

HOCHTEMPERATUR-WÄRMEPUMPEN - MESSERGEBNISSE EINER LABORANLAGE MIT HFO-1336MZZ-Z BIS 160°C KONDENSATIONSTEMPERATUR

Franz HELMINGER¹, Konstantinos KONTOMARIS², Julian PFAFFL³, Michael Hartl⁴, Thomas FLECKL⁵

Abstract

Dieser Beitrag berichtet die Labormessergebnisse einer elektrisch angetriebenen Hochtemperatur-Kompressionswärmepumpe mit HFO-1336mzz-Z (cis-CF₃CH=CHCF₃; bisher als DR-2 veröffentlicht) als Kältemittel. Die Kondensationstemperaturen sind repräsentativ für industrielle Anwendungen (bspw. Trocknung oder Dampferzeugung) und liegen zwischen 75°C und 160°C.

Anhand von Berechnungen eines einfachen Wärmepumpenkreislaufs wurde der Versuchsaufbau unter Verwendung von marktverfügbaren Komponenten (mit minimalen Modifikationen am Hubkolbenverdichter) konstruiert und gebaut. Die vorgesehene Heizleistung beträgt circa 12 kW bei einer Verdampfungstemperatur von 65°C und einer Kondensationstemperatur von 100°C.

Die Messergebnisse belegen die technische Machbarkeit von Kondensationstemperaturen bis zu 160°C und bewerten die Effizienz im beabsichtigten Einsatzbereich. Der Einsatz eines internen Sauggasüberhitzers erhöht den COP_h (Coefficient of performance for heating) signifikant im Vergleich zu einem einfachen Wärmepumpenkreislauf, besonders bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und -senke der Hochtemperatur-Wärmepumpe. Die Ergebnisse sind vielversprechend, durch Weiterentwicklung und Systemoptimierung vor Markteinführung erscheint eine weitere Verbesserung realisierbar.

Einleitung

Der industrielle Wärmebedarf ist ein signifikanter Anteil des Gesamtwärmebedarfs sowohl in Österreich als auch weltweit. Wärme über 100°C wird vorwiegend durch Verbrennung fossiler Energieträger bereitgestellt mit schwankenden Preisen und hinreichend bekannten Umweltfolgen.

Elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen stellen eine Effizienzsteigerungstechnologie in industriellen Prozessen dar, die in den nächsten Jahren signifikant an Bedeutung gewinnen wird. Denn mithilfe von Wärmepumpen kann die Verwendung von fossilen Energieträgern für die Bereitstellung von Prozesswärme bedeutend reduziert werden, wenn Prozessabwärme auf nutzbare Temperaturniveaus gehoben wird und wieder in die Prozesse rückgeführt wird (bspw. zur Prozessdampfgenerierung). Aufgrund der üblichen Temperaturniveaus sind für die industrielle Anwendung Wärmepumpen erforderlich, die auch bei großen Temperaturhüben und hohen Kondensationstemperaturen hohe Leistungszahlen aufweisen. Die größte Hürde stellt derzeit die

¹ AIT Austrian Institute of Technology GmbH, Giefinggasse 2, 1210 Wien, ÖSTERREICH, Tel.:+43 50550 6668, Fax:+43 50550 6679, franz.helminger@ait.ac.at, www.ait.ac.at

² Chemours, CRP-711, 974 Centre Road, Wilmington, DE 19805, USA, Tel.:+1 302 999 2051, konstantinos.kontomaris@chemours.com, www.chemours.com

³ BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, Eschenbrunnlestraße 15, D-71065 Sindelfingen, DEUTSCHLAND, Tel.:+49 7031 932 4369, Fax:+49 7031 932 54369, julian.pfafl@bitzer.de, www.bitzer.de

⁴ AIT Austrian Institute of Technology GmbH, Giefinggasse 2, 1210 Wien, Tel.:+43 50550 6040, Fax:+43 50550 6679, michael.hartl@ait.ac.at, www.ait.ac.at

⁵ AIT Austrian Institute of Technology GmbH, Giefinggasse 2, 1210 Wien, Tel.:+43 50550 6616, Fax:+43 50550 6679, thomas.fleckl@ait.ac.at, www.ait.ac.at

Kondensationstemperatur dar, die bei marktverfügbaren Wärmepumpen nur maximal 100°C, vereinzelt bis zu 115°C betragen kann. Wärmepumpen mit höheren Kondensationstemperaturen würden zusätzliche Einsatzgebiete in der Industrie erschließen, dafür geeignete Kältemittel und Wärmepumpen sind jedoch noch zu entwickeln.

Das Kältemittel HFO-1336mzz-Z wurde als mögliches Arbeitsfluid für Wärmepumpen mit Kondensationstemperaturen bis zu 150°C und darüber angekündigt (Kontomaris 2014, 2012), eine experimentelle Untersuchung wurde bisher jedoch nicht veröffentlicht. Der gegenständliche Beitrag zeigt die theoretische und in einer Labor-Versuchsanlage erreichte Leistungsfähigkeit einer Hochtemperatur-Wärmepumpe mit dem Kältemittel HFO-1336mzz-Z. Die Versuchsanlage aus marktverfügbaren Komponenten (mit minimalen Modifikationen am Kompressor) wurde dabei bei Kondensationstemperaturen zwischen 75°C und 160°C betrieben. Die Effizienzsteigerung des einfachen Wärmepumpenkreislaufs durch Einsatz eines internen Sauggasüberhitzers wird anhand der Heizleistungszahl (COP_h) veranschaulicht.

Kältemittel

Kältemittel für Hochtemperatur-Wärmepumpen müssen einer Vielzahl von Anforderungen genügen. Bezüglich der thermodynamischen Eigenschaften sollte die kritische Temperatur möglichst hoch bei gleichzeitig möglichst niedrigem kritischem Druck sein. Der kleinste Druck in der Wärmepumpe sollte sowohl in Betrieb als auch im Stillstand über dem atmosphärischen Druck liegen, um Fremdgaseintrag zu vermeiden. Ein niedriges Treibhauspotential (GWP_{100} , Abkürzung für *Global Warming Potential* im Zeitraum von 100 Jahren) und ein verschwindendes Ozonabbaupotential (ODP, Abkürzung für *Ozone Depletion Potential*) haben einen hohen Stellenwert und sind gesetzlich vorgeschrieben. Bei Sicherheitsaspekten stehen die Entflammbarkeit und die Giftigkeit im Vordergrund (Rieberer et al. 2015).

Die Temperaturen in industriellen Prozessen sind oftmals größer als 100°C. Temperaturen bis zu 150°C treten bei Trocknung und Dampferzeugung auf. Lässt man transkritische Systeme außer Betracht, können solch hohe Temperaturen ausschließlich mit Kältemitteln bewerkstelligt werden, die eine kritische Temperatur oberhalb von 150°C aufweisen. Tabelle 1 zeigt potentiell geeignete Kältemittel inklusive deren thermodynamische Parameter und Sicherheitsklasse gemäß ASHRAE Standard 34. Die aufgelisteten Kältemittel weisen alle ein ODP von null oder sehr nahe an null auf.

Tabelle 1: Thermodynamische, ökologische und sicherheitstechnische Parameter ausgewählter Kältemittel

Kältemittel	ϑ_{crit} °C	p_{crit} bar	GWP_{100}	NBP °C	Sicherheitsklasse
R600 ⁶	152	38	<1	-0,5	A3
R601 ⁷	197	34	~20	36,1	A3
R245fa ⁷	154	37	858 ⁸	15,1	B1 ⁶
R1234ze(Z) ⁹	150	35	<18 ⁸	9,8	A2L (voraussichtlich)
R1233zd(E) ¹⁰	166	36	1 ⁸	18	A1
R365mfc ⁹	187	33	804	40,2	A2 (voraussichtlich)
R1336mzz-Z ¹¹	171	29	2 ⁸	33,4 ⁶	A1

⁶ (Rieberer et al. 2015)

⁷ (IEA Heat Pump Centre 2014)

⁸ (Stocker 2014)

⁹ (Kondou and Koyama 2015)

¹⁰ (Molés et al. 2014)

¹¹ (Molés et al. 2015)

Berechnungen eines einfachen Wärmepumpenkreislaufs

Zur Auslegung und Auswahl von Kreislaufkonfigurationen und erforderlicher Komponenten wurden Berechnungen eines einfachen Wärmepumpenkreislaufs über den gesamten beabsichtigten Einsatzbereich durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2 angeführt. Die Auslegung sah eine Heizleistung \dot{Q}_h von etwa 12 kW bei einer Verdampfungstemperatur ϑ_e von 65°C und einer Kondensationstemperatur ϑ_c von 100°C vor. Erfahrungswerte hinsichtlich des isentropen Wirkungsgrades η_{is} und der volumetrischen Effizienz η_{vol} eines semihermetischen Hubkolbenverdichters der Firma BITZER wurden herangezogen, um bei gegebenem Verdichtervolumen V_{disp} die Heizleistung gemäß den Gleichungen (1) bis (7) zu berechnen.

$$\dot{m}_{ref} = V_{disp} \rho_1 \eta_{vol} \quad (1)$$

$$h_1 = h_1(\vartheta_1, p_e) \quad (3)$$

$$s_1 = s_1(\vartheta_1, p_e) \quad (4)$$

$$h_{2,is} = h_{2,is}(s_1, p_c) \quad (6)$$

$$h_2 = \frac{h_{2,is} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (2)$$

$$h_3 = h_3(\vartheta_3, p_c) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_2) \quad (7)$$

Das logarithmische Druck-Enthalpie-Diagramm (log p-h-Diagramm) in Abbildung 1 zeigt einen einfachen Wärmepumpenprozess mit einstufiger Verdichtung bei einer Verdampfungstemperatur ϑ_e von 55°C und einer Kondensationstemperatur ϑ_c von 125°C. Betrachtet man die Isentrope durch den Punkt h_1 , wird ersichtlich, dass eine minimale Sauggasüberhitzung ΔT_{sh} erforderlich ist, um eine partielle Kondensation bei der Verdichtung im Kompressor zu verhindern. Tritt das gasförmige Kältemittel nicht ausreichend überhitzt in den Kompressor ein können sich Flüssigkeitstropfen bilden, wenn der Verdichtungsprozess die Taulinie kreuzt. Dies führt zu Beschädigungen und verkürzter Lebenszeit des Kompressors. Die Sauggasüberhitzung ΔT_{sh} ist in Abhängigkeit des Kältemitteltemperaturhubs (Temperaturdifferenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur) festgelegt. Je höher der Kältemitteltemperaturhub ist, desto größer muss die Sauggasüberhitzung sein. Bei einem Kältemitteltemperaturhub von 35K wurde eine Sauggasüberhitzung von 10K, bei 70K Kältemitteltemperaturhub von 18K festgelegt. Die Flüssigkeitsunterkühlung bei Austritt aus dem Kondensator wurde für alle Berechnungen mit 9K angenommen.

Tabelle 2: Berechnungsergebnisse eines einfachen Wärmepumpenkreislaufs

ϑ_c °C	ϑ_e °C	p_c bar	p_e bar	η_{is} -	η_{vol} -	\dot{m}_{ref} kg/h	\dot{Q}_h W
75	40	3,75	1,28	0,60	0,88	117,2	5428
87,5	52,5	5,21	1,93	0,59	0,89	175,1	7743
100	65	7,07	2,83	0,59	0,90	254,7	10611
112,5	77,5	9,40	4,01	0,58	0,90	360,2	14109
125	90	12,28	5,55	0,58	0,90	501,3	18096
100	30	7,07	0,89	0,67	0,75	68,9	2914
112,5	42,5	9,40	1,39	0,67	0,78	109,2	4303
125	55	12,28	2,09	0,66	0,80	166,2	6000
137,5	67,5	15,77	3,04	0,65	0,82	243,3	8003
150	80	19,97	4,29	0,64	0,84	347,6	10082
160	90	23,91	5,55	0,64	0,85	454,2	11674

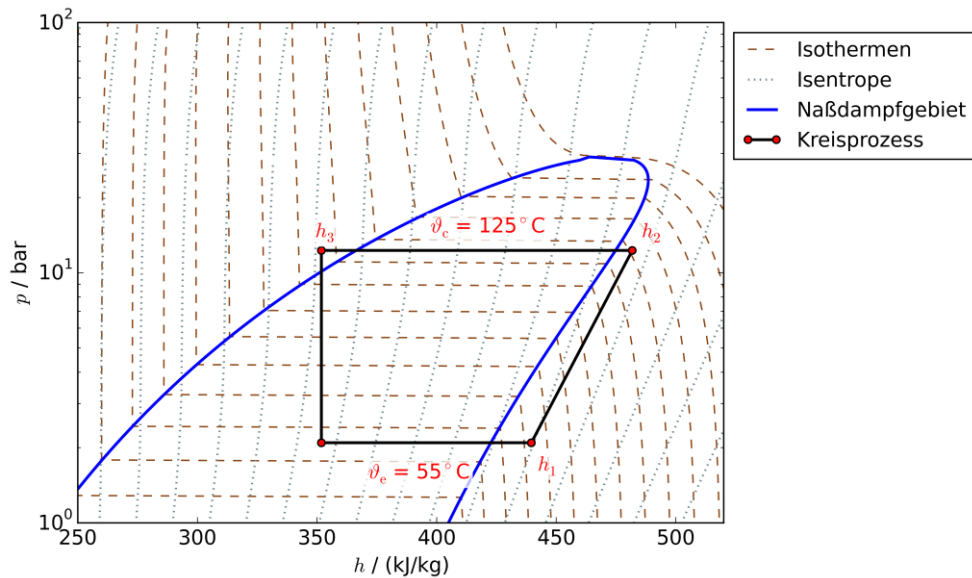


Abbildung 1: Logarithmisches Druck-Enthalpie-Diagramm (log p-h-Diagramm)

Versuchsaufbau

Für die Versuchsdurchführung wurden zwei Konfigurationen von Wärmepumpenkreisläufen mit einstufiger Verdichtung berücksichtigt: Ein einfacher Wärmepumpenkreislauf (siehe Abbildung 2) und ein Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer (siehe Abbildung 3). Bei dem Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer wird ein Wärmeübertrager (in Abbildung 2 als IHX bezeichnet) verbaut, der Wärme vom flüssigen Kältemittel (nach dem Kondensatoraustritt) auf das Sauggas überträgt und dadurch die Sauggastemperatur erhöht. Die erforderliche Sauggasüberhitzung wird im Gegensatz zum einfachen Wärmepumpenkreislauf im internen Sauggasüberhitzer bewerkstelligt und nicht im Verdampfer. Bei gleicher Quelleneintrittstemperatur ist die Verdampfungstemperatur beim Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer daher höher als beim einfachen Wärmepumpenkreislauf. Eine höhere Verdampfungstemperatur bewirkt eine erhöhte Kältemitteldichte am Kompressoreintritt und führt zu einer Leistungs- und Effizienzsteigerung des Wärmepumpenprozesses.

Mit dem Versuchsaufbau können Versuche beider Wärmepumpenkonfigurationen durchgeführt werden. Die Hauptkomponenten wie Kompressor, Wärmeübertrager und Expansionsventil wurden entsprechend ausgewählt. Der Versuchsaufbau ist mit Sensoren zur Messung von Kältemitteldruck und -temperatur an mehreren Stellen im Kältekreis ausgestattet. Wärmeträger von Wärmequelle und -senke ist Druckwasser. In den Wasserkreisläufen des Verdampfers und des Kondensators sind Messpunkte zur Messung der Massenströme und der Ein- und Austrittstemperaturen eingebaut. Am Verdichter wurde die elektrische Leistungsaufnahme gemessen.

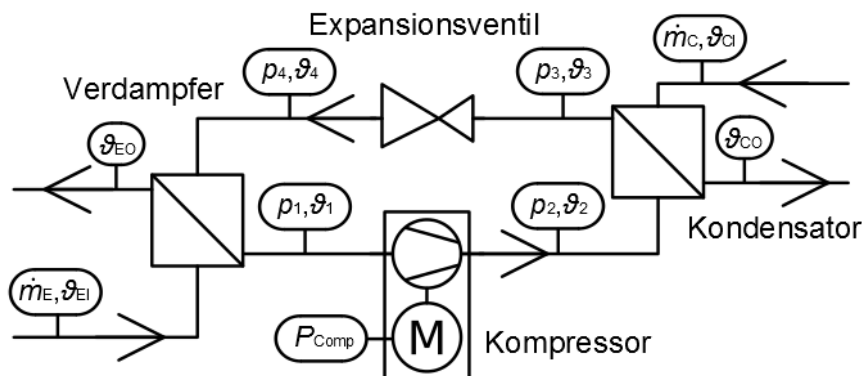


Abbildung 2: Wärmepumpenkreislauf mit einstufiger Verdichtung samt Messstellen

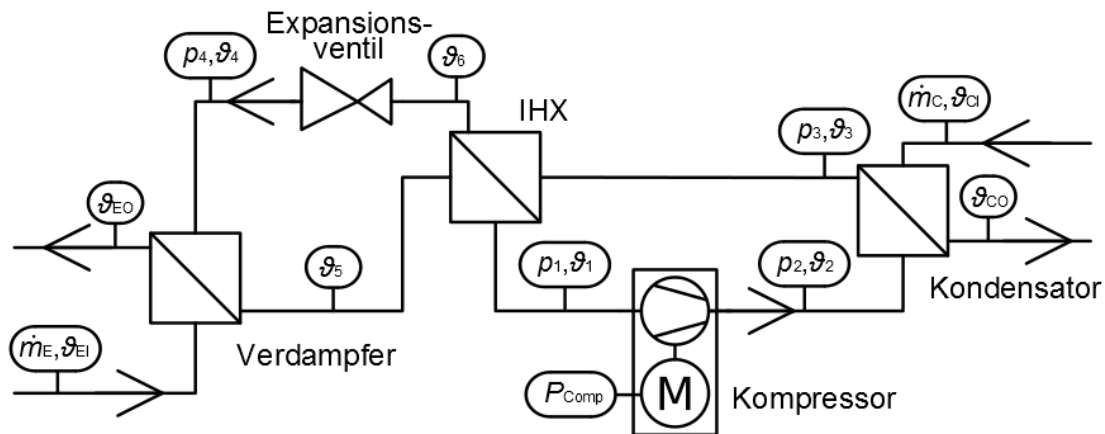


Abbildung 3: Wärmepumpenkreislauf mit einstufiger Verdichtung und interner Sauggasüberhitzung samt Messstellen

Ergebnisse

Bei den Versuchen am einfachen Wärmepumpenkreislauf wurden die beabsichtigten Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen gemäß Tabelle 2 untersucht. Die Verdampfungstemperatur ϑ_e liegt zwischen 30°C und 90°C und die Kondensationstemperatur ϑ_c zwischen 75°C und 160°C (siehe Tabelle 3). Zur Justierung der Verdampfungstemperatur, der Kondensationstemperatur, der Flüssigkeitsunterkühlung und der Sauggasüberhitzung wurden die Temperaturen ϑ_{EI} und ϑ_{CO} und die Massenströme (\dot{m}_c und \dot{m}_e) des Druckwassers je Messpunkt angepasst. Obwohl eine fest eingestellte Flüssigkeitsunterkühlung ΔT_{sc} von 9 K geplant war, ergab sie sich mit der limitierten Laborinfrastruktur bei Versuchen am einfachen Wärmepumpenkreislauf zu 8,5 bis 10,9K und bei Versuchen am Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer zu 6,5 bis 13,3K. Die Verdampfungstemperatur ϑ_e , die Kondensationstemperatur ϑ_c , die Sauggasüberhitzung ΔT_{sh} und die Flüssigkeitsunterkühlung ΔT_{sc} wurden anhand der Gleichungen (8) bis (11) berechnet. Die Heizleistungszahl COP_h wurde mit der Gleichung (12) ermittelt.

$$\vartheta_c = \vartheta_c(p_2) \quad (8) \quad \Delta T_{sc} = \vartheta_c - \vartheta_3 \quad (9)$$

$$\vartheta_e = \vartheta_e(p_1) \quad (10) \quad \Delta T_{sh} = \vartheta_1 - \vartheta_e \quad (11)$$

$$COP_h = \frac{\dot{m}_c c_{p,H_2O} (\vartheta_{CO} - \vartheta_{CI})}{P_{Comp}} \quad (12)$$

Tabelle 3: Ergebnisse des einfachen Wärmepumpenkreislaufs

No.	ϑ_{CO} °C	ϑ_{EI} °C	ϑ_c °C	ϑ_e °C	p_2 bar	p_1 bar	ΔT_{sh} K	ΔT_{sc} K	\dot{m}_c kg/h	\dot{m}_e kg/h	COP_h -
1	69,4	50,8	75,5	40,2	3,81	1,29	10,0	10,3	946,2	947,2	4,27
2	82,6	63,6	88,1	52,6	5,29	1,94	10,3	9,5	1428,3	1429,2	4,85
3	97,2	76,9	101,2	65,0	7,28	2,82	10,2	9,1	1428,0	1429,1	5,12
4	109,9	92,1	113,4	77,7	9,59	4,03	9,7	10,0	1333,4	1334,3	5,49
5	122,5	106,1	125,7	89,3	12,45	5,45	12,5	9,0	1447,6	1450,4	5,43
6	93,1	50,9	100,0	30,8	7,08	0,92	19,5	10,9	852,8	852,6	2,06
7	107,5	61,3	112,9	42,6	9,50	1,39	18,0	10,2	860,3	859,4	2,31
8	119,5	75,3	125,1	55,2	12,30	2,10	19,4	10,9	1030,3	1029,7	2,53
9	132,6	88,8	138,2	67,6	15,98	3,05	20,5	10,6	1325,2	1326,1	2,51
10	145,8	101,1	150,4	80,2	20,11	4,32	20,3	10,3	1382,8	1384,3	2,41
11	156,6	108,2	159,4	89,8	23,65	5,52	17,7	8,5	1390,0	1391,9	2,24

Um die Ergebnisse beider Versuchsreihen vergleichbar zu machen, wurden bei den Versuchen am Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer (Ergebnisse siehe Tabelle 4) die Temperaturen ϑ_{EI} und ϑ_{CO} und die Massenströme des Druckwassers (\dot{m}_C und \dot{m}_E) je Messpunkt an die Versuche am einfachen Wärmepumpenkreislauf angepasst. Die Steuerung des Expansionsventils wurde bei Versuchen am Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer so angepasst, dass die Sauggasüberhitzung ΔT_{sh} im Sauggasüberhitzer stattfand und nicht im Verdampfer.

Tabelle 4: Ergebnisse des Wärmepumpenkreislaufs mit internem Sauggasüberhitzer

No.	ϑ_{CO} °C	ϑ_{EI} °C	ϑ_c °C	ϑ_e °C	p_2 bar	p_1 bar	ΔT_{sh} K	ΔT_{sc} K	\dot{m}_C kg/h	\dot{m}_E kg/h	COP_h -
1	69,0	51,3	76,2	43,2	3,88	1,43	10,1	10,6	996,0	996,3	4,70
2	82,8	63,9	88,1	54,7	5,29	2,07	11,0	8,7	1438,2	1439,1	5,24
3	97,1	77,1	100,3	65,9	7,12	2,90	12,1	6,5	1442,8	1443,7	5,40
4	109,6	92,0	113,1	78,8	9,53	4,16	11,5	9,0	1338,5	1339,8	5,81
5	121,6	106,1	124,7	90,1	12,20	5,56	11,4	7,8	1450,1	1452,4	5,67
6	93,6	50,9	100,7	43,1	7,20	1,42	19,3	12,3	852,9	852,8	3,01
7	108,0	61,5	112,5	52,4	9,40	1,93	19,8	11,2	892,5	891,4	3,14
8	120,9	75,6	125,4	66,2	12,38	2,93	18,2	12,3	1074,3	1074,0	3,29
9	133,6	89,1	137,9	77,5	15,91	4,02	19,2	11,7	1396,4	1397,0	3,13
10	147,2	101,8	150,1	90,1	20,01	5,56	16,8	10,9	1405,5	1407,1	2,96
11	156,3	108,9	160,0	97,3	23,92	6,63	17,8	13,3	1401,1	1402,3	2,67

Abbildung 4 zeigt die experimentellen Heizleistungszahlen (COP_h) und deren Ausgleichskurven in Abhängigkeit von ϑ_{EI} und ϑ_{CO} für beide Wärmepumpenkreisläufe. Der COP_h der Versuche am Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer ist höher als bei den Versuchen am einfachen Wärmepumpenkreislauf. Die Steigerung des COP_h ist in Abbildung 5 zusammengefasst und für jedes zusammengehörige Messpunktepaar berechnet.

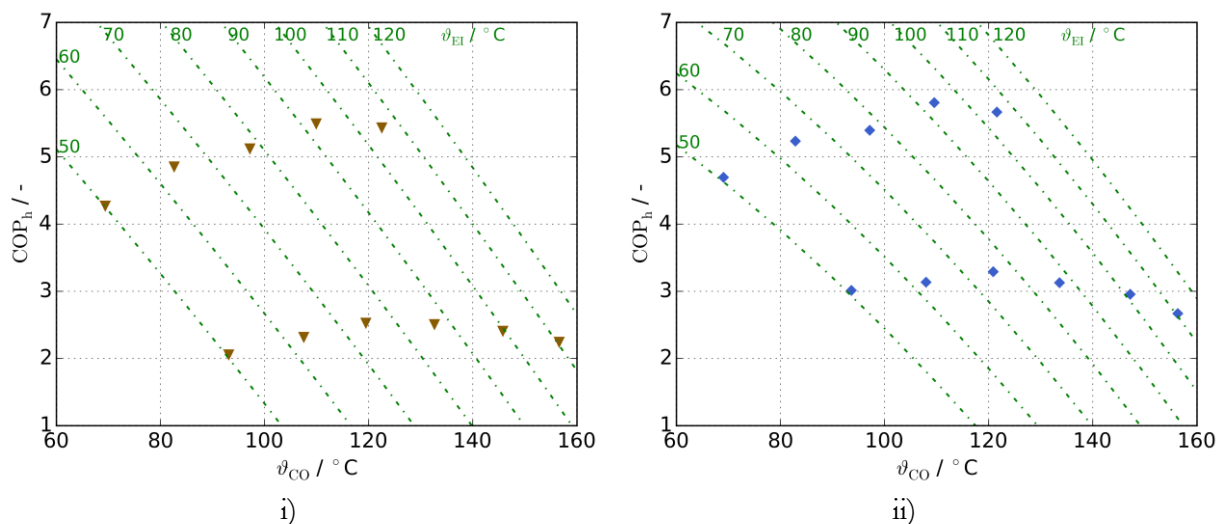


Abbildung 4: Experimentell Heizleistungszahlen und Ausgleichskurve für i) den einfachen Wärmepumpenkreislauf und ii) den Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer

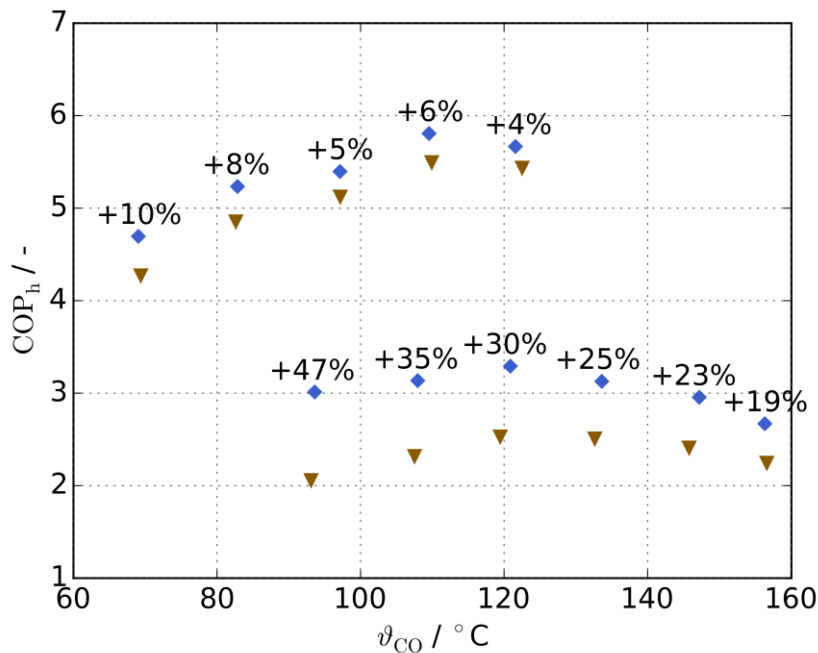


Abbildung 5: Vergleich der experimentellen Heizleistungszahlen beider Wärmepumpenkreisläufe

Fazit

Es wurden die Ergebnisse einer theoretischen und experimentellen Analyse einer elektrisch angetriebenen Hochtemperatur-Kompressionswärmepumpe mit dem Kältemittel HFO-1336mzz-Z präsentiert. Dabei wurden Verdampfungstemperaturen zwischen 30°C und 90°C und Kondensationstemperaturen zwischen 75°C und 160°C analysiert.

Aufbauend auf Berechnungen eines einfachen Wärmepumpenkreislaufs wurde ein Versuchsaufbau unter Verwendung von marktverfügbaren Komponenten (mit minimalen Modifikationen am Hubkolbenverdichter) konstruiert und gebaut. Es wurden zwei Konfigurationen von Wärmepumpenkreisläufen mit einstufiger Verdichtung berücksichtigt, ein einfacher Wärmepumpenkreislauf und ein Wärmepumpenkreislauf mit internem Sauggasüberhitzer.

Die Labormessergebnisse weisen die technische Machbarkeit von Kondensationstemperaturen bis zu 160°C nach und zeigen vielversprechende Heizleistungszahlen (COP_h) im getesteten Einsatzbereich. Der Einsatz eines internen Sauggasüberhitzers erhöht den COP_h signifikant im Vergleich zu einem einfachen Wärmepumpenkreislauf, besonders bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und –senke der Hochtemperatur-Wärmepumpe.

Zukünftige Entwicklungen werden sich auf Komponenten- und Systemoptimierungen fokussieren (bspw. Reduzierung der thermischen Verluste, Auswahl des Schmierstoffs) und auf Hochtemperatur-Wärmepumpen mit höherer Wärmeleistung abzielen (bspw. durch Einsatz von Schraubenverdichtern). Dabei wird eine weitere Steigerung der Heizleistungszahlen (COP_h) erwartet. Das Kältemittel HFO-1336mzz-Z kann umweltfreundliche, nachhaltige Wärmepumpen für die Nutzung von reichlich vorhandener Niedertemperaturwärme ermöglichen und zu einer erhöhten Energieeffizienz bspw. in industriellen Prozessen beitragen.

Danksagung

Das Projekt „HighRef – Untersuchung eines neuartigen Hochtemperaturkältemittels für Wärmerückgewinnungsanwendungen in industriellen Prozessen“ (Projektnummer 834666) wurde vom Klima- und Energiefond im Rahmen der 5. Ausschreibung des Programms „Neue Energien 2020“ gefördert.

Nomenklatur

COP_h = Coefficient of performance for heating (dt. Heizleistungszahl)	c_{p,H2O} = Specific heat capacity of water (dt. spezifische isobare Wärmekapazität von Wasser)
GWP₁₀₀ = Global warming potential - interval of 100 years (dt. Erderwärmungspotential – Zeitraum von 100 Jahren)	η = Efficiency (dt. Wirkungsgrad)
h = Specific enthalpie (dt. spezifische Enthalpie des Kältemittels)	IHX = Internal heat exchanger (dt. interner Wärmeübertrager)
m = Mass flow rate (dt. Massenstrom)	NBP = Normal boiling point (dt. Normal-Siedepunkt)
ODP = Ozone depletion potential (dt. Ozonabbaupotential)	p = pressure (dt. Druck)
P_{Comp} = Electrical power consumption of the compressor (dt. elektrische Leistung des Kompressors)	Q_h = Heating capacity (dt. Heizleistung)
ρ = Density of refrigerant (dt. Dichte des Kältemittels)	s = Specific entropy (dt. spezifische Entropie des Kältemittels)
ϑ = Temperature (dt. Temperatur)	ΔT = Temperature difference (dt. Temperaturdifferenz)
V_{disp} = Displacement volume of compressor (dt. Verdrängungsvolumen des Kompressors)	

Indizes

1 = stage point 1 (dt. Messstelle 1)	2 = stage point 2 (dt. Messstelle 2)	3 = stage point 3 (dt. Messstelle 3)
c = condensation (dt. Kondensation)	crit = critical (dt. kritisch)	C = Condenser (dt. Kondensator)
CI = Condenser inlet (dt. Kondensatoreintritt)	CO = Condenser outlet (dt. Kondensatoraustritt)	e = evaporation (dt. Verdampfung)
E = Evaporator (dt. Verdampfer)	EI = Evaporator inlet (dt. Verdampferintritt)	EO = Evaporator outlet (dt. Verdampferaustritt)
is = isentropic (dt. istentrop)	vol = volumetric (dt. volumetrisch)	ref = refrigerant (dt. Kältemittel)
sc = subcooling (dt. Unterkühlung)	sh = superheating (dt. Überhitzung)	

Literaturverzeichnis

- IEA Heat Pump Centre. 2014. "Application of Industrial Heat Pumps: IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies Annex 13 IEA Heat Pump Programme Annex 35." HPP-AN35.
<http://www.heatpumpcentre.org/en/projects/completedprojects/annex35/publications/Sidor/default.aspx>.
- Kondou, Chieko, and Shigeru Koyama. 2015. "Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using Low-GWP HFO refrigerants for heat recovery." *International Journal of Refrigeration* 53: 126–41.
- Kontomaris, Kostas. 2012. "A Zero-ODP, Low GWP Working Fluid for High Temperature Heating and Power Generation from Low Temperature Heat: DR-2." In *JRAIA International*

Symposium.

https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/products/Opteon/Stationary_Refrigeration/assets/downloads/2012_HTHP-ORC-Kobe-paper.pdf.

Kontomaris, Kostas. 2014. "HFO-1336mzz-Z: High Temperature Chemical Stability and Use as A Working Fluid in Organic Rankine Cycles." In *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.

<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2524&context=iracc>.

Molés, Francisco, Joaquín Navarro-Esbrí, Bernardo Peris, Adrián Mota-Babiloni, Ángel Barragán-Cervera, and Konstantinos Kontomaris. 2014. "Low GWP alternatives to HFC-245fa in Organic Rankine Cycles for low temperature heat recovery: HCFO-1233zd-E and HFO-1336mzz-Z." *Applied Thermal Engineering* 71 (1): 204–12.

doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.06.055.

Molés, Francisco, Joaquín Navarro-Esbrí, Bernardo Peris, Adrián Mota-Babiloni, and Konstantinos Kontomaris. 2015. "Thermodynamic analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle system activated with low temperature heat sources using low GWP fluids." *Applied Thermal Engineering* 87: 444–53.

Rieberer, R., G. Zotter, A. Zottl, and T. Fleckl. 2015. "IEA Heat Pump Programme Annex 35: Anwendungsmöglichkeiten für industrielle Wärmepumpen."

<http://www.nachhaltigwirtschaften.at/results.html/id6414>.

Stocker, Thomas F., ed. 2014. *Climate change 2013: The physical science basis ; Working Group I contribution to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. New York, NY: Cambridge Univ. Press.