WPFu}}$  in Funktion des Drucks  $p_{\text{HD}}$  auf der Hochdruckseite für verschiedene Verdampfungstemperaturen bei der Betriebsart Heizkörper I (45 °C → 60 °C).

### 3.3 Heizkörper 2 (25 °C -> 60 °C)

Bei dieser Betriebsart wurde das gleiche abgekürzte Verfahren angewendet, wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt. Eine Übersicht der Daten zeigt Abb. 11. Die genauen Zahlenwerte sind in Anhang A2.1 gegeben, detaillierte Graphen sind in Anhang A2.3 zu sehen.

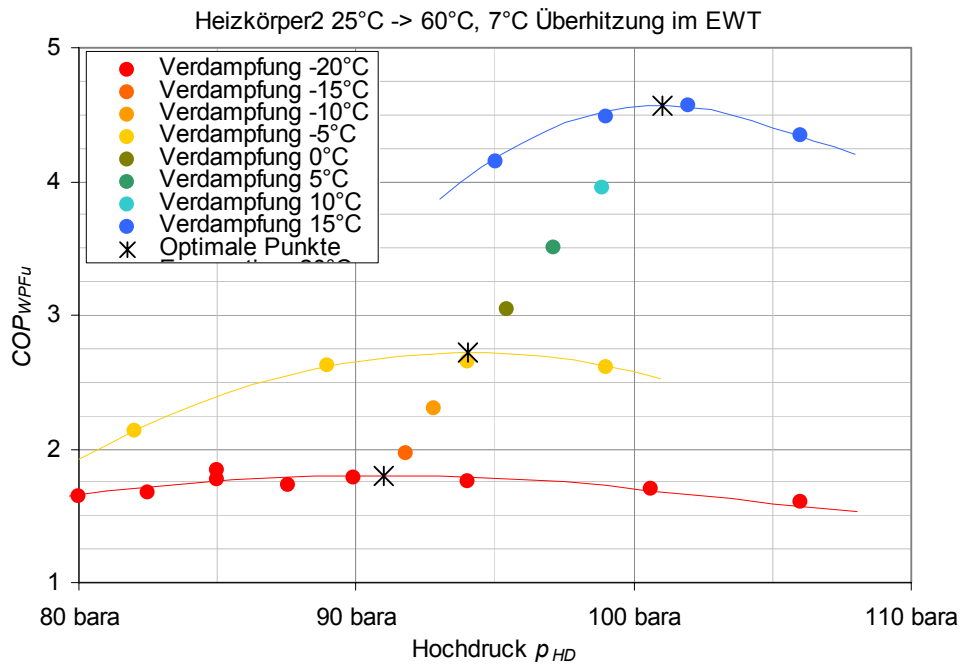


Abb. 11 Leistungszahlen  $COP_{WPFU}$  in Funktion des Drucks  $p_{HD}$  auf der Hochdruckseite für verschiedene Verdampfungstemperaturen bei der Betriebsart Heizkörper 2 (25 °C → 60 °C).

### 3.4 Fussbodenheizung (25 °C -> 35 °C)

Die Betriebsart Fussbodenheizung konnte beim Funktionsmuster nur bis zu einer Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  von -5 °C untersucht werden. Bei höheren Verdampfungstemperaturen wäre bei den erforderlichen Massenströmen von Wasser der Druckabfall im Gaskühler zu gross gewesen, sodass die verwendeten Pumpen überfordert waren.

Untersuchung nur bis -5 °C Verdampfungstemperatur.

Die Resultate in Abb. 12 zeigen, dass bei dieser Betriebsart im überkritischen Druckbereich von  $p_{HD} > 75$  bara kein relatives Maximum der Leistungszahl  $COP_{WPFu}$  existiert. Die Leistungszahl  $COP_{WPFu}$  nimmt zu kleineren Drücken  $p_{HD}$  stetig zu. Während den Experimenten hat sich ebenfalls gezeigt, dass das kleinste Hochdruckniveau  $p_{HD}$ , bei dem noch ein stabiler Betrieb beim Funktionsmuster gewährleistet werden kann, etwa 3 bar über dem kritischen Druck bei 77 bara liegt. Deswegen wurde der optimale Hochdruck  $p_{HD}$  bei diesem Druck festgelegt. Er ist in Abb. 12 durch Sterne bezeichnet.

Kein relatives Maximum.

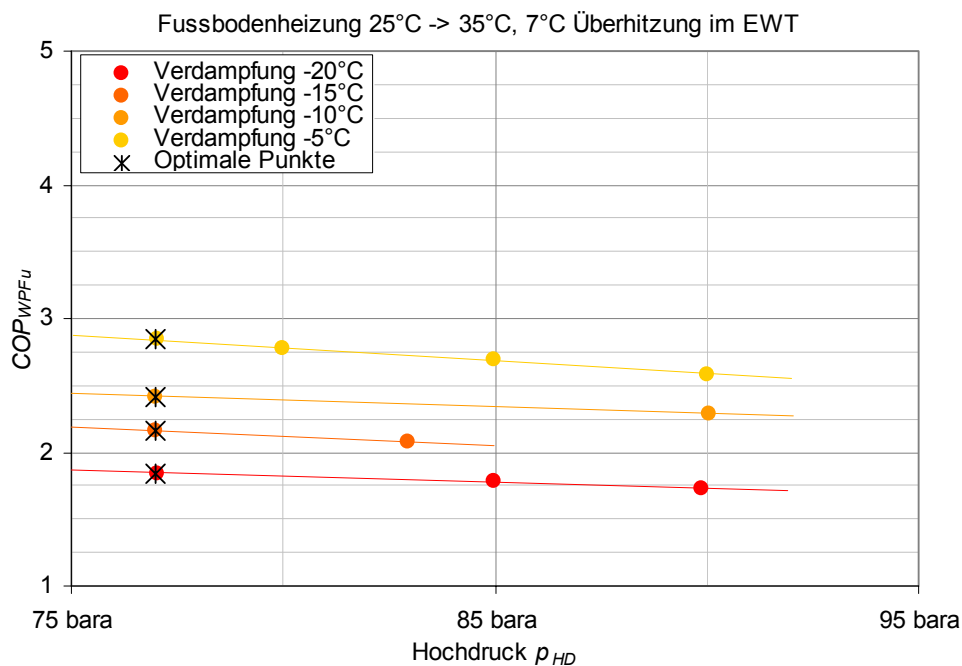


Abb. 12 Leistungszahlen  $COP_{WPFu}$  in Funktion des Drucks  $p_{HD}$  auf der Hochdruckseite für verschiedene Verdampfungstemperaturen bei der Betriebsart Fussbodenheizung (25 °C → 35 °C).

### 3.5 Verdichtereffizienzen

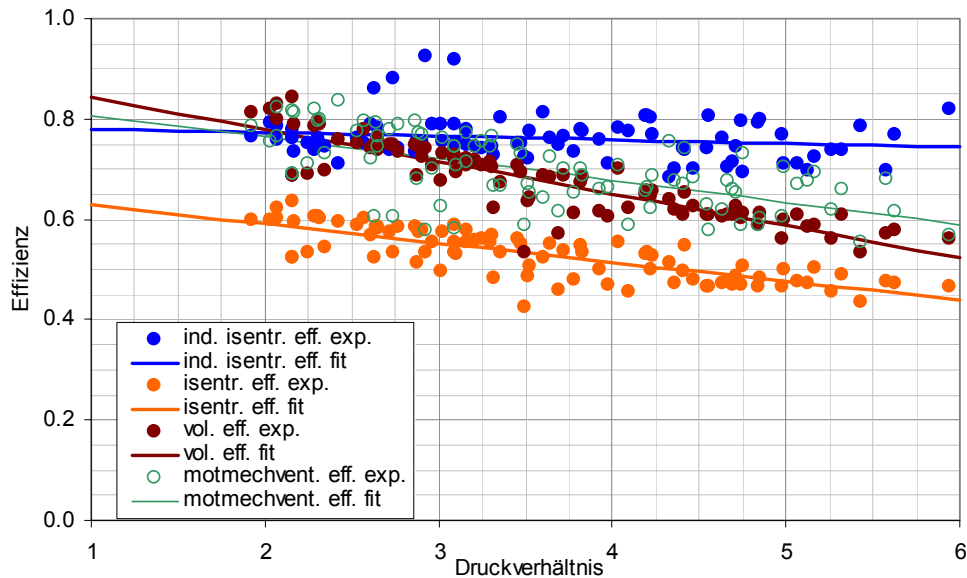


Abb. 13 Gemessene Verdichtereffizienzen: Alle Datenpunkte aus Abb. 7, Abb. 10, Abb. 11 und Abb. 12.

Aus den Experimenten mit dem Funktionsmuster wurden die in Tab. 3 definierten Verdichtereffizienzen berechnet. Sie sind in Abb. 13 als Datenpunkte in Abhängigkeit des Druckverhältnisses dargestellt und entsprechen allen Experimenten der vier Betriebsarten (Abb. 7, Abb. 10, Abb. 11 und Abb. 12). Durch die Messpunkte wurde eine lineare Korrelation (least squares fit) gelegt, deren Gleichungen auch in Tab. 3 gezeigt sind.

**Lineare Korrelation.**

Im theoretischen Teil dieses Projektes wurde davon ausgegangen, dass für das Funktionsmuster und den Prototyp ein Kompressor von Dorin verwendet werden kann. Aus Publikationen des Herstellers wurden die in Tab. 3 aufgelisteten Korrelationen für die Effizienzen abgeleitet. Es ist anzumerken, dass die publizierten Effizienzen in anderen Untersuchungen nie bestätigt werden konnten. Abb. 14 vergleicht die in der theoretischen Analyse verwendeten Effizienzen mit den Korrelationen aus diesem Projekt aus Tab. 3. Vor allem die experimentell bestimmte induzierte isentrope Effizienz entspricht nicht den Erwartungen an einen effizienten Verdichter.

**Verdichter ist weniger effizient als erwartet.**

Bezeichnung		Definition	Korrelationen aus diesem Projekt	Nach Dorin <sup>5</sup>
induzierte isentrope Effizienz	$\eta_{is,ind}$	$= \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{ind}} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1}$	$0.787 - 0.00709 \cdot \frac{p_{HD}}{p_{ND}}$	0.9
isentrope Effizienz	$\eta_{is}$	$= \frac{\Delta h_{Komp,is} \cdot \dot{m}_{KM}}{P_{Komp,el}}$ $= \frac{(h_2' - h_1) \cdot \dot{m}_{KM}}{P_{Komp,el}}$	$0.666 - 0.0379 \cdot \frac{p_{HD}}{p_{ND}}$	$-2.45 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}}\right)^2$ $-3.66 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{p_{HD}}{p_{ND}}$ $+0.66$
volumetrische Effizienz	$\eta_{vol}$	$\frac{\dot{m}_{KM}}{\dot{V}_{geom} \cdot \rho_{Sauggas}}$	$0.907 - 0.0640 \cdot \frac{p_{HD}}{p_{ND}}$	$-8.89 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}}\right)^2$ $-9.62 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{p_{HD}}{p_{ND}}$ $+0.94$
Effizienz Motor, Mechanik Ventile	$\eta_{MMV}$	$= \frac{\eta_{is}}{\eta_{ind}}$	$= \frac{\eta_{is}}{\eta_{ind}}$	$= \frac{\eta_{is}}{\eta_{ind}}$

Tab. 3 Gemessene Verdichtereffizienzen im Vergleich mit theoretischen Verdichtereffizienzen.

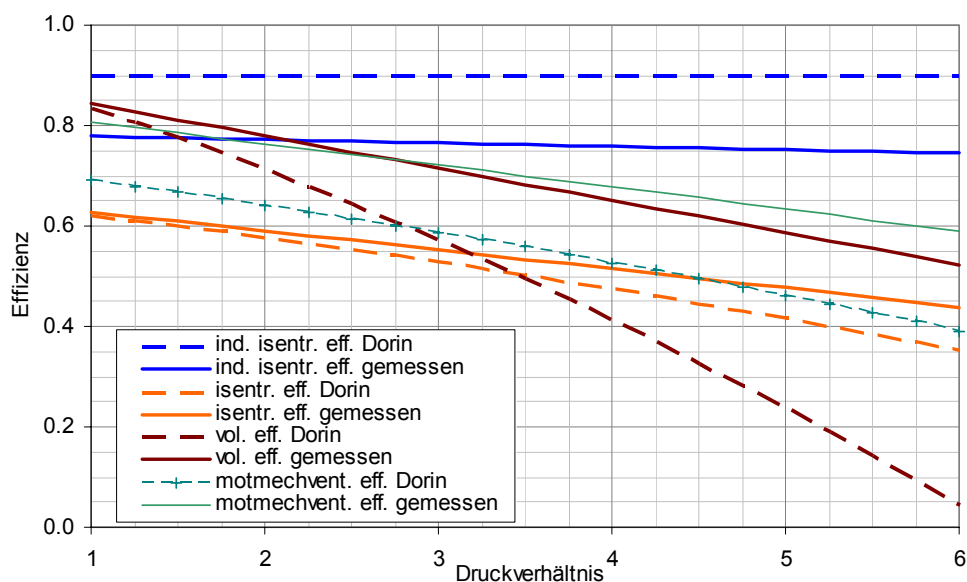


Abb. 14 Gemessene Verdichtereffizienzen im Vergleich mit theoretischen Verdichtereffizienzen.

<sup>5</sup> Kern und Friedl (2005) Gleichungen (3.5), (3.7) und (3.8)

### 3.6 Diskussion

In den Betriebsarten „Warmwasser“, „Heizkörper 1“ und „Heizkörper 2“ existiert ein relatives Maximum (Abb. 7, Abb. 10, Abb. 11). Die Steigung auf der rechten Seite des relativen Maximums wird dadurch verursacht, dass der Verdichter für kleinere Hochdruckniveaus  $p_{HD}$  immer effizienter wird (vergleiche Abb. 13 und Abb. 14).

Verhalten rechts vom relativen Maximum.

Die Steigung auf der linken Seite des Maximums wird dadurch verursacht, dass der Gaskühler in den Pinch läuft und deswegen nicht mehr genügend Wärme vom Kältemittel an das Wasser abgegeben werden kann. Die Tatsache, dass der Gaskühler im Pinch ist, lässt sich im Experiment dadurch erkennen, dass die Temperatur des Kältemittels nach dem Gaskühler ( $T_3$  in Abb. 6) deutlich höher ist als die Wassereintrittstemperatur ( $T_{14}$  in Abb. 6) vom Rücklauf. Dieser Sachverhalt ist an drei Beispielen in Abb. 15 dargestellt. Bei Drücken  $p_{HD}$ , die höher sind als das ermittelte Optimum, sind die beiden Temperaturen gleich. Einige Bar unterhalb des ermittelten Optimums beginnen sich die beiden Temperaturen voneinander zu unterscheiden.

Verhalten links vom relativen Maximum.

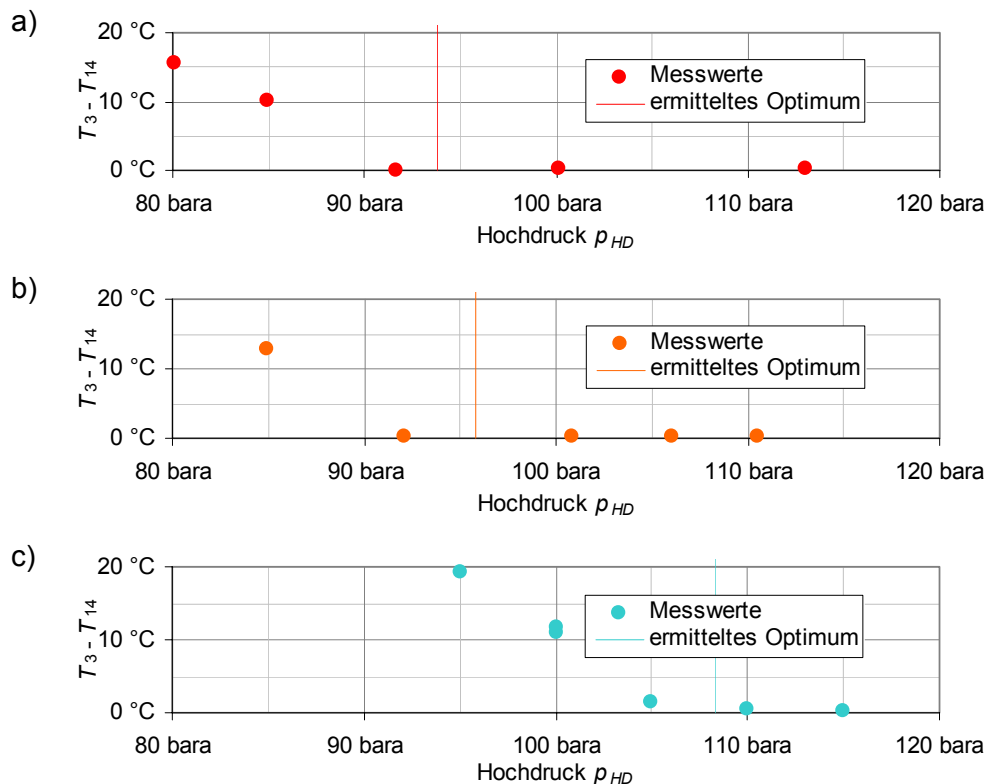


Abb. 15 Differenz zwischen Temperatur  $T_3$  des Kältemittels am Austritt des Gaskühlers und der Temperatur  $T_{14}$  des Wassers am Eintritt des Gaskühlers (vergleiche Abb. 6). Alle Daten aus der Betriebsart Warmwasser ( $17\text{ °C} \rightarrow 70\text{ °C}$ ) bei den Verdampfungstemperaturen a)  $-20\text{ °C}$ , b)  $-15\text{ °C}$  und c)  $10\text{ °C}$ , gleiche Farben wie in Abb. 7.

Die maximalen Leistungszahlen  $COP_{WPFu,max}$  der vier Betriebsarten sind in Abb. 16 in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  zusammen-

Vergleich der vier Betriebsarten.

gefasst. Es bestätigt sich der Befund aus der theoretischen Analyse in *Friedl et al. (2005)*, dass die Leistungszahlen bei Rücklauf Temperaturen von mehr als 25 °C einbrechen. In der Betriebsart „Heizkörper 1 (45 °C → 60 °C)“ sind die Leistungszahlen deutlich kleiner als in den drei anderen Betriebsarten, wo die Leistungszahlen relativ nahe beieinander liegen. Die schwarze Kurve in Abb. 16 ist ein quadratisches Polynom durch die Leistungszahlen  $COP_{WPFu,max}$  der drei Betriebsarten mit tiefen Rücklauf Temperaturen also von „Warmwasser (17 °C → 70 °C)“, „Heizkörper 2 (25 °C → 60 °C)“ und „Fussbodenheizung (25 °C → 35 °C)“ und gehorcht der Gleichung

$$COP_{WPFu,max} = 41.717 - 0.3625 \frac{1}{K} \cdot T_{evap} + 0.00081 \frac{1}{K^2} \cdot T_{evap}^2 \quad (5)$$

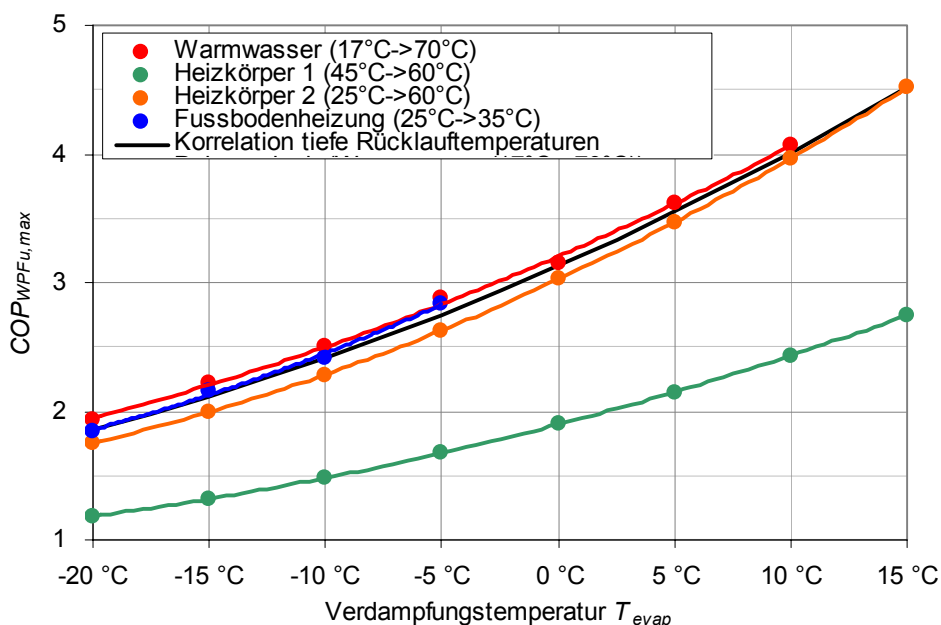


Abb. 16 Leistungszahl  $COP_{WPFu,max}$  der vier Betriebsarten „Warmwasser“, „Heizkörper 1“, „Heizkörper 2“ und „Fussbodenheizung“ aus Tab. 2 auf Seite 15, wenn die Wärmepumpe im optimalen Hochdruck betrieben wird.

Vergleicht man Abb. 16 mit der theoretischen Analyse aus *Friedl et al. (2005)*, wo in Figure 8 für Aussentemperaturen von 10 °C ein COP für die Heizung und die Warmwassererzeugung von 4.5 berechnet wurde, wird ersichtlich, dass mit den verwendeten Komponenten dieses Ziel nicht zu erreichen ist. Bei einer Aussentemperatur von 10 °C liegt die Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  bei 5 °C und es ergibt sich aus Abb. 16 ein COP von ungefähr 3.5. Die Hauptursache dieser Abweichung ist in der Verdichtereffizienz zu suchen, die wie in Kapitel 3.5 dargestellt unter den Erwartungen liegt.

Vergleich mit der theoretischen Analyse.

Als letzter Punkt wurde der Gütegrad des Funktionsmusters ermittelt. Er vergleicht die wirklich erzielte Leistungszahl  $COP_{WPFu,max}$  mit der theoretisch erzielbaren Leistungszahl  $COP_{Carnot}$ , wenn alle Komponenten ideal, also reversibel, arbeiten würden. Zur Berechnung von  $COP_{Carnot}$  wurde die Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  und das logarithmische Mittel  $\bar{T}_{Wasser}$  der

Gütegrad.



Vorlauftemperatur  $T_{HVL}$  und der Rücklauftemperatur  $T_{HRL}$  benützt. Die Gleichungen lauten

$$\text{Gütegrad} = \frac{COP_{WPFu,max}}{COP_{Carnot}} \quad \text{mit} \quad COP_{Carnot} = \frac{\bar{T}_{Wasser}}{\bar{T}_{Wasser} - T_{evap}} \quad (6)$$

$$\bar{T}_{Wasser} = \frac{T_{HVL} - T_{HRL}}{\ln(T_{HVL}/T_{HRL})}$$

Die Gütegrade der vier Betriebsarten sind in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$  in Abb. 17 dargestellt. Es bestätigt sich, dass die CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe ihre Stärken vor allem bei kleinen Rücklauftemperaturen  $T_{HRL}$  und hohen Temperaturhüben  $T_{HVL}-T_{HRL}$  hat, also in der Betriebsart „Warmwasser (17 °C → 70 °C)“. Bei kleinen Temperaturhüben wie in der Betriebsart „Fussbodenheizung (25 °C → 35 °C)“ und hohen Rücklauftemperaturen wie in der Betriebsart „Heizkörper 1 (45 °C → 60 °C)“ ergeben sich relativ geringe Gütegrade.

**Hoher Gütegrad bei kleinen Rücklauftemperaturen und grossen Temperaturhüben.**

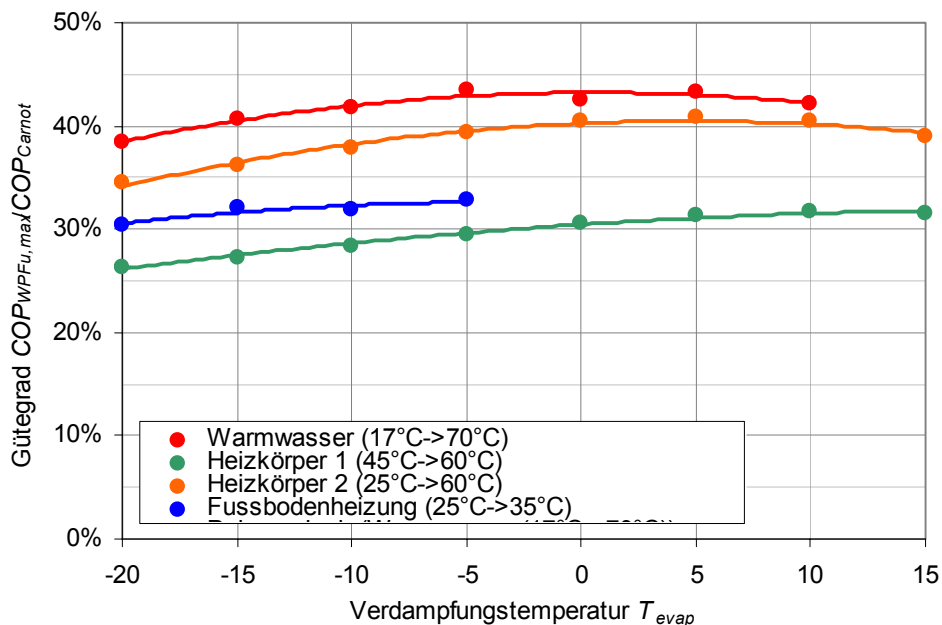


Abb. 17 Gütegrad der vier Betriebsarten „Warmwasser“, „Heizkörper 1“, „Heizkörper 2“ und „Fussbodenheizung“ aus Tab. 2 auf Seite 15. Wenn die Wärmepumpe im optimalen Hochdruck betrieben wird.

## 4 Experimente mit dem Prototyp

### 4.1 Aufbau

Aufbauend auf den Erkenntnissen der Tests mit dem Funktionsmuster wurde als Prototyp eine Luft/Wasser Wärmepumpe gebaut. Aus Gründen der Einfachheit wurde dabei der Kältekreis in ein bestehendes Niedrigenergiehaus-Kompaktgerät des Typs Stiebel Eltron LWZ 303 eingebaut. Das Schema ist in Abb. 18 gezeigt. Photos des Prototypen sind in Abb. 20 a) und b) gezeigt. Weitere Details sind in Abb. 19, Abb. 21 und Abb. 22 gezeigt und werden im Folgenden diskutiert.

Grundsätzliches  
zum Prototyp.

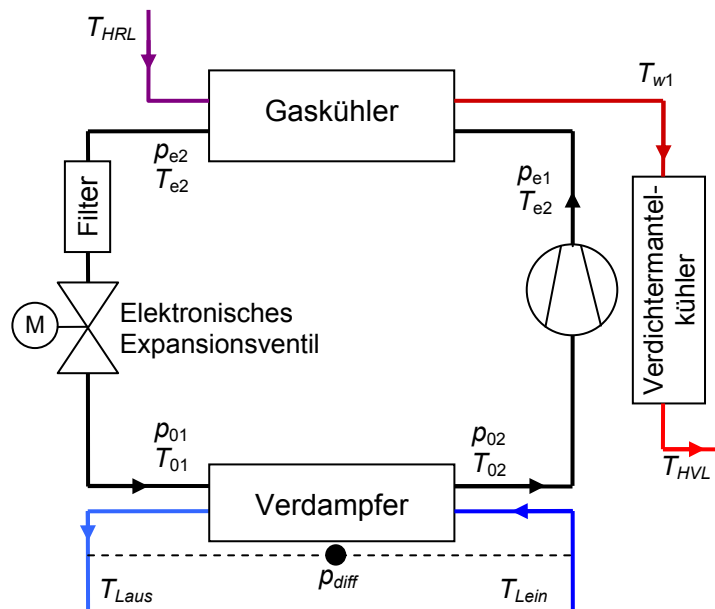


Abb. 18 Schema des Prototypen.



Abb. 19 Verdichter TN 1416 von Danfoss mit Kühlmantel auf der Oberseite und Kühlschnecke am Mantel. Für die Tests wurde der Verdichter isoliert.

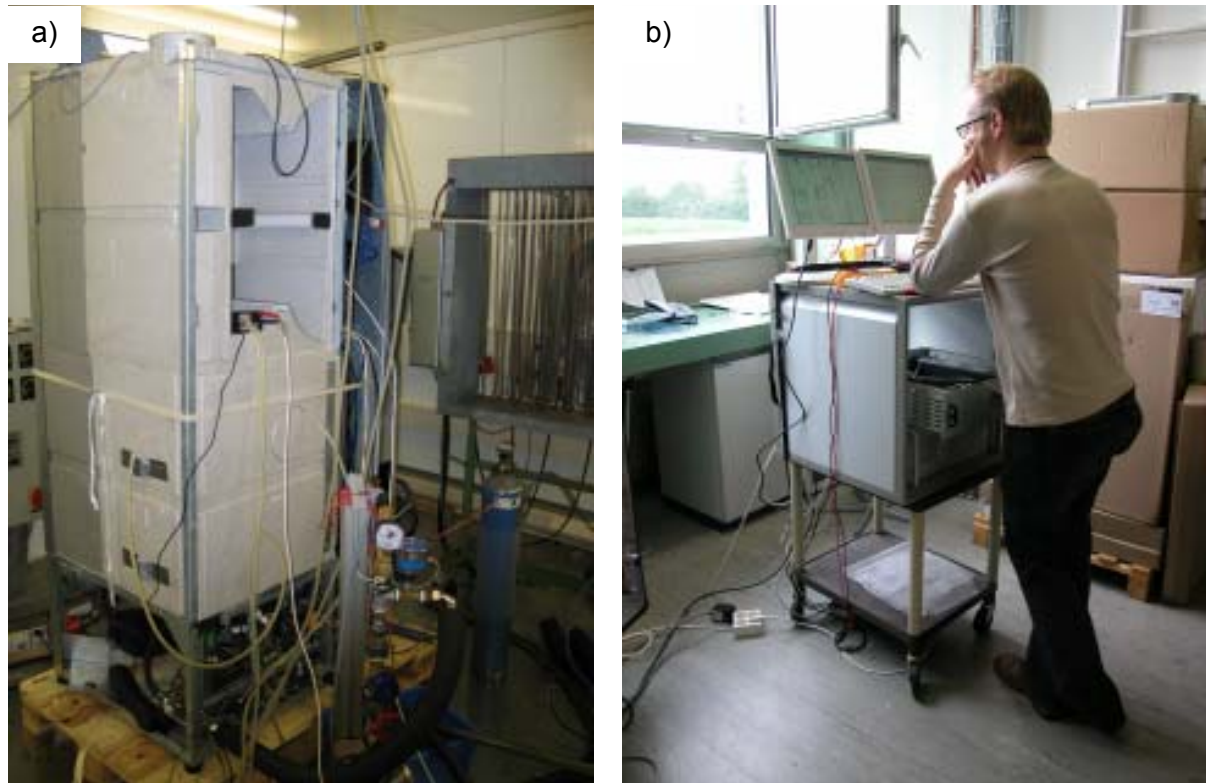


Abb. 20 Ansichten des Prototypen der CO<sub>2</sub>-WP: a) Gesamtansicht, b) Sebastian Ott von Stiebel Eltron bedient die Messelektronik.

Im Vergleich zum Funktionsmuster hat der Kältemittelkreislauf des Prototypen die folgenden Änderungen erfahren:

- Der Prototyp ist eine „echte“ Luft/Wasser Wärmepumpe. Der Verdampfer wird also nicht wie im Funktionsmuster elektrisch beheizt, sondern bezieht seine Wärme aus einem Luftstrom. Dies hatte zur Folge, dass bei Vereisung des Verdampfers die Lamellen abgetaut werden mussten. **Verdampfungswärme aus der Luft.**
- Da sich die automatische Ölrückführung im Receiver während den Tests mit dem Funktionsmuster als schwierig herausgestellt hat, enthält der Prototyp keinen Receiver. Dies erscheint sinnvoll, da aufgrund der Leistungsdaten des Verdichters die Abhängigkeit der Leistungszahl  $COP_{WP}$  vom Hochdruck  $p_{HD}$  relativ flach ist (vergleiche Abb. 7, Abb. 10, Abb. 11 und Abb. 12). Es war zu prüfen, ob ein stabiler Betrieb mit dieser Konfiguration gewährleistet werden kann. **Kein Receiver.**
- Das elektronische Expansionsventil aus Abb. 18 wurde für zwei Zwecke genutzt. Erstens um eine Überhitzung nach dem Verdampfer zu gewährleisten (klassische Überhitzungsregelung) und zweitens um den Hochdruck möglichst nahe an das beim Prototypen als optimal ermittelte Hochdruckniveau zu regeln. Der Regelalgorithmus kombiniert beide Anforderungen. **Hochdruck- und Überhitzungsregelung.**

- Es wird der gleiche Verdichter TN 1416 von Danfoss benützt. Um die Abwärme des Verdichters nutzen zu können, wird an seinem Mantel eine „Kühlschnecke“ befestigt, die die Wärme der Verdichteroberfläche auf das vom Gaskühler kommende Wasser übertragen. Der Verdichter mit der Kühlanordnung ist in Abb. 19 gezeigt, wobei die im Bild gezeigte Kühlung des Deckels für die Tests in Buchs wieder entfernt wurde.

**Gekühlter Verdichter.**

Als Verdampfer wird ein Lamellenrohr-Wärmeaustauscher mit 7 mm Kupferrohren und Aluminiumlamellen verwendet. Er ist in Abb. 21 zusammen mit dem Gebläse dargestellt. Aufgrund der Verfügbarkeit, beträgt der Lamellenabstand nur 1.5 mm. Normalerweise werden in Luftwärmepumpen Lamellenabstände von 2.5 mm verwendet.

**Verdampfer.**



*Abb. 21 Verdampfer (links) und Gebläse (rechts) des Prototypen.*

Geeignete Gaskühler für das überkritische  $\text{CO}_2$  sind bisher noch kaum erhältlich. In bisherigen experimentellen Anlagen werden wie beim Funktionsmuster aus Kapitel 2, häufig Koaxial-Wärmeaustauscher eingesetzt. Diese können mit grossem Gegenstromanteil und fast beliebig einstellbaren Strömungsquerschnitten auf der Kältemittel- und der Wasserseite gut auf die Anwendung angepasst werden, sind jedoch weniger kompakt als die heute in kommerziellen Wärmepumpen üblicherweise eingesetzten Platten-Wärmeaustauscher. Platten-Wärmeaustauscher wiederum sind für die Anwendung in einer  $\text{CO}_2$ -Wärmepumpe schlecht geeignet, da sie erstens den hohen Drücken nur mit Einschränkungen standhalten können und da zweitens die Strömungskanäle für das Kältemittel genauso gross sind wie die für das Wasser. Wegen der geringen Volumenströme des überkritischen  $\text{CO}_2$  ist daher entweder der wasserseitige Druckverlust zu hoch oder das Volumen auf der  $\text{CO}_2$ -Seite zu gross.

**Gaskühler: Keine befriedigende Lösung erhältlich.**

Aus den geschilderten Gründen wurde ein spezieller  $\text{CO}_2$ -Gaskühler entwickelt und gefertigt, der in Abb. 22 dargestellt ist. Der Gaskühler besteht im Wesentlichen aus Kupferrohren mit 3 mm Durchmesser, die zu Haarnadeln gebogen werden. Diese werden in die „Täler“ von Kupfer- oder Edelstahlblechen eingelegt. Das Kältemittel strömt durch die Rohre, die aufgrund ihrer Dimensionen dem Gaskühlerdruck mühelos standhalten. Das Wasser strömt im Gegenstrom zum Kältemittel durch die dreieckigen Strömungskanäle, die von den gefalteten Blechen gebildet werden. Sowohl das Verhältnis der wärmeübertragenden Flächen auf der Wasser- bzw. Kältemittelseite als auch das Verhältnis der Querschnittsflächen der

**Gaskühler: Neuentwicklung.**

Strömungskanäle lassen sich beinahe beliebig einstellen. Der Wärmeaustauscher ist kompakt und kann mittels Vorrichtungen bzw. Maschinen zum Stapeln der einzelnen Lagen und durch Verlöten im Vakuumofen industriell produziert werden.

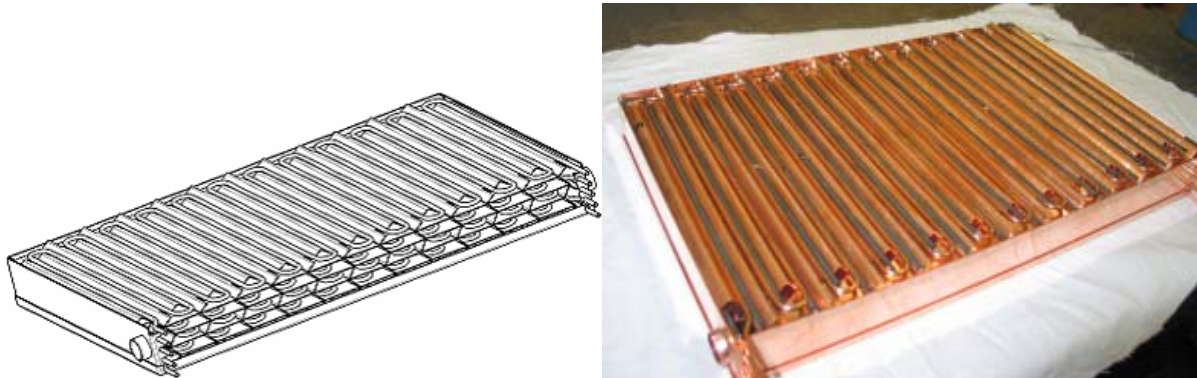


Abb. 22 Ansicht des Gaskühlers des Prototypen.

## 4.2 Durchführung der Messungen

Der Prototyp wurde im Wärmepumpentestzentrum Buchs unter der Verantwortung von Herrn Nani durch Herrn Uhlmann getestet. Das hydraulische Prinzipschema des Wärmepumpentestzentrums ist in Abb. 24 gezeigt. Oben rechts sind die beiden Klimakammern zu erkennen: In der rechten Klimakammer 2 stand die Wärmepumpe, wie in Abb. 23 b) gezeigt. Aus der linken Klimakammer 1 (siehe Abb. 23 a)) wurde von der Wärmepumpe durch das rechteckige Fenster Luft abgesaugt und durch das Rohr wieder an die Kammer abgegeben. Die Temperatur im Raum wurde durch die Regelung des Testzentrums auf der gewünschten Temperatur gehalten, indem ein Teil der Luft abgesaugt und wieder in die Kammer eingelassen wurde. Der Lufteinlass ist in Abb. 23 a) in der Ecke der Klimakammer zu sehen.

Zwei Klima-  
kammern.

Aufgrund der Trägheit des Systems, dauerte die Messung jedes Betriebspunktes etwa 1.5 Tage. Das Ziel war jeweils, nach einer Gleichgewichtsperiode von 60 Minuten, einen stationären Betrieb von 3 Stunden zu vermessen (WPZ, 2005d).

1.5 Tage pro  
Betriebspunkt.

Der Abtaubetrieb der Wärmepumpe erfolgte vollautomatisch. Er bestand darin, dass das Expansionsventil aus Abb. 18 vollständig geöffnet wurde und das Kältemittel CO<sub>2</sub> fast ohne Kompression und Expansion im Kältemittelkreis herumgepumpt wurde. Das Prinzip entspricht der Heissgasabtauung, wobei der apparative Aufwand durch die Verwendung eines elektrischen Expansionsventils wesentlich geringer ist als bei herkömmlichen Luft/Wasser Wärmepumpen mit thermostatischen Expansionsventilen und Heissgasabtauung.

Abtaubetrieb.



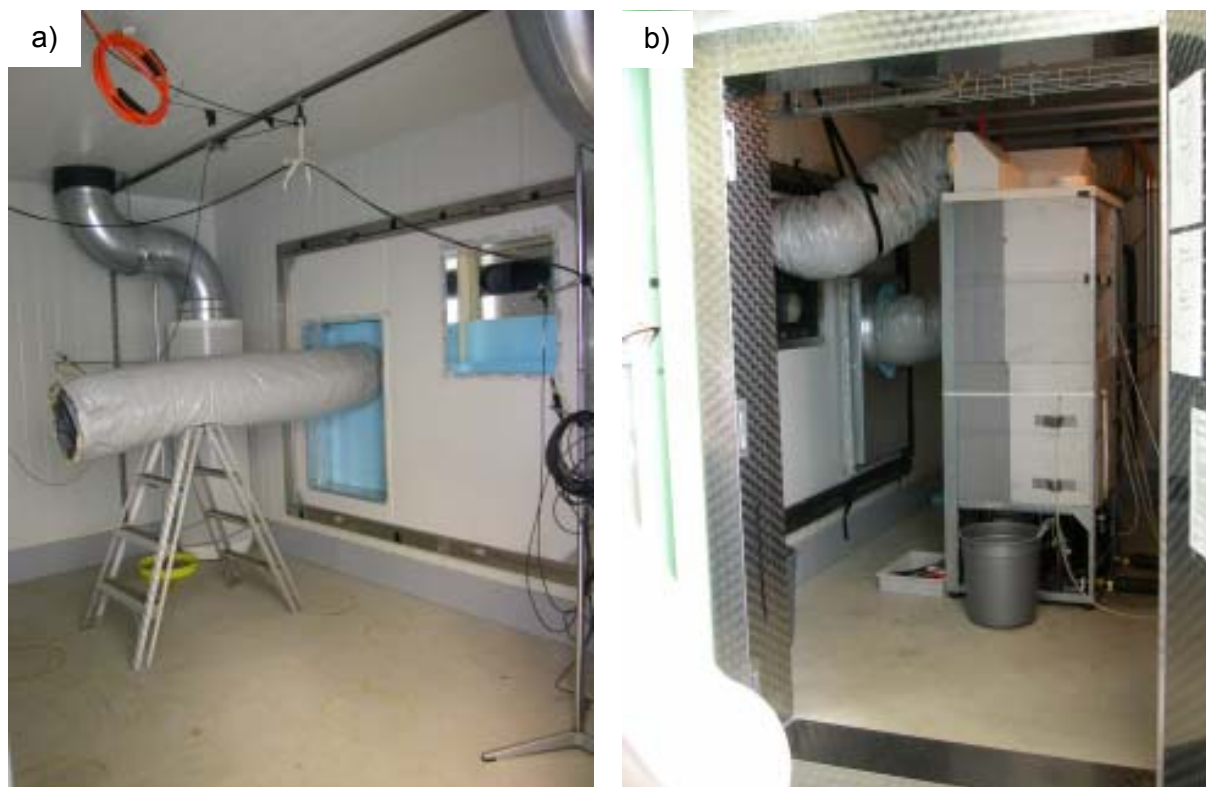


Abb. 23 a) Luftseite in der Klimakammer 1 des Wärmepumpentestzentrums in Buchs b) Prototyp der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe in der Klimakammer 2 des Wärmepumpentestzentrums in Buchs.

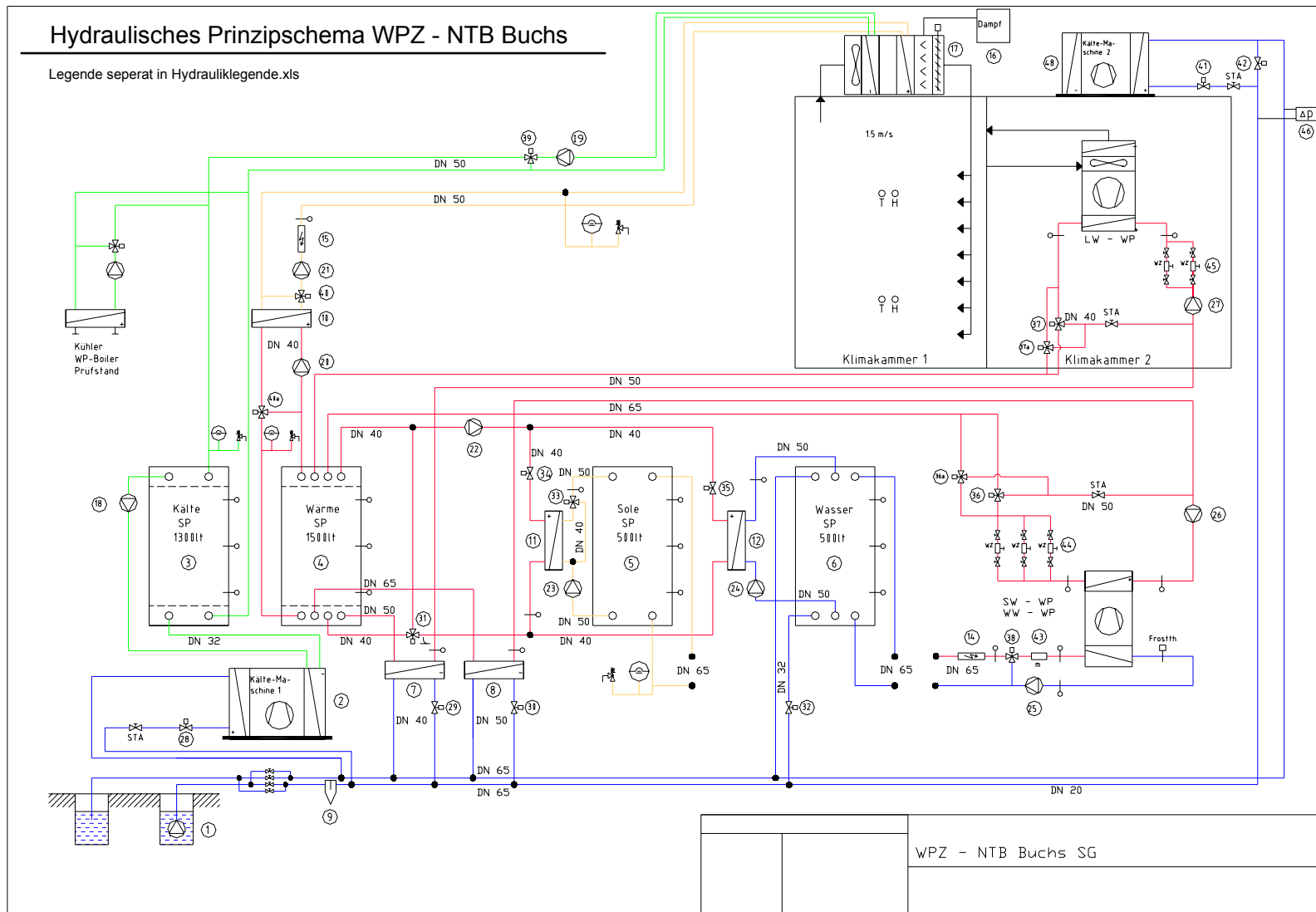


Abb. 24 Hydraulisches Prinzipschema des Wärmepumpen Testzentrums WPZ Buchs.

### 4.3 Versuchsprogramm

Am Wärmepumpentestzentrum wurden seit Ende 1995 Luft/Wasserwärmepumpen nach der Prüfnorm EN 255 getestet (WPZ, 2005a und WPZ, 2005b). Sowohl diese Norm als auch die Nachfolgenorm EN 14511 gilt ausdrücklich nicht für transkritisch betriebene Wärmepumpen<sup>6</sup>. Da sich das Prüfreglement des Testzentrums WPZ (2005d) ebenfalls auf die Norm EN 14511 abstützt, gilt es ebenfalls nur für unterkritische Wärmepumpen. Deswegen mussten für die vorliegenden Tests eigene Prüfpunkte festgelegt werden. Sie sind in Tab. 4 aufgelistet.

Keine Normen für transkritische Wärmepumpen.

Die Prüfnormen EN 255 und EN 14511 sehen vor, dass im Punkt A7/W35 die Rücklauftemperatur  $T_{HRL}$  10 °C unter der Vorlauftemperatur  $T_{HVL}$  liegt, also bei 25 °C. Der für diese Bedingung notwendige Durchfluss von Wasser wird auch bei den andern Betriebsbedingungen verwendet. Daraus resultieren relativ geringe Temperaturhübe  $T_{HVL} - T_{HRL}$ , bei denen CO<sub>2</sub> Wärmepumpen ihre Vorteile gegenüber konventionellen Wärmepumpen nicht zeigen können.

Normen mit kleinen Temperaturhüben.

Bezeichnung	Rücklauf- temperatur $T_{HRL}$	Vorlauf- temperatur $T_{HVL}$	Luft- temperatur $T_{Lein}$	Rel. Luft- feuchte	Vergleichs- punkt aus EN 255
A-7/W35	25 °C	35 °C	-7 °C	75 %	A-7/W35 <sup>*)</sup>
A2/W35	25 °C	35 °C	2 °C	84 %	A2/W35 <sup>*)</sup>
A7/W35	25 °C	35 °C	7 °C	89 %	A7/W35
A10/W35	25 °C	35 °C	10 °C	78 %	A10/W35 <sup>*)</sup>
A-7/W50	35 °C	50 °C	-7 °C	75 %	A-7/W50 <sup>*)</sup>
A2/W50	35 °C	50 °C	2 °C	84 %	A2/W50 <sup>*)</sup>
A7/W50	35 °C	50 °C	7 °C	89 %	A7/W50 <sup>*)</sup>
A10/W50	35 °C	50 °C	10 °C	78 %	--
A-7/W65	15 °C	65 °C	-7 °C	75 %	--
A2/W65	15 °C	65 °C	2 °C	84 %	--
A7/W65	15 °C	65 °C	7 °C	89 %	--
A10/W65	15 °C	65 °C	10 °C	78 %	--

Tab. 4 Prüfpunkte für den Prototypen, der im Wärmepumpen Testzentrum Buchs geprüft wurde.

<sup>\*)</sup> Prüfpunkt nicht vergleichbar, da die Vorlauftemperatur  $T_{HVL}$  nicht gleich gross ist.

Bei den Messungen im Wärmepumpentestzentrum wurde die Leistungszahl  $COP_{WPPr}$  ermittelt, die als Verhältnis der von der Wärmepumpe abgegebenen, zeitlich gemittelten Heizleistung  $\overline{\Phi}_{WP}$  zu der zeitlich gemittelten elektrischen Leistungsaufnahme  $\overline{P}_{el}$  definiert ist gemäss

Definition des  $COP_{WPPr}$ .

$$COP_{WPPr} = \frac{\overline{\Phi}_{WP}}{\overline{P}_{el}} \quad (7)$$

<sup>6</sup> EN 14511-1 (2004) bis EN 14511-5 (2004), Aus EN 14511-1 Kapitel 1 „Anwendungsbereich“ Seite 4: „Diese Norm gilt nicht für Geräte, bei denen, z. B. mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel, der Kreisprozess transzyklisch betrieben wird.“



Der Index  $WPPr$  wird hier benützt, da im Gegensatz zur Leistungszahl  $COP_{WPFu}$  des Funktionsmusters gemäss Gleichung (1) auf Seite 14 hier die elektrische Leistung  $P_{el}$  nicht nur durch die Leistung des Verdichters  $P_{el3}$  gegeben ist. Gemäss Prüfglement des Testzentrums  $WPZ$  (2005d) geht in der elektrischen Leistung auch die Leistung des Lüfters, der Steuerung sowie ein aus dem Wasservolumenstrom, dem Druckabfall und einer angenommenen Effizient errechneter Anteil für die Pumpleistung mit ein.

Unterschied von  
 $COP_{WPFu}$  und  
 $COP_{WPPr}$ .

## 5 Resultate mit dem Prototyp

### 5.1 Resultate

Bereits bevor der Prototyp nach Buchs geliefert wurde, konnte bei der Inbetriebnahme bei Stiebel Eltron festgestellt werden, dass ein stabiler Betrieb ohne Receiver möglich ist.

**Stabiler Betrieb ohne Receiver möglich.**

Die wichtigsten Resultate aus dem Wärmepumpentestzentrum Buchs sind in Tab. 5 und Tab. 6 zusammengefasst, detaillierte Daten finden sich in Tab. 12 auf Seite 53. Die Messwerte sind zeitliche Mittelwerte. Da Abtauen ein Unterbruch im stationären Betrieb darstellt, sind zeitliche Mittelwerte mit Vorsicht zu geniessen. Die dabei in Kauf genommene Ungenauigkeit resultiert in negativen Temperaturdifferenzen. Um den Einfluss des Abtauens zu quantifizieren, wurden im Betriebspunkt A-7/W35 stationäre Werte ermittelt ohne Berücksichtigung des Abtauens. Aufgrund des kleinen Wasservolumenstroms, der teils unter dem kleinsten vom Wärmepumpentestzentrum messbaren Volumenstrom lag, mussten Kompromisse bei der Messgenauigkeit eingegangen werden.

**Abtauen und zeitliche Mittelwerte.**

Die vorgesehene Testdauer konnte nicht bei allen Betriebspunkten erreicht werden. Vor allem beim Betriebspunkt A-7/W35 betrug die Testdauer weniger als die Hälfte als vorgesehen. Das ist auf Probleme bei der vollautomatischen Abtauung zurückzuführen, die mit fortschreitendem Testprogramm immer mehr Probleme bereitete und zu Abschaltungen der Wärmepumpe führte.

**Testdauer.**

Bezeichnung	$COP_{WPPr}$ WPZ	Wasser	Testdauer	relative Abtaudauer	Anzahl Abtauzyklen
A-7/W35	1.78	0.117 m <sup>3</sup> /h	1:18 Std.	8.5 %	1
A2/W35	2.19	0.144 m <sup>3</sup> /h	2:33 Std.	7.0 %	2
A7/W35	2.55	0.159 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A10/W35	2.90	0.169 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A-7/W50	1.37	0.062 m <sup>3</sup> /h	2:28 Std.	6.2 %	2
A2/W50	1.76	0.073 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A7/W50	1.80	0.074 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A10/W50	1.88	0.076 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A-7/W65	1.23	0.017 m <sup>3</sup> /h	2:21 Std.	10.3 %	2
A2/W65	1.67	0.022 m <sup>3</sup> /h	2:57 Std.	5.5 %	2
A7/W65	1.84	0.024 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A10/W65	1.87	0.024 m <sup>3</sup> /h	3:00 Std.	--	--
A-7/W35 ohne Abtauen	2.13	0.117 m <sup>3</sup> /h	1:04 Std.	--	--

Tab. 5 Prüfergebnisse des Prototypen aus dem Wärmepumpen-Testzentrum Buchs. Definition  $COP_{WPPr}$  gemäss Gleichung (7) Seite 32, Definition  $COP_{WPFu}$  gemäss Gleichung (1) Seite 14.

Bei den vorliegenden Tests fanden bei den Betriebspunkten, die Abtauen erforderlich machten, jeweils zwei vollautomatische Abtauzyklen innerhalb der dreistündigen Testdauer statt (nur ein Abtauzyklus bei A-7/W35 mit 1:18 Std. Testdauer). Es ist nicht geklärt, warum beim Betriebspunkt A2/W50 kein Abtauen stattgefunden hat, obwohl die Oberflächentemperatur auf der Luftseite des Verdampfers kleiner als 0 °C war. Die gesamte Abtaudauer machte jeweils zwischen 5.5 % und 10.3 % der Testdauer aus.

**Abtauen.**

Beim Test A-7/W65 konnte sich während der Testdauer, innerhalb der sich zwei Abtauvorgänge ereigneten, kein stationärer Zustand einstellen. Die Vorlauftemperatur  $T_{HVL}$  war 30 Minuten nach dem Abtauen erst bei 62.5 °C also noch ausserhalb des Toleranzbandes von 64.5 °C bis 65.5 °C<sup>7</sup>. Die Vorlauftemperatur stieg weiter an, durchlief das Toleranzband und erreichte etwa eine Stunde nach dem Abtauen eine Temperatur von 66.5 °C, worauf der nächste Abtauvorgang einsetzte.

**Kein stationärer Zustand bei A-7/W65.**

Die durch das Wasser aus dem Verdichtermantel bezogene Wärme ist in Tab. 6 gezeigt. Bezogen auf die gesamthaft abgegebene Wärme macht sie nur einen kleinen Anteil aus. Bezogen auf die vom Verdichter verbrauchte elektrische Leistung von etwa 600 W wird bis zu 10 % davon an das Heizwasser abgegeben. Vor allem bei Vorlauftemperaturen von 65 °C und den kleinen Wasserdurchflüssen vermag das Wasser den Verdichter kaum zu kühlen.

**Bis 10% der Verdichterleistung in die Kühlung.**

Bezeichnung	Ange-rechnete Pump-leistung	Indikator Pinch	Verdampfer		Gaskühler / Verdichtermantel		
		$T_{HRL}-T_{e2}$	$\Delta T$ „links“ KM Eintritt H <sub>2</sub> O Austr. $T_{Laus}-T_{01}$	$\Delta T$ „rechts“ KM Austritt H <sub>2</sub> O Eintritt $T_{Lein}-T_{02}$	Totale Wärme-abgabe $\Phi_{WP}$	davon vom Verdich-termantel	Davon vom Verdich-termantel
A-7/W35	0.65 W	-1.7 °C	4.9 °C	-1.0 °C	1136 W	5.7%	65.3 W
A2/W35	1.04 W	-1.2 °C	4.9 °C	0.6 °C	1543 W	4.7%	71.8 W
A7/W35	1.41 W	-0.8 °C	5.8 °C	0.5 °C	1871 W	4.1%	76.3 W
A10/W35	1.64 W	-0.6 °C	5.7 °C	2.2 °C	1937 W	3.3%	63.8 W
A-7/W50	0.24 W	-1.1 °C	4.4 °C	-0.9 °C	961 W	3.6%	34.4 W
A2/W50	0.22 W	2.1 °C	3.9 °C	1.0 °C	1270 W	0.7%	9.3 W
A7/W50	0.18 W	3.1 °C	3.4 °C	1.8 °C	1283 W	1.0%	12.5 W
A10/W50	0.22 W	3.4 °C	3.3 °C	2.5 °C	1336 W	0.1%	1.1 W
A-7/W65	0.09 W	10.9 °C	4.5 °C	-1.1 °C	813 W	*) -0.2%	*) -1.7 W
A2/W65	0.06 W	15.7 °C	4.4 °C	0.7 °C	1175 W	1.1%	12.4 W
A7/W65	0.13 W	20.5 °C	3.8 °C	0.8 °C	1347 W	*) -0.6%	*) -7.5 W
A10/W65	0.06 W	21.6 °C	3.4 °C	1.6 °C	1357 W	*) -0.3%	*) -4.6 W
A-7/W35 ohne Abtauen		0.1 °C	6.2 °C	-0.3 °C	1344 W	4.9%	65.8 W

Tab. 6 Ausgewählte Resultate der Prüfungen im Wärmepumpentestzentrum. „links“ und „rechts“ bezieht sich auf Abb. 18 Seite 26, wo  $T_{Laus}-T_{01}$  links vom Verdampfer und  $T_{Lein}-T_{02}$  rechts vom Verdampfer eingezeichnet ist. \*) Messungenauigkeit von ein paar zehntel Grad (vergleiche Tab. 12 Seite 53).

<sup>7</sup> Prüfglement WPZ (2005d) Tabelle 4a auf Seite 13 legt beim Wasser die maximal zulässige Abweichung vom Sollwert auf +/- 0.5 K fest. Sollwert im Betriebspunkt A-7/W65 ist 65 °C.

Bezeichnung	$COP_{WPPr}$ Prototyp WPZ	$COP_{WPPr}$ Prototyp WPZ ohne Abtauen	$COP_{WPFu}$ Funktions- muster $\Delta T = 5\text{ °C}^*)$ kein Gebl.	$COP_{WP}$ Funktions- muster $\Delta T = 5\text{ °C}$ 50 W Gebl.	$COP_{WPPr}$ konventio- neller Wärme- pumpen
A-7/W35	1.78	2.13	2.33	2.16	
A2/W35	2.19	nicht analysiert	3.01	2.78	
A7/W35	2.55	2.55	3.47	3.20	3.9 <sup>**) </sup>
A10/W35	2.90	2.90	3.77	3.48	

Tab. 7 Leistungszahlen und angerechnete Pumpleistung für den Vergleich der Testergebnisse aus dem Wärmepumpen Testzentrum \*) Inter- und extrapoliert von experimentellen Daten gemäss Gleichung (13) aus Anhang A2.4, Annahme von 5°C Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen Luft und KM im Verdampfer. \*\*) Durchschnittswert aller vom WPZ veröffentlichten COPs von Luft/Wasser Wärmepumpen gemäss Abb. 25.

## 5.2 Vergleich mit dem Funktionsmuster

Die vier Betriebspunkte mit 35 °C Vorlauftemperatur  $T_{HVL}$  können direkt mit den Experimenten des Funktionsmusters verglichen werden. In Tab. 5 sind die Leistungszahlen  $COP_{WPFu}$  zum Vergleich aufgeführt. Es wurde dabei im Verdampfer die Temperaturdifferenz von 5 °C aus Tab. 6 angenommen. Die Leistungszahlen des Prototyps sind deutlich kleiner als diejenigen des Funktionsmusters. Mögliche Gründe werden im Folgenden diskutiert.

**Leistungszahlen Prototyp kleiner als Funktionsmuster.**

- Ein Grund der Abweichung liegt in der elektrischen Leistungsaufnahme des Gebläses von 50 Watt, das im  $COP_{WPFu}$  nicht berücksichtigt ist, beim  $COP_{WPPr}$  jedoch mit eingerechnet wird. Der Verdichter hat eine Leistungsaufnahme von etwa 600 Watt, sodass die totale elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$  der Wärmepumpe wegen der 50 Watt des Gebläses um 8.3 % zunimmt. In Tab. 7 ist aus den mit dem Funktionsmuster erzielten Leistungszahlen  $COP_{WPFu}$  eine Leistungszahl berechnet unter Berücksichtigung eines Gebläses mit 50 Watt. Es wird ersichtlich, dass sich nur ein Teil der Abweichung durch das Gebläse erklären lässt. Im Beispiel des Betriebspunktes A7/W35 erreicht das Funktionsmuster mit eingerechnetem Gebläse einen  $COP_{WP}$  von 3.2, während der Prototyp einen  $COP_{WPPr}$  von 2.6 erreicht. Das Gebläse ist state of the art und bietet kaum Möglichkeiten für Optimierungen.
- Gemäss Prüfrelement WPZ (2005d) wird dem elektrischen Verbrauch der Wärmepumpe eine Pumpleistung angerechnet, die aus dem Volumenstrom von Wasser und dem Druckabfall ermittelt wird. Aufgrund der Kühlung des Verdichters (Abb. 19) ergibt sich im Prototypen ein relativ grosser Druckverlust von 30 bis 100 mbar trotz der kleinen Wassermengen. Wie Tab. 7 zeigt, fallen die sich daraus ergebenden Pumpleistungen im Vergleich mit den 600 Watt Leistung des Verdichters kaum ins Gewicht.
- Die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel im Verdampfer des Prototypen betrug während den Tests zwischen 3.3 °C und 5.8 °C mit einem Durchschnittswert von 4.4 °C. Das entspricht ziemlich genau den zur Berechnung von  $COP_{WPFu}$  verwendeten 5 °C. (dritten Spalte von Tab. 7). Eine erhöhte Temperaturdifferenz im Verdampfer ist also keine Erklärung für die Abweichung.
- Vom Hersteller des Verdichters (Jürgen Süss, Danfoss) war zu erfahren, dass gewisse Exemplare des verwendeten Typs mit Toleranzfehlern behaftet sind. Die gute volumetrische Effizienz, die beim Funktionsmuster gemessen wurde (siehe Abb. 13 und Abb. 14 Seite 21f) zeigt, dass der im Funktionsmuster verwendete Verdichter keine Toleranzfehler aufweist. Die volumetrische Effizienz wurde auch beim Prototypen für die Betriebspunkte ohne Abtauen berechnet. Der Vergleich mit dem Funktionsmuster ist in Abb. 36 auf Seite 52 dargestellt. Es folgt, dass auch der Verdichter des Prototyps keine Toleranzfehler aufweist.
- Ein weiterer Faktor ist das Abtauen, das beim Prototypen in den Betriebspunkten A-7/W35 und A2/W35 mitberücksichtigt wurde, während beim Funktionsmuster kein Abtaubetrieb existiert. Der Abstand

**Gebläse.**

**Pumpleistung.**

**Verdampfer.**

**Verdichter.**

**Abtauen.**

der Lamellen des Verdampfers im Prototypen beträgt 1.5 mm, was im Vergleich mit den üblicherweise verwendeten 2.5 mm relativ klein ist. Durch eine Optimierung der Konstruktion des Verdampfers liesse sich eine Reduktion der relativen Abtaudauer von den 6 bis 10 % aus Tab. 5 auf 3 bis 5 % erreichen. Tab. 6 zeigt, dass im Betriebspunkt A-7/W35 der  $COP_{WPPr}$  des Prototypen ohne Abtauen und der  $COP_{WPFu}$  mit 50 Watt Gebläse übereinstimmen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich ein Teil der unterschiedlichen Wirkungsgrade von Funktionsmuster und der Prototyp mit der Wirkung des Gebläses erklären lassen. Bei den Betriebspunkten mit Abtauen erklärt der Abtaubetrieb die restliche Diskrepanz, während für die Betriebspunkte ohne Abtauen noch keine Erklärung gefunden wurde. Verbesserungspotenzial besteht beim Verdampfer, mit dem die relative Abtauzeit verringert werden kann.

Potential beim Verdampfer.

### 5.3 Vergleich mit konventionellen Wärmepumpen

Von den mit dem Prototypen im Wärmepumpen Testzentrum untersuchten Betriebspunkten ist nur der Betriebspunkt A7/W35 direkt vergleichbar mit den Resultaten aus Tests nach EN 255. Dies liegt daran, dass sich bei Prüfpunkten, die eine zyklische Verdampferabtauung erforderlich machen, der zu geringe Lamellenabstand des Verdampfers, der kein CO<sub>2</sub>-spezifisches Problem ist, negativ auswirkt. Abb. 25 zeigt die Leistungsziffern aller vom Wärmepumpen Testzentrum veröffentlichten Luft/Wasser Wärmepumpen in diesem Betriebspunkt. Der Durchschnittswert für alle Kältemittel ist 3.9. Er ist in Tab. 7 den Leistungszahlen des Funktionsmusters und des Prototypen gegenübergestellt.

Nur A7/W35 mit EN 255 vergleichbar.

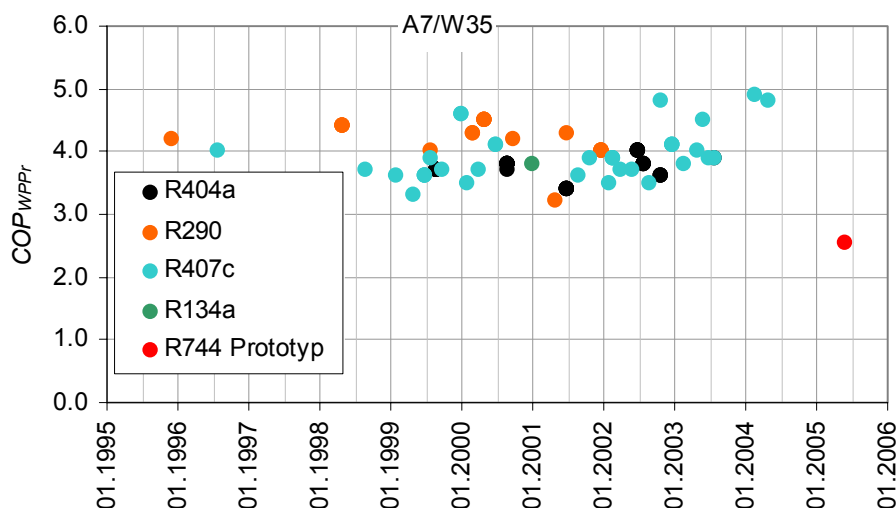


Abb. 25 Alle vom WPZ publizierten Resultate für Luft-/Wasser Wärmepumpen aus WPZ (2005a) und WPZ (2005b).

Die relativ geringe Leistungszahl des CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Prototypen im Betriebspunkt A7/W35 ist nicht sonderlich überraschend. Es ist bekannt, dass CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen vor allem bei großer Temperaturdifferenz auf der

CO<sub>2</sub> Wärmepumpen haben ihre Stärken nicht im Punkt A7/W35.

Wärmesenkenseite, d. h. zum Beispiel bei der Aufheizung von Trinkwasser von 17°C auf 70°C wie in der Betriebsart Warmwasser aus Kapitel 3.1 Vorteile gegenüber konventionellen Wärmepumpen aufweisen (siehe Gütegrade in Abb. 17). Bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf auf der Wärmesenkenseite sind CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen konventionellen H-FKW-Wärmepumpen hingegen tendenziell unterlegen, weil der Exergieverlust im Gaskühler größer ausfällt, als der Exergieverlust im Verflüssiger einer konventionellen Wärmepumpe.

Der Grund, warum der vorliegende Prototyp seine Stärken in den Betriebspunkten mit 65 °C Vorlauftemperatur (A-7/W65, A2/W65, A7/65 und A10/65) nicht ausspielen kann ist aus Tab. 6 ersichtlich. Man erkennt, dass das Kältemittel beim Austritt aus dem Gaskühler sich nicht auf die Temperatur  $T_{HRL}$  des Heizungsrücklaufs abkühlt ( $T_{HRL} - T_{e2} > 0$ ). Der Grund liegt in der zu geringen Füllmenge im Kältemittelkreislauf, die aufgrund des fehlenden Receivers nicht ausgeglichen werden kann. Als Folge war das Hochdruckniveau zu gering und der Pinch im Gaskühler erreichte einen theoretisch negativen Wert. In der Praxis erreicht mitten im Gaskühler die Temperatur des Kältemittels die Temperatur des Wassers, sodass das Kältemittel seine Wärme nicht an das Wasser abgeben kann. Es resultiert die beobachtete Temperaturdifferenz  $T_{HRL} - T_{e2}$ . Mit einer Optimierung der Füllmenge kann dieses Problem behoben werden.

**Zu geringe  
Kältemittel-  
menge.**

Ein weiterer Grund für die kleinere Leistungszahl des Prototypen im Vergleich mit publizierten Messwerten liegt darin, dass der Prototyp mit einem relativ kleinen Verdichter ausgestattet ist, während die zum Vergleich aufgeführten Wärmepumpen eine deutlich höhere Heizleistung aufweisen. Grundsätzlich haben größere Kälte-Kompressoren auch höhere Wirkungsgrade. Der Isentropenwirkungsgrad des Kompressors des CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Prototypen lag im betrachteten Prüfpunkt bei etwa 0.55 (siehe Abb. 13) während der Isentropenwirkungsgrad der Verdichter der zum Vergleich aufgeführten Wärmepumpen zwischen 0.60 und 0.65 liegt.

**Kleiner  
Verdichter.**

## 6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die bisherigen Untersuchungsergebnisse zeigen, dass sich mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub> eventuell ein in Bezug auf die erreichbaren Leistungszahlen wettbewerbsfähiges Wärmepumpen-Kompaktgerät für Minergie-P- oder Passivhäuser entwickeln lässt. Eine richtige Integration ins Gebäude zur Erreichung von für CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen günstigen Randbedingungen ist dabei essentiell. Die im Rahmen des Projekts entwickelte Auslegungs-Software ermöglicht eine zuverlässige Berechnung des Kältekreises mit integrierter Gaskühlerdimensionierung, wenn die Verdichterdaten bekannt sind. Der im Rahmen des Projektes entwickelte Gaskühler ist kompakt, leistungsfähig und kann industriell hergestellt werden. Die für das Wärmepumpen-Funktionsmuster entwickelte Regelung eines elektronischen Expansionsventils funktioniert wie gewünscht und könnte mit überschaubarem Aufwand in einen Wärmepumpenregler integriert werden.

Grundsätzliche Aussagen zur Konkurrenzfähigkeit von CO<sub>2</sub>-Heizungswärmepumpen mit einer Heizleistung von mehr als 5 kW im Vergleich zu H-FKW-Wärmepumpen in Bezug auf die erreichbaren Leistungszahlen können auf der Basis der Ergebnisse des Projektes nicht getroffen werden. Es ist aber wahrscheinlich, dass zum Erreichen wettbewerbsfähiger Leistungszahlen im Heizbetrieb weitergehende Massnahmen am Kältekreis erforderlich sind. Vielversprechend scheint hierbei der Ansatz, die Drosselenthalpie des Kältemittels zu nutzen.

Die in diesem Projekt verfolgte Produktidee hat sich als kommerziell interessant herausgestellt und wird in einem Folgeprojekt weiterverfolgt, dessen Ziel es ist, den Wirkungsgrad weiter zu steigern.



## Anhang

### A1. Detailinformationen

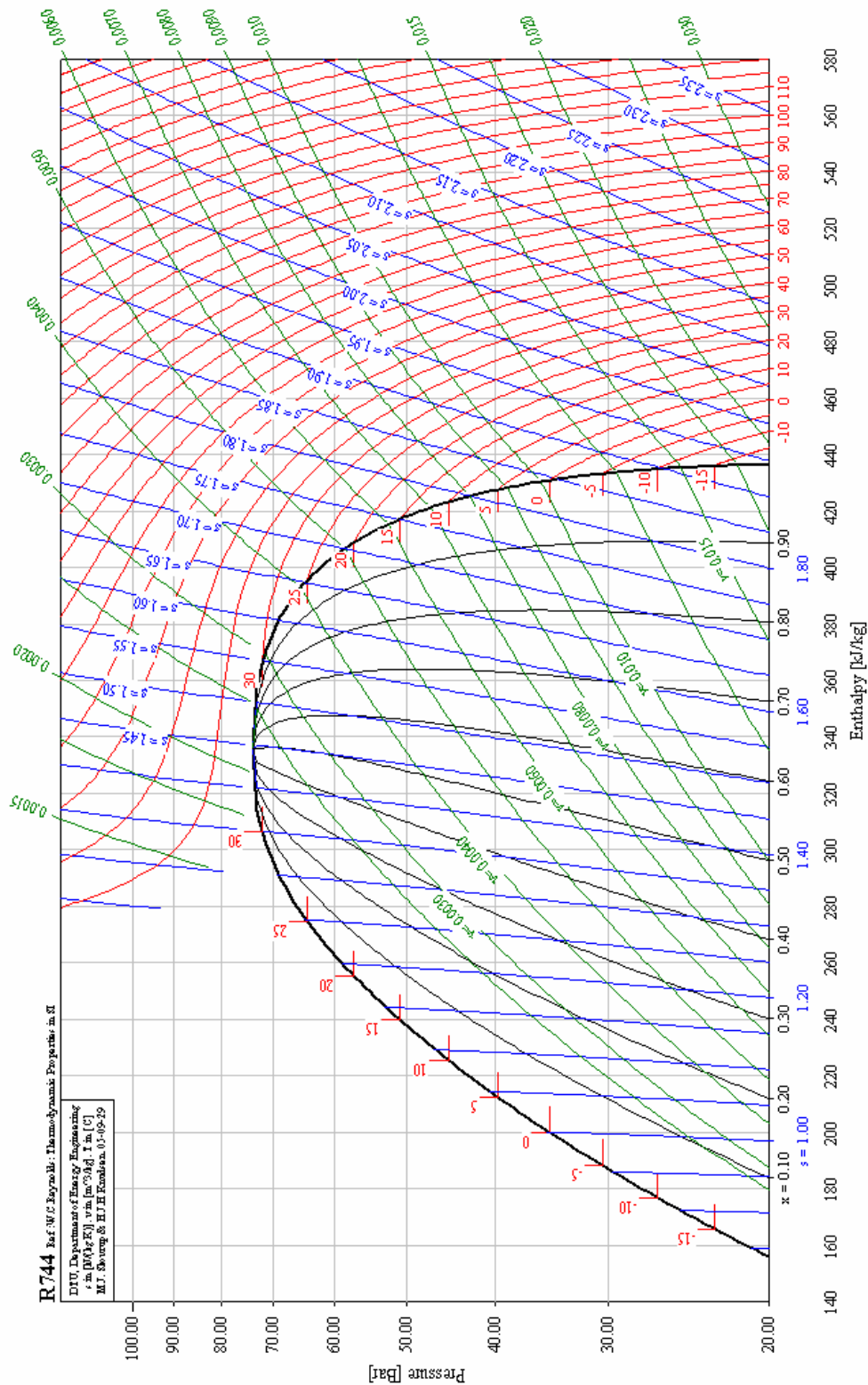


Abb. 26 p-T-Diagramm des Kältemittels CO<sub>2</sub> (=R744).



## TN Series



### LBP/MBP Compressor

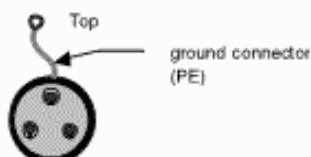
R744 (CO<sub>2</sub>)

230V 50Hz / 115V 60Hz

#### Data Sheet of Prototype - Draft

##### General

Compressors	TN1416/230V TN1410/230V TN1408/230V TN1416/115V TN1410/115V
-------------	---



##### Application

Compressors	LBP/MBP
Evaporating temperature range	°C -40 to 20
Max. operation pressure	bar 120
Max. pressure	bar 200
Voltage range	V/Hz 198-254
Frequency	40-70
Max. ambient temp.	°C 40
Comp. cooling at ambient temp.	20°C F <sub>1</sub> 40°C F <sub>2</sub>

The electrical connector needs to be connected to the socket at the back of the housing. The PE wire comes out at the top and needs to be fixed to the housing with a M4 screw

F<sub>1</sub> = Fan cooling 1,5 m/s

F<sub>2</sub> = Fan cooling 3.0 m/s

(compressor is typically passed by outlet air flow of the gas cooler)

##### Design

Displacement	cm <sup>3</sup>	
TN 1416		2,5
TN 1410		1,5
TN 1408		1
Oil charge (POE)	cm <sup>3</sup>	200
Free gas vol. in compressor	cm <sup>3</sup>	700
Shell on low pressure side		
Motor size	W	500
Weight without electrical equipment	kg	ca. 15,5

##### Dimensions

A	mm	200
B	mm	155
C	mm	205
D	mm	110
E	mm	150

Due to the compressor concept, high shell temperatures may occur, locally exceeding 120 °C.

The motor is protected by an overload/temperature switch. Reactivation after cool down takes up to 30 min.

November 2004

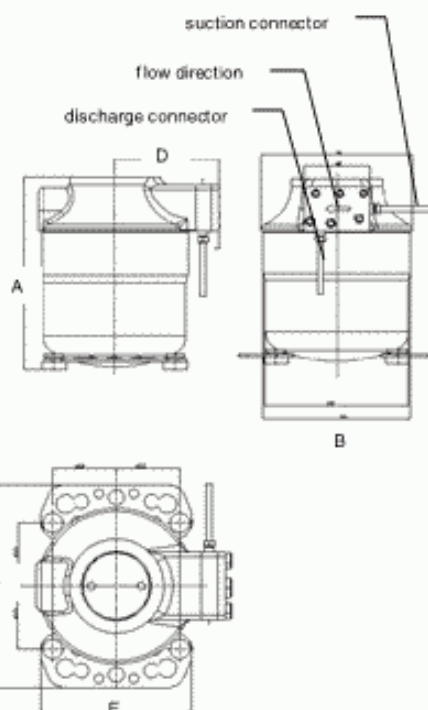


Abb. 28 Datenblatt des Danfoss Verdichters.



## Manual High Pressure Controller



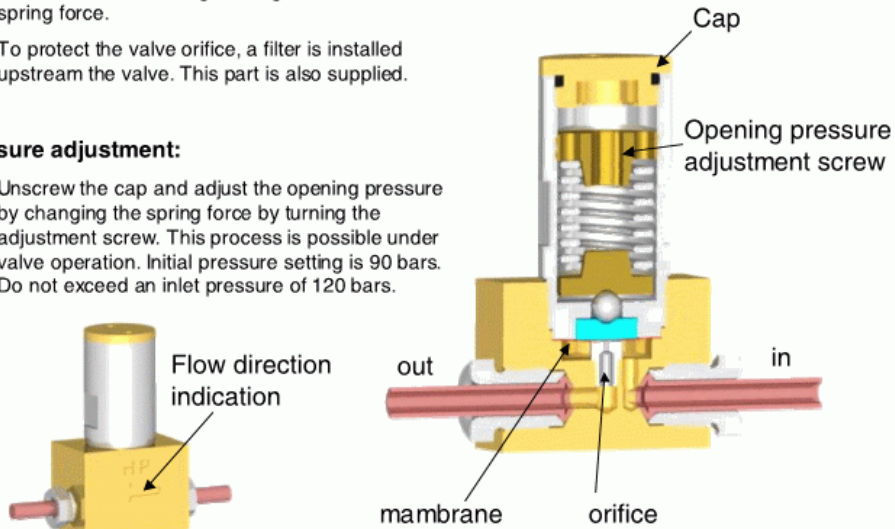
### Function:

The spring loaded membrane is opening the downstream orifice, once the inlet pressure acting on the membrane is high enough to overcome the spring force.

To protect the valve orifice, a filter is installed upstream the valve. This part is also supplied.

### Pressure adjustment:

Unscrew the cap and adjust the opening pressure by changing the spring force by turning the adjustment screw. This process is possible under valve operation. Initial pressure setting is 90 bars. Do not exceed an inlet pressure of 120 bars.



REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING

Abb. 30 Detailinformationen zum Danfoss Konstantdruckventil.

## A2. Experimentelle Daten Funktionsmuster

### A2.1. Zahlenwerte

Verd'temp $T_6$	Datei	Zeitfenster		Hochdruck $p_{HD}$	$COP_{WP}$	$T_3 - T_{14}$
		Von	bis			
-20 °C	B013	2500 s	2600 s	80.1 bara	1.63	15.7 °C
-20 °C	B013	3400 s	4000 s	85.0 bara	1.82	10.2 °C
-20 °C	B013	7500 s	7600 s	91.7 bara	1.91	0.0 °C
-20 °C	B013	8900 s	9000 s	100.1 bara	1.82	0.2 °C
-20 °C	B017	1150 s	1250 s	113.0 bara	1.69	0.4 °C
-15 °C	B014	4000 s	4100 s	85.0 bara	2.05	12.9 °C
-15 °C	B014	7150 s	7400 s	92.0 bara	2.28	0.2 °C
-15 °C	B014	6300 s	6500 s	100.9 bara	2.15	0.2 °C
-15 °C	B014	5700 s	5800 s	106.0 bara	2.06	0.1 °C
-15 °C	B016	11500 s	11600 s	110.5 bara	2.02	0.1 °C
-10 °C	B008	2000 s	2100 s	90.0 bara	2.24	10.7 °C
-10 °C	B008	3100 s	3200 s	95.0 bara	2.50	0.8 °C
-10 °C	B008	3500 s	3600 s	100.0 bara	2.60	0.3 °C
-10 °C	B008	4200 s	4300 s	105.0 bara	2.37	0.1 °C
-10 °C	B016	10500 s	10600 s	110.0 bara	2.45	0.1 °C
-10 °C	B018	1600 s	1700 s	105.0 bara	2.29	0.1 °C
-5 °C	B022	2100 s	2200 s	90.0 bara	2.45	13.3 °C
-5 °C	B022	3000 s	3100 s	92.5 bara	2.70	7.8 °C
-5 °C	B016	4500 s	4600 s	95.0 bara	2.82	3.7 °C
-5 °C	B016	3800 s	3900 s	100.0 bara	2.77	0.3 °C
-5 °C	B016	3300 s	3400 s	105.0 bara	2.70	0.0 °C
-5 °C	B016	2900 s	3000 s	110.1 bara	2.57	0.1 °C
0 °C	B022	5500 s	5600 s	90.0 bara	2.75	16.8 °C
0 °C	B022	7800 s	7900 s	95.0 bara	3.14	8.1 °C
0 °C	B018	3300 s	3400 s	100.0 bara	3.19	0.7 °C
0 °C	B006	1600 s	1700 s	105.0 bara	2.97	-0.1 °C
0 °C	B018	4100 s	4200 s	105.0 bara	3.12	0.3 °C
0 °C	B018	4700 s	4800 s	110.0 bara	2.99	0.2 °C
5 °C	B016	8100 s	8200 s	99.9 bara	3.59	4.8 °C
5 °C	B011	3200 s	3300 s	100.0 bara	3.47	4.7 °C
5 °C	B016	7300 s	7400 s	105.0 bara	3.62	0.5 °C
5 °C	B016	6700 s	6800 s	110.0 bara	3.42	0.2 °C
5 °C	B016	5700 s	5800 s	115.0 bara	3.28	0.2 °C
10 °C	B023	3200 s	3300 s	95.0 bara	3.40	19.2 °C
10 °C	B023	5800 s	5900 s	100.0 bara	3.86	11.1 °C
10 °C	B011	4900 s	5000 s	100.1 bara	3.73	11.7 °C
10 °C	B018	6400 s	6500 s	105.0 bara	4.07	1.4 °C
10 °C	B019	3200 s	3300 s	110.0 bara	3.95	0.4 °C
10 °C	B019	2700 s	2800 s	115.0 bara	3.73	0.1 °C
15 °C	B011	5600 s	5700 s	100.1 bara	3.92	17.2 °C

Tab. 8 Experimentelle Daten für Betrieb Warmwasser mit  $T_{14} = 17\text{ °C}$ ,  $T_{15} = 70\text{ °C}$  und  $7\text{ °C}$  Überhitzung im EWT.

Verd'temp $T_6$	Datei	Zeitfenster		Hochdruck $p_{HD}$	$COP_{WP}$	$T_3 - T_{14}$
		Von	bis			
-20 °C	B035	2100 s	2200 s	85.0 bara	0.85	-0.6 °C
-20 °C	B034	1250 s	1350 s	90.0 bara	0.91	-0.8 °C
-20 °C	B032	2400 s	2500 s	95.0 bara	1.08	-0.5 °C
-20 °C	B032	550 s	650 s	99.9 bara	1.06	-0.7 °C
-20 °C	B040	2400 s	2500 s	110.7 bara	1.18	-0.6 °C
-20 °C	B040	1400 s	1500 s	115.1 bara	1.17	-0.4 °C
-15 °C	B041	1700 s	1800 s	108.6 bara	1.31	-0.5 °C
-10 °C	B041	2600 s	2700 s	109.3 bara	1.51	-0.3 °C
-5 °C	B035	4000 s	4100 s	95.0 bara	1.46	-0.3 °C
-5 °C	B032	4250 s	4350 s	100.0 bara	1.64	-0.5 °C
-5 °C	B032	3450 s	3550 s	105.0 bara	1.74	-0.5 °C
-5 °C	B039	3600 s	3800 s	113.0 bara	1.73	-0.5 °C
-5 °C	B039	2400 s	2600 s	120.0 bara	1.65	-0.5 °C
0 °C	B042	3600 s	3700 s	110.7 bara	1.85	-0.5 °C
5 °C	B043	750 s	850 s	111.4 bara	2.13	-0.4 °C
10 °C	B044	800 s	900 s	112.2 bara	2.40	-0.4 °C
15 °C	B035	6100 s	6300 s	105.0 bara	2.60	0.1 °C
15 °C	B035	6100 s	6300 s	105.0 bara	2.60	0.1 °C
15 °C	B032	6850 s	6950 s	110.0 bara	2.78	-0.2 °C
15 °C	B032	5900 s	6000 s	115.0 bara	2.79	-0.4 °C

Tab. 9 Experimentelle Daten für Betrieb Heizkörper 1 mit  $T_{14} = 45\text{ °C}$ ,  $T_{15} = 60\text{ °C}$  und  $7\text{ °C}$  Überhitzung im EWT.

Verd'temp $T_6$	Datei	Zeitfenster		Hochdruck $p_{HD}$	$COP_{WP}$	$T_3 - T_{14}$
		Von	bis			
-20 °C	B024	2100 s	2200 s	106.0 bara	1.60	-0.1 °C
-20 °C	B024	3500 s	3600 s	100.7 bara	1.69	-0.2 °C
-20 °C	B024	4700 s	4800 s	94.0 bara	1.75	-0.2 °C
-20 °C	B024	6000 s	6200 s	89.9 bara	1.79	-0.2 °C
-20 °C	B025	1700 s	1800 s	85.0 bara	1.84	0.7 °C
-20 °C	B025	2800 s	3000 s	80.0 bara	1.64	8.1 °C
-20 °C	B026	1900 s	2100 s	87.5 bara	1.73	-0.1 °C
-20 °C	B026	2800 s	3000 s	85.0 bara	1.76	0.7 °C
-20 °C	B026	3700 s	3900 s	82.5 bara	1.67	6.7 °C
-15 °C	B033	1600 s	1700 s	91.8 bara	1.96	-0.1 °C
-10 °C	B033	2600 s	2700 s	92.8 bara	2.31	0.0 °C
-5 °C	B028	4500 s	4800 s	82.0 bara	2.13	9.4 °C
-5 °C	B028	6700 s	6800 s	89.0 bara	2.62	3.9 °C
-5 °C	B028	7400 s	7500 s	94.0 bara	2.65	0.0 °C
-5 °C	B028	7900 s	8000 s	99.0 bara	2.60	-0.1 °C
0 °C	B033	3700 s	3800 s	95.4 bara	3.04	0.0 °C
5 °C	B033	4400 s	4500 s	97.1 bara	3.50	0.1 °C
10 °C	B033	5600 s	5700 s	98.9 bara	3.95	0.2 °C
15 °C	B029	4880 s	4980 s	95.0 bara	4.15	9.2 °C
15 °C	B030	2300 s	2400 s	102.0 bara	4.57	0.4 °C
15 °C	B031	1200 s	1300 s	99.0 bara	4.48	0.8 °C
15 °C	B031	2700 s	2800 s	106.0 bara	4.35	0.0 °C

Tab. 10 Experimentelle Daten für Betrieb Heizkörper 2 mit  $T_{14} = 25\text{ °C}$ ,  $T_{15} = 60\text{ °C}$  und  $7\text{ °C}$  Überhitzung im EWT.



Verd'emp $T_6$	Datei	Zeitfenster		Hochdruck $p_{HD}$	$COP_{WP}$	$T_3 - T_{14}$
		Von	bis			
-20 °C	C004	1500 s	1600 s	85.0 bara	1.78	-0.1 °C
-20 °C	C004	2100 s	2200 s	89.9 bara	1.72	-0.1 °C
-20 °C	C005	1470 s	1520 s	77.0 bara	1.84	-0.1 °C
-15 °C	C009	1850 s	1900 s	83.0 bara	2.08	0.1 °C
-15 °C	C009	2100 s	2150 s	77.0 bara	2.16	0.1 °C
-10 °C	C009	900 s	950 s	77.0 bara	2.42	0.0 °C
-10 °C	C009	1450 s	1500 s	90.1 bara	2.29	0.1 °C
-5 °C	C006	700 s	750 s	80.0 bara	2.77	0.1 °C
-5 °C	C007	550 s	600 s	85.0 bara	2.70	0.1 °C
-5 °C	C007	650 s	700 s	90.0 bara	2.59	0.0 °C
-5 °C	C008	650 s	700 s	77.0 bara	2.84	0.0 °C

Tab. 11 Experimentelle Daten für Betrieb Fussbodenheizung mit  $T_{14} = 25\text{ °C}$ ,  $T_{15} = 35\text{ °C}$  und  $7\text{ °C}$  Überhitzung im EWT.

## A2.2. Details der Daten Betriebsart Heizkörper 1 (45 °C -> 60 °C)

Die experimentell bestimmten optimalen Hochdruckniveaus bei den drei Verdampfungstemperaturen -20 °C, -5 °C und 15 °C sind in Abb. 31 dargestellt. Die gezeichnete Korrelation ist ein quadratischer least squares fit und genügt der Gleichung

$$p_{HD} = 48 \frac{\text{Pa}}{\text{K}^2} \cdot T_{\text{evap}}^2 - 11490 \frac{\text{Pa}}{\text{K}} \cdot T_{\text{evap}} + 10.66 \cdot 10^6 \text{Pa} \quad (8)$$

Mit dieser Gleichung wurde der optimale Hochdruck  $p_{HD}$  bei den verbleibenden Verdampfungstemperaturen -15 °C, -10 °C, 0 °C, 5 °C und 10 °C bestimmt. In einem Experiment wurde beim so errechneten Hochdruck  $p_{HD}$  der  $COP_{WP}$  bestimmt. Die Daten sind in Abb. 32 gezeigt. Die gezeichnete Kurve erfüllt die Gleichung

$$COP_{WPFU, \max} = 0.00062 \frac{1}{\text{K}^2} \cdot T_{\text{evap}}^2 - 0.2896 \frac{1}{\text{K}} \cdot T_{\text{evap}} + 34.937 \quad (9)$$



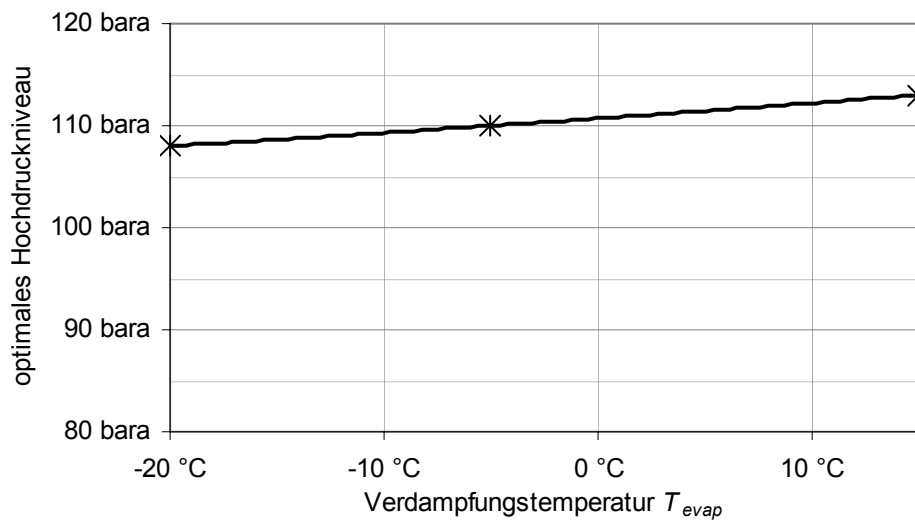


Abb. 31 Optimales Hochdruckniveau zur Erzielung des maximalen  $COP_{WPFU,max}$  für die Betriebsart Heizkörper 1 (45 °C → 60 °C) in Funktion der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$ .

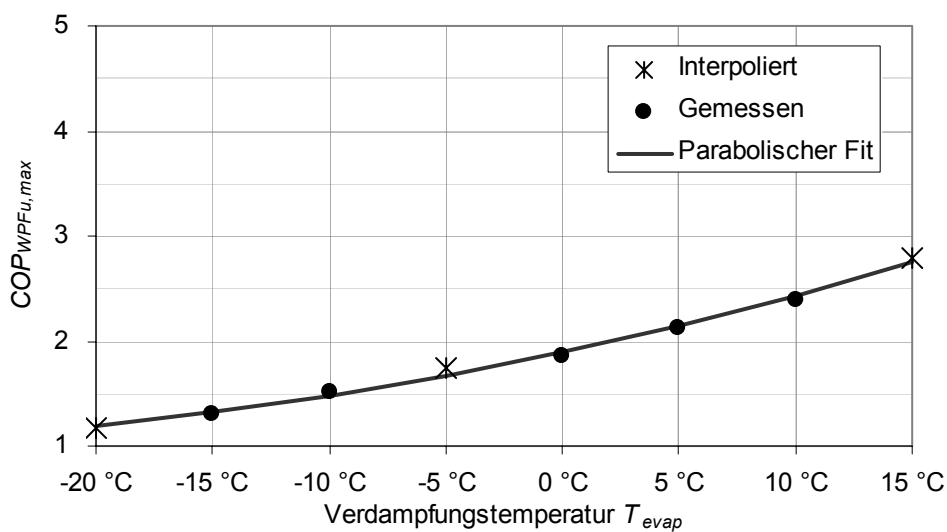


Abb. 32 Maximale Leistungszahl  $COP_{WPFU,max}$  in Funktion der Verdampfungstemperatur, wenn die Wärmepumpe in der Betriebsart Heizkörper 1 (45 °C → 60 °C) mit dem optimalen Hochdruck gemäss Gleichung (8) betrieben wird.

### A2.3. Details der Daten Betriebsart Heizkörper 2 (25 °C → 60 °C)

$$p_{HD} = 429 \frac{\text{Pa}}{\text{K}^2} \cdot T_{evap}^2 - 203414 \frac{\text{Pa}}{\text{K}} \cdot T_{evap} + 33.13 \cdot 10^6 \text{Pa} \quad (10)$$

$$COP_{WPFu,max} = 0.00103 \frac{1}{K^2} \cdot T_{evap}^2 - 0.4786 \frac{1}{K} \cdot T_{evap} + 56.903 \quad (11)$$

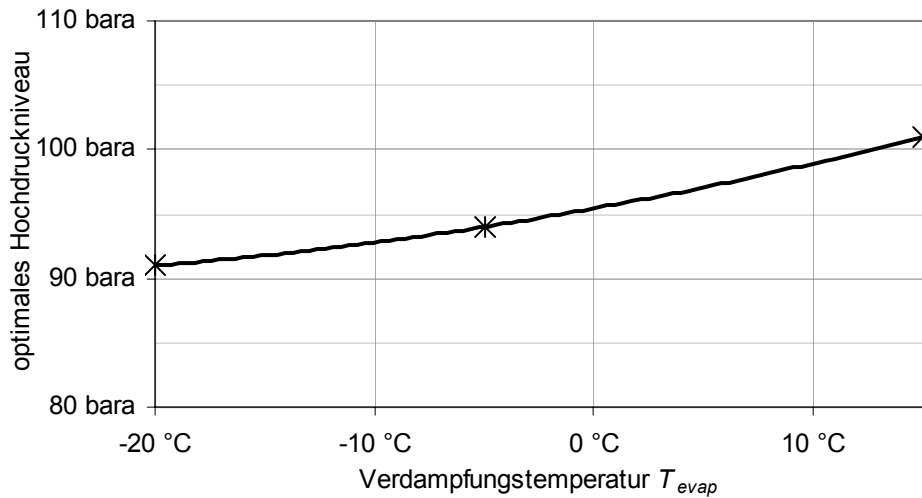


Abb. 33 Optimales Hochdruckniveau zur Erzielung des maximalen  $COP_{WPFu,max}$  für die Betriebsart Heizkörper 2 (25 °C → 65 °C) in Funktion der Verdampfungstemperatur  $T_{evap}$ .

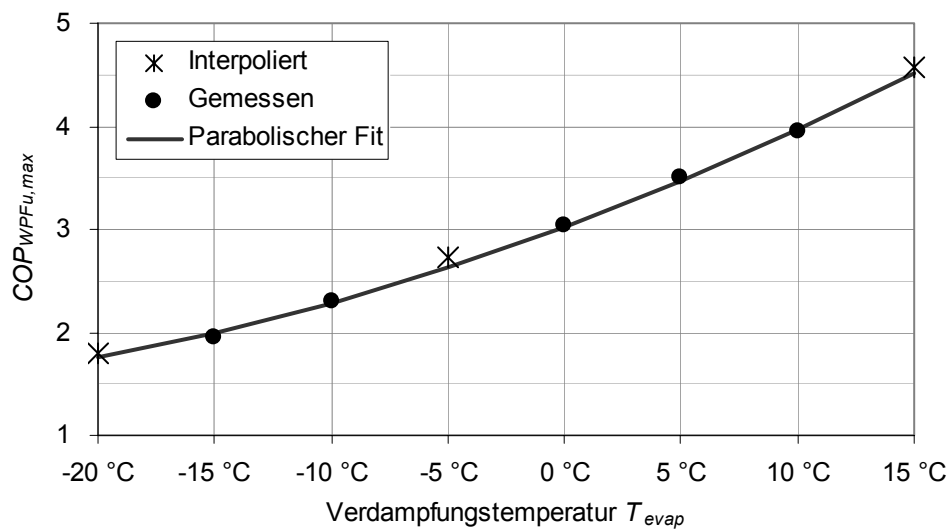


Abb. 34 Maximale Leistungszahl  $COP_{WPFu,max}$  in Funktion der Verdampfungstemperatur, wenn die Wärmepumpe in der Betriebsart Heizkörper 2 (25 °C → 60 °C) mit dem optimalen Hochdruck gemäss Gleichung (10) betrieben wird.

#### A2.4. Details der Daten Betriebsart Fussbodenheizung (25 °C -> 35 °C)

Wie bereits in Abschnitt 3.4 aus Seite 20 erläutert, beträgt der optimale Hochdruck  $p_{HD}$  bei dieser Betriebsart 77 bara.

$$p_{HD} = 77 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (12)$$

Die gemessenen Leistungszahl  $COP_{WPFu,max}$  beim optimalen Hochdruck sind in Abb. 35 dargestellt. Das eingezeichnete quadratische Polynom (least squares fit) erfüllt die Gleichung

$$COP_{WPFu,max} = 0.00108 \frac{1}{K^2} \cdot T_{evap}^2 - 0.4983 \frac{1}{K} \cdot T_{evap} + 58.8 \quad (13)$$

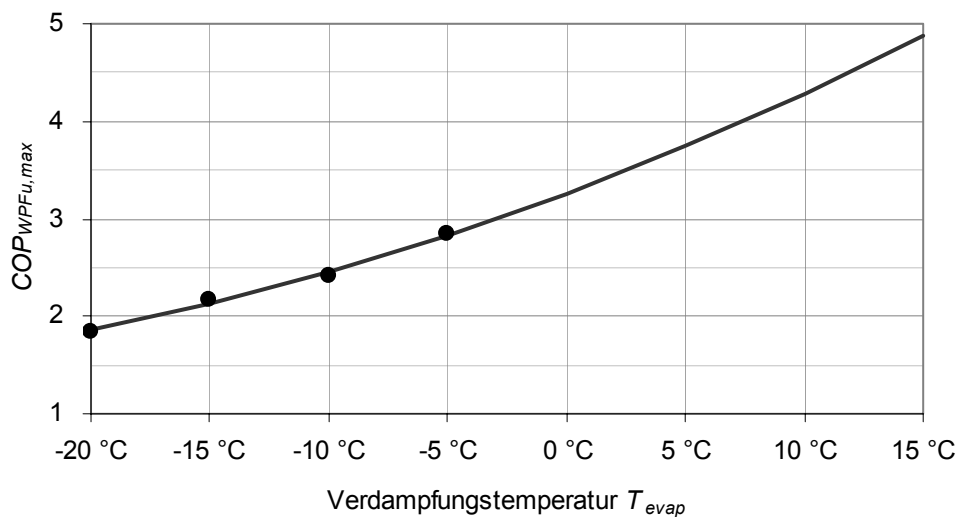


Abb. 35 Maximale Leistungszahl  $COP_{WPFu,max}$  in Funktion der Verdampfungstemperatur, wenn die Wärmepumpe in der Betriebsart Fussbodenheizung (25 °C → 35 °C) mit dem optimalen Hochdruck gemäss Gleichung (12) betrieben wird.

### A3. Experimentelle Daten Prototyp

Die wichtigsten experimentellen Daten, die mit dem Prototypen in Buchs gemessen wurden sind in Tab. 12 gezeigt. Es handelt sich um über den gesamten Messzeitraum gemittelte Messwerte aus dem Datenerfassungssystem der Wärmepumpe. Sie weichen zum Teil leicht von den Messwerten des Datenerfassungssystems des Prüfstands ab. Die beiden Datenerfassungssysteme arbeiteten unabhängig voneinander.

Mittelwerte in Tab. 12.

Ein Vergleich der volumetrischen Effizienz der beiden Verdichter, die im Funktionsmuster und im Prototypen eingesetzt wurden, ist in Abb. 36 dargestellt und wird in Kapitel 5.1 ab Seite 34 diskutiert.

Vergleich volumetrische Effizienzen.

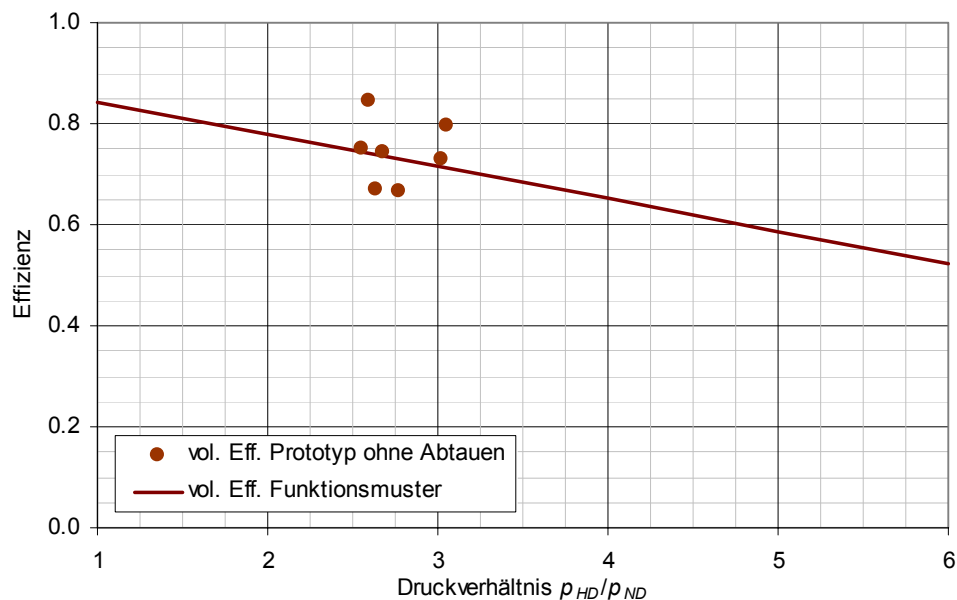


Abb. 36 Volumetrische Effizienz des Verdichters des Prototypen verglichen mit der volumetrischen Effizienz des Verdichters des Funktionsmusters.

					Verdampfer						Gaskühler											
					Start			Ende			Kältemittelseite			Luftseite			Kältemittelseite			Wasserseite		
											$p_{01}$	$p_{02}$	$T_{01}$	$T_{02}$	$T_{Lein}$	$T_{Laus}$	$p_{e1}$	$p_{e2}$	$T_{e1}$	$T_{e2}$	$T_{HRL}$	$T_{W1}$
Test	Tag	Zeit	Tag	Zeit																		
A-7/W35	15.7.	20:30:01	15.7.	21:49:56	26.3bara	24.9bara	-9.3°C	-5.6°C	-6.5°C	-4.4°C	82.0bara	79.2bara	83.6°C	23.4°C	23.9°C	33.6°C	34.0°C					
A2/W35	03.8.	22:47:01	04.8.	01:21:56	N/A	29.3bara	-3.3°C	1.1°C	1.8°C	1.6°C	93.4bara	90.3bara	89.4°C	23.8°C	24.0°C	33.7°C	34.3°C					
A7/W35	04.8.	10:00:01	04.8.	12:59:56	N/A	31.8bara	-0.7°C	6.4°C	6.8°C	5.1°C	97.1bara	94.2bara	93.8°C	24.3°C	24.1°C	34.3°C	34.6°C					
A10/W35	18.7.	11:00:01	18.7.	13:59:56	35.1bara	32.8bara	0.6°C	7.3°C	9.5°C	6.3°C	85.0bara	82.5bara	79.8°C	24.5°C	24.1°C	33.9°C	34.3°C					
A-7/W50	27.7.	12:03:01	27.7.	14:31:56	N/A	26.1bara	-7.4°C	-5.9°C	-6.8°C	-3.0°C	95.2bara	92.3bara	90.7°C	33.3°C	33.3°C	49.5°C	50.3°C					
A2/W50	26.7.	14:30:01	26.7.	17:30:56	N/A	31.5bara	-1.0°C	0.9°C	1.9°C	2.9°C	95.1bara	92.6bara	82.0°C	37.1°C	33.7°C	49.5°C	49.6°C					
A7/W50	22.7.	08:45:06	22.7.	11:45:56	N/A	34.8bara	2.9°C	4.7°C	6.5°C	6.3°C	93.1bara	90.5bara	76.3°C	38.1°C	33.7°C	49.5°C	49.8°C					
A10/W50	21.7.	21:00:01	21.7.	23:59:56	N/A	36.4bara	4.6°C	7.1°C	9.6°C	7.9°C	93.0bara	90.5bara	76.3°C	38.3°C	33.5°C	49.7°C	49.6°C					
A-7/W65	28.7.	15:31:01	28.7.	17:52:56	N/A	26.6bara	-6.9°C	-5.5°C	-6.6°C	-2.3°C	92.4bara	89.1bara	87.8°C	29.2°C	17.5°C	67.4°C	67.8°C					
A2/W65	03.8.	10:06:01	03.8.	13:03:56	N/A	30.6bara	-1.8°C	1.1°C	1.8°C	2.5°C	94.1bara	90.9bara	88.9°C	31.7°C	15.8°C	66.4°C	67.0°C					
A7/W65	29.7.	18:15:01	29.7.	21:15:56	N/A	35.0bara	2.7°C	6.0°C	6.8°C	6.5°C	97.0bara	94.0bara	86.5°C	37.2°C	16.6°C	67.1°C	66.8°C					
A10/W65	02.8.	14:00:01	02.8.	17:00:56	N/A	36.9bara	4.7°C	8.1°C	9.7°C	8.1°C	97.0bara	93.9bara	84.3°C	38.2°C	16.6°C	66.8°C	66.6°C					
A-7/W35	15.7.	21:00:00	15.7.	21:49:56	24.8bara	23.7bara	-11.5°C	-6.5°C	-6.8°C	-5.3°C	85.1bara	82.5bara	91.9°C	24.1°C	24.0°C	33.7°C	34.2°C					

Tab. 12 Arithmetische Mittelwerte über den ganzen Testzeitraum aus der Prüfung des Prototypen im Wärmepumpentestzentrum Buchs. Variablen vergleiche Abb. 18 auf Seite 26.

## A4. Nomenklatur

$COP_{WPFu}$	–	Leistungszahl des Funktionsmusters definiert gemäss Gleichung (1) auf Seite 14.
$COP_{WPPr}$	–	Leistungszahl des Prototypen definiert gemäss Gleichung (7) Seite 32.
$P_{el1}$	W	elektrische Leistungsaufnahme des externen Wärmetauschers (siehe Abb. 6 Seite 9).
$P_{el2}$	W	elektrische Leistungsaufnahme des Verdampfers (siehe Abb. 6 Seite 9).
$P_{el3}$	W	elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters (siehe Abb. 6 Seite 9).
$p_{01}$	Pa	Prototyp: Druck vor dem Verdampfer und nach dem Expansionsventil (siehe Abb. 18 Seite 26)
$p_{02}$	Pa	Prototyp: Druck nach dem Verdampfer und vor dem Verdichter (siehe Abb. 18 Seite 26)
$p_{e1}$	Pa	Prototyp: Druck vor dem Erhitzer und nach dem Verdichter (siehe Abb. 18 Seite 26)
$p_{e2}$	Pa	Prototyp: Druck nach dem Erhitzer und vor dem Filter bzw. Expansionsventil (siehe Abb. 18 Seite 26)
$p_{HD}$	Pa	Hochdruck
$p_{ND}$	Pa	Niederdruck
$T_{01}$	K	Prototyp: Temperatur vor dem Verdampfer und nach dem Expansionsventil (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{02}$	K	Prototyp: Temperatur nach dem Verdampfer und vor dem Verdichter (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_1$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach dem Verdichter (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_2$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel vor dem Gaskühler (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_3$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach dem Gaskühler (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_4$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel vor dem IWT auf der Hochdruckseite (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_5$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach dem IWT auf der Hochdruckseite (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_6$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach der Drossel und vor dem Verdampfer = Verdampfungstemperatur (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_7$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach dem Verdampfer (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_8$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel vor dem EWT (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_9$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach dem EWT (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_{10}$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel vor dem IWT auf der Niederdruckseite (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_{11}$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach dem IWT auf der Niederdruckseite (siehe Abb. 6 Seite 9)

$T_{12}$	K	Funktionsmuster: Temperatur Kältemittel nach der Überhitzung durch den EWT oder IWT und vor dem Verdichter (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_{13}$	K	Funktionsmuster: Temperatur des Verdichtergehäuses (siehe Abb. 6 Seite 9)
$T_{14}$	K	Funktionsmuster: Temperatur Wasser im Rücklauf (siehe Abb. 6 Seite 26)
$T_{15}$	K	Funktionsmuster: Temperatur Wasser im Vorlauf (siehe Abb. 6 Seite 26)
$T_{e2}$	K	Prototyp: Temperatur nach dem Gaskühler („e“ wie Enthitzer) und vor dem Filter bzw. Expansionsventil (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{evap}$	K	Verdampfungstemperatur
$T_{HRL}$	K	Prototyp: Temperatur des Wassers beim Eintritt = Heizungsrücklauf (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{HVL}$	K	Prototyp: Temperatur des Wassers beim Austritt = Heizungsvorlauf (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{Laus}$	K	Prototyp: Temperatur der Luft beim Austritt (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{Lein}$	K	Prototyp: Temperatur der Luft beim Eintritt (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{V2}$	K	Prototyp: Temperatur nach dem Verdichter und vor dem Erhitzer (siehe Abb. 18 Seite 26)
$T_{w1}$	K	Prototyp: Wassertemperatur zwischen dem Gaskühler und der Mantelkühlung des Verdichters (siehe Abb. 18 Seite 26)
$\Phi_{WP}$	W	Von der Wärmepumpe ans Wasser abgegebene Wärme.
$\eta$	–	Verdichtereffizienz

## A5. Literaturverweise

Angaben in eckigen Klammern [ ] verweisen auf die Nummer, unter der das Dokument in der Bibliothek von awtec abgelegt wurde.

- EN 14511-1 (2004)* "Luftkonditionierer Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und -kühlung - Teil 1: Begriffe" Europäische Norm EN14511-1, Mai 2004 [AWT120]
- EN 14511-2 (2004)* "Luftkonditionierer Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und -kühlung - Teil 2: Prüfbedingungen" Europäische Norm EN14511-2, Juli 2004 [AWT121]
- EN 14511-3 (2004)* "Luftkonditionierer Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und -kühlung - Teil 3: Prüfverfahren" Europäische Norm EN14511-3, Juli 2004 [AWT122]
- EN 14511-4 (2004)* "Luftkonditionierer Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und -kühlung - Teil 4: Anforderungen" Europäische Norm EN14511-4, Juli 2004 [AWT123]
- EN 14511-5 (2004)* "Luftkonditionierer Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und -kühlung - Teil 5: Multisplit-Luftkonditionierer und Luft/Luft-Wärmepumpensysteme" Europäische Norm EN14511-5 Entwurf, Oktober 2004 [AWT124]
- Friedl, M.J., Kern, R. und Schiefelbein, K. (2005)* "Space Heating and Hot Water Supply System with a Transcritical CO<sub>2</sub>-Heat Pump", Proceedings of the 8th International Energy Agency Heat Pump Conference, Las Vegas, Poster Session 8, 30. Mai – 2. Juni 2005.
- Lorentzen, G. (1990)* "Trans-critical vapour compression cycle device" International Patent Publication WO9007683, 12 July 1990 [AWT116]
- Lorentzen, G. and Pettersen, J. (1993)* "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning" International Journal of Refrigeration, Volume 16, Number 1, pp. 4-12 [AWT115]
- Lorentzen, G. (1994)* "Revival of carbon dioxide as a refrigerant" International Journal of Refrigeration, Volume 17, Number 5, pp. 292-301. [AWT114]
- Schiefelbein, K. und Friedl, M.J. (2005)* „CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe für Heiz- und Gebrauchswarmwasser“, 12. UAW Tagung, Burgdorf, 22. Juni 2005.



- WPZ (2005a) "Prüfresultate Luft/Wasser-Wärmepumpen basierend auf der EN 255" Zusammenfassung der Messungen im Wärmepumpen Testzentrum Töss bzw. Buchs, 14. März 2005 [AWT218]
- WPZ (2005b) "WPZ-Bulletin, Ausgabe 01-2005" Informationsblatt des Wärmepumpen-Testzentrums Buchs, 11. August 2005 [AWT222]
- WPZ (2005c) "Prüfdossier Luft/Wasser - Wärmepumpe, Prüfnummer WPZ-LW-100-05-06" Prüfdossier, Wärmepumpen-Testzentrum Buchs, 22. August 2005 [AWT221]
- WPZ (2005d) "D-A-CH Prüfreglement, Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen" Begriffe, Prüfbedingungen und Prüfverfahren basierend auf der EN 14511-1 bis 4, Erweiterte Anforderungen zu Erlangung des internationalen Gütesiegels für Wärmepumpen, Version 1.0, Wärmepumpen Testzentrum Buchs, 25. August 2005 [AWT223]