

# Design und experimentelle Resultate einer Hochtemperatur-Propan-Butan-Wärmepumpe

Christian Schlemminger<sup>1\*</sup>, Opeyemi Bambigbetan<sup>1</sup>, Eirik S. Svendsen<sup>1</sup>, Michael Bantle<sup>1</sup>

<sup>1</sup>SINTEF Energy Research, Kolbjørn Hejes Vei 1B, NO-7465 Trondheim, Norwegen

[Christian.Schlemminger@sintef.no](mailto:Christian.Schlemminger@sintef.no)

\*Korrespondenzautor

## Kurzfassung

Thermische Prozesse in der Nahrungsmittelindustrie sind oftmals eine Kombination aus Erwärmung und Abkühlung eines Produktes. Prozesskühlung wird dabei meistens mittels einer Wärmepumpe erzielt, während für die Prozesswärme oftmals eine fossile Energiequelle genutzt wird. Kombinierte Wärmepumpensysteme, die sowohl Prozesskühlung als auch Prozesswärme liefern, haben gerade vor dem Hintergrund des Pariser Klimavertrags ein hohes Marktpotential.

Im vorliegenden Fall wurde eine Propan-Butan-Wärmepumpe entwickelt, welche an der Wärmequelle Prozesskühlung in der Form von Wasser mit einer Temperatur von 4 °C liefert und an der Wärmesenke Heißwasser mit 115 °C bereitstellt. Hierfür wurden bewusst zwei natürliche Kältemittel eingesetzt um zukünftige Beschränkungen und Herausforderungen mit synthetischen Kältemitteln zu umgehen.

Basierend auf den genannten Anforderungen wurde eine 20 kW-Demonstrationsanlage ausgelegt, gebaut und unter variierenden Betriebsbedingungen getestet. Für den Propan-Teilkreislauf wurden ausschließlich Standardkomponenten eingesetzt, während für den Butan-Hochtemperaturkreislauf eine Modifikation des Kompressors erforderlich war.

In den durchgeführten Experimenten wurde die kombinierte Leistungszahl der Wärmepumpe mit 2,5 ermittelt, in welcher die wasserseitigen Wärmeverluste bereits mitberücksichtigt wurden. Dies bedeutet, dass für 1 kW elektrische Energie Prozesswärme von 1,7 kW bei 115 °C geliefert wurde und gleichzeitig Prozesskühlung von 0,7 kW bei 4 °C erzielt wurde. Der kombinierte Carnot-Wirkungsgrad der Demonstrationsanlage lag somit bei circa 45 %. Das Energiesparpotenzial gegenüber einer herkömmlichen Prozesskühlung mit einem kombinierten Warmwasserboiler liegt bei 57 %.

Die entwickelte Wärmepumpenlösung kann auch dazu genutzt werden um existierende Kälteanlagen nachzurüsten, bei denen die Wärmesenke derzeit nicht genutzt wird. Dies würde es beispielsweise ermöglichen die Überschussenergie von Gefrieranlagen zur Produktion von Heißwasser zu nutzen.

## Stichwörter:

Propan-Butan-Kaskade, Hochtemperatur-Wärmepumpe, Eiswasser, Heißwasser, Verdichter-Prototyp



## 1 Einleitung

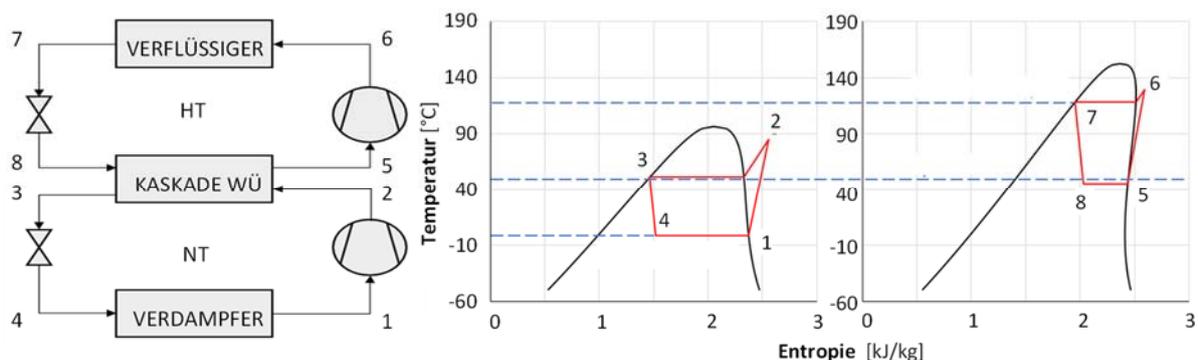
Wärmepumpen wurden im historischen Zusammenhang meist für kältetechnische Anwendungen entwickelt. Der Einsatz zur Wärmeerzeugung z.B. für das Heizen von Gebäuden, zur Produktion von Brauchwasser oder die aktive Nutzung der Verflüssigerleistung von Kälteanlagen gewann erst in den letzten zwei Dekaden an Bedeutung.

Industrielle Wärmepumpenanwendungen nutzen meist Abwärmeströme auf niedrigem Temperaturniveau um Wärme auf prozessrelevante Temperaturniveau bereit zu stellen [1], folglich wird der Einsatz an Primärenergie reduziert. Durch den vermehrten Einsatz von erneuerbarer Elektrizität kann der Klimagasausstoß einer Wärmepumpe gegenüber fossiler Wärmeerzeugung drastisch reduziert werden. Diese Aspekte werden an Bedeutung gewinnen, wenn die umweltpolitischen Rahmenbedingungen wie Umweltsteuern auf Kohlenstoffdioxid und der Emissionshandel mit CO<sub>2</sub>-Zertifikaten angepasst werden um z.B. die Ziele des Pariser Klimaschutzabkommens umzusetzen [2].

Industrieprozesse wie Pasteurisieren, Sterilisieren oder Destillieren wird oftmals eine Produktkühlung nachgeschaltet, welche z.B. auf Eiswasser basiert [2], [3], [4]. Eine Kombination von Eis- und Heißwasserproduktion bietet die Möglichkeit, die Vorteile einer Wärmepumpe zu nutzen.

Marktreife Industriewärmepumpen zur Wärmeerzeugung haben in der Regel eine Wärmequelletemperatur im Bereich von 30 °C – 70 °C und eine Wärmesenke von nicht mehr als 70 °C – 100 °C [2]. Wärmepumpen mit Wärmesenke-Temperaturen oberhalb von 100 °C werden in der Literatur als Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) beschrieben und es existieren bislang nur wenige industrielle Anlagen [2]. HTWP mit einem Temperaturhub von 0 °C – 10 °C zu > 100 °C sind derzeit kaum erforscht, trotz der Möglichkeit, der gleichzeitigen aktiven Nutzung der Wärmequellen- und Wärmesenken-Seite.

Der Einsatz von natürlichen Kältemitteln in HTWP bietet den Vorteil, dass sich durch deren Umweltverträglichkeit niedrigere Werte für ODP, GWP und TEWI widerspiegeln. Durch die hohen Kondensationstemperaturen ist die Auswahl geeigneter Kältemittel für HTWPs begrenzt. Für Kondensationstemperaturen im Bereich von > 100 °C besitzen Wasser (R718), Ammoniak (R717), Pentan (R601) und n-Butan (R600) die günstigsten Eigenschaften [5]. Vergleiche von möglichen Kältemitteln für HTWP im angestrebten Temperaturbereich für mittlere Leistungen kommen zu dem Schluss, dass Butan am geeignetsten erscheint [6], [7]. Um den Temperaturhub von > 100 °C zu realisieren ist eine Kaskade mit Propan (R290) im Niedertemperaturkreis und Butan im Hochtemperaturkreis vielversprechend, wie in Bild 1 schematisch dargestellt.



**Bild 1:** Schematischer Aufbau und vereinfachtes T-S Diagramm der R290-R600-HTWP

In der hier vorliegenden Arbeit wurde eine Leistungsanalyse einer solchen HTWP bestehend aus einer R290-R600-Kaskade untersucht, um die technische Machbarkeit und die Energieeffizienz für mögliche industrielle Implementierungen abzuschätzen.

### 1.1 Aufbau der Versuchsanlage

Die Auslegung der HTWP basiert auf kommerziell erhältlichen Komponenten, welche in Tabelle 1 aufgelistet sind. Hoch- und Niedertemperaturkreislauf sind identisch aufgebaut und bestehen aus folgenden

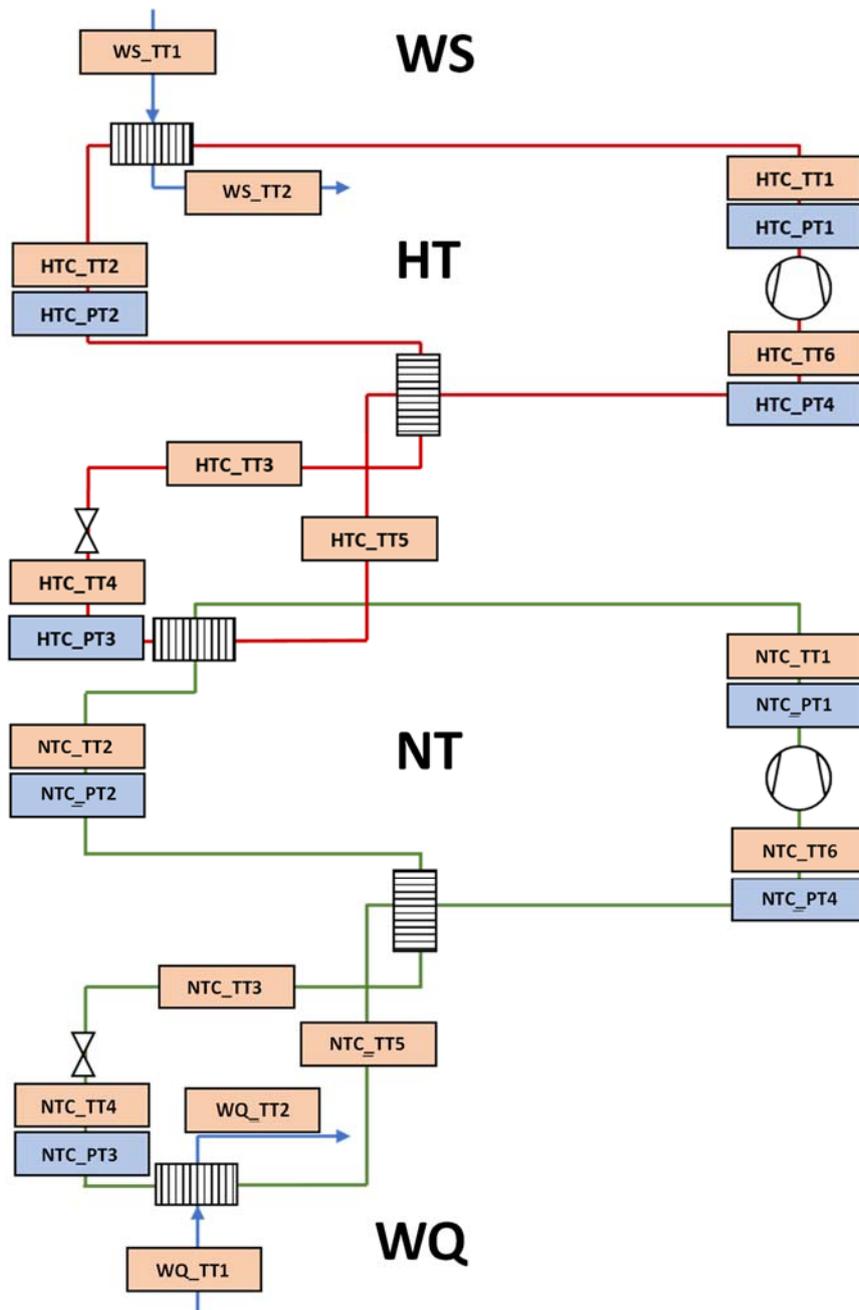
Hauptkomponenten: Verdichter, Verflüssiger / Kaskade-Wärmeübertrager, Hochdrucksammler, elektrisch geregeltes Expansionsventil, Verdampfer / Kaskade-Wärmeübertrager, Sauggassammler mit integriertem Sauggasüberhitzer.

**Tabelle 1:** Komponentenliste der R290-R600-HTWP

	Komponente	Produzent	Bezeichnung
NT - R290	Verdichter mit Ölheizung	DORIN	HEX551CC
	Verdampfer	Kaori	K095 x 22
	Sauggassammler mit integr. Sauggasüberhitzer	CARLY	LCYE 69S
	Hochdrucksammler	KLIMAL	RCO
	Frequenzumformer	Eaton	DA1-34046FB-
	Elektronisches Expansionsventil	Carel	E2V14
HT - R600	Verdichter mit Ölheizung	DORIN	HEX1501CC
	Verdampfer	Kaori	K070 x 60
	Sauggassammler mit int. Sauggasüberhitzer	CARLY	LCYE 69S
	Hochdrucksammler	KLIMAL	RCO
	Frequenzumformer	Eaton	DA1-34046FB-
	Elektronisches Expansionsventil	Carel	E2V14

Der Arbeitsbereich der HTWP wurde auf eine Wärmequelltemperatur von 4 °C – 30 °C und eine Wärmesenken-temperatur von 85 °C – 115 °C festgelegt. Als Wärmequelle und -senke steht Wasser zur Verfügung. Die Verdampferleistung beträgt ca. 10 kW bei 10 °C Wassereintrittstemperatur sowie 4 °C Wasseraustrittstemperatur. Die Verflüssigerleistung beträgt dagegen ca. 20 kW bei 100 °C Wassereintrittstemperatur sowie 120 °C Wasseraustrittstemperatur. Alle Wärmeübertrager wurden mit einer Grädigkeit von 3 K ausgelegt.

Ein vereinfachtes hydraulisches Schema mit Messstellen ist in Bild 2 dargestellt. Die Temperatur wird in einem Bereich von -30 °C – 200 °C mit einer Genauigkeit von  $\pm 1$  K (absolut) und  $\pm 0,3$  K (relativ) gemessen. Die Druckmessung erfolgt in einem Bereich von 1 bar – 30 bar mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,2\%$  FS BSL. Die Kältemittel Masseströme werden mit Coriolis-Massenstrommessern im Bereich von 0,5 kg/min – 50 kg/min mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,2\%$  separat für R290 und R600 gemessen. Die Wasservolumenströme der Wärmequelle und -senke werden mit auf Ultraschall basierenden Messgeräten gemessen, welche eine Genauigkeit von  $\pm 2\%$  besitzen. Die Verdichter-Drehzahl sowie auch die elektrische Leistungsaufnahme beider Verdichter werden an separaten Frequenzumformern eingestellt und abgelesen. Unsicherheiten der Leistungsmessung sind mit  $\pm 1\%$  zu bewerten.



**Bild 2:** Hydraulisches Schema mit Messstelle, TT = Temperature transmitter, PT = Pressure transmitter

Die HTWP wurden nach DIN EN 378 gefertigt. Alle kältemittelführenden Komponenten sind in einem geschlossenen und separat ventilierten Gehäuse installiert, siehe Bild 3. Ein Gassensor und eine Ventilationswacht sind installiert, um die Stromzufuhr zur HTWP im Falle einer Gasleckage oder eines zu niedrigen Ventilationsvolumenstromes zu unterbrechen. Die Füllmenge des NT- und HT-Kreises beträgt jeweils 2,5 kg.



**Bild 3:** HTWP Versuchsanlage

## 1.2 Verdichter

Für den NT-Kreislauf (R290) der Kaskade wurde ein kommerzieller Propan-Verdichter des Herstellers DORIN verwendet. Die Arbeitstemperaturspanne der Wärmequelleseite überschreitet die standardmäßigen 10 °C Verdampfungstemperatur. In Rücksprache mit dem Hersteller wurde die Freigabe der Verdampfungstemperatur bis zu 20 °C für Versuchszwecke erteilt. Eine maximale Verflüssigungstemperatur des R290-Verdichters ist mit 65 °C angegeben. Der Antriebsmotor ist sauggasgekühlt. Im Gegensatz zu R290-Verdichtern sind R600-Verdichter für den HT-Kreislauf zurzeit nicht kommerziell erhältlich. Die Besonderheit von hohen Sauggastemperaturen von bis zu 80 °C und Verflüssigungstemperaturen von bis zu 120 °C (135 °C) stellen hohe Herausforderungen an das Wärmemanagement des Verdichters sowie an die Verdichter-Konstruktion. Der getestete Prototyp besitzt eine Sauggaskühlung des Antriebsmotors. Im vorliegenden Fall wurden folgende Modifikationen gegenüber eines Standard-Verdichters vorgenommen und installiert: Eine außenliegende Gasführung auf der Druckgasseite, ein erweiterter Messbereich bis zu 160 °C des Druckgasthermostats, ein um ca. 25 % überdimensionierter elektrischer Antrieb, eine Auswahl eines geeigneten Schmiermittels für Hochtemperatur-Anwendungen in Kohlenwasserstoffen, sowie eine Ölumpfeheizung. Beide halbhermetische Verdichter sind zum Einsatz in Zone 2 für Gase der Gruppe IIB nach ATEX 2014/34/EU konzipiert und können mit Frequenzumformern in einem Bereich von 35 Hz – 50 Hz stufenlos betrieben werden.

## 1.3 Durchführung der Versuche

Ein Versuchsplan wurde mit dem Ziel aufgestellt, die Leistungszahl der HTWP zu bestimmen, wenn Wasser als Wärmequelle von 10 °C auf 4 °C gekühlt wird und gleichzeitig Heißwasser von 85 °C auf 115 °C erwärmt wird. Die Antriebsfrequenz der Verdichter wurde in 5 Hz Schritten von 35 Hz auf 50 Hz erhöht um die Kapazität-Abhängigkeit der Leistungszahl zu ermitteln.

Nach dem Vorwärmen des Verdichter-Öles auf > 60 °C wurden die zu erwarteten Wasservolumenströme voreingestellt. Danach wurde zuerst der R290- und mit ca. zweiminütiger Verzögerung der R600-Verdichter mit einer Frequenz von 35 Hz gestartet. Nach dem Feinjustieren der Wasserströme wurde gewartet bis die Wärmequellen- und Wärmesenken-Austrittstemperaturen eine Variation von < ±1 K betragen um mit den Messungen zu beginnen. Jede Messung wurde mindestens 10 Minuten bei konstanten Wärmequelle- und Wärmesenke-Temperaturen (±1 K) durchgeführt. Temperatur-, Druck- und Durchflussmessungen wurden in sekundlichen Intervallen aufgezeichnet und anschließend über die Testperiode gemittelt. Die elektrische Leistung der Verdichter wurde manuell am Inverter abgelesen.

## 1.4 Versuchsauswertung

Für die Auswertung der Messdaten wurde Microsoft Excel 2016 um thermo-physikalischen Eigenschaften erweitert, mithilfe der Bibliothek REFPROP 9.0 [5]. Benutzte Messwerte sind über mindestens zehn Minuten gemittelt.

Als Qualitätskontrolle wurde die Standartabweichung der Messwerte berechnet, welche bei den hier beschriebenen Messungen geringer als die Messunsicherheit war.

Für die Nutzung der Wärmequelle und Wärmesenke ergibt sich die kombinierte Leistungszahl nach Carnot aus Gleichung 1, welche einen idealen Prozess beschreibt.

$$COP_{C_{WS+WQ}} = \frac{T_{WSTT2} + T_{WQTT2}}{T_{WSTT2} - T_{WQTT2}} \quad (1)$$

Die Verflüssigerleistung der Kaskade wurde aus dem gemessenen Kältemittelmassestrom und der Enthalpiedifferenz über den Verflüssiger bestimmt, siehe Gleichung 2.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R_{HT}} \cdot (h_{HTC1} - h_{HTC2}) \quad (2)$$

Analog zum Verflüssiger ergibt sich die Verdampferleistung nach Gleichung 3.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{R_{NT}} \cdot (h_{NTC5} - h_{NTC4}) \quad (3)$$

Für die Nutzung der Wärmequelle und Wärmesenke ergibt sich die kombinierte Leistungszahl der HTWP nach Gleichung 4.

$$COP_{WS+WQ} = \frac{\dot{Q}_o + \dot{Q}_c}{P_{V_{NT}} + P_{V_{HT}}} \quad (4)$$

Um die kombinierte Leistungszahl zu bewerten kann der kombinierte Carnot-Wirkungsgrad herangezogen werden, wie in Gleichung 5 beschrieben.

$$\eta_{c_{WS+WQ}} = \frac{COP_{WS+WQ}}{COP_{C_{WS+WQ}}} \quad (5)$$

Zusätzlich zu den systembezogenen Kennzahlen wurden die Verdichter genauer betrachtet. Der Gesamtwirkungsgrad der Verdichter wurde nach Gleichung 6 bestimmt.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_R \cdot (h_{is_{DG}} - h_{SG})}{\dot{P}_{el_V}} \quad (6)$$

Der Liefergrad der Verdichter wurde mit Hilfe des gemessenen Kältemittel-Massenstroms und des theoretischen Fördermassenstroms nach Gleichung 7 bestimmt.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{SG} \dot{V}_V} \quad (7)$$

Der Fördervolumenstrom ist eine von der Antriebsfrequenz des Verdichters  $f_V$  und dem Hubvolumens  $V_H$  abhängige Größe, welche sich aus dem angegebenen Fördervolumenstrom bei 50 Hz Betrieb ergibt, und wurde nach Gleichung 8 ermittelt.

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{V}_H(50Hz)f_V}{3600 \cdot 50} \quad (8)$$

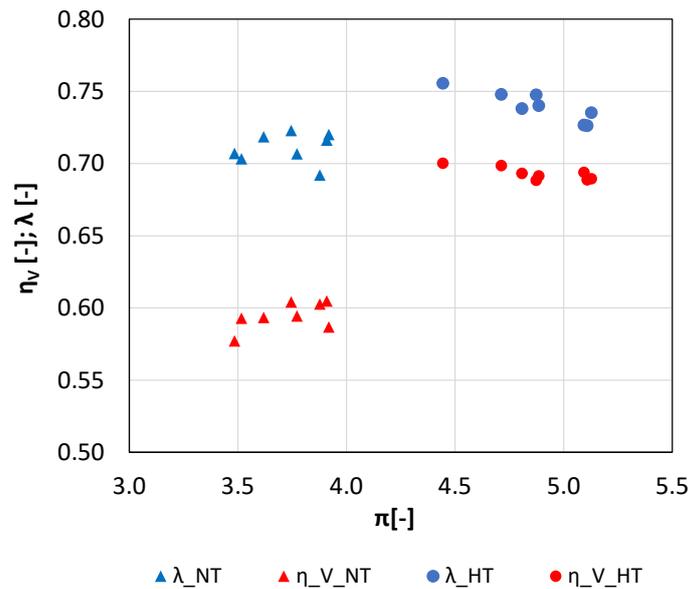
Die Fördervolumenströme bei 50 Hz sind mit 23,13 m<sup>3</sup>/h und 48,8 m<sup>3</sup>/h für den R290- und den R600-Verdichter angegeben.

## 2 Resultate und Schlussfolgerungen

Zur Analyse der HTWP wurden sieben Betriebspunkte angefahren und evaluiert. Die Liefer- und Wirkungsgrade der Kompressoren sind in Bild 4 über dem Druckverhältnis aufgetragen. Die System-Charakteristik wird in Bild 5 bis Bild 7 zusammengefasst. Detaillierte Messdaten sind in Tabelle 2 gegeben.

### 2.1 Verdichter-Analyse

Der Gesamtwirkungsgrad der Verdichter über den jeweilig gemessenen Druckverhältnissen ist in Bild 4 gezeigt. Die gezeigten Werte entsprechen Betriebsbedingungen wie in Tabelle 2 aufgeführt. Beide der NT-Verdichtermotor (R290) und der HT-Verdichtermotor (R600) sind sauggasgekühlt. Beide Wirkungsgrade wurden mittels der Saug- und Druckgasbedingungen ermittelt, siehe Gleichung 6. Nach ihrer Definition beinhalten sie Reibungsverluste sowie Verluste des elektrischen Antriebs und des Inverters.



**Bild 4:** Wirkungs- und Liefergrad der HTWP-Verdichter NT-Verdichter (R290), HT-Verdichter (R600)

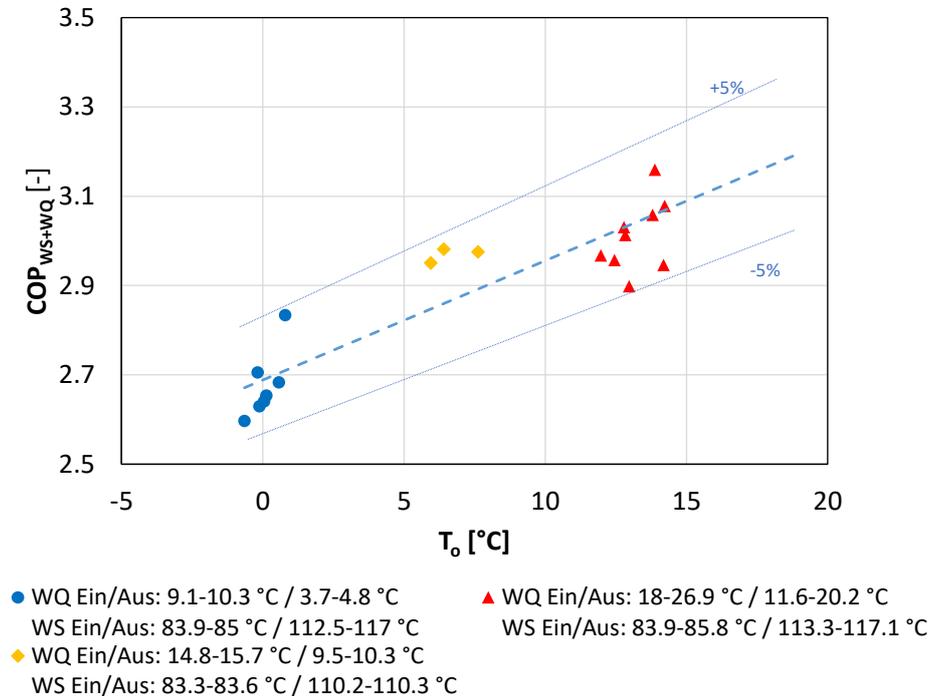
In Bild 4 ist zu sehen, dass die Wirkungsgrade beider Verdichter über das betriebene Druckverhältnis von 3,5 – 4,0, für den NT-Verdichter und 4,4 – 5,2, für den HT-Verdichter, mit Werten von 0,59 und 0,69 nahezu konstant sind. Es ist anzumerken, dass trotz Isolierung zwischen Temperaturmessstellen und Absperrventilen des Verdichters thermische Verluste entstehen, welche den Verdichter Wirkungsgrade beeinflussen. Auf Grund der höheren Temperaturen des HT-Verdichters und aufgrund der außenliegenden Gasführung auf der Druckgasseite werden die Unsicherheiten für den HT-Verdichter größer eingeschätzt, was den Gesamtwirkungsgrad positiv beeinflusst.

Im Vergleich zum Gesamtwirkungsgrad ist der Liefergrad beider Verdichter ähnlich. Über den betrachteten Betriebsbereichen wurden Werte von 0,71 und 0,74 für den NT- und HT-Verdichter erreicht.

Für eine HT-Verdichteranalyse bei höheren Sauggastemperaturen wird an dieser Stelle auf [8] verwiesen.

## 2.2 System-Analyse

Die Abhängigkeit der kombinierten Leistungszahl von der Verdampfungstemperatur der HTWP ist in Bild 5 dargestellt.



**Bild 5:** Leistungszahl der HTWP in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur

Die Analyse zeigt den zu erwartenden Anstieg der Leistungszahl mit steigender Verdampfungstemperatur. Variationen der Wassereintrittstemperatur am Verflüssiger und des Kondensationsdruckes im HT-Kreis führen zu einer  $\pm 5$  K Variation der Wasseraustrittstemperatur. Folglich ergibt sich eine Variation von  $\pm 5$  % für die kombinierte Leistungszahl.

Die für die Produktion von Eiswasser benötigten Verdampfungstemperaturen liegen im Bereich von  $-1$  °C –  $+1$  °C. In diesem Bereich ergibt sich eine kombinierte Leistungszahl im Bereich von  $2,6$  –  $2,8$ . Für diese Tests wurden Wassereintrittstemperaturen von  $9,1$  °C –  $10,3$  °C wärmequellseitig gemessen. Für die Wasseraustrittstemperaturen wurden Temperaturen von  $3,7$  °C –  $4,8$  °C gemessen. Unter diesen Bedingungen konnte durch Anpassung der Verdichterfrequenz zwischen  $35$  Hz –  $50$  Hz eine Verdampferleistung von  $8,37$  kW –  $11,3$  kW erreicht werden.

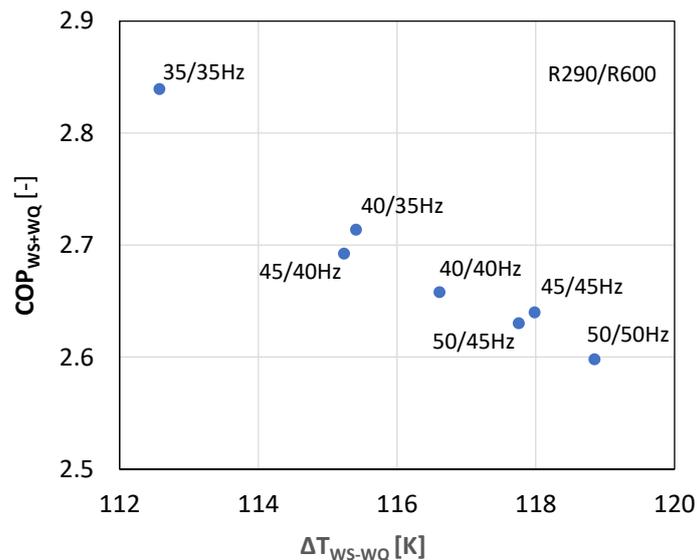
Die Produktion von Heißwasser mit einer Temperatur in einem Bereich von  $112,5$  °C –  $116,7$  °C resultierte in Kondensationstemperaturen zwischen  $113,4$  °C –  $118,2$  °C. Auf Wärmesenken Seite wurde die Wassereintrittstemperatur im Bereich von  $84,5$  °C  $\pm$   $0,5$  K konstant gehalten. Durch die Variation der Verdichter-Drehzahlen konnte eine Verflüssigerleistung von  $19,0$  kW –  $27,3$  kW erreicht werden.

Eine detaillierte Auflistung der Messwerte zur Leistungsanalyse für die gleichzeitige Eis- und Heißwasserproduktion ist in Tabelle 2 gegeben.

**Tabelle 2:** R290/R600-HTWP-Leistungsanalyse bei stabilen Betriebspunkten zur gleichzeitigen Eiswasser- und Heißwasserproduktion

f [Hz]	Temperatur [°C]						COP [-]		$\eta$ [-]	Leistung [kW]		
	WQ			WS			C_WS+WQ	WS+WQ		Verfl.	Verd.	el_V
HT/NT	Ein	Aus	Verd.	Ein	Aus	Kond.						
35/35	9,8	4,8	0,8	83,9	112,5	113,4	6,2	2,84	0,46	19,0	8,45	9,7
40/35	9,1	3,7	-0,2	84,6	114,6	115,3	6,0	2,71	0,45	20,0	8,37	10,5
40/40	9,7	4,2	0,1	84,4	115,9	116,7	6,0	2,66	0,45	21,2	9,28	11,5
45/40	10,3	4,7	0,6	84,7	114,5	115,8	6,1	2,69	0,45	22,6	9,76	12,0
45/45	10,1	4,1	0,1	84,8	116,7	118,0	5,9	2,64	0,45	24,6	10,31	13,2
50/45	10,3	4,4	-0,1	84,8	116,1	117,6	6,0	2,63	0,45	25,7	10,62	13,8
50/50	9,9	3,9	-0,7	85,0	116,3	118,2	5,9	2,60	0,44	27,3	11,30	14,9

In Bild 6 ist die kombinierte Leistungszahl über dem Temperaturhub zwischen Wärmequellen- und Wärmesenken-Austrittstemperatur dargestellt. Der zu erwartende Trend einer abnehmenden Leistungszahl bei steigendem Temperaturhub wurde bestätigt. Die kombinierte Leistungszahl verringert sich von 2,84 – 2,60 bei einer Erhöhung des Temperaturhubes von 112,5 K – 118,9 K. Die Verdichterdrehzahl-Erhöhung führt zu kaum messbaren Mehrverlusten in der HTWP. Dies wird durch die Betrachtung der kombinierten Carnot-Wirkungsgrade, welche im Mittel  $0,448 \pm 0,01$  betragen, und der kaum veränderten Verdichter-Wirkungsgrade gestützt.



**Bild 6:** Abhängigkeit der kombinierten Leistungszahl vom Temperaturhub und der Drehzahl

In Bild 7 sind der NT- und HT-Kreislauf des 50 Hz / 50 Hz Versuches im log p-h-Diagramm und T-s-Diagramm dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beide Kreisläufe bei ungefähr demselben moderaten Druckniveau von 4,5 bar – 21,5 bar arbeiten. Trotz des moderaten Druckverhältnisses und der mit 15 K nicht zu hohen Sauggasüberhitzung wird im NT-Kreis eine Druckgastemperatur von ca. 85 °C erreicht. Weiterhin ist festzustellen, dass bei unzureichender Sauggasüberhitzung des HT-Kreislaufs die Gefahr eines Flüssigkeitsschlages im Verdichter besteht. Im Versuch wurde mit 13 K Sauggasüberhitzung gefahren. Der Verdichtereffizienzgrad von 0,7 resultiert in einer Verdichtung nahezu parallel zur Kondensationslinie und führte zu einer Druckgastemperatur am HT-Verdichter von 130 °C.

Im T-s-Diagramm wird deutlich, dass eine Kombination aus hohen Wärmesenktemperatur von 85 °C und 116 °C die Möglichkeit einer optimalen Unterkühlung des R600-Kondensates verhindert. Demnach stehen nach der Expansion nur ca. 42% Flüssigkeit zur Verdampfung zur Verfügung. Eine Verbesserung der Situation kann mithilfe eines Ejektors erreicht werden, welcher durch die teilweise Rückgewinnung der Expansionsverluste einen höheren Flüssigkeitsanteil zur Verfügung stellt.

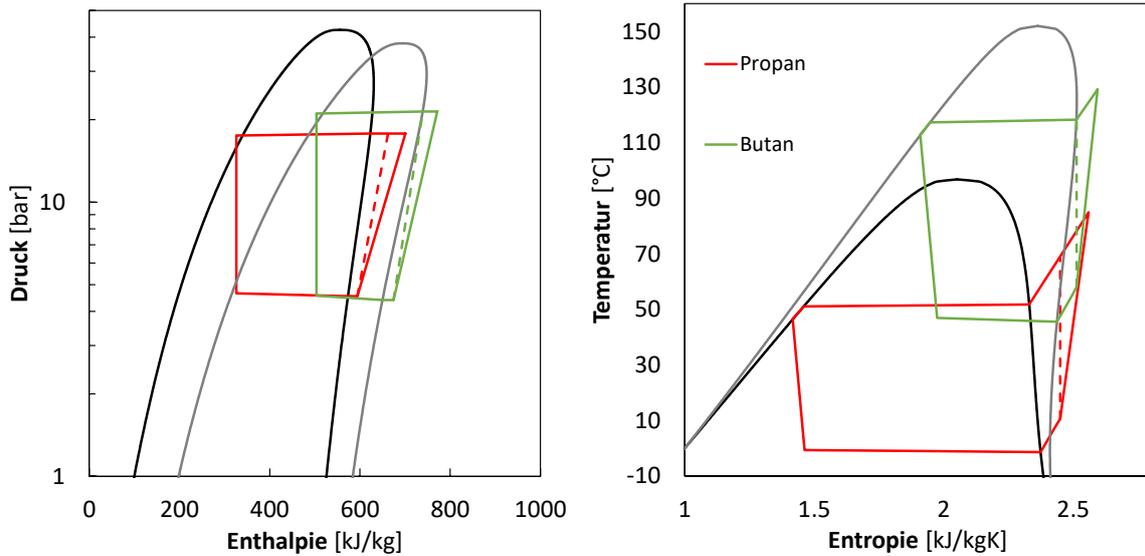


Bild 7: Log p-h und T-s-Diagramm für den 50

### 2.3 Energie- und CO<sub>2</sub>-Einsparungspotential der HTWP

Das Einsatzgebiet einer HTWP ist die Wiederaufwertung von Prozessabwärme. Dadurch kann die Nutzung einer öl- bzw. gas-befeuerten Heißwassererwärmung umgangen werden. Die durch den hohen Temperaturhub der untersuchten HTWP erreichte Kombination macht die gleichzeitige Produktion von Eis- und Weißwasser möglich. Dies reduziert die Kühlleistung einer bereits installierten Kälteanlage und/oder erhöht die Kälteleistung des Anlagenverbundes.

Um das Energie- und CO<sub>2</sub>-Einsparungspotential zu ermitteln wurde ein Referenzsystem definiert. Für das Referenzsystem werden die folgenden Annahmen getroffen: Heißwasser-Aufbereitung vom gleichen Temperaturniveau wie die HTWP, Wirkungsgrad des Heißwasserboilers 0,85 und Eiswasserproduktion mit COP<sub>WQ</sub> = 4,5. Die CO<sub>2</sub>-Emission für Gas wird mit 180 g<sub>CO2</sub>/kWh<sub>th</sub> und für Elektrizität mit 22 g<sub>CO2</sub>/kWh<sub>el</sub> angenommen (norwegischer Energiemix) [9].

Die Ergebnisse des Vergleichs sind leistungsnormiert auf die Heißwasserproduktion in Tabelle 3 zusammengefasst. Die von der HTWP geleistete Eiswasserproduktion wurde als Randbedingung für die Eiswasserproduktion des Referenzsystems herangezogen.

**Tabelle 3** Leistungsnormierter Vergleich zwischen existierendem Energiesystem und der HTWP für kombinierte Eis- und Heißwasserproduktion.

	Referenzsys.	HTWP
Heißwasserproduktion [kW]	1	1
Eiswasserproduktion [kW]	0,41	0,41
elektrische Anschlussleistung [kW]	0,09	0,54
Gasbrennerleistung [kW]	1,18	-
Gesamtleistung [kW]	1,27	0,54
Leistungseinsparung [kW]		0,72
relative Einsparung		57 %
CO <sub>2</sub> -Reduktion		94 %

Dieser einfache Vergleich zeigt, dass eine Energieeinsparung von ca. 57 % erreicht werden kann. Für 1,0 kWh produziertes Heißwasser und 0,41 kWh produziertes Eiswasser fallen beim Referenzsystem 151 g<sub>CO2</sub>/kWh und für die HTWP nur 8,5 g<sub>CO2</sub>/kWh an, was einer Reduktion um 94 % entspricht.

### 3 Zusammenfassung

Hochtemperaturwärmepumpen zur Rückgewinnung von Industrieabwärme oder zur gleichzeitigen Bereitstellung von Eiswasser und Heißwasser speziell unter dem Aspekt der Energieeffizienz und des CO<sub>2</sub>-Reduktionspotentials interessant. Solcherlei Anlagen zeichnen sich durch erreichbare Temperaturen der Wärmesenke von > 100 °C und einem Temperaturhub von > 60 K aus und haben bei gleichen Energiepreisen (€/kWh) für Strom, Öl und Gas ein hohes Marktpotential. Der Einsatz von natürlichen Kältemitteln gibt Planungssicherheit im Hinblick auf künftige Umweltregularien und Wartungskosten.

Im Arbeitsbereich von 0°C bis 120°C, typisch für Eis- und Heißwasserproduktion, bieten sich Propan (R290) und Butan (R600) als natürliches Kältemittel an. Installationen und Handhabung von als leicht brennbar deklarierten Kältemitteln der Klasse A3 sind ausführlich in Regelwerken, Literatur und in Normen (wie z.B.: EN-DIN 378) beschrieben. Der Vorteil von R290 und R600 als Kaskaden in einer HTWP sind moderate Betriebsdrücke, ein hoher Temperaturhub, die Verfügbarkeit der Komponenten und eine klassische kältetechnische Montage. In der untersuchten HTWP sind bis auf den R600-Verdichterprototyp handelsübliche Standardkomponenten verbaut.

Mit der hier untersuchten HTWP wurde erfolgreich gezeigt, dass eine gleichzeitige Bereitstellung von Eis- und Heißwasser möglich ist. Die HTWP wurde in dieser Untersuchung mit Verdampfungstemperaturen im Bereich von -1 °C – +1 °C betrieben und Eiswasser von rund 10 °C auf 4 °C gekühlt. Gleichzeitig wurden Kondensations-temperaturen zwischen 113°C – 118 °C erreicht, was ermöglichte, Heißwasser von 85 °C auf bis zu 117°C zu erwärmen. Die HTWP konnte von 70 % – 100 % stufenlos geregelt werden und erreichte eine maximale Verdampfer- und Verflüssigerleistung von 11 kW und 27 kW. Die gemessenen Leistungszahlen liegen in einem Bereich von 2,6 – 2,8 und entsprechen einem Carnot-Wirkungsgrad von Wärmequellenaustritt (≈4 °C) zu Wärmesenkenaustritt (≈ 115 °C) von rund 45 %. Verbesserungspotential der Effizienz sind vor allem im Bereich der NT-Verdichter (R290) und der Rückgewinnung der Expansionsverluste durch den Einsatz von Ejektoren identifiziert worden.

Die Untersuchungen zeigen sowohl das Potential als auch die Begrenzung der HTWP-Wärmepumpenanwendung mit Butan als Kältemittel. So ist die zu erreichende Wärmesenktemperatur durch die kritische Temperatur des Butans auf ca. 130 °C - 135 °C begrenzt. Mit einer kombinierten Leistungszahl von 2,6 ergeben sich Energieersparnisse der HTWP gegenüber einer Kombination aus kälteanlagenbasierter Eiswasserproduktion und gasboilerbasierter Heißwasserproduktion von 57 %. CO<sub>2</sub>-Emissionen werden bis zu 97 % reduziert.

### 4 Danksagung

Diese Arbeit wurde vom Norwegischen Forschungsministerium "The Research Council of Norway" und von den Industriepartnern Equinor AS, Hydro Aluminium AS, Statkraft Varne AS, Vedde AS, Mitglied der TripleNine Group Vedde AS, Mars GmbH, TINE SA, Cadio AS, Hybrid Energy AS and EPCON Evaporation Technology AS über das HeatUP Projekt NFR-243679 finanziert. Ein außerordentlicher Dank gilt Dorin S.p.A für das Bereitstellen des Kompressor-Prototyps durch das Forschungszentrum HighEFF - Centre for an Energy Efficient and Competitive Industry for the Future (Centre for Environment-friendly Energy Research, 257632/E20).

## 5 Nomenklatur

Formelzeichen		Indizes	
COP	Leistungszahl (-)	C	Carnot
h	Enthalpie (kJ/kg)	c	Verflüssiger
$\dot{m}$	Massenstrom (kg/s)	DG	Druckgas
P	Antriebsleistung (W)	el	Elektrisch
p	Druck (bar)	H	Hub (Hubvolumen)
$\dot{Q}$	Wärmestrom (W)	HT	Hochtemperaturkreis (R600)
T	Temperatur (K)	HTC	Sensorposition im Hochtemperaturkreis
$\dot{V}$	Volumenstrom (m <sup>3</sup> /s)	is	Isentropisch
T	Temperatur (K)	NT	Niedertemperaturkreis (R290)
$\eta$	Wirkungsgrad (-) oder (W/W)	NTC	Sensorposition im Niedertemperaturkreis
$\Pi$	Druckverhältnis (-) oder (bar/bar)	o	Verdampfer
$\rho$	Dichte (m <sup>3</sup> /kg)	R	Kältemittel
		SG	Sauggas
		t	Total
		V	Verdichter
		WS	Wärmesenke
		WQ	Wärmequelle

## 6 Literaturverzeichnis

- Lambauer, J., et al., *Industrielle Großwärmepumpen-Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice Beispiele*. Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, 2008.
- Elmegaard, B., et al. *International Workshop on High Temperature Heat Pumps*. 2017.
- Wolf, S., et al., *Analyse des Potenzials von Industriewärmepumpen in Deutschland*. von Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung. Stuttgart. URL: [http://www.ier.uni-stuttgart.de/publikationen/veroeffentlichungen/forschungsberichte/downloads/141216\\_Abschlussbericht\\_FKZ\\_0327514A.pdf](http://www.ier.uni-stuttgart.de/publikationen/veroeffentlichungen/forschungsberichte/downloads/141216_Abschlussbericht_FKZ_0327514A.pdf) (besucht am 01. 10. 2015), 2014.
- Centre, I.H.P., *Annex 35: Application of Industrial Heat Pumps - Final Report (No. Report HPP-AN35-1&2)*. 2014: Borås, Sweden.
- Lemmon, E.W., M.L. Huber, and M.O. McLinden, *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*. 2013, National Institute of Science and Technology: Gaithersburg.
- Bamigbetan, O., et al. *Evaluation of natural working fluids for the development of high temperature heat pumps*. in *12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2016)*, Edinburgh, United Kingdom. 2016.
- Bamigbetan, O., et al., *Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125° C heat delivery*. International Journal of Refrigeration, 2018.
- Bamigbetan, O., et al., *Experimental Investigation of a Hydrocarbon Piston Compressor for High Temperature Heat Pumps*, in *24th International Compressor Engineering Conference*. 2018: Purdue. p. 1607.
- AdaptConsultingAS. *Fastsettelse av CO2-faktorer og primærenergifaktorer for elektrisitet*. 2015; Available from: <https://www.energinorge.no/contentassets/7269b2561cc94c2f888128dcf0803b98/fastsettelse-av-vektingsfaktorer-for-elektrisitet---sluttrapport.pdf>.