

**Efficient Energy GmbH**

Hans-Riedl-Str. 5, 85622 Feldkirchen

**Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdampfer und  
Verflüssiger für die ct-turbo Wärmepumpe**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az. 26661-24/2 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Oliver Kniffler

Dr. Robert Meier-Staude

29.Januar.2013

Bezugsquelle: Efficient Energy GmbH, Hans-Riedl-Str. 5, 85622 Feldkirchen

Kontakt: [info@efficient-energy.de](mailto:info@efficient-energy.de)

06/02		<b>Projektkennblatt</b> der <b>Deutschen Bundesstiftung Umwelt</b>			
Az	<b>26661</b>	Referat	<b>24/2</b>	Fördersumme	<b>448.000 €</b>
<b>Antragstitel</b>		<b>Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdampfer und Verflüssiger für die ct-turbo Wärmepumpe</b>			
<b>Stichworte</b>		Verdampfung, Verflüssigung			
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
<b>18 Monate</b>	<b>27.04.2010</b>	<b>30.06.2012</b>	<b>2</b>		
Kurzberichte	halbjährlich				
Monatsberichte	fortlaufend				
<b>Bewilligungsempfänger</b>	Efficient Energy GmbH			Tel 089/693369-500	
	Hans-Riedl-Str. 5			Fax 089/693369-8610	
	85622 Feldkirchen			Projektleitung	
				Dipl.-Ing. Oliver Kniffler	
			Bearbeiter		
			Dr. Robert Meier-Staude		
<b>Kooperationspartner</b>		entfällt			
 <b>Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens</b>  Ziel der Efficient Energy GmbH ist die Entwicklung eines hocheffizienten Wärmepumpensystems auf der Basis der Direktverdampfung von Wasser. Ziel des Teilprojektes 1b des von der DBU geförderten Projekts 26661 ist die Entwicklung der erforderlichen Anlagenkomponenten: Verdampfer, Verflüssiger, Pumpen, Vakuum, Fremdgasabscheidung, Mess-, Steuer- und Regelungstechnik.  <b>Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden</b>  Zunächst wurde eine Versuchsanlage bestehend aus Verdampfer, Verdichter und Verflüssiger aufgebaut. Für die Entwicklung der Komponenten Verdampfer und Verflüssiger sowie Fremdgasabscheidung wurden geeignete Sensorik gesucht und kalibriert. Mit Hilfe der Versuchsanlage konnten das Verhalten und die Leistungsfähigkeit von Verdampfer und Verflüssiger analysiert werden. Aufbauend darauf wurden unterschiedliche Konzepte entwickelt und untersucht. Der Schwerpunkt der Entwicklung lag auf der Bereitstellung einer maximalen Wasseroberfläche, der Mikrovermischung der Wasserströmung und der Minimierung des Druckverlustes für die Dampfströmung. Es wurde ein getrennter Pumpenteststand aufgebaut. Er dient der Analyse der Vakuumfestigkeit, der Förderleistung als Funktion des NPSH-Wertes und der elektrischen Leistungsaufnahme der Pumpen. Der Einfluss von Fremdgas (im wesentlichen Luft) auf den Prozess und das Verhalten von Fremdgas in der Anlage wurde in der Versuchsanlage mit geeigneten Versuchen untersucht. Aufbauend auf der Analyse wurden Konzepte entwickelt, um das Fremdgas möglichst konzentriert aus dem Prozess zu entfernen.					
Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • <a href="http://www.dbu.de">http://www.dbu.de</a>					

## **Ergebnisse und Diskussion**

### Verdampfer:

- Mit Hilfe geeigneter Strukturen zur Wasserverteilung und Mikroverwirbelung konnte ein Verdampferprototyp ohne bewegliche Einbauten aufgebaut werden, der auf einem zylindrischen Bauraum  $< 0,4 \text{ m} * 0,4 \text{ m}$  (Durchmesser \* Höhe) eine tropfenfreie Verdampfung von 60 kW Wasserdampf erlaubt. Dies entspricht einer flächenbezogenen Verdampferleistung von  $q > 400 \text{ kW/m}^2$ .
- Der Verdampfer ist so aufgebaut dass kaum Tropfen entstehen. Es konnte zudem ein Tropfenabscheider entwickelt werden, so dass der Bereich oberhalb des Verdampfers im Ansaugbereich des Verdichters absolut tropfenfrei ist.
- Das erforderliche treibende Temperaturgefälle liegt bei  $\Delta T < 1 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Alle eingesetzten Bauteile sind Kunststoffnormteile oder als Kunststoffspritzgussteile aus günstigen Massenkunststoffen herstellbar. Konzeptstudien zur Überführung der Bauteile in Spritzgussformen wurden in Zusammenarbeit mit Formenbauern und Spritzgiessern erstellt.

### Verflüssiger:

- Der Einsatz ähnlicher Strukturen wie im Verdampfer erlaubt auch den Aufbau eines Verflüssigers, der auf einem Bauraum  $< 0,4 \text{ m} * 0,5 \text{ m}$  (Durchmesser \* Höhe) ebenfalls die Kondensation von 60 kW überhitztem Dampf leistet. Dies entspricht einer flächenbezogenen Verdampferleistung von  $q > 400 \text{ kW/m}^2$ .
- Das erforderliche treibende Temperaturgefälle liegt bei  $\Delta T < 1 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Alle eingesetzten Bauteile sind ebenfalls Kunststoffnormteile oder als Kunststoffspritzgussteile aus günstigen Massenkunststoffen herstellbar. Konzeptstudien zur Überführung der Bauteile in Spritzgussformen wurden in Zusammenarbeit mit Formenbauern und Spritzgiessern erstellt.

### Pumpen:

- Es konnten unterschiedliche serienmäßige Pumpen gefunden und qualifiziert werden, die einen kavitationsfreien Betrieb der Anlage im angestrebten Druck- und Temperaturbereich mit der angestrebten Wassermenge von 2,6 l/s leisten. Die elektrische Gesamtleistung der Pumpen für eine Anlage mit 45 kW Kälteleistung liegt bei  $P_{el} < 600 \text{ W}$ .

### Vakuumhaltung:

- Der Anlagenprototyp weist eine Leckage von  $\Delta p/\Delta t < 1 \text{ mbar/h}$  auf.
- Die eingetragenen Fremdgase werden im Betrieb durch geeignete Strömungsführung an einem Ort in der Anlage gesammelt, angereichert und können dort ausgelesen werden.
- Das Vakuum kann durch den intermittierenden Einsatz einer kleinen serienmäßigen Vakuumpumpe aufrechterhalten werden.
- Die elektrische Leistungsaufnahme für die Vakuumhaltung liegt bei  $P_{el} < 100 \text{ W}$  Im zeitgleich bearbeiteten Teilprojekt 1a (finanziert über das bayerische Wirtschaftsministerium konnte ein Verdichter entwickelt werden, der die Leistungsspezifikationen bezüglich Druckverhältnis  $\pi > 3$ , Schluckvermögen  $\dot{m} > 4 \frac{\text{g}}{\text{s}}$  und Wirkungsgrad  $\eta_{i,s} > 60 \%$  erreicht. Die aus der Integration der in beiden Teilprojekten entwickelten Komponenten entstandenen Prototypanlagen sind derzeit im Laborversuch sowie im Dauerversuch. Die Überführung in die Vorserie hat begonnen.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Die Ergebnisse der Projektarbeit wurden bei unterschiedlicher Gelegenheit präsentiert, beispielsweise bei der ANSYS Users Conference Deutschland und an der Hochschule Luzern im Fachbereich Verfahrenstechnik und thermische Maschinen (11/2012).

## **Fazit**

Dank der Förderung der DBU konnte die Funktion aller Komponenten für die Entwicklung eines hocheffizienten Wärmepumpensystems auf der Basis der Direktverdampfung von Wasser nachgewiesen werden. Insbesondere war es möglich die tropfenfreie Verdampfung und Verflüssigung von Wasser weit über den bisher bekannten Stand der Technik hinaus anzuheben. Für die weiteren Funktionen Pumpen und Vakuumhaltung konnten marktgängige Produkte europäischer Hersteller gefunden und qualifiziert werden.

# **Abschlussbericht**

## **DBU Az. 26661-24/2 (= Teilprojekt 1b):**

### **„Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdampfer und Verflüssiger für die ct-turbo Wärmepumpe“**

## **Inhaltsverzeichnis**

<b>VERZEICHNIS VON BILDERN UND TABELLEN .....</b>	<b>6</b>
<b>VERZEICHNIS VON BEGRIFFEN UND DEFINITIONEN .....</b>	<b>8</b>
<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>9</b>
<b>1. EINLEITUNG .....</b>	<b>10</b>
<b>2. DARSTELLUNG DER ARBEITEN UND ERGEBNISSE GEGLIEDERT NACH ARBEITSPAKETEN UND ENTWICKLUNGSZIELEN .....</b>	<b>12</b>
2.1. VERDAMPFER.....	13
2.2. VERFLÜSSIGER.....	18
2.3. PUMPEN.....	20
2.4. TROPFENABSCHIEDER .....	25
2.5. DRALLERZEUGER.....	28
2.6. FREMDGASABSCHIEDUNG .....	29
2.7. SENSORIK.....	31
2.7.1. <i>Temperatursensoren</i> .....	31
2.7.2. <i>Drucksensoren</i> .....	32
2.7.3. <i>Sensorbus</i> .....	34
2.8. SPRITZGUSSÜBERFÜHRUNG .....	34
<b>3. ERGEBNISSE AUS DEM TEILPROJEKT 1A: „ENTWICKLUNG UND HERSTELLUNG VON PROTOTYPEN DER VERDICHTER V1 UND V2 FÜR DIE CT-TURBO WÄRMEPUMPE“ ...</b>	<b>37</b>
<b>4. AKTUELLER STAND DER TECHNIK DER PROTOTYPANLAGE .....</b>	<b>42</b>
4.1. KENNFELD.....	44
4.2. AUTOMATISIERUNG.....	47
<b>5. FAZIT.....</b>	<b>51</b>
<b>6. LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>52</b>
<b>ANHANG A: BESCHREIBUNG VON AUFBAU, FUNKTION UND LEISTUNGSFÄHIGKEIT DER ERSTEN VERSUCHSANLAGE (NUTZUNGSZEITRAUM 2008 BIS Q2/2010).....</b>	<b>53</b>
<b>ANHANG B: BESCHREIBUNG ALLER MESSSTELLEN DER VERSUCHSANLAGE ZUR AUSLEGUNG UND OPTIMIERUNG VON VERDAMPFER- UND VERFLÜSSIGER .....</b>	<b>61</b>
<b>ANHANG C: DATENBLATT KOMPAKTWÄRMEZÄHLER SUPERCAL 539.....</b>	<b>62</b>
<b>ANHANG D: EICHFEHLERGRENZEN E NACH KLASSE 3 EN1434.....</b>	<b>64</b>
<b>ANHANG E: BETRIEBSPUNKT DER VERSUCHSANLAGE ZUR DIMENSIONIERUNG VON VERDAMPFER UND KONDENSATOR BEI N = 54´000 1/MIN MIT GESCHLOSSENEM BYPASS (2.11.2010).....</b>	<b>65</b>
<b>ANHANG F: OLRO-VERSUCH MIT ÜBERHITZTEM DAMPF UND ÜBERTRAGENER LEISTUNG VON 30 KW (27.10.2010).....</b>	<b>66</b>

## Verzeichnis von Bildern und Tabellen

### Abbildungen

Abbildung 1: Prinzipieller Aufbau einer Druckstufe mit Verdampfer (= evaporator), Verdichter (= compressor) und Verflüssiger (= condenser) integriert in einem druckdichten Behälter .....	13
Abbildung 2: R&I Fliessbild der Versuchsanlage zur Auslegung und Optimierung von Verdampfer und Verflüssiger. ....	14
Abbildung 3: Kalibrierung der Temperatursensoren im Temperaturbereich zwischen 26 °C und 39 °C .....	16
Abbildung 4: Kalibrierung der Drucksensoren im Bereich zwischen $26\text{ °C} < T < 39\text{ °C}$ .....	17
Abbildung 5: Prinzipieller Aufbau des Pumpenteststandes wie in Abbildung 6 und Abbildung 7 dargestellt.....	21
Abbildung 6: Pumpenteststand von der Seite fotografiert. Die Anlage lässt sich evakuieren und über den zylindrischen Behälter lässt sich der effektive NPSH-Wert einstellen. ....	22
Abbildung 7: Pumpenteststand mit eingebauter Standardheizungspumpe .....	23
Abbildung 8: Fördermenge und elektrische Leistungsaufnahme als Funktion der gewählten Leistungsstufe der Pumpe sowie der Wassersäule vor der Pumpe.....	24
Abbildung 9: Prinzipieller Aufbau einer ct-turbo Einheit mit Tropfenabscheider im Verdampferraum .....	26
Abbildung 10: Tropfenabscheidergewebe aus Kunststoff.....	27
Abbildung 11: Tropfenabscheider als Trägheitsabscheider ausgeführt .....	28
Abbildung 12: Aufbau des Verdichters Stand Q1/2009 mit Drallerzeuger .....	29
Abbildung 13: Ausführung der Vakuumbhaltung in der Versuchsanlage .....	30
Abbildung 14: Zwei Temperatursensoren mit wasserdicht vergossener Platine.....	32
Abbildung 15: Drucksensor der Fa. Sensortechnics/Ausführung SSI.....	33
Abbildung 16: Kalibrierung der Drucksensoren. 10 Sensoren können gleichzeitig kalibriert werden.....	33
Abbildung 17: Prinzipieller Aufbau des Sensorbusses. Die Sensoren können in beliebiger Reihenfolge am Sensorbus angeschlossen werden.....	34
Abbildung 18: Entwurf einer Druckstufe aufgebaut mit Spritzgussteilen. Integriert in einen Behälter sind Verdampfer, Verdichter und Verflüssiger.....	36
Abbildung 19: Aufbau der Verdichtereinheit mit vollem Leistungsvermögen .....	37
Abbildung 20: Foto der Verdichtereinheit (Stand 12/2012) .....	38
Abbildung 21: Aus CFD Berechnungen erstelltes Kennfeld des Verdichters mit Keildiffusor, Scharparameter ist die Drehzahl $n$ [1/s] .....	39
Abbildung 22: Aus CFD Berechnungen erstelltes Kennfeld für den Wirkungsgrad des Verdichters mit Keildiffusor, Scharparameter ist die Drehzahl $n$ [1/s].....	40
Abbildung 23: Gemessenes Verdichterkennfeld Druckverhältnis über der Drehzahl bei unterschiedlichen Drehzahlen $n$ [1/s] für einen unbeschauften Leitraum .....	40
Abbildung 24: Konzept für den Aufbau des Verdichters. die großen Teile sind als günstige Spritzgussteile ausgeführt. Die mechanisch tragende Rolle übernimmt die Oberseite des Leitraums .....	42
Abbildung 25: Aufbau der 45 kW Prototypanlage perspektivisch von vorne dargestellt. ....	43
Abbildung 26: Funktionsweise der Prototypanlage im zweistufigen Betrieb .....	44

Abbildung 27: Zweistufiger Betrieb der Anlage bei Volllast im log p-h Diagramm. Nummerierung folgt der Darstellung in Abbildung 26. Die Kältezah $\epsilon$ beträgt im Volllastbetriebspunkt $\epsilon = 5,0$ .....	45
Abbildung 28: Einstufiger Betrieb der Anlage bei Volllast der ersten Stufe im log p-h Diagramm. Nummerierung folgt der Darstellung in Abbildung 26. Die Kältezah $\epsilon$ beträgt in diesem Betriebspunkt $\epsilon > 10,0$ .....	46
Abbildung 29: Leistungsvermögen der Prototypanlage im zweistufigen Betrieb in einem Drehzahlbereich zwischen $40'000 \text{ rpm} < n < 72'000 \text{ rpm}$ .....	46
Abbildung 30: Das Eingabefenster des Anzeige Clients der Anlagensteuerung im Handbetrieb. Im Eingabefenster können alle Komponenten der Anlage kontrolliert und von Hand gesteuert werden.....	48
Abbildung 31: Das Darstellungsfenster des Anzeige Clients der Anlagensteuerung. Im Darstellungsfenster werden die wesentlichen Sensorwerte sowie die übertragene Leistung und die Leistungszahl $\epsilon$ ausgegeben. ....	48
Abbildung 32: Über den Anzeige Client können alle Prozessdaten voreingestellt werden. Die Zustandseinstellungen bestimmen, wie die Anlage im automatischen Betrieb hochfährt. ....	49
Abbildung 33: Über den Anzeige Client können alle Prozessdaten voreingestellt werden. Der Reiter „Vakuumpumpe“ bestimmt, wie Vakuum gezogen wird und in welchem Rhythmus die Vakuumpumpe im Betrieb geschaltet wird. ....	50
Abbildung 34: RI-Fließbild der Versuchsanlage.....	53
Abbildung 35: Prinzipielle Darstellung der Anlagenkennlinie der Versuchsanlage im Kreislaufbetrieb gegenüber der Verdichterkennlinie, dargestellt für den Dampfmassenstrom über dem jeweiligen Temperaturhub. Der Schnittpunkt liegt für die Betriebsparameter und diese Anlagenkonstellation bei einer Drehzahl von ca. $n = 60'000 \text{ 1/min}$ . Unterhalb von $n < 60'000 \text{ 1/min}$ kann die Anlage den Verdichter nicht mit ausreichend Dampf versorgen, so dass ein Teil des Dampfes über den Heißgasbypass bereitgestellt werden muss. ....	54
Abbildung 36: Blockschaltbild mit Messgrößen und abgeleiteten Größen für die Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand bei einer Drehzahl von $n = 54'000 \text{ 1/min}$ .....	55
Abbildung 37: Gegenüberstellung des am 28.4.2010 gemessenen und des berechneten Druckverhältnisses über der Drehzahl des Verdichters.....	57
Abbildung 38: Entwicklung der an den Wärmetauschern gemessenen Verdampfer- bzw. Kondensatorleistung über der Drehzahl. Nur der magentafarbene Messpunkt zeigt die übertragene Wärmemenge der Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand. ....	58
Abbildung 39: Entwicklung des Dampfmassenstromes über der Drehzahl.....	59
Abbildung 40: Betriebspunkt der Prototypanlage am 2.11.2010 um 10:47 Uhr. Verdampfer und Kondensator arbeiten optimal, der Verdichter ist an der Schluckgrenze (= nahe am bei dieser Drehzahl maximal möglichen Volumenstrom).....	65
Abbildung 41: Beim Versuch am 27.10.2010 an Verdampfer und Kondensator übertragene Wärmemengen. Wärmemengen wurden druckseitig mit dem Kalorimeter Supercal539 (siehe Anhang C und D) erfasst.....	67
Abbildung 42: Treibende Temperaturdifferenz Verdampfer- und Kondensatorseitig. Ab 11:31 Uhr schwingt sich der Prozess ein, nach 11:38 bis 11:52 Uhr kann von annähernd stationären Versuchsbedingungen ausgegangen werden. Für den Verdampfer ist die treibende Temperaturdifferenz kleiner $1 \text{ }^\circ\text{C}$ , für den Kondensator weniger als $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	68

## Tabellen

Tabelle 1: Kennzahlen der abschließenden Versuche zur Auslegung und Optimierung des Verdampfers .....	18
Tabelle 2: Die treibende Temperaturdifferenz im Verflüssiger $\Delta TK_{\text{Kond, min}}$ als Funktion der Kondensatorfläche und der Wassermenge bei einer übertragenen Leistung von 30 kW .....	19
Tabelle 3: Die treibende Temperaturdifferenz im Verflüssiger $\Delta TK_{\text{Kond, min}}$ als Funktion der Schütthöhe, der Lage der Fremdgasabscheidung sowie der Kreislaufwassermenge .....	20
Tabelle 4: Verdichterlaufzeiten absolut und relativ nach Drehzahlbereichen berechnet für den jährlichen Temperaturverlauf "Frankfurter Kurve" .....	41
Tabelle 5: Beschreibung aller Messstellen in der Versuchsanlage .....	60
Tabelle 6: Messstellen der Versuchsanlage zur Auslegung und Optimierung von Verdampfer und Verflüssiger .....	61

## Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

Abkürzung	Beschreibung
IPC	Integrated Personal Computer
NPSH	Net positive suction height: Pumpenkennzahl, die bezeichnet, welche effektive Wassersäule vor dem Saugmund der Pumpe stehen muss.
SEER	Seasonal Energy Efficiency Ratio; qualifiziert die Effizienz einer Kältemaschine: über das Jahr gemittelt Verhältnis aus gewonnener Nutzkälte zu eingesetzter elektrischer Energie

## Zusammenfassung

Ziel der Efficient Energy GmbH ist die Entwicklung eines hocheffizienten Wärmepumpensystems auf der Basis der Direktverdampfung von Wasser.

Ziel des Teilprojektes 1b des von der DBU geförderten Projekts 26661 ist die Entwicklung der erforderlichen Anlagenkomponenten: Verdampfer, Verflüssiger, Pumpen, Vakuumhaltung, Fremdgasabscheidung, Mess-, Steuer- und Regelungstechnik. Alle Ziele dieses Teilprojektes konnten erreicht werden:

Verdampfer:

- Mit Hilfe geeigneter Strukturen zur Wasserverteilung und Mikroverwirbelung konnte ein Verdampferprototyp ohne bewegliche Einbauten aufgebaut werden, der auf einem zylindrischen Bauraum  $< 0,4 \text{ m} * 0,4 \text{ m}$  (Durchmesser \* Höhe) eine tropfenfreie Verdampfung von 60 kW Wasserdampf erlaubt. Dies entspricht einer flächenbezogenen Verdampferleistung von  $q > 400 \text{ kW/m}^2$ .
- Die flächenbezogene Verdampferleistung konnte gegenüber dem Stand der Technik mindestens um den Faktor drei erhöht werden.
- Alle eingesetzten Bauteile sind Kunststoffnormteile oder als Kunststoffspritzgussteile aus günstigen Massenkunststoffen herstellbar. Konzeptstudien zur Überführung der Bauteile in Spritzgussformen wurden erstellt.

Verflüssiger:

- Der Einsatz ähnlicher Strukturen wie im Verdampfer erlaubt auch den Aufbau eines Verflüssigers, der auf einem Bauraum  $< 0,4 \text{ m} * 0,5 \text{ m}$  (Durchmesser \* Höhe) ebenfalls die Kondensation von 60 kW überhitztem Dampf leistet. Dies entspricht einer flächenbezogenen Verdampferleistung von  $q > 400 \text{ kW/m}^2$ .
- Die flächenbezogene Verflüssigerleistung konnte gegenüber dem Stand der Technik signifikant erhöht werden.
- Alle eingesetzten Bauteile sind analog zum Verdampfer aufgebaut und auf dem gleichen technischen Stand (siehe oben).

Es konnten Pumpen gefunden und qualifiziert werden, die einen kavitationsfreien Betrieb der Anlage im angestrebten Druck- und Temperaturbereich mit der angestrebten Wasserumlaufmenge von 2,6 l/s leisten. Die Pumpen mit der höchsten Effizienz wurden für den Einsatz in den Anlagenprototypen ausgewählt.

Vakuumhaltung:

- Der Anlagenprototyp weist eine Leckage von  $\Delta p/\Delta t < 1 \text{ mbar/h}$  auf.
- Die eingetragenen Fremdgasen werden im Betrieb durch geeignete Strömungsführung an einem Ort in der Anlage gesammelt, angereichert und können dort ausgetragen werden. Die für die Aufrechterhaltung des Vakuums erforderliche Leistung für eine 45 kW Anlage beträgt  $P_{el} < 100 \text{ W}$ .

Im zeitgleich bearbeiteten Teilprojekt 1a (finanziert über das bayerische Wirtschaftsministerium) konnte ein Verdichter entwickelt werden, der die Leistungsspezifikationen bezüglich Druckverhältnis  $\pi > 3$ , Schluckvermögen  $\dot{m} > 4 \frac{\text{g}}{\text{s}}$  und Wirkungsgrad  $\eta_{is} > 60 \%$  erreicht. Das Verdichterrad ist in Kunststoffspritzgusstechnologie hergestellt. Die Herstellkosten für das Verdichterrad können mit dieser Technologie gegenüber dem Stand der Technik um mehr als den Faktor zehn gesenkt werden.

Die aus der Integration der in beiden Teilprojekten entwickelten Komponenten entstandenen Prototypanlagen zur Erzeugung von 45 kW Kälte bzw. 55 kW Wärme sind derzeit im Laborversuch sowie im Dauerversuch. Die Prototypanlagen ermöglichen die Steigerung der mittleren Kältezahl SEER auf  $SEER > 6$ . Dies entspricht gegenüber dem Stand der Technik einer Verdoppelung der Effizienz und ermöglicht die Einsparung elektrischer Energie in der gleichen Größenordnung.

## 1. Einleitung

Mit der Entwicklung der ct-turbo Wärmepumpe leistet die Efficient Energy GmbH einen wesentlichen Beitrag zur Verbesserung der Energie- und Umweltsituation. Gegenüber konventionellen Wärmepumpensystemen weist die Anlage einen beinahe doppelten Wirkungsgrad bei deutlich niedrigeren Herstellkosten auf.

Die ct-turbo Wärmepumpe arbeitet nach dem in großtechnischen Anlagen (meist über 1.000 kW) wiederholt erfolgreich realisierten Prinzip der Direktverdampfung von Wasser (Beispiel gläserne Manufaktur in Dresden). Das Entwicklungsziel der Efficient Energy GmbH besteht zunächst darin, die bekannten technischen Vorteile (u.a. hohen Wirkungsgrad durch Einsatz von Turboverdichtern) auf die häusliche Energie- (bis 15 kW Heizleistung) und Kältetechnik zu übertragen.

Die ct-turbo Wärmepumpe benötigt kein Öl und keine umweltschädlichen Arbeitsmittel, mit gegenüber konventionellen Wärmepumpensystemen entscheidenden ökologischen Vorteilen:

- ✓ beinahe halbiertem CO<sub>2</sub> Ausstoß (bei fossiler Stromerzeugung);
- ✓ keine Klimaauswirkungen durch das Arbeitsmittel;
- ✓ keine Grundwassergefährdung durch Öl.

Die wesentlichen technischen Herausforderungen bestehen in der Entwicklung sehr preiswerter Turboverdichter (Entwicklungsziel unter 250.- €/St.) und der Verdampfung von Wasser sowie der Kondensation von überhitztem Dampf auf kleinen Flächen (Leistungen von über 50 kW/m<sup>2</sup>).

Da der Prozess und die Komponenten der ct-turbo Wärmepumpe grundsätzlich auch zur Kühlung verwendet werden können – bei gleichen ökologischen und ökonomischen Vorteilen - steht weltweit ein wesentlich größeres, zusätzliches Marktvolumen zur Verfügung. Der Einsatz der ct-turbo Wärmepumpe ist überall dort technisch möglich und wirtschaftlich vorteilhaft, wo heute Wärmepumpen mit Wärmequelle Erdwärme und Sondenbohrung oder mit Wärmequelle Grundwasser eingesetzt werden oder wo Kältemaschinen (nicht Gefriereinrichtungen) betrieben werden. Das entspricht in 2007 einem bestehenden Marktvolumen von ca. 115.000 Wärmepumpen in Europa und 40.000 Wärmepumpen in den USA und einem Zielmarkt im Bereich der Kälte- und Klimatechnik von ca. Mrd. € 10 p. a. Bis 2015 wird in der Wärmeerzeugung eine Verdoppelung dieser Zahlen erwartet, ohne Berücksichtigung des Effekts, der sich durch die Markteinführung der ct-turbo Wärmepumpe ergeben wird. Im Bereich der Klimatechnik wird eine Entwicklung entlang der allgemeinen industriellen Wachstumsprognosen gesehen.

Der bevorstehende Markteintritt soll im ersten Schritt in der Klimatechnik erfolgen, da der errechnete Aufwand und das angenommene Risiko dort geringer sind und die Erfolgsaussichten höher. Hierzu werden bereits konkrete Gespräche und Verhandlungen mit einem führenden deutschen Unternehmen der Klimatechnik geführt. Es ist das Ziel, in 2013 gemeinsam in den Markt einzutreten. Der Milliarden Markt der häuslichen Energietechnik ist stark fragmentiert und differenziert: allein in Europa gibt es ca. 350 Hersteller konventioneller Heizsysteme und 50 Hersteller von Wärmepumpen. Die Entscheidung über die Strategie des Markteintritts in die häusliche Heiztechnik wird sich nach den Opportunitäten und Marktgegebenheiten richten, die sich zum Zeitpunkt des geplanten Markteintritts 2013/2014 ergeben

werden. Dabei wird die Prüfung, ob eine strategische Partnerschaft mit einem bestehenden Marktführer vorteilhaft ist, eine wesentliche Rolle im Hinblick auf Geschwindigkeit, Risiko, Kosten und strategische Planung spielen.

Die Realisierung der gesamten Prototypenanlagen erfolgte in drei Schritten:

**Teilprojekt 1a** („Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdichter V1 und V2 für die ct-turbo Wärmepumpe“) wird vom bayerischen Staatsministerium (BayStMWIVT) gefördert, **Teilprojekt 1b** („Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdampfer und Verflüssiger für die ct-turbo Wärmepumpe“) = **DBU Projekt Nr. 26661-24/2** ist Bestandteil dieses Antrages.

Die Integration der entwickelten Komponenten wurde in einem dritten Schritt ohne öffentliche Unterstützung realisiert.

Teilprojekt 1a setzt auf den Erkenntnissen des Versuchsverdichters V1 und dem ersten Verdichterrad aus Kunststoffspritzgusstechnik auf (in Versuchsanlage VA 1), um eine zweite Verdichterstufe zu realisieren.

Teilprojekt 1b (DBU 26661) optimiert die Ergebnisse der Versuchsanlage in Bezug auf Oberflächenverdampfung und Kondensationsleistung von überhitztem Wasserdampf. Für die Gesamtanlage und den Wirkungsgrad ist Oberflächenverdampfung sehr wichtig, da in den Saugmund der Verdichter keine Wassertropfen gelangen dürfen. Normalerweise liegt die Oberflächenverdampfungsleistung zwischen 2 und max. 4 Kilowatt pro Quadratmeter ( $\text{kW}/\text{m}^2$ ), mit der beschriebenen Versuchsanlage VA1 wurden bereits  $20 \text{ kW}/\text{m}^2$  erreicht und die weitere Optimierung der Flächengestaltung sollte zu weit über  $50 \text{ kW}/\text{m}^2$  führen. Wichtig ist die hohe Flächenleistung für die Miniaturisierung der Anlage, da der von außen wirkende Luftdruck bei zu großen Flächen die Konstruktion erschwert sowie Diffusion und Leckage begünstigt.

Die wesentlichen Arbeiten und Ergebnisse aus dem hier behandelten Teilprojekt 1b sind im folgenden Kapitel „Darstellung der Arbeiten und Ergebnisse gegliedert nach Arbeitspaketen und Entwicklungszielen“ dokumentiert.

Im Anschluss folgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse aus Teilprojekt 1a: „Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdichter V1 und V2 für die ct-turbo Wärmepumpe“ mit Angaben zur Leistungsfähigkeit des Verdichters und zur Lebensdauer der Verdichterräder aus Kunststoffspritzguss.

Zum Abschluss des inhaltlichen Teils wird in Kapitel vier ein Überblick über den erreichten technischen Stand mit speziellem Augenmerk auf die Leistungsfähigkeit der Gesamtanlage sowie den erreichten Automatisierungsgrad der Prototypanlage gegeben.

## 2. Darstellung der Arbeiten und Ergebnisse gegliedert nach Arbeitspaketen und Entwicklungszielen

Das hier dokumentierte Teilprojekt 1b befasst sich im Kern mit der Anlagenentwicklung um den Turboverdichter. Folgende Entwicklungsziele sind zu erreichen:

- Tropfenfreie Verdampfer mit einer Flächenleistung von  $q > 50 \text{ kW/m}^2$  und kunststoffgerechtem Design;
- Verflüssiger mit einer Flächenleistung von  $q > 50 \text{ kW/m}^2$ ;
- Spritzgussgerechtes Design des Verdampfer- und Verflüssigeraufbaus;
- Auslegung und Anschaffung geeigneter Pumpen für den kavitationsfreien Betrieb der ct-turbo Technologie im Grobvakuum;
- Sicherstellen einer guten Vakuumqualität und Gestaltung einer geeigneten Fremdgasabscheidung
- Auslegung und Entwicklung geeigneter Sensorik um die Komponenten auslegen, bewerten und betreiben zu können;
- Entwicklung geeigneter Hard- und Software um die Anlage in den unterschiedlichen Entwicklungsständen betreiben und analysieren zu können.

Der prinzipielle Aufbau einer Druckstufe ist in Abbildung 1 dargestellt. Die in diesem Teilprojekt bearbeiteten Kernkomponenten sind der Verdampfer und der Verflüssiger. Die Kernfunktionalität „Verdampfen“ und „Verflüssigen“ integriert Teilfunktionen, für die eigenständige Entwicklungsarbeiten erforderlich sind. Für den Verdampfer sind dies:

- Tropfenabscheider
- Drallerzeuger

In den Kondensator integriert ist die Fremdgasabscheidung (= Aufrechterhaltung des Vakuums).

Für die Datenerfassung speziell in der Entwicklungsphase wurden geeignete Druck und Temperatursensoren entwickelt und über einen seriellen Bus in die Regelung integriert.

Der aktuelle Aufbau wird als Gesamtkonzept in den Spritzguss überführt, deshalb wird das Spritzgusskonzept als eigenständiges Thema behandelt.

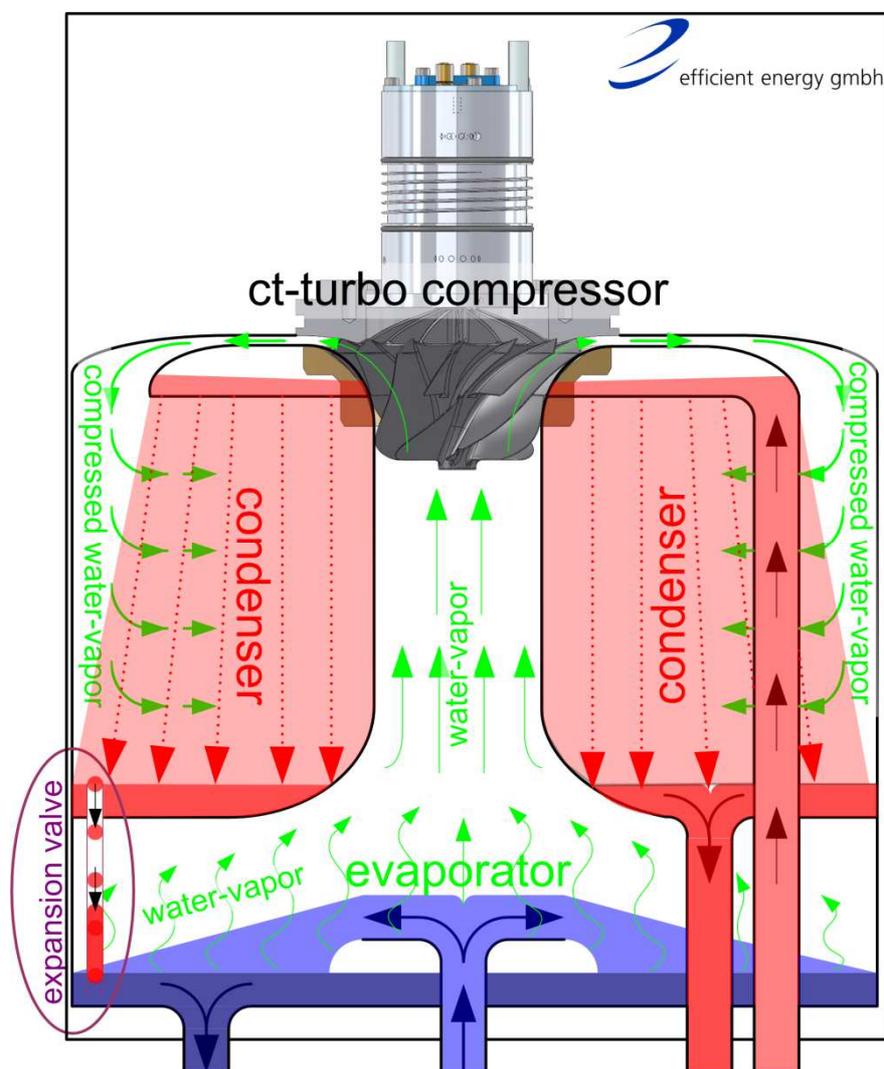
Dementsprechend gliedert sich dieses Kapitel in die folgenden Abschnitte:

- Verdampfer
- Verflüssiger
- Pumpen
- Tropfenabscheider
- Drallerzeuger
- Fremdgasabscheidung
- Sensorik
- Spritzgussüberführung

Die Verdichterentwicklung ist nicht Gegenstand dieses Projektes (siehe oben Teilprojekt 1a: „Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdichter V1 und V2 für die ct-turbo Wärmepumpe“). Die wesentlichen Ergebnisse des Teilprojektes 1a werden deshalb gesondert im nachfolgenden Kapitel zusammengefasst.

Die Leistungsfähigkeit der Gesamtanlage wird am aktuellen Stand der Technik im Kapitel 4 dokumentiert. Auch der Stand der Software bzw. der Grad der

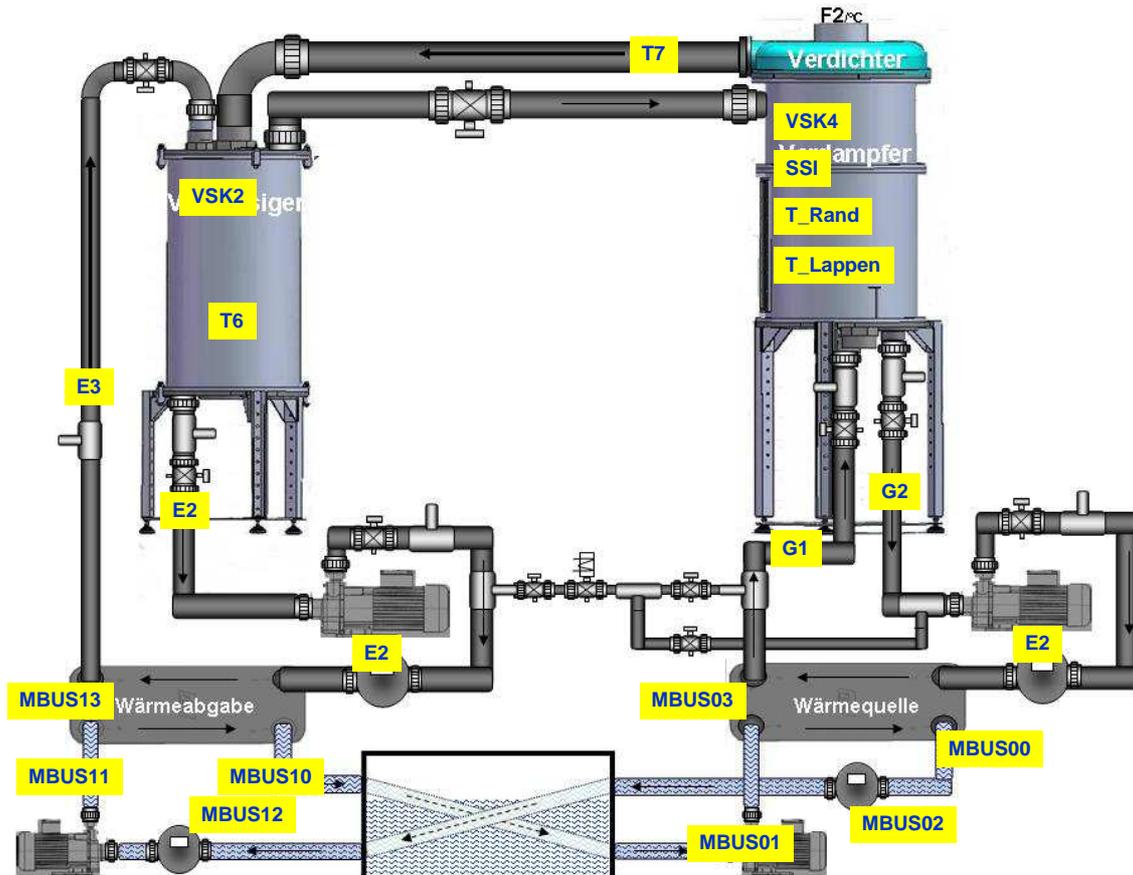
Automatisierung lässt sich am besten am Gesamtaufbau dokumentieren, er wird von daher auch in Kapitel 4 erläutert.



**Abbildung 1:** Prinzipieller Aufbau einer Druckstufe mit Verdampfer (= evaporator), Verdichter (= compressor) und Verflüssiger (= condenser) integriert in einem druckdichten Behälter

## 2.1. Verdampfer

Abbildung 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Versuchsanlage zur Auslegung und Optimierung von Verdampfer und Verflüssiger. Sie arbeitet grundsätzlich genauso wie die erste Versuchsanlage (siehe Abbildung 34), Aufbau und Verrohrung wurden gegenüber der Versuchsanlage prinzipiell nicht geändert. Ersetzt wurden die großflächigen Verdampfer- und Verflüssigereinheiten durch schlanke zylindrische Einheiten mit einem Außendurchmesser von 0,5 m. Die Höhe der beiden Einheiten wurde bewusst überdimensioniert, um gezielt unterschiedliche Konzepte untersuchen zu können und eine schrittweise Optimierung zu kleineren Bauhöhen zu ermöglichen.



**Abbildung 2:** R&I Fließbild der Versuchsanlage zur Auslegung und Optimierung von Verdampfer und Verflüssiger.

Die Ausführung ist prinzipiell stapelbar, so dass der Verflüssiger direkt über dem Verdichter montiert werden kann. Somit entsteht eine zylindrische Gesamteinheit mit einer Grundfläche von  $\varnothing 0,5$  m und einer Höhe von weniger als  $H < 1,5$  m. Die daraus resultierende Skalierbarkeit ermöglicht es, die geplanten Serienprodukte in verschiedenen Leistungsklassen durch unterschiedliche Zusammenstellung der „Zylinder“ zu bauen.

Im Regelfall wird diese Anlage analog zur ersten Versuchsanlage betrieben (Beschreibung siehe Anlage A).

Zudem ist es möglich die Anlage ohne Verdichter zu betreiben, um unabhängig vom Verdichter die Verdampfer- und Verflüssigerleistung untersuchen zu können. Diese Betriebsweise wird im Folgenden mit „OIRo-Versuch“ bezeichnet.

Beim OIRo-Versuch wird die Wärme auf der Verdampferseite über ein warmes Wasserreservoir zur Verfügung gestellt. Auf der Kondensatorseite steht ein gekühltes Wasserreservoir als Wärmesenke zur Verfügung. Über die Temperaturen der beiden Wasserreservoirs und die Pumpenleistung auf der „Außenwelt“-Seite der Wärmetauscher können

- übertragene Wärmemengen zwischen  $20 \text{ kW} < Q < 60 \text{ kW}$  sowie
- Temperaturbereiche zwischen  $20 \text{ °C} < T < 40 \text{ °C}$

gleichmaßen einfach und genau eingestellt werden.

Diese Methodik erlaubt es, die treibenden Temperaturdifferenzen und damit die Leistungsfähigkeit des Verdampfungs- und Kondensationsprozesses genau zu ermitteln.

Zu beiden Betriebsarten sind im Anhang E und F je ein beispielhaftes Ergebnis dargestellt, um die Leistungsfähigkeit des Konzeptes zu dokumentieren.

Maß für die Güte des Verdampfers ist die treibende Temperaturdifferenz, die benötigt wird, um das Wasser vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand zu überführen.

Analog zum indirekten Wärmetauscher (beispielsweise ein Plattenwärmetauscher) ist es das Ziel, die treibende Temperaturdifferenz so klein wie möglich zu halten.

Die treibende Temperaturdifferenz für den Verdampfer lässt sich mit den verwendeten Messstellen wie folgt berechnen (siehe Abbildung 2 sowie **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**):

$$\Delta T_{Verd.,min} = G2 - T_{sat,VSK4} \quad ( 1 )$$

Dabei ist die

- Temperatur des Wassers am Verdampferaustritt  $G2 =$  Vorlauftemperatur Verdampfer
- Der Druck im Verdampfer  $p_{Verdampfer} = VSK4$
- Die zum Druck im Verdampfer  $VSK4$  korrespondierende Sattdampftemperatur  $T_{sat,VSK4}$

Die treibende Temperaturdifferenz im Verdampfer  $\Delta T_{Verd.,min} = G2 - T_{sat,VSK4}$  ist ein Maß dafür, welche rechnerische Temperaturdifferenz im Verdampfer mindestens erforderlich ist, um das Wasser zu verdampfen.

Um dieses Temperaturdifferenz ausreichend genau ermitteln zu können, müssen die eingesetzten Temperatur und Drucksensoren über den eingesetzten Druck und Temperaturbereich sehr genau kalibriert werden. Diese Kalibrierung wurde zu verschiedenen Zeitpunkten durchgeführt. Beispielhafte Kurven sind in Abbildung 3 und Abbildung 4 dargestellt.

Mit dieser Kalibrierung ist es möglich,

- Temperaturaussagen mit einer Genauigkeit von  $\Delta T = \pm 0,25 \text{ }^\circ\text{C}$  und
- Druckangaben mit einer Genauigkeit von  $\Delta p = \pm 0,5 \text{ mbar}$

zu machen.

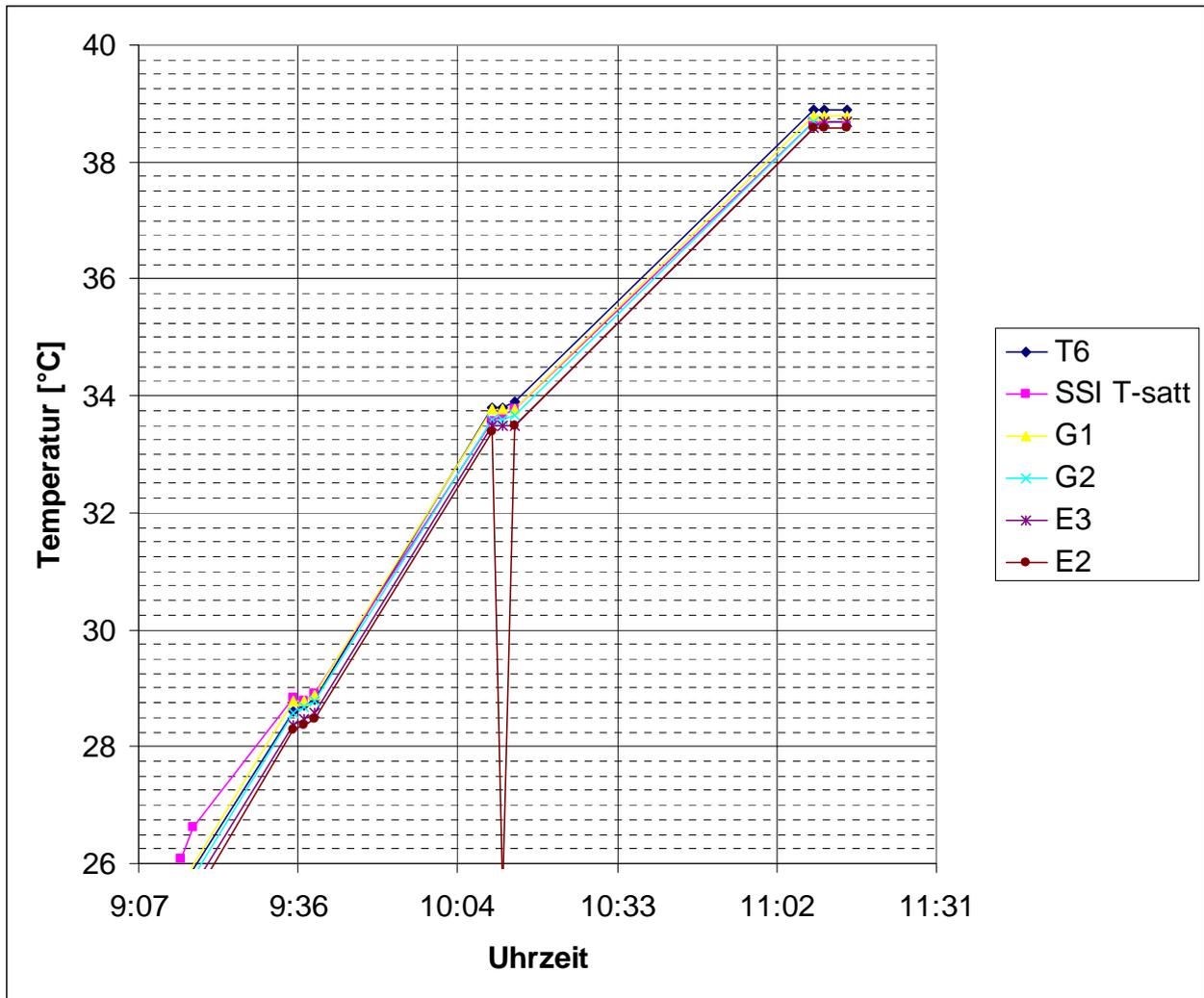
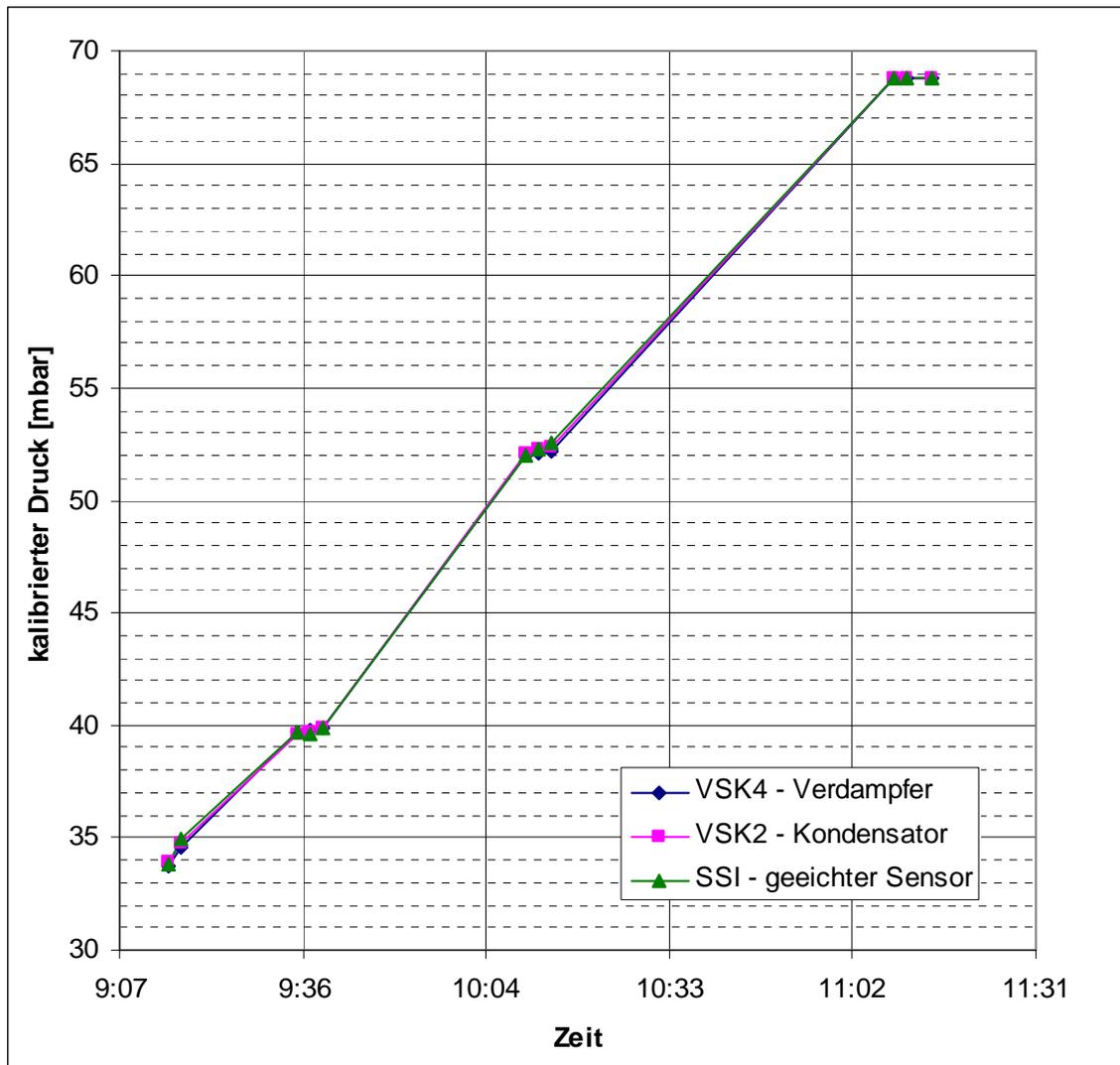


Abbildung 3: Kalibrierung der Temperatursensoren im Temperaturbereich zwischen 26 °C und 39 °C



**Abbildung 4:** Kalibrierung der Drucksensoren im Bereich zwischen  $26\text{ °C} < T < 39\text{ °C}$

Um das Optimum zu finden, wurde eine Vielzahl von Konfigurationen getestet. Ausgehend von unterschiedlich aufgebauten, strukturierten Oberflächen, über verfahrenstechnische Packungen hin zu Sprühkolonnen.

Die besten Ergebnisse konnten mit Sprühkolonnen mit einfachen Verteilereinbauten gewonnen werden. Dies ist zugleich die konstruktiv die einfachste sowie von den Herstellkosten her die günstigste Variante.

Wichtig ist, dass mit der gewählten konstruktiven Lösung bei einem Behälteraußendurchmesser von 500 mm eine Leistung von  $P > 60\text{ kW}$  übertragen werden kann. Dies entspricht einer Flächenleistung von

$$q = \frac{Q}{A} = 300 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Die treibende Temperaturdifferenz liegt dabei bei  $\Delta T < 1,0\text{ °C}$

Datum	Versuch	Q, kW	DT_Verdampfer,Min	Kommentar
15.10.2010	60 kW Versuch, offen	62.22	1.22	60 kW mit offenem Wasserverteiler: praktisch reines Blasensieden
19.10.	Blasensieden, halboffen	30.36	1.03	Wasserverteiler halboffen mit Blasensieden
19.10.	Geschlossener Verteiler, unten geschlitzt, Blasensieden, geschlossen	31.86	1.30	Wasserverteiler geschlossen, Verlust im Verdampfer höher berechnet, Druckverlust im Rohr gleichzeitig niedriger.
21.10.	Offener Verteiler mit vertikalen Bohrungen, Durchmesser reduziert	37.37	0.78	Lange Zeit konstante Bedingungen, Siedet auf der Oberfläche, Dampf kann an der Seite vorbei
21.10.	Geschlossener Verteiler, unten geschlitzt, keine Einbauten	38.16	1.01	
22.10.	Geschlossener Verteiler, unten geschlitzt, klein und groß	43.81	0.92	
25.10.	Geschlossener Verteiler mit vertikalen Bohrungen,, Durchmesser reduziert	27	0.6	

**Tabelle 1:** Kennzahlen der abschließenden Versuche zur Auslegung und Optimierung des Verdampfers

## 2.2. Verflüssiger

Der Versuchsaufbau für die Optimierung des Verflüssigers ist identisch zu dem des Verdampfers (siehe Abbildung 2).

Maß für die Güte des Verflüssigers ist analog zum Verdampfer die treibende Temperaturdifferenz, die benötigt wird, um den Dampf in den flüssigen Aggregatzustand zu überführen.

Wie oben beschrieben ist es das Ziel, die treibende Temperaturdifferenz so klein wie möglich zu halten.

Die treibende Temperaturdifferenz für den Verflüssiger lässt sich mit den verwendeten Messstellen wie folgt berechnen (siehe Abbildung 2 sowie **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**):

$$\Delta T_{Kond.,min} = T_{sat,VSK2} - E2 \quad (2)$$

Dabei ist die

- Temperatur des Wassers am Verflüssigeraustritt E2 = Vorlauftemperatur Verflüssiger
- Der Druck im Verdampfer  $p_{Verflüssiger} = VSK2$
- Die zum Druck im Verflüssiger VSK2 korrespondierende Sattdampf Temperatur  $T_{sat,VSK2}$

Die treibende Temperaturdifferenz im Verflüssiger  $\Delta T_{Kond.,min} = T_{sat,VSK2} - E2$  ist ein Maß dafür, welche rechnerische Temperaturdifferenz im Verflüssiger mindestens erforderlich ist, um das Wasser zu kondensieren (= zu verflüssigen).

Besonderer Wert wurde darauf gelegt, dass auch überhitzter Dampf kondensiert werden kann. Deshalb wurde eine Heizspirale mit > 2 kW Heizleistung in die Rohrleitung eingebaut, um deutlich überhitzten Dampf zu kondensieren.

Die Kalibrierung der Sensoren erfolgt analog zum Verdampfer (siehe oben). Eine Versuchsbeschreibung eines beispielhaften Auslegungsversuches findet sich in Anhang F.

Untersucht wurde der Einfluss folgender Parameter:

- Leistungsgrenze bei Übertragung von 60 kW nicht erreicht
- Unterschiedliche Schüttungen zur Vergrößerung der Austauschfläche bei minimalem Druckverlust in der Dampfströmung
- Die Höhe der Schüttung
- Der Durchmesser der Schüttung
- Die berechnete Fläche
- Die Position der Fremdgasabsaugung
- Die Kreislaufwassermenge

Gesamt berechnete Fläche	Gesamtfläche, m <sup>2</sup>	45 l/min = 3/4 l/s	120 l/min = 2 l/s
volle Fläche	0.145		1.44
halbe Fläche	0.073	1.58	1.45
viertel Fläche	0.036	3.95	3.3
viertel Fläche mit Waben	0.036	4.05	3.4

**Tabelle 2:** Die treibende Temperaturdifferenz im Verflüssiger  $\Delta T_{Kond.,min}$  als Funktion der Kondensatorfläche und der Wassermenge bei einer übertragenen Leistung von 30 kW

Datum	Versuch	$\Delta T_{\text{min,Kond}}$ [°C], 45 l/min	$\Delta T_{\text{min,Kond}}$ [°C], 120 l/min
25.11.	<b>100% Schütthöhe</b> , Absaugung unter <b>Hut</b>	1.0 – 1.5	< 1.0
3.12.	<b>62,5% Schütthöhe</b> , Absaugung über <b>Schüttung</b>	10	7
3.12.	<b>87,5% Schütthöhe</b> , Absaugung über <b>Schüttung</b>		6
6.12.	<b>100% Schütthöhe</b> , Absaugung unter <b>Hut</b>	1.0	
7.12.	<b>100% Schütthöhe</b> , Absaugung über <b>Schüttung</b>	7.5	

**Tabelle 3:** Die treibende Temperaturdifferenz im Verflüssiger  $\Delta T_{\text{Kond,min}}$  als Funktion der Schütthöhe, der Lage der Fremdgasabscheidung sowie der Kreislaufwassermenge

Die Versuche zeigen, dass eine Mindestschütthöhe, eine Mindestfläche und eine ausreichende Kreislaufwassermenge zur Verfügung stehen muss. Sind diese Bedingungen erfüllt, so lassen sich auch 60 kW Leistung bei einer Grundfläche mit einem Durchmesser  $D < 0,5$  m kondensieren. Die treibende Temperaturdifferenz im Verflüssiger liegt für den optimierten Aufbau auch für stark überhitzten Dampf bei

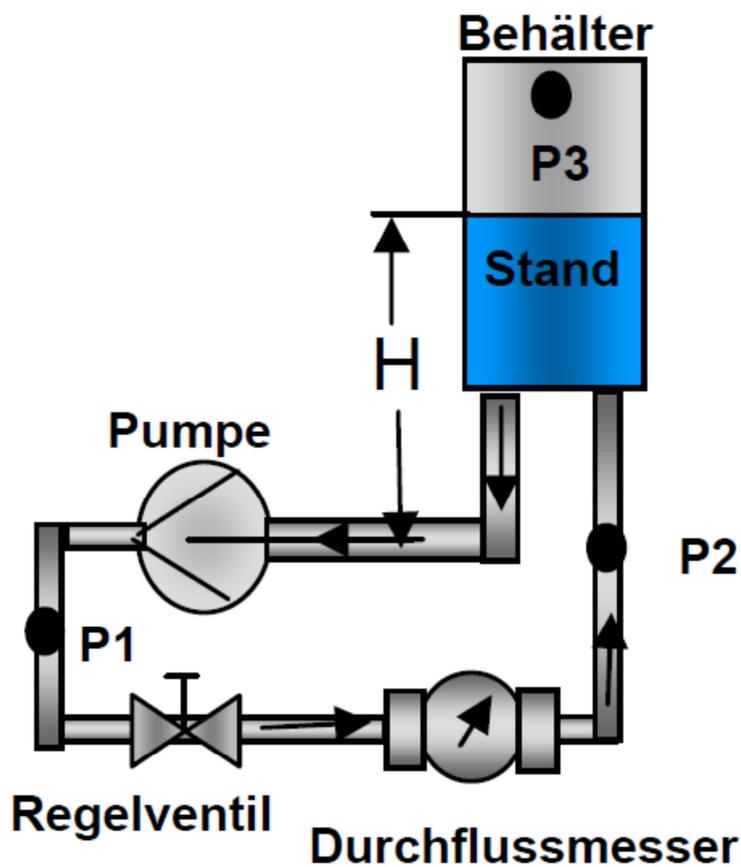
$$\Delta T_{\text{Kond.,min}} = T_{\text{sat,VSK2}} - E2 \leq 1,0 \text{ °C}$$

### 2.3. Pumpen

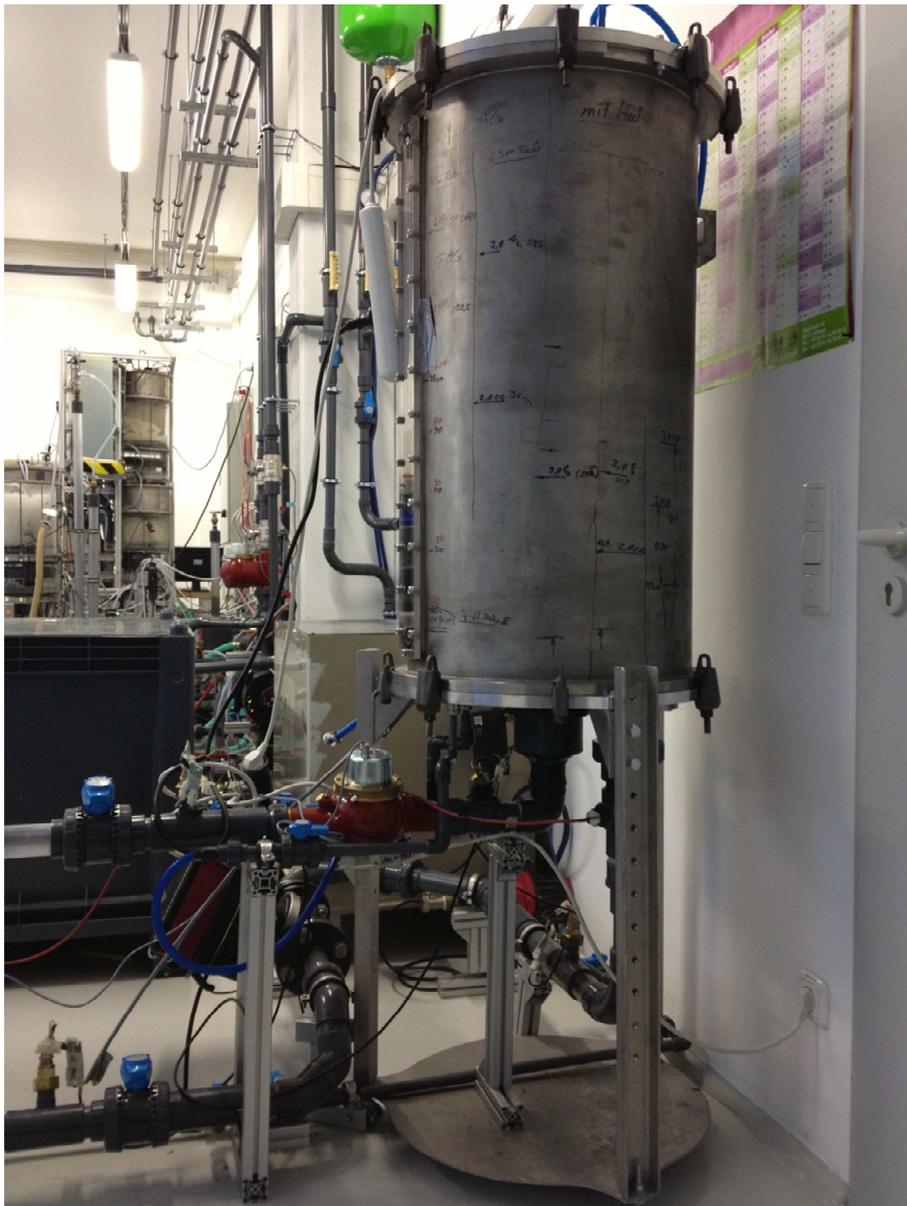
Ziele und Randbedingungen für die Auswahl bzw. Eigenentwicklung von Pumpen sind:

- Harte Kriterien:
  - Vakuumdicht < 1 mbar/h
  - Maximale Förderleistung: 2,6 l/s = 9,4 m<sup>3</sup>/h (wird nicht für alle Pumpen und nicht in allen Betriebspunkten gefahren)
  - Net positive suction height NPSH < 1 m
- Optimierungsparameter:
  - Aufgenommene elektrische Leistung
  - Minimierung des NPSH-Wertes

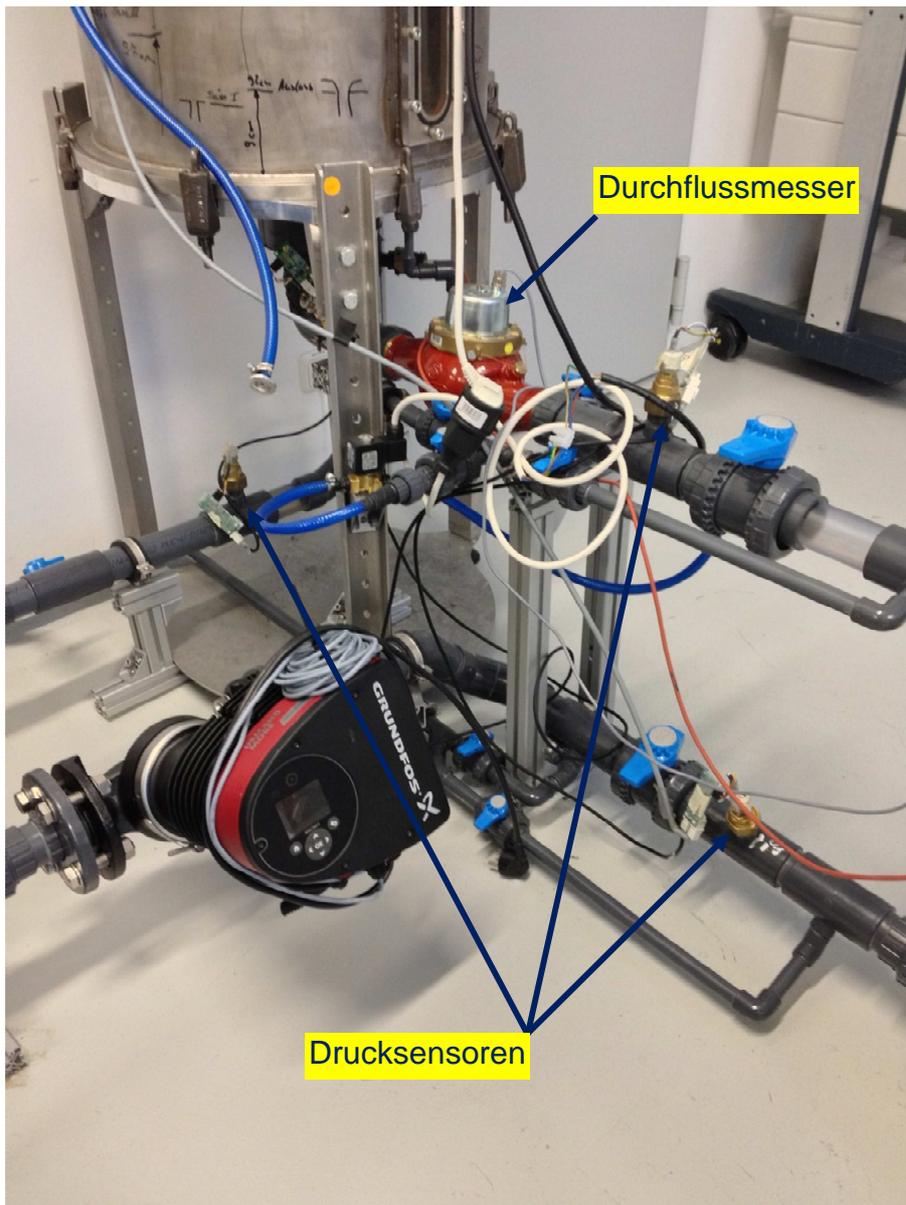
Für die Qualifizierung und Optimierung der Pumpen, wurde ein Teststand aufgebaut. Abbildung 6 zeigt den Teststand mit Rohrleitung, Sensoren und Wasservorratsbehälter. Über den Wasservorratsbehälter können die Testbedingungen analog zur Anlage eingestellt werden. Dies betrifft im Wesentlichen den Wasserstand vor der Pumpe (NPSH), den Ausfluss aus dem Behälter und die Güte des Vakuums in der Anlage. Abbildung 7 zeigt die Rohrleitung mit Pumpe, Drucksensoren, Ventilen und Durchflussmesser. Über die Ventile lassen sich unterschiedliche Gegendruckbedingungen aus der Anlage nachstellen. Abbildung 5 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Teststandes mit allen Einbauten und Messstellen.



**Abbildung 5:** Prinzipieller Aufbau des Pumpenteststandes wie in Abbildung 6 und Abbildung 7 dargestellt.



**Abbildung 6:** Pumpenteststand von der Seite fotografiert. Die Anlage lässt sich evakuieren und über den zylindrischen Behälter lässt sich der effektive NPSH-Wert einstellen.



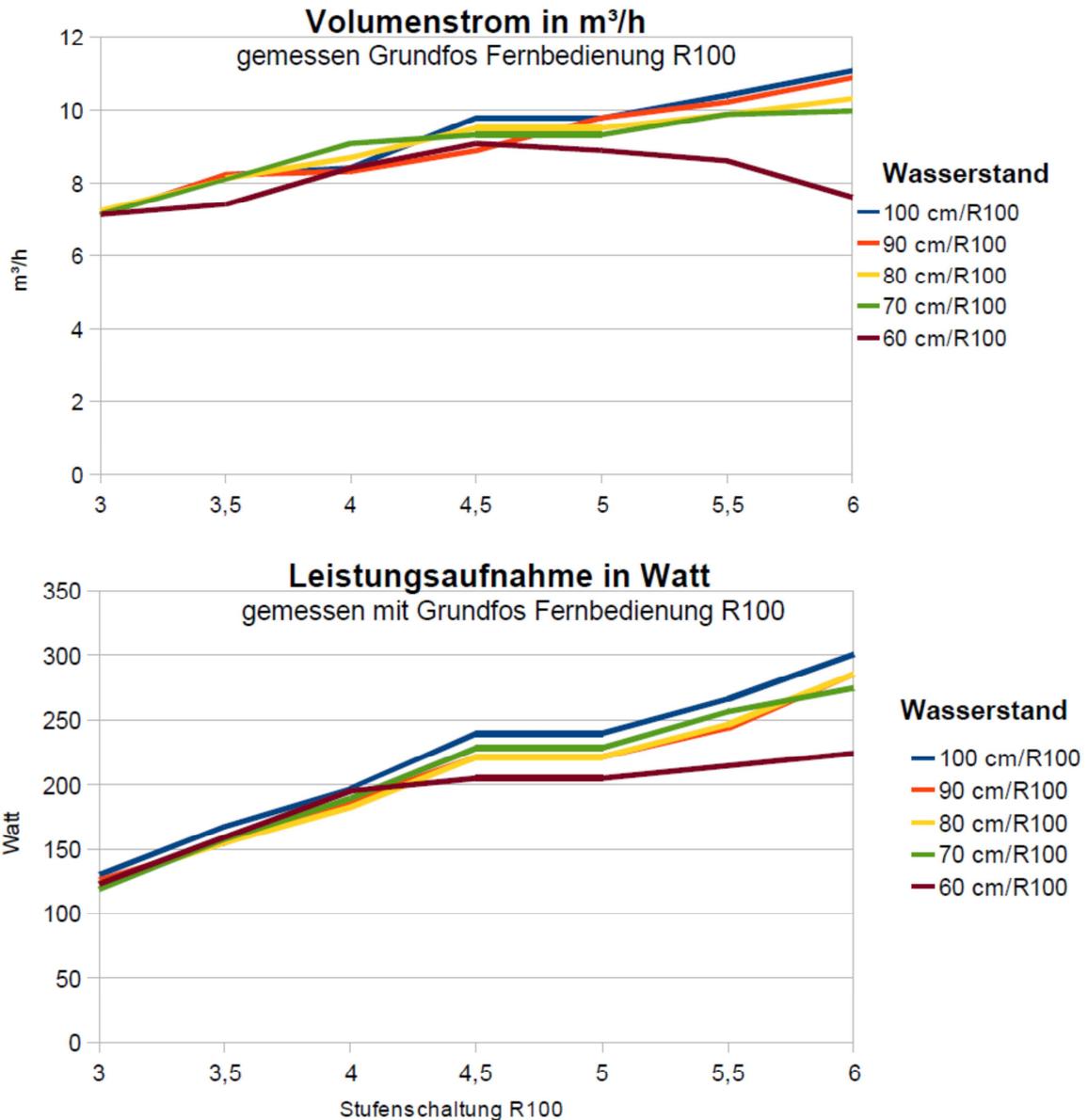
**Abbildung 7:** Pumpenteststand mit eingebauter Standardheizungspumpe

Im Projektzeitraum wurden unterschiedlicher Pumpentypen und Pumpen unterschiedlicher Hersteller untersucht.

Bereits zu einem frühen Projektzeitpunkt war klar, dass marktgängige Pumpen für den Einsatz in der ct-turbo Wärmepumpe geeignet sind und eine kosten- sowie zeitaufwändige Eigenentwicklung nicht erforderlich ist. Die Projektmittel wurden eingesetzt, um die Pumpen richtig zu qualifizieren und die am besten geeignete Pumpe auszuwählen.

Zu Beginn wurden Pumpen drei verschiedener Hersteller untersucht, die ein vollständig gekapseltes Gehäuse besitzen und über eine permanentmagnetische Kupplung an den Antrieb gekoppelt sind. Der Vorteil dieser Pumpen liegt in der absoluten Vakuumdichtigkeit des Gehäuses. Der Nachteil liegt in der vergleichsweise hohen Leistungsaufnahme aller untersuchten Systeme. Die elektrische Leistungsaufnahme einer Pumpe liegt bei bis zu 1,4 kW. Für die meisten Betriebspunkte reicht zwar eine Leistungsaufnahme von 700 W, dies bedeutet für die Gesamtanlage dennoch eine Leistungsaufnahme von ca.  $P_{el} = 2$  kW.

In einer weiteren Testreihe wurden Standardheizungspumpen verschiedener Hersteller getestet. Die Pumpen wurden zunächst bezüglich ihrer Vakuumfestigkeit untersucht. Alle untersuchten Fabrikate weisen ausreichend gute Dichtigkeit auf. Die untersuchten Pumpen lieferten durchweg gute bis sehr gute Ergebnisse hinsichtlich Pumpenleistung, NPSH und elektrischer Leistungsaufnahme.



**Abbildung 8:** Fördermenge und elektrische Leistungsaufnahme als Funktion der gewählten Leistungsstufe der Pumpe sowie der Wassersäule vor der Pumpe.

Die am besten geeignete Pumpe zeichnet sich durch eine Reihe von Eigenschaften aus:

- Sie ist als sogenannter „inline Nassläufer“ aufgebaut. Bei dieser Pumpe sind Motor und Laufrad im Pumpengehäuse gekapselt. Durch dieses Konzept ist eine Langzeitdichtigkeit gegen Fremdgas gewährleistet.
- Die Pumpe lässt sich horizontal und vertikal ins Rohrleitungssystem integrieren.

- Die Pumpe ist über einen integrierten Frequenzumrichter drehzahl geregelt. Dadurch lässt sie sich zum einen energetisch optimal betreiben, zum anderen kann durch die betriebspunktabhängige Wahl der Drehzahl die Kavitationsneigung und damit der NPSH minimiert werden.

Abbildung 8 zeigt die Förderleistung und die elektrische Leistungsaufnahme als Funktion der gewählten Leistungsstufe der Pumpe sowie der Wassersäule vor der Pumpe für die im Moment ausgewählte Pumpe. Die im Betrieb gefahrenen Kreislaufwassermengen liegen zwischen  $7,2 \frac{m^3}{h} < \dot{V} < 10,8 \frac{m^3}{h}$ , wobei es aus thermodynamischen Gründen vorteilhaft ist, im Verdampfer- und im Verflüssigerkreis eine entsprechend dem Betriebspunkt minimale Wassermenge zu fahren. Deshalb ist es möglich einen signifikanten Teil der Pumpenbetriebspunkte mit einer Leistungsaufnahme von unter  $P_{el} < 200 \text{ W}$  zu fahren.

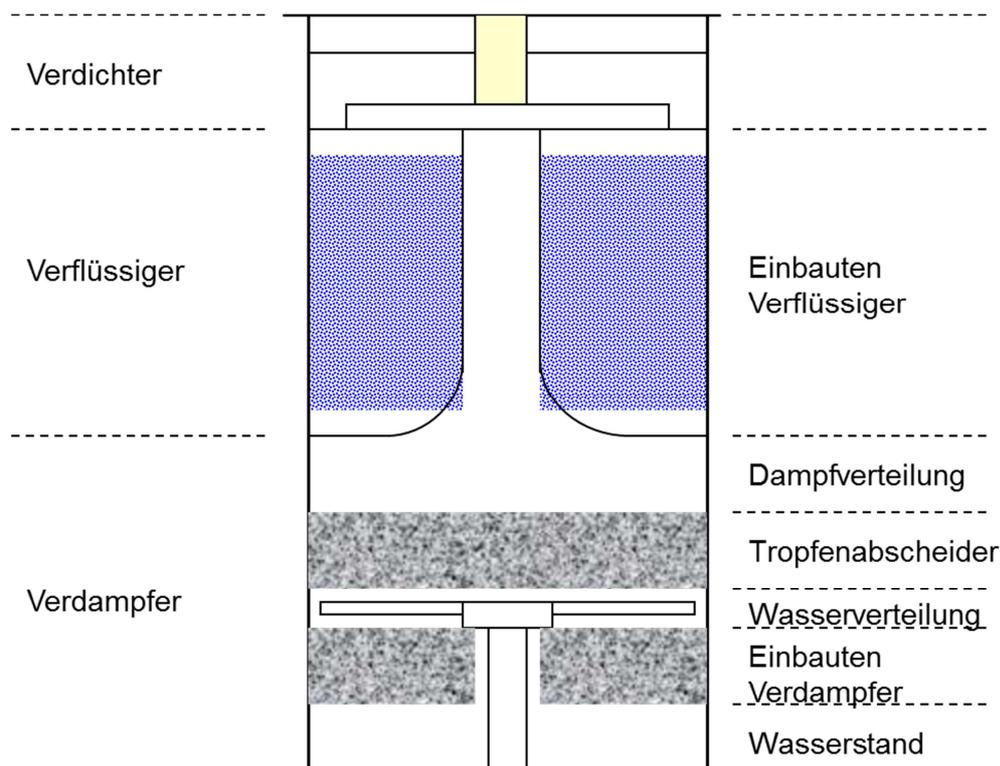
Die gesamte elektrische Leistungsaufnahme (für alle drei Pumpen zusammen) der 45 kW Anlage liegt damit je nach Betriebspunkt zwischen  $500 \text{ W} < P < 600 \text{ W}$ .

## **2.4. Tropfenabscheider**

Theoretisch ist aufgrund des umgesetzten Verdampferkonzeptes kein Tropfenabscheider notwendig, da auf Oberflächenverdampfung gesetzt wird. Im Versuch zeigt sich, dass nicht vollständig gewährleistet werden kann, dass keine Tropfen entstehen. Deshalb wurde aus Sicherheitsgründen ein Tropfenabscheider vorgesehen, ausgelegt und getestet.

Die Anforderungen an den Tropfenabscheider sind wie folgt:

- Sicheres Abscheiden von Tropfen bis  $d_p > 0,01 \text{ mm}$
- Minimierung des Druckverlust in der Dampfströmung auf  $\Delta p < 1 \text{ mbar}$



**Abbildung 9:** Prinzipieller Aufbau einer ct-turbo Einheit mit Tropfenabscheider im Verdampferraum

Zielsetzung bei der Entwicklung des Verdampfers war es, die Entstehung von Tropfen von vorneherein zu vermeiden. Deshalb wird das zu verdampfende Wasser im unteren Teil des Behälters großflächig verteilt. Die Leerrohrgeschwindigkeit des Wassers beträgt:

$$v_{WasserLR} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,003 \frac{m^3}{s}}{0,2^2 m^2 \cdot \pi} = 0,024 \frac{m}{s}$$

Die Strömungsrichtung des Wassers ist nach unten gerichtet, der Dampf strömt nach oben. Falls Tropfen entstehen sollten, ist der Impuls nach unten gerichtet. Die Dampfströmung müsste den Impuls des Tropfens umkehren, um ihn mitreißen zu können.

Die maximale Dampfgeschwindigkeit (nach oben gerichtet) beträgt:

$$v_{DampfLR} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{1 \frac{m^3}{s}}{0,2^2 m^2 \cdot \pi} = 7,9 \frac{m}{s}$$

Aufgrund des geringen Druckes sind die Dichte des Dampfes und damit die Zähigkeitskraft auf einen Tropfen gering. Um Tropfen bis zu einer Größe von  $d_p = 5 \cdot 10^{-5} m$  abzuscheiden wäre ein reiner Trägheitsabscheider ohne Einbauten ausreichend:

$$\frac{F_\eta}{G} = \frac{3 \rho_{Dampf} \cdot v^2 \cdot c_{w,Tropfen}}{4 \rho_{Wasser} \cdot g \cdot d_{Tropfen}} = 0,85 < 1$$

Da trotz dieses Konzeptes die Entstehung von Tropfen nicht ausgeschlossen werden kann, wurden unterschiedliche Tropfenabscheiderkonzepte untersucht:

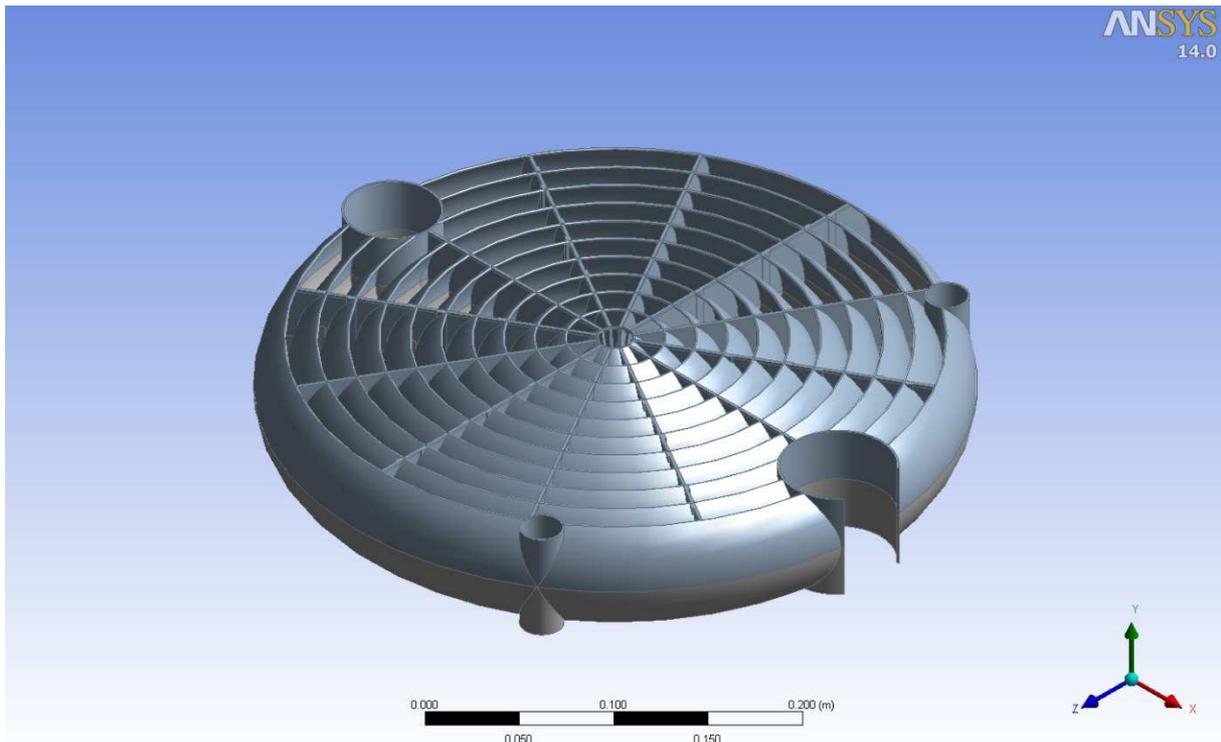
- Drahtgestrick mehrlagig – untersuchte Parameter
  - Anzahl der Lagen
  - Bauform:
    - Horizontal
    - Konischer Korb
- Edelstahlwolle
- Trägheitsabscheider (Arbeitsprinzip Zick-Zack-Sichter)

Alle untersuchten Abscheider arbeiten gut. Bei keinem der Abscheider konnte Wasser oberhalb des Abscheiders gefunden werden.



**Abbildung 10:** Tropfenabscheidergewebe aus Kunststoff

Bei feinmaschigem Gewebe besteht die Gefahr, dass sich aufgrund der Oberflächenspannung von Wasser innerhalb des Gewebes Tropfen bilden, die nicht abfließen. Dadurch kann es zu einer Reduzierung des freien Querschnitts und zu einem Anstieg des Druckverlustes über dem Abscheider kommen. Dies ist der ausschlaggebende Grund, warum nicht dieses Prinzip, sondern das Prinzip Trägheitsabscheider ausentwickelt wurde.



**Abbildung 11:** Tropfenabscheider als Trägheitsabscheider ausgeführt

Der Trägheitsabscheider wurde in der ersten Ausführung als konische Blechkonstruktion getestet. Diese Geometrie war grundsätzlich zufriedenstellend, wurde aber hinsichtlich Abscheidung und Druckverlust weiter optimiert. Das Ergebnis der Optimierungsarbeiten ist Abbildung 11 dargestellt. Die Strömung wird schräg radial nach außen gerichtet aufgenommen und kontinuierlich in Richtung Saugmund zum Verdichter umgelenkt. Entstehen Tropfen, können sie der Umlenkung der Strömung nicht folgen und werden abgeschieden.

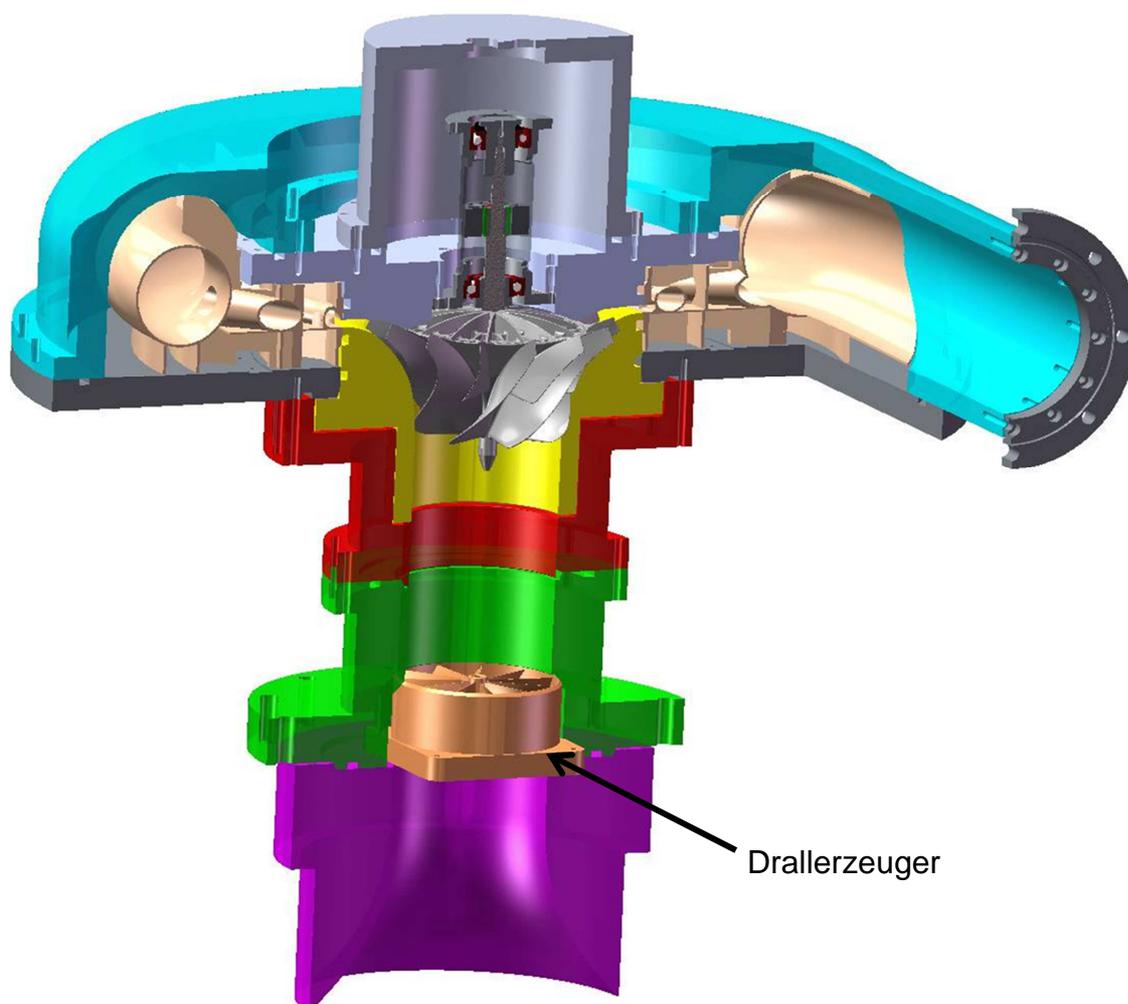
Der Abscheider ist, wie in Abbildung 9 skizziert, dort in den Verdampfer integriert, wo die Dampferrohrgeschwindigkeit am niedrigsten ist, um den Druckverlust zu minimieren und die bestmögliche Kombination aus Schwerkraft- und Trägheitsabscheider zu erreichen.

Der Abscheider ist als symmetrisches Spritzgussteil konstruiert. Er wurde zunächst als Rapid Prototyping Teil und im Anschluss als PU-Kaltspritzgussteil getestet.

Nach einem unterbrechungsfreien zweiwöchigen Dauertest konnten weder Wasser- noch Verschleisspuren im Anlagenteil oberhalb des Tropfenabscheiders festgestellt werden.

## **2.5. Drallerzeuger**

Um die Leistung des Verdichters regeln zu können wurde ein Drallerzeuger ausgelegt, der die Strömung vor dem Verdichter in Rotation versetzt (siehe Abbildung 12).



**Abbildung 12:** Aufbau des Verdichters Stand Q1/2009 mit Drallerzeuger

Versuche mit und ohne Drallerzeuger ergaben, dass sowohl die Leistungsfähigkeit, als auch der Wirkungsgrad ohne Drallerzeuger tendenziell besser sind. Deshalb ist aus technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten kein Drallerzeuger in die Anlage integriert.

## **2.6. Fremdgasabscheidung**

In der aktuellen Versuchsanlage sind Verdampfer und Verflüssiger (= Kondensator) in einem Behälter integriert. Der Verflüssiger ist über dem Verdampfer angeordnet (siehe Abbildung 13 oder Abbildung 9). Zwischen Verdampfer und Verflüssiger ist unterhalb einer Beruhigungszone eine Baugruppe verbaut, die die effektive Aufkonzentration von Fremdgas ermöglicht und somit einen intermittierenden Betrieb der Vakuumpumpe ermöglicht. Diese in Abbildung 13 dargestellte Baugruppe soll im Folgenden beispielhaft erläutert werden.

Im Verdampfer herrsche beispielsweise ein Druck von  $p_1 = 16$  mbar, das entspricht einer Gleichgewichtsdampftemperatur des Kaltwasser Vorlaufs von  $T_1 = 14$  °C.

Im Kondensator herrscht dann bei einem beispielhaften Druckverhältnis von 2,5 der Druck  $p_2 = 40$  mbar, das entspricht einer Gleichgewichtsdampftemperatur von  $T_2 = 29$  °C.

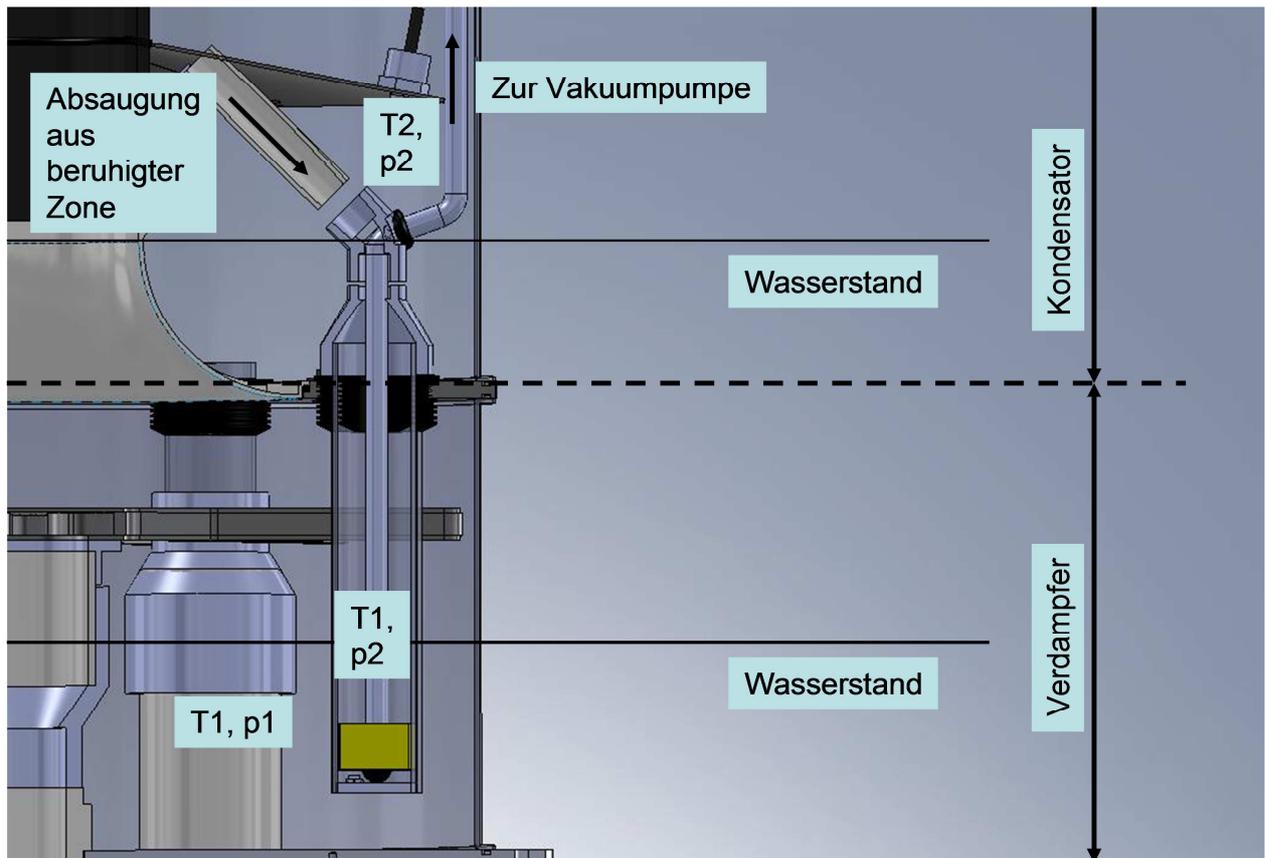


Abbildung 13: Ausführung der Vakuumbildung in der Versuchsanlage

Die Vakuumpumpe saugt nun langsam über die Fremdgasabscheidevorrichtung den gesättigten Dampf ab. Der Dampf strömt aus einer beruhigten Zone im Verflüssiger über ein im Verdampfer stehendes (und dadurch gekühltes Rohr) zur Vakuumpumpe. Der Druck im gekühlten Rohr  $p_2$  entspricht nahezu dem Druck im Kondensator (schleichende Strömung). Da der Dampf im Rohr auf die Verdampfertemperatur  $T_1$  heruntergekühlt wird, würde reiner Dampf vollständig kondensieren. Über eine selbstregelnde Vorrichtung am Fuß des Rohres fließt der kondensierte Dampf zurück in den Verdampfer.

Da in der Realität der Dampf geringe Anteile an Fremdgas (Leckage) enthält, gehen wir im Betrieb beispielsweise von  $< 1\%$  Fremdgasgehalt aus (der Wert dürfte im Betrieb deutlich unter  $1\%$  liegen), ist der Partialdruck des Wasserdampfes  $p_{2,H_2O}(T_2 = 29\text{ °C}) = 40\text{ mbar}$ . Der Gesamtdruck im Kondensator ist dann  $p_{2,ges} = 1,01 \cdot 40\text{ mbar} = 40,4\text{ mbar}$ .

Wird der verunreinigte Dampf langsam abgesaugt („schleichende Strömung“) und gleichzeitig im oben beschriebenen Rohr heruntergekühlt, so kann im besten Fall die Temperatur im Verdampfer  $T = T_1 = 14\text{ °C}$  erreicht werden. Bei dieser Temperatur ist der Partialdruck des Wasserdampfes nur noch  $p_{1,H_2O} = p_1 = 16\text{ mbar}$ . Der Volumenanteil des Wasserdampfes beträgt dann nach dem Raoult'schen Gesetz  $y_{H_2O} = p_{1,H_2O}/p_2 = 16\text{ mbar}/40,4\text{ mbar} = 40\%$ , der Rest des Wassers kondensiert aus. Das Auskondensieren des Wassers bewirkt, dass der Fremdgasanteil – im wesentlichen Inertgase – des abgesaugten Dampfes von angenommenen  $< 1\%$  auf  $60\%$  aufkonzentriert wird. Das heißt der Fremdgasanteil wird im Idealfall um den

Faktor 60 angereichert. Je größer das Druckverhältnis zwischen der Verdampfer- und Verflüssigerstufe, desto stärker der Effekt.

Mit der beschriebenen Vorrichtung werden demnach zwei Effekte genutzt, um den beispielsweise durch eine kleine Vakuumpumpe intermittierend abzusaugenden Fremdgasanteil zu reduzieren:

- Absaugen in einer beruhigten Zone, die durch geeignete Strömungsführung den maximalen Fremdgasanteil in der Anlage aufweist (siehe auch Abschnitt oben zum Verflüssiger).
- Aufkonzentrieren des Fremdgasanteils durch Abkühlen und Auskondensieren auf dem Temperaturniveau des Verdampfers.

Die beschriebene Vorrichtung ist in die aktuelle Versuchsanlage integriert.

Da die Fremdgase aufkonzentriert werden, muss die Vakuumpumpe nur zeitweise laufen. In der Anlagensteuerung sind Intervalle für die Einschalt- und Ruhezeiten der Vakuumpumpe hinterlegt. Bei Bedarf können diese Intervalle, wie in Abbildung 33 dargestellt, angepasst werden.

## **2.7. Sensorik**

Im Rahmen des Forschungsprojektes wurden Druck- und Temperatursensoren sowie ein flexibles Sensorbussystem entwickelt und aufgebaut, das speziell auf den Anwendungsfall Grobvakuum in wässriger Umgebung zugeschnitten ist. Die einzelnen Entwicklungsschwerpunkte sind im Folgenden beschrieben:

- Temperatursensoren
- Drucksensoren
- Sensorbus

### **2.7.1. Temperatursensoren**

Der eingesetzte Sensor ist ein LOW POWER LINEAR ACTIVE THERMISTOR IC (MCP9701A) von Microchip. Das Ausgangssignal ist analog (19,5mV/°C mit einem Nulloffset von ca. 0,4V bei 0°C Messtemperatur). Abbildung 14 zeigt zwei Sensoren mit Sensorplatine zur Erfassung und analog-digital Wandlung.

Die analoge Spannung wird dann in der von der EE entwickelten Platine des Sensors in ein digitales Temperatursignal umgewandelt und über den Sensorbus am Steuerungsrechner verfügbar gemacht.

Die Sensorelemente werden in eine Edelhühse eingebracht, die ihrerseits in die Rohrleitung eingeklebt ist, um die Wassertemperatur zu messen. So ist es möglich die Sensoren ohne zusätzliche Dichtstellen einzubringen. Ein Sensorwechsel ist möglich, ohne das Vakuum zu brechen.

Die Temperatursensoren werden über einen Klimaschrank an zwei festgelegten Temperaturpunkten kalibriert. Die Referenztemperatur wird über einen gekauften und kalibrierten Sensor aufgenommen. Aufgrund des Sensorbusses, können bis zu 100 Sensoren gleichzeitig mit einem PC kalibriert werden (siehe Abbildung 16).



**Abbildung 14:** Zwei Temperatursensoren mit wasserdicht vergossener Platine

### 2.7.2. Drucksensoren

Für die Druckmessung werden Sensoren der Firma Sensortechnics (SSI-Serie) verwendet, die in Edelstahl aufgebaut sind und einen Messbereich von 0 bis 1bar abdecken (siehe Abbildung 15).

Die Messwerte werden über die eingebaute I<sup>2</sup>C Schnittstelle (digitale serielle Verbindung) an den Mikrocontroller gesendet und dann über den Sensorbus an den Steuerrechner übermittelt.

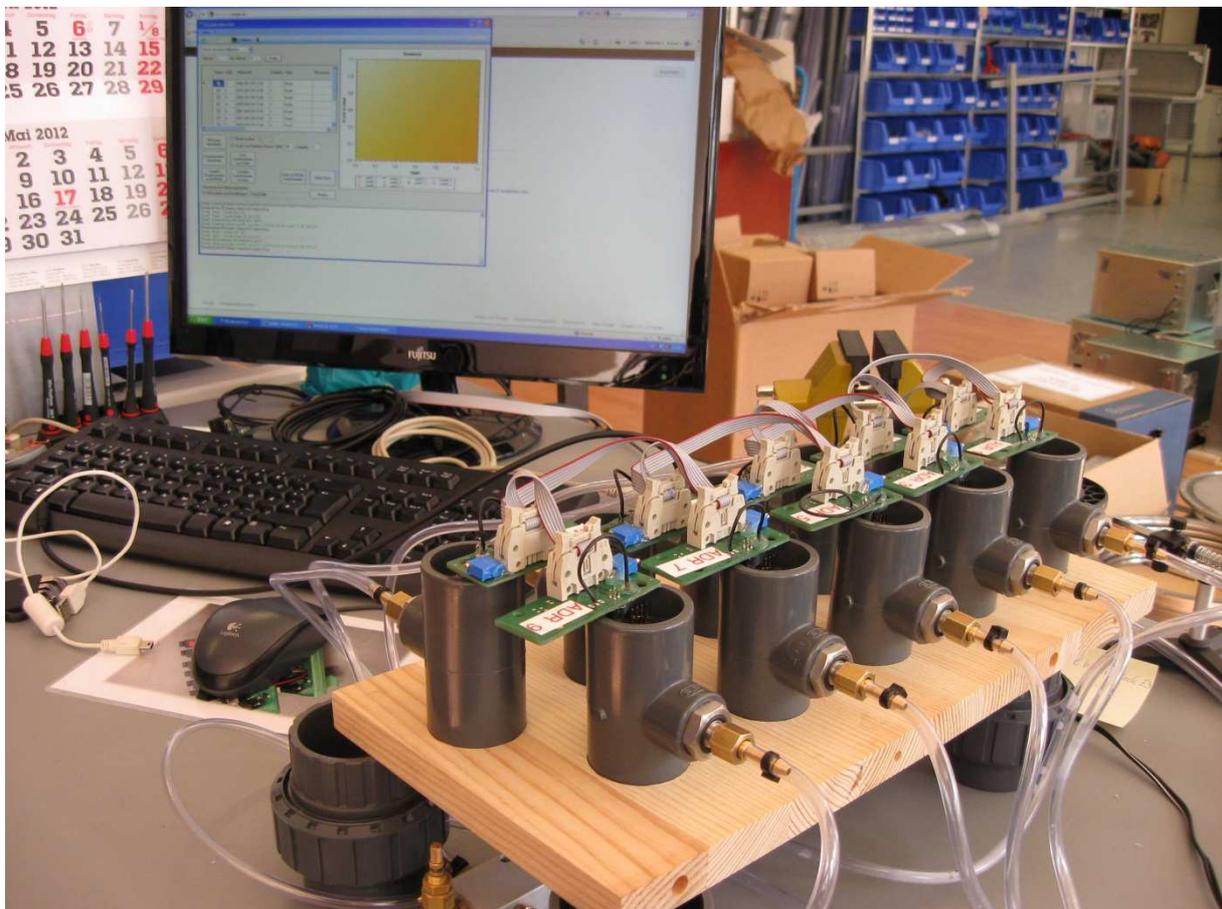
Der Sensor selbst ist Temperatur kompensiert. Die Messgenauigkeit wird analog zum Temperatursensor durch eine Nachkalibrierung erhöht. Im Fall der Drucksensoren wird im Bereich von 10-100mbar eine 5 Punkt Kalibrierung durchgeführt.

Die Drucksensoren werden direkt in die Behälterwand geschraubt (integrierte O-Ring Dichtung)

Alle Sensoren sind mit der zugehörigen Elektronik wasserdicht vergossen (siehe Abbildung 16).



**Abbildung 15:** Drucksensor der Fa. Sensortechnics/Ausführung SSI



**Abbildung 16:** Kalibrierung der Drucksensoren. 10 Sensoren können gleichzeitig kalibriert werden.

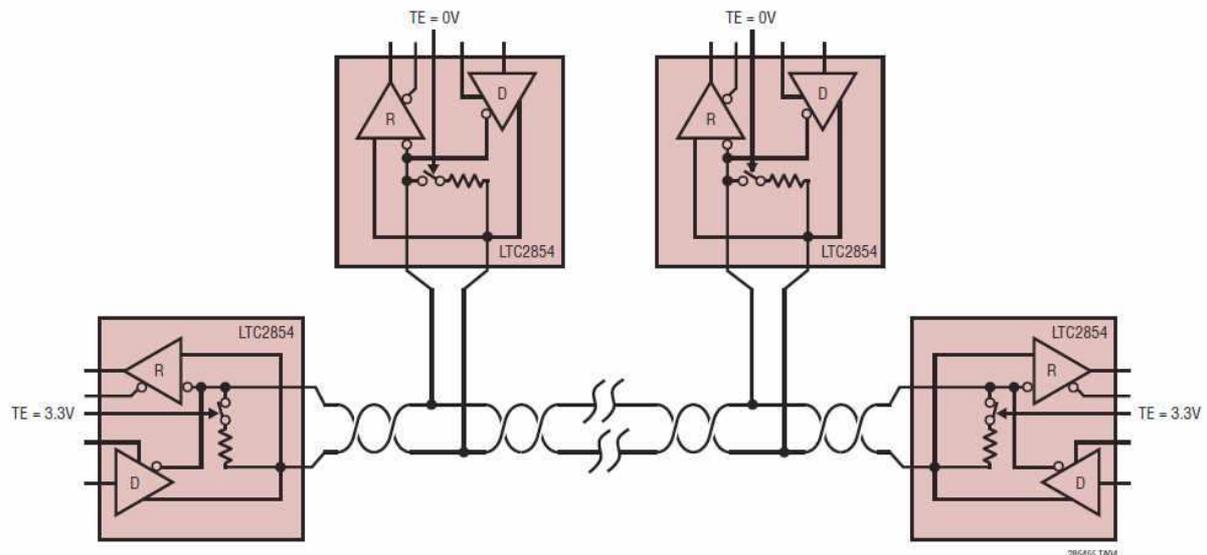
### 2.7.3. Sensorbus

Für die Datenübertragung wird ein Standardübertragungsverfahren RS-485 (seriell, differentiell, halb-duplex mit 19Kbit/s) eingesetzt. Der prinzipielle Aufbau ist in Abbildung 17 verdeutlicht. Zur Verbindung aller Sensoren ist eine vierpolige Verbindungsleitung ausreichend. Jede Sensorplatine verfügt über einen Schnittstellen IC, der sich um die physikalische Übertragung kümmert, so dass mit rein digitalen Signalen gearbeitet wird.

Die Kalibrierdaten der Sensoren sind lokal auf der Sensorplatine gespeichert.

Die Sensoren im Netzwerk werden über Adressen im Bereich von 1-255 selektiert und angesprochen.

Eine der Sensorplatinen ist der Master, der direkt mit dem Steuerrechner kommuniziert, die anderen Sensoren beliefern den Master. Somit ist es möglich die Lage, die Anzahl und die Art der Sensoren sehr flexibel zu gestalten.



**Abbildung 17:** Prinzipieller Aufbau des Sensorbusses. Die Sensoren können in beliebiger Reihenfolge am Sensorbus angeschlossen werden.

## 2.8. Spritzgussüberführung

Um die wirtschaftliche Herstellung der Maschine sicherstellen zu können soll die Maschine im Wesentlichen aus Standardkaufteilen und wo nicht möglich aus Kunststoffspritzgussteilen bestehen.

Bei allen Komponenten wurde von Anfang an darauf geachtet, dass sie auch als Kunststoffspritzgussteile zu fertigen sind. Wobei nur dort Kunststoffspritzguss eingesetzt wird, wo dies sowohl eine sichere Funktion gewährleistet, als auch die kostengünstigste Variante darstellt.

Abbildung 18 zeigt den Entwurf einer integrierten Druckstufe für die Serie (Abbildung 24 zeigt das Konzept für den serienmäßigen Verdichter). Der Behälter wird durch den Luftdruck zusammengehalten, bei einem Durchmesser des Behälters von 0,4 m beträgt der Druck auf Deckel und Boden ca. 12500 N. Schrauben oder andere Befestigungselemente sind also ausschließlich für die richtige Positionierung und den Transport erforderlich.

Die Deckel sind zunächst als günstige Laserteile aus Stahl ausgeführt. Für die zylindrischen Bereiche werden Standardrohrsysteme aus dünnwandigem Edelstahl mit gebördeltem Rand eingesetzt. Dieses Rohrsystem ist bereits seit Anfang 2010 in den Versuchs- und Laboranlagen im Einsatz und bewährt.

Folgende Kunststoffspritzgussteile sind für den Aufbau geplant:

- Verdampfer:
  - Verdampferboden
  - Wasserverteilung
  - Tropfenabscheider
- Verflüssiger:
  - Verflüssigerboden mit Wasserzuführung
  - Wasserverteilung
- Verdichter:
  - Leitraum Oberseite mit ct-turbo Aufnahme
  - Leitraum Unterseite



**Abbildung 18:** Entwurf einer Druckstufe aufgebaut mit Spritzgussteilen. Integriert in einen Behälter sind Verdampfer, Verdichter und Verflüssiger.

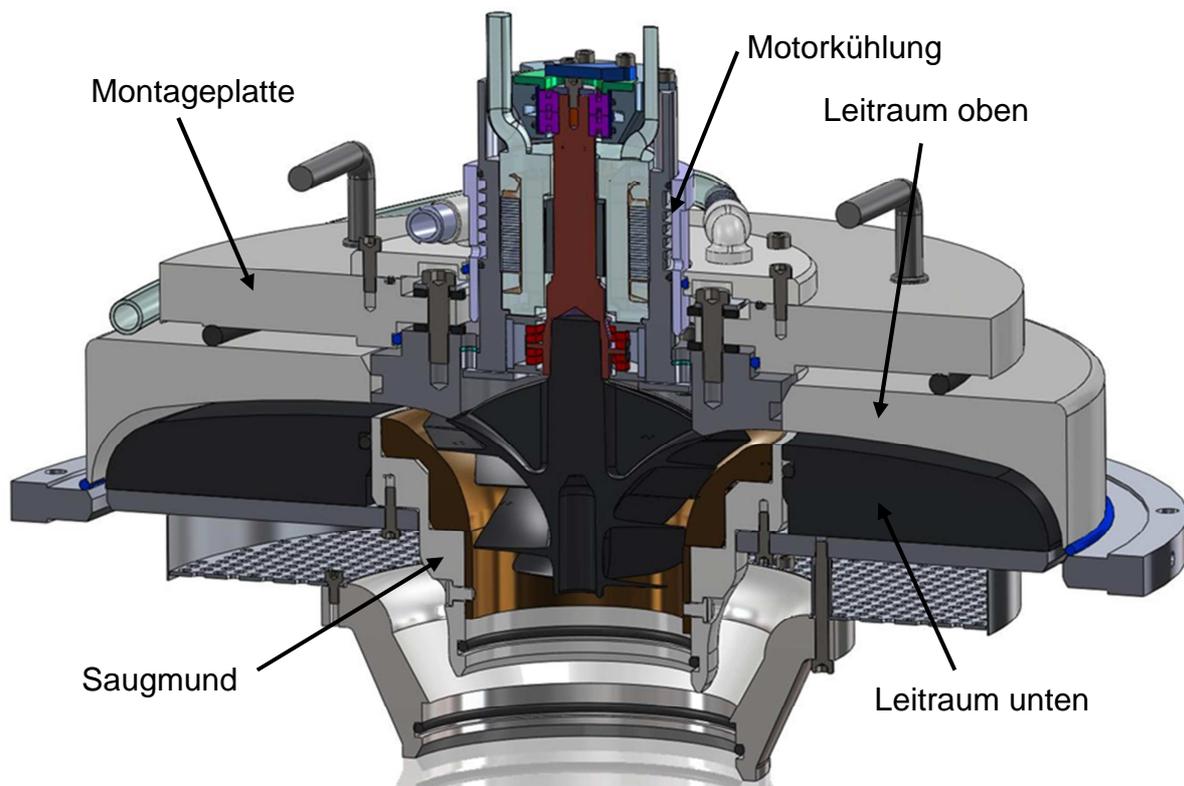
Der Prozess der Serienüberführung ist gestartet. Der Aufbau und die Bauteile sind konzeptionell fertig. Das Konzept ist mit dem Spritzgießer und dem Formenbauer durchgesprochen.

Wo es möglich ist, sind die Bauteile bereits in der Versuchsanlage im Einsatz, der Stand ist wie folgt:

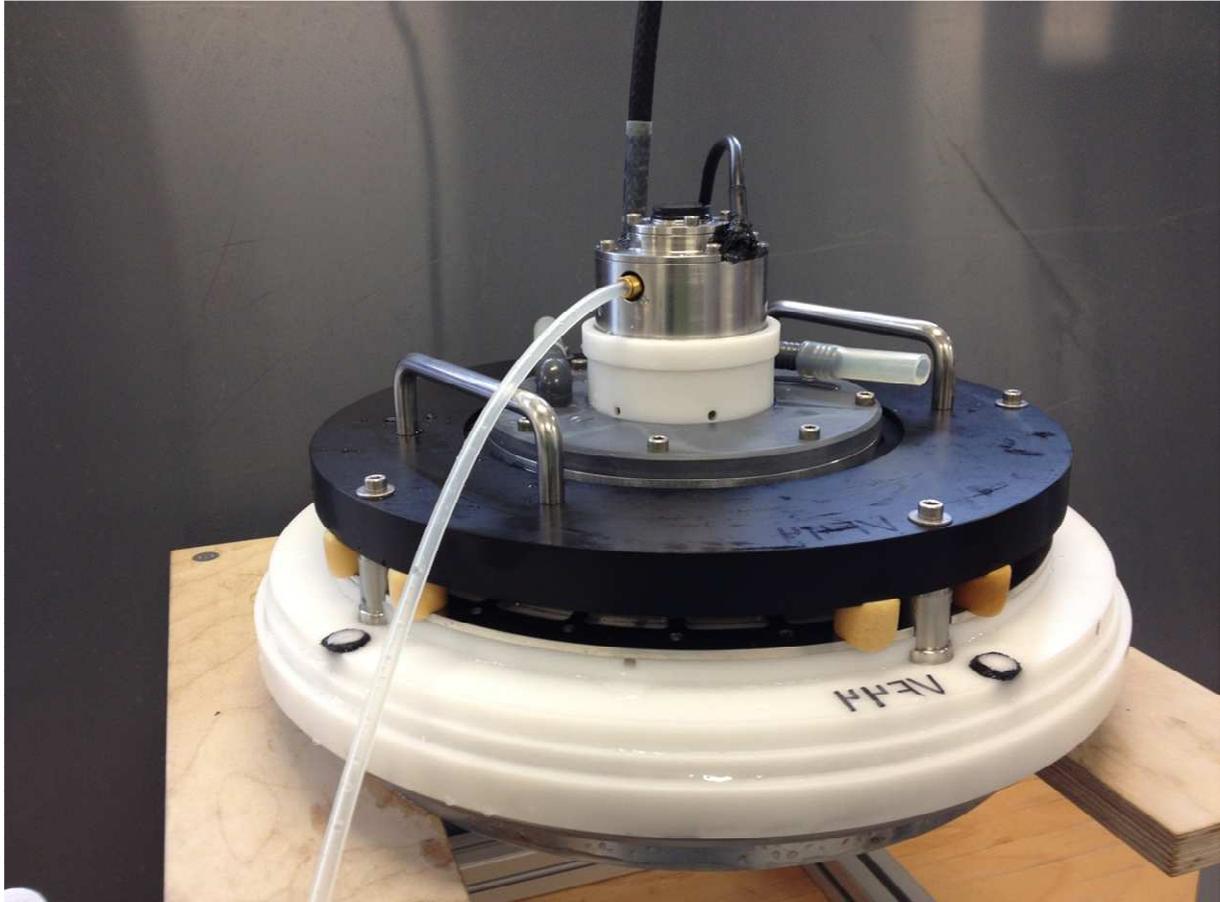
- Wasserverteilung Verdampfer: Als Rapid Prototyping Teil mit der Zielgeometrie in die Versuchsanlagen integriert
- Tropfenabscheider: Als Rapid Prototyping Teil und als PU-Kaltguss in die Versuchsanlagen integriert

- Verflüssigerboden mit Wasserzuführung: Ist in ähnlicher Form als PU-Kaltguss in die Versuchsanlagen integriert.

### 3. Ergebnisse aus dem Teilprojekt 1a: „Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdichter V1 und V2 für die ct-turbo Wärmepumpe“



**Abbildung 19:** Aufbau der Verdichtereinheit mit vollem Leistungsvermögen



**Abbildung 20:** Foto der Verdichtereinheit (Stand 12/2012)

Abbildung 19 zeigt einen Schnitt durch den aktuellen Aufbau der Versuchsverdichter. Abbildung 20 zeigt ein Foto des Aufbaus.

Die Basis für den aktuellen Versuchsverdichter ist eine gelaserte Stahlplatte, auf die der Verdichter mit Leitraum aufsetzt. Dieses Konzept ist historisch gewachsen. Es ist die Ursache für die Komplexität des aktuellen Aufbaus.

Die Aufhängung wird bei der Serienüberführung geändert, das tragende Bauteil wird die Oberseite des Leitraums. Dies ermöglicht eine signifikante Vereinfachung des Verdichters, sowohl von der Anzahl der Bauteile her, als auch von der Komplexität der Bauteile her (vergleiche Abbildung 24).

Abgesehen von der Basisplatte ist der aktuelle Aufbau weitgehend aus Kunststoffteilen aufgebaut: der Leitraum unten, der Leitraum oben, die Montagplatte für den ct-turbo (= Motoreinheit mit Verdichterrad) sowie der Saugmund.

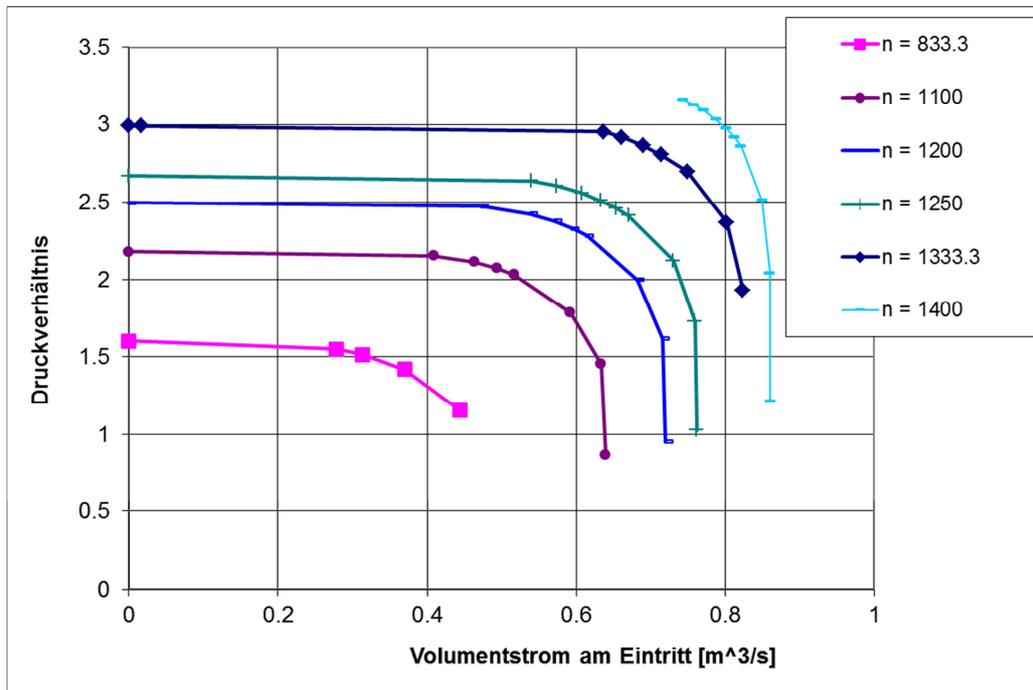
Alle genannten Teile sind aus POM gefertigt. POM ist temperaturfest, wasserfest und vergleichsweise preiswert. Die angesprochenen Komponenten könnten auch in der Serie als POM-Spritzgussteile hergestellt werden.

Die Welle ist hybrid gelagert. Das Hauptlager ist ein permanentmagnetisches Lager, das die radiale Hauptlast trägt. Das Nebenlager ist ein Spindelkugellager, das im Wesentlichen die axiale Führung übernimmt.

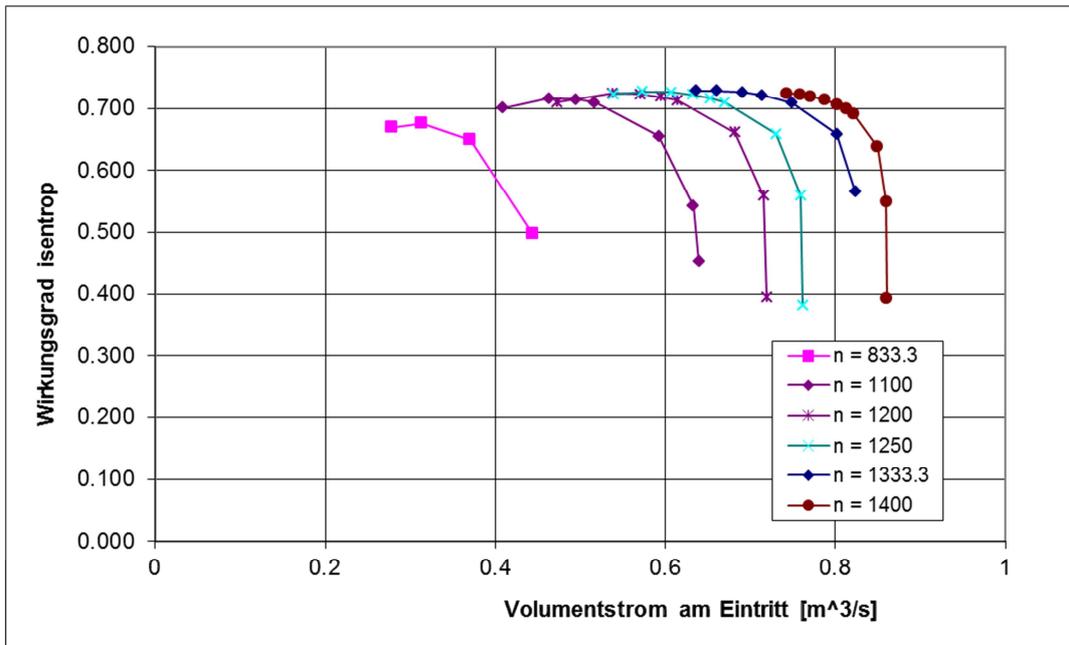
Mit diesem Aufbau ist es möglich, die Welle mit Rotor mit geringem Aufwand auszuwechseln. Es müssen im gezeigten Aufbau nur vier Schrauben gelöst werden, um die Welle mit Rotor aus der Antriebseinheit nehmen zu können.

Der Motor ist wassergekühlt. Derzeit umgesetzt ist eine geschlossene Kühlung, das Kühlwasser wird innerhalb der Anlage nach der Verdampferpumpe abgezweigt und läuft dann über die Montageplatte sowie den Leitraum oben in den Kondensator. Das Motorkühlwasser dient somit gleichzeitig der Kühlung der großen Kunststoffteile des Verdichters. Der Wasserkreislauf ist geschlossen, es ist kein externer Kühlwasseranschluss nötig.

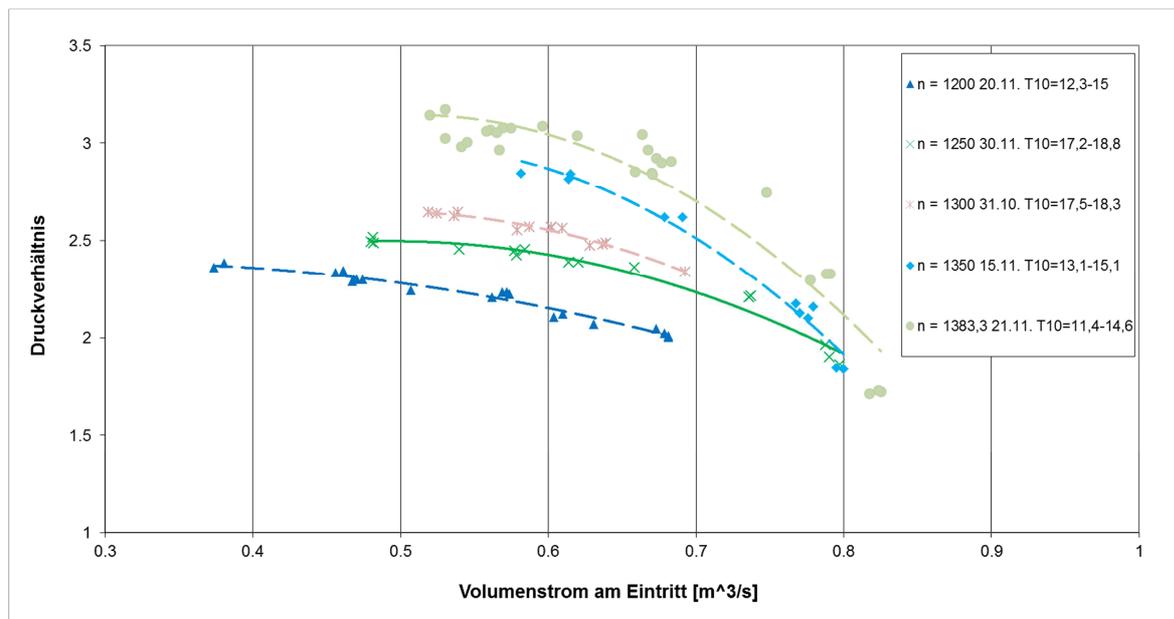
Die Motortemperatur wird über einen in der Wicklung vergossenen Sensor erfasst, die Motorleistung wird direkt über den Frequenzumrichter erfasst. In der Anlagensteuerung sind Grenzwerte für beide Messwerte hinterlegt. Werden diese überschritten, wird zunächst eine Warnung ausgegeben. Steigen die Werte weiter, wird die Anlage automatisch heruntergefahren.



**Abbildung 21:** Aus CFD Berechnungen erstelltes Kennfeld des Verdichters mit Keildiffusor, Scharparameter ist die Drehzahl  $n$  [1/s]



**Abbildung 22:** Aus CFD Berechnungen erstelltes Kennfeld für den Wirkungsgrad des Verdichters mit Keildiffusor, Scharparameter ist die Drehzahl  $n$  [1/s]



**Abbildung 23:** Gemessenes Verdichterkennfeld Druckverhältnis über der Drehzahl bei unterschiedlichen Drehzahlen  $n$  [1/s] für einen unbeschauften Leitraum

Abbildung 21 bis Abbildung 23 zeigen die gerechneten und gemessenen Kennfelder für den Verdichter. Die gerechneten Kennfelder in Abbildung 21 und Abbildung 22 wurden für einen beschauften Leitraum gerechnet. Als Funktion der Drehzahl sperrt dieser Leitraum ab einem bestimmten Volumenstrom und die Kennlinie für Druckverhältnis und Wirkungsgrad fällt steil ab.

Um diesem Effekt entgegen zu wirken ist der aktuelle Verdichter mit einem unbeschauften Leitraum aufgebaut. Die Kennlinien werden dadurch flacher, das maximal erreichbare Druckverhältnis nimmt geringfügig ab. Im Gegenzug nimmt das Schluckvermögen des Verdichters zu (Das Schluckvermögen bezeichnet den

maximal geförderten Volumenstrom des Verdichters bei einer Drehzahl.). Das gemessene Kennfeld ist in Abbildung 23 dargestellt.

Der Wirkungsgrad des Verdichters wurde im Auftrag des Bayerischen Wirtschaftsministeriums von einem unabhängigen Gutachter geprüft. Der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters wurde mit  $\eta_{isentrop} > 0,6$  bestätigt. Eine weitere Betrachtung zum Wirkungsgrad des Verdichters findet sich im Abschlussbericht zum durch die DBU geförderten Vorhaben mit dem Az. 27467.

Drehzahl [1/min]	85.000	75.000	65.000	55.000	45.000	< 45000
Relative Beanspruchung [%]	100%	78%	58%	42%	28%	
Laufzeit [h/a]	115	630	1,149	756	122	4,730
Laufzeit [%]	0.02	0.08	0.15	0.10	0.02	0.63

**Tabelle 4:** Verdichterlaufzeiten absolut und relativ nach Drehzahlbereichen berechnet für den jährlichen Temperaturverlauf "Frankfurter Kurve"

Maximale Designdrehzahl des Verdichters im Anlagenbetrieb ist 85'000 rpm. Bei dieser Drehzahl läuft der Verdichter zu weniger als zwei Prozent der Betriebsdauer. Den überwiegenden Teil der Zeit laufen die Verdichter in einem Drehzahlbereich zwischen 55'000 rpm < n < 75'000 rpm.

Gefahren ist das System bis 105'000 rpm, beispielsweise der ct-turbo E64 (nach Versuch unbeschädigt; relative Beanspruchung gegenüber maximaler Designdrehzahl 153%).

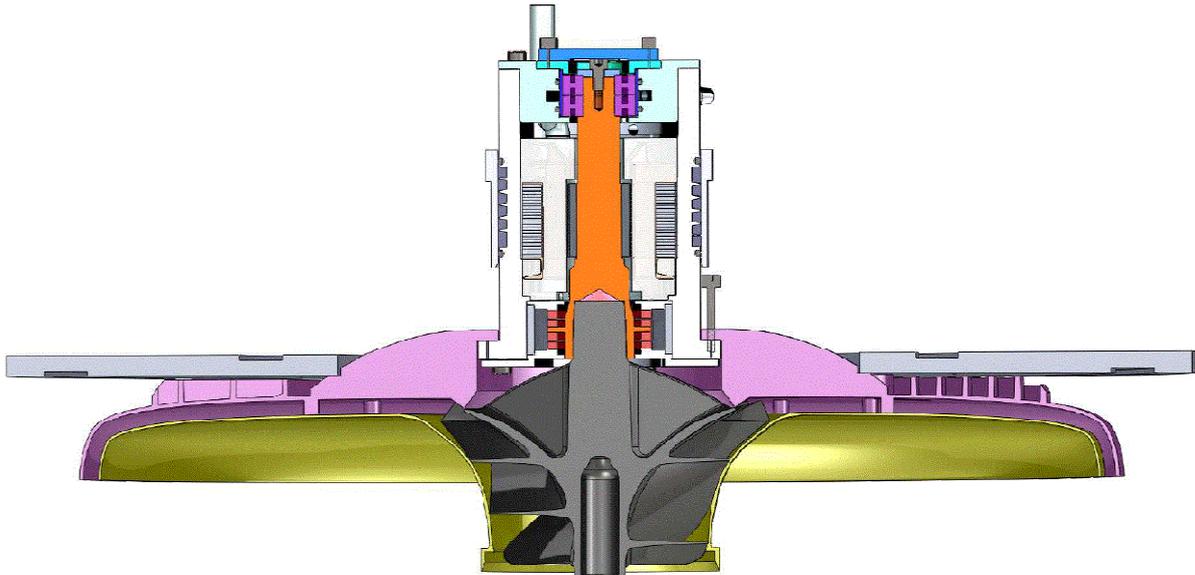
Für die Freigabe der Verdichter wurde folgendes Konzept umgesetzt: Aus jeder Spritzgusscharge werden drei ct-turbos bis 96'000 gefahren (relative Beanspruchung gegenüber maximaler Designdrehzahl 128%), beispielsweise für die Charge L die Impeller L22, L47, L116.

Darüber hinaus wurden einzelne Verdichter bei erhöhten Drehzahlen dauerhaft gefahren, zum Beispiel der Verdichter VF25/J46 bei 92'000 rpm über 90 min.

Verschiedene Verdichter sind seit mehreren Monaten in den Versuchsbehältern 1 und 2 sowie den Versuchsanlagen B1 bis B4 verbaut. Im normalen Betrieb ist bisher kein Verdichter ausgefallen.

Die Anlage B3 ist im Oktober 2 Wochen durchgehend gelaufen (24h/14d). Die Verdichter wurden nach dem Dauerversuch vollständig demontiert und inspiziert. Insbesondere an den Verdichterrädern konnte kein Verschleiß erkannt werden. Die Verdichter wurden nach der Inspektion wieder in der Anlage verbaut und sind weiterhin in Betrieb.

Mit der Serienüberführung des Verdichters wurde begonnen. Der Aufbau soll deutlich vereinfacht werden und wesentliche Funktionen in zwei Spritzgussteilen zusammengefasst werden. Abbildung 24 zeigt den Stand der Entwicklung Ende 2012. Das tragende Bauteil wird der „Leitraum oben“, hier wird der Verdichter im Behälter befestigt. Die Antriebseinheit wird innen verschraubt, der Plattensammler unten von unten aufgesetzt. Alle Teile sind direkt wassergekühlt.



**Abbildung 24:** Konzept für den Aufbau des Verdichters. die großen Teile sind als günstige Spritzgussteile ausgeführt. Die mechanisch tragende Rolle übernimmt die Oberseite des Leitraums

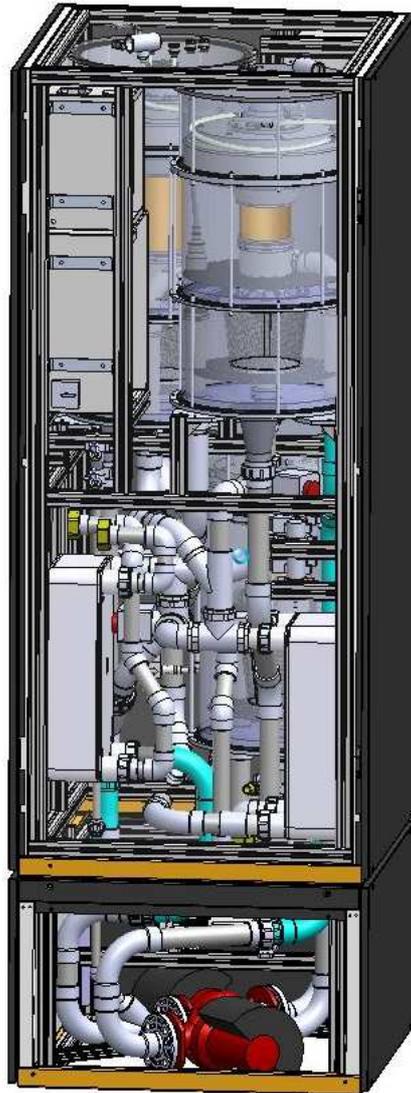
## 4. Aktueller Stand der Technik der Prototypanlage

Abbildung 25 zeigt den Aufbau der Prototypanlagen zur Erzeugung von 45 kW Kälte bzw. 55 kW Wärme in einem Temperaturbereich von  $T = 16\text{ °C}$  auf der kalten Seite bis  $T = 46\text{ °C}$  auf der warmen Seite.

In der Anlage integriert sind 3 Verdampfer-Verdichter-Verflüssiger Einheiten. Zwei Einheiten auf der unteren Druckstufe zwischen 17 mbar und ca. 51 mbar und eine Einheit auf der oberen Druckstufe zwischen 30 mbar und 110 mbar.

Die Anlage kann in vier verschiedenen Betriebsmodi gefahren werden, um jeweils die thermodynamisch-exergetisch optimale Schaltung nutzen zu können:

- Free Cooling: Bei Außentemperaturen unter  $T_{\text{Umgebung}} < 10\text{ °C}$  kann das Wasser durch die Anlage direkt zum Rückkühler geführt werden. Die Verdichter müssen nicht laufen.
- Verdichter gestütztes Free Cooling: Bis zu einer Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umgebung}} < 13\text{ °C}$  läuft das Kühlwasser weiterhin direkt durch die Anlage, die Verdichter laufen niedertourig um die Wassertemperatur geringfügig anzuheben.
- Einstufig: Bis zu einer Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umgebung}} < 23\text{ °C}$  läuft nur die erste Druckstufe (= einstufige Verdichtung).
- Zweistufig: Ab einer Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umgebung}} > 23\text{ °C}$  müssen beide Druckstufen laufen.



**Abbildung 25:** Aufbau der 45 kW Prototypanlage perspektivisch von vorne dargestellt.

Die Anlage arbeitet im zweistufigen Betrieb ( $T_{\text{Umgebung}} > 23\text{ °C}$ ) grundsätzlich wie folgt (siehe Abbildung 26), wobei auf der unteren Druckstufe zwei Behälter parallel geschaltet sind (Nummerierung entsprechend Abbildung 26):

- **0-1:** Verdampfen von Wasser bei 17 mbar und 15 °C
- **1-2:** Turboverdichter mit Druckverhältnis  $p_2/p_1 = 3$  von 17 mbar auf 51 mbar.
- **2-3:** Kondensation 1. Stufe bei ca. 32°C
- **3-4:** Zwischenkreis Stufe 1 nach Stufe 2 bei ca. 30°C
- **4-5:** Verdampfer 2. Stufe bei ca. 32°C
- **5-6:** Turboverdichter Stufe 2 mit Druckverhältnis  $p_4/p_3 = 3$  von 37 mbar auf maximal 110 mbar.
- **6-7:** Kondensation auf max. Sättigungstemperatur  $T = 46\text{ °C}$

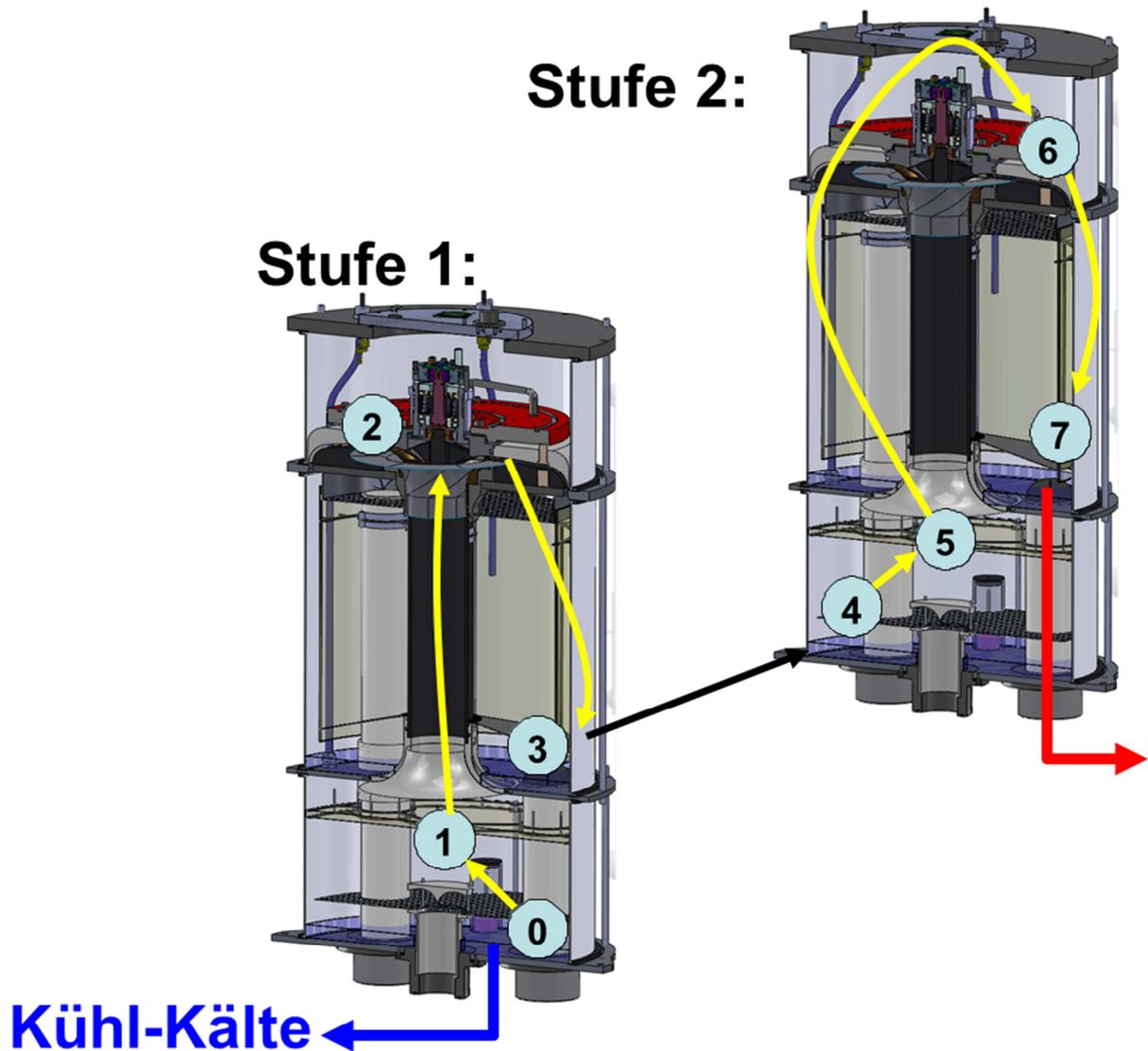


Abbildung 26: Funktionsweise der Prototypanlage im zweistufigen Betrieb

#### 4.1. Kennfeld

Abbildung 27 zeigt den Kreisprozess für den Vollastbetriebspunkt im log p-h Diagramm. Abbildung 28 zeigt den Kreisprozess im einstufigen Betrieb für die in diesem Betriebsfall maximal vorgesehene Warmwassertemperatur.

In beiden Fällen lässt sich die Kältezah bzw. die Leistungszahl direkt aus dem log p-h Diagramm ablesen. Für den zweistufigen Fall beträgt sie:

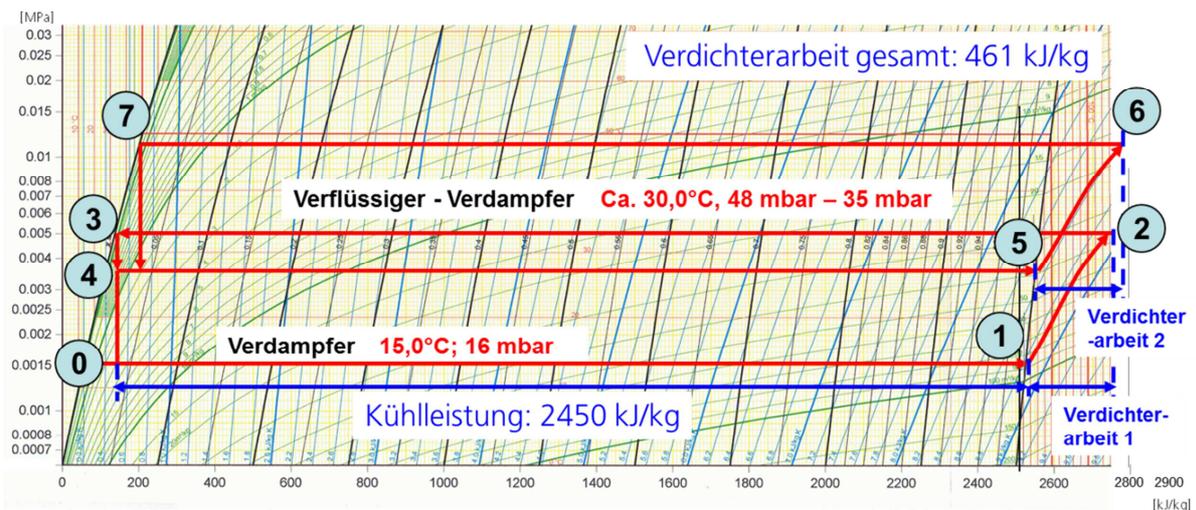
$$\varepsilon_{16-46^\circ\text{C}} = \frac{\text{Nutzkälte}}{\text{Verdichterleistung}} = \frac{2450 \text{ kJ/kg}}{461 \text{ kJ/kg}} = 5,3$$

Im einstufigen Fall ist die Kältezah:

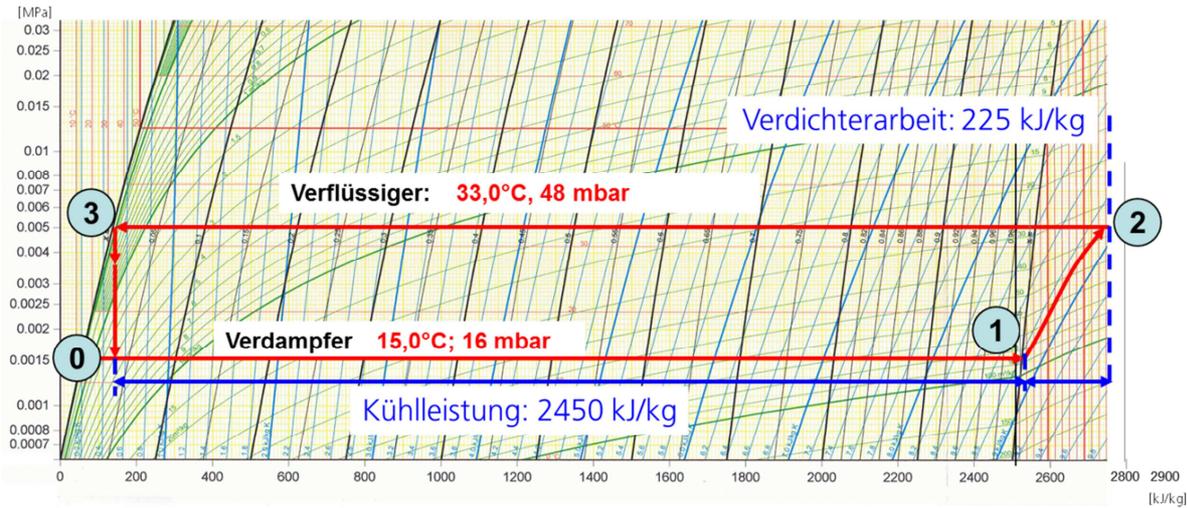
$$\varepsilon_{16-33^{\circ}\text{C}} = \frac{\text{Nutzkälte}}{\text{Verdichterleistung}} = \frac{2450 \text{ kJ/kg}}{225 \text{ kJ/kg}} = 10,9$$

Je niedriger die obere Temperatur bzw. die Außentemperatur, desto besser wird die Kältezahl  $\varepsilon$  (analog gilt dies für die Leistungszahl einer Wärmepumpe). In beiden Fällen wurde für die Berechnung der Verdichterarbeit ein isentroper Wirkungsgrad von  $\eta_{is} = 70\%$  angesetzt.

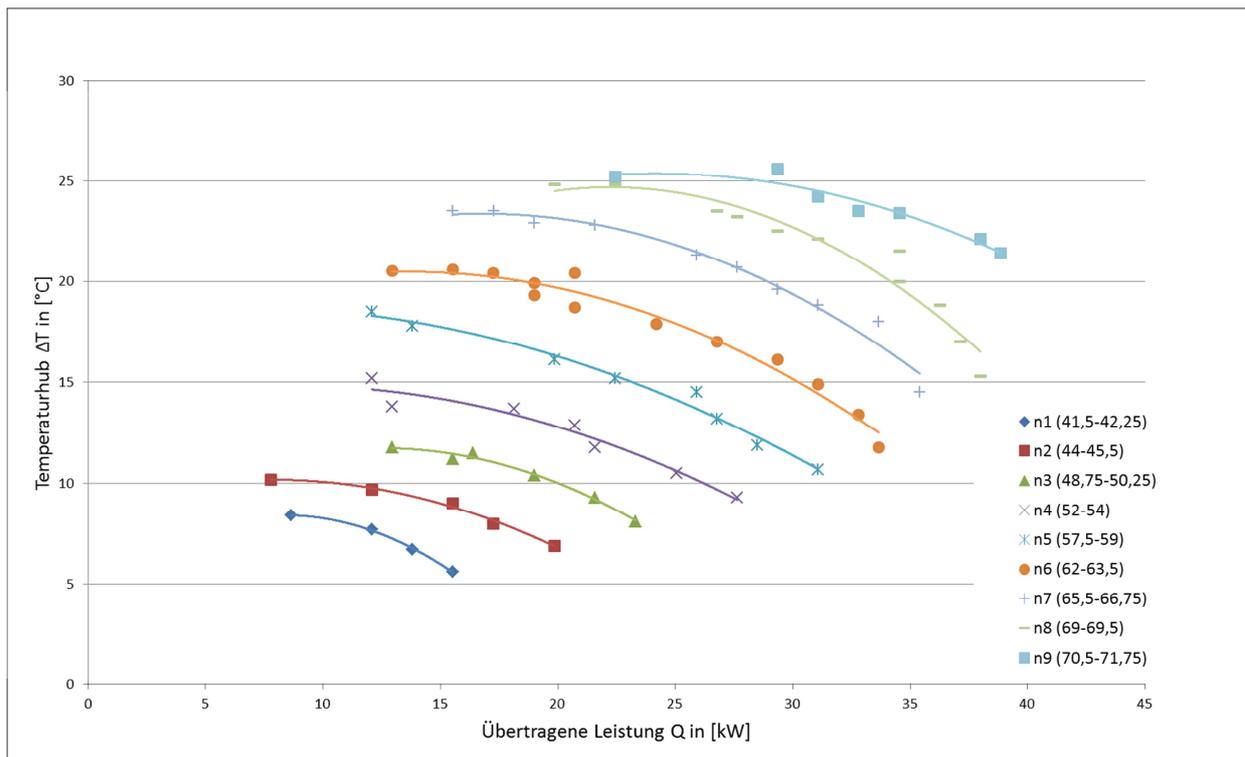
Abbildung 29 zeigt das gemessene Leistungsvermögen der Prototypanlage im zweistufigen Betrieb. Das abgefahrte Drehzahlfenster liegt zwischen  $40'000 \text{ rpm} < n < 72'000 \text{ rpm}$ . Die Leistungsfähigkeit in diesem Drehzahlbereich entspricht voll den Erwartungen. Im Zuge der Serienüberführung sollen eine Reihe von Verbesserungsmaßnahmen umgesetzt werden, die zu einer optimierten Strömungsführung und damit zu einer weiteren Leistungs- und Effizienzsteigerung führen sollen. Ein Kennfeld für einstufigen Betrieb ist in Arbeit.



**Abbildung 27:** Zweistufiger Betrieb der Anlage bei Vollast im log p-h Diagramm. Nummerierung folgt der Darstellung in Abbildung 26. Die Kältezahl  $\varepsilon$  beträgt im Vollastbetriebspunkt  $\varepsilon = 5,0$



**Abbildung 28:** Einstufiger Betrieb der Anlage bei Vollast der ersten Stufe im log p-h Diagramm. Nummerierung folgt der Darstellung in Abbildung 26. Die Kältezahl  $\epsilon$  beträgt in diesem Betriebspunkt  $\epsilon > 10,0$



**Abbildung 29:** Leistungsvermögen der Prototypanlage im zweistufigen Betrieb in einem Drehzahlbereich zwischen  $40'000 \text{ rpm} < n < 72'000 \text{ rpm}$

## **4.2. Automatisierung**

Die Prototypanlage ist über einen handelsüblichen IPC (= Integrated Personal Computer) geregelt. An den Schaltschrank kann zur Visualisierung ein weiterer PC über ein Netzkabel angeschlossen werden.

Abbildung 30 bis Abbildung 33 zeigen beispielhaft die Bedienoberfläche der Anlagensteuerung (GUI).

Die Anlage kann vollständig von Hand gesteuert werden (siehe Abbildung 30). Dies ist vor Allem im Laborbetrieb sinnvoll, wenn neue Einbauten getestet werden oder neue Betriebspunkte angefahren werden sollen.

Im Darstellungsfenster (Abbildung 31) werden die aktuellen Betriebsdaten der Anlage ausgegeben. Dies sind im Wesentlichen Drücke, Temperaturen, Leistungen und die aktuelle Kältezah der Anlage.

Zum Entwicklungsstand (12.2012) lassen sich die meisten Default Parameter noch individuell anpassen, dies ist beispielhaft in Abbildung 32 und Abbildung 33 dargestellt.

Die Anlage kann auch im Automatikmodus gestartet werden. Es wird dann Vakuum gezogen, die Wasserverteilung gefahren, so dass nur noch die entsprechenden Drehzahlen der Verdichter manuell gesetzt werden müssen.

Die Regelung, die automatisch auf externe Anfragen nach mehr oder weniger Wärme oder Kälte reagiert, ist in Arbeit.

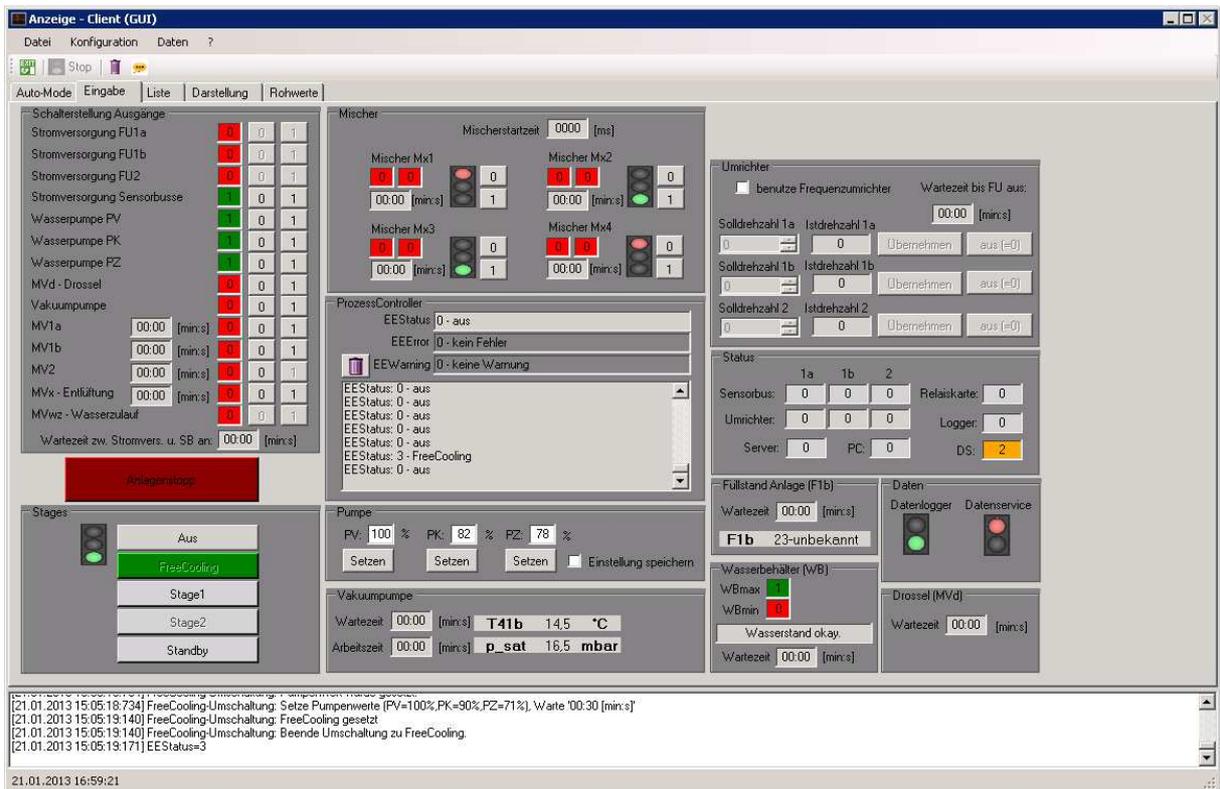
Im Betrieb wird eine Reihe von Größen abgefragt, die zu einer Warnung oder zur Abschaltung der Anlage führen.

Warnungen werden ausgegeben, wenn

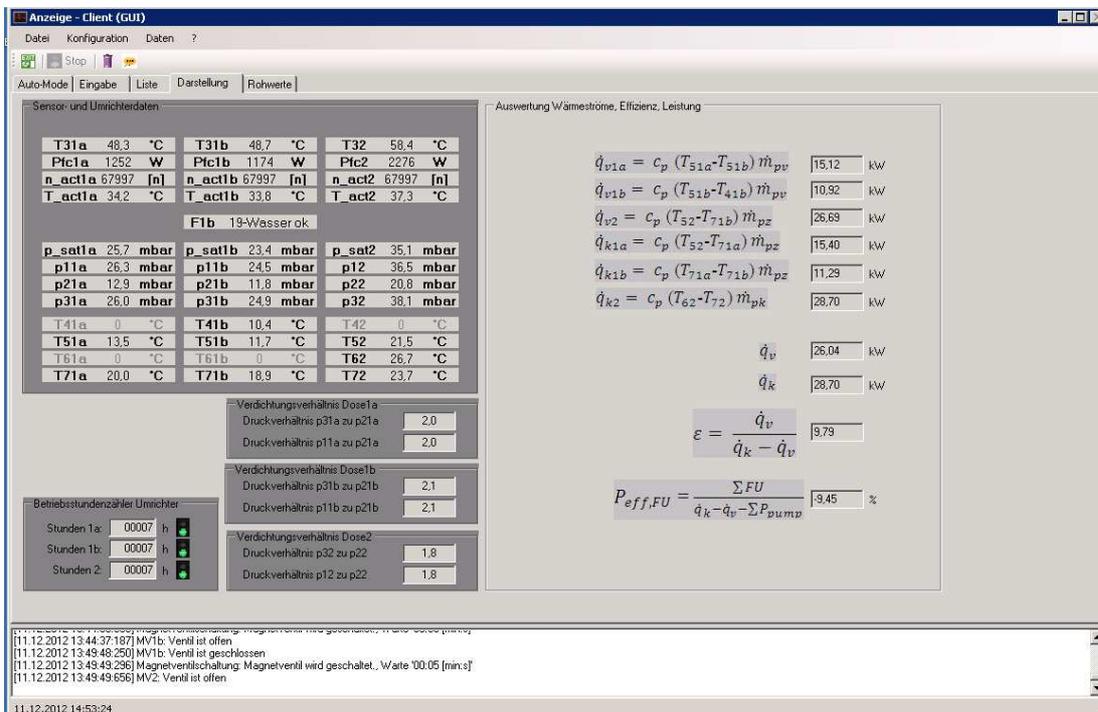
- Sensoren keine sinnvollen Werte anzeigen,
- die Wasserstände außerhalb des vorgegebenen Bereiches liegen.

Die Steuerung fährt die Anlage herunter, wenn:

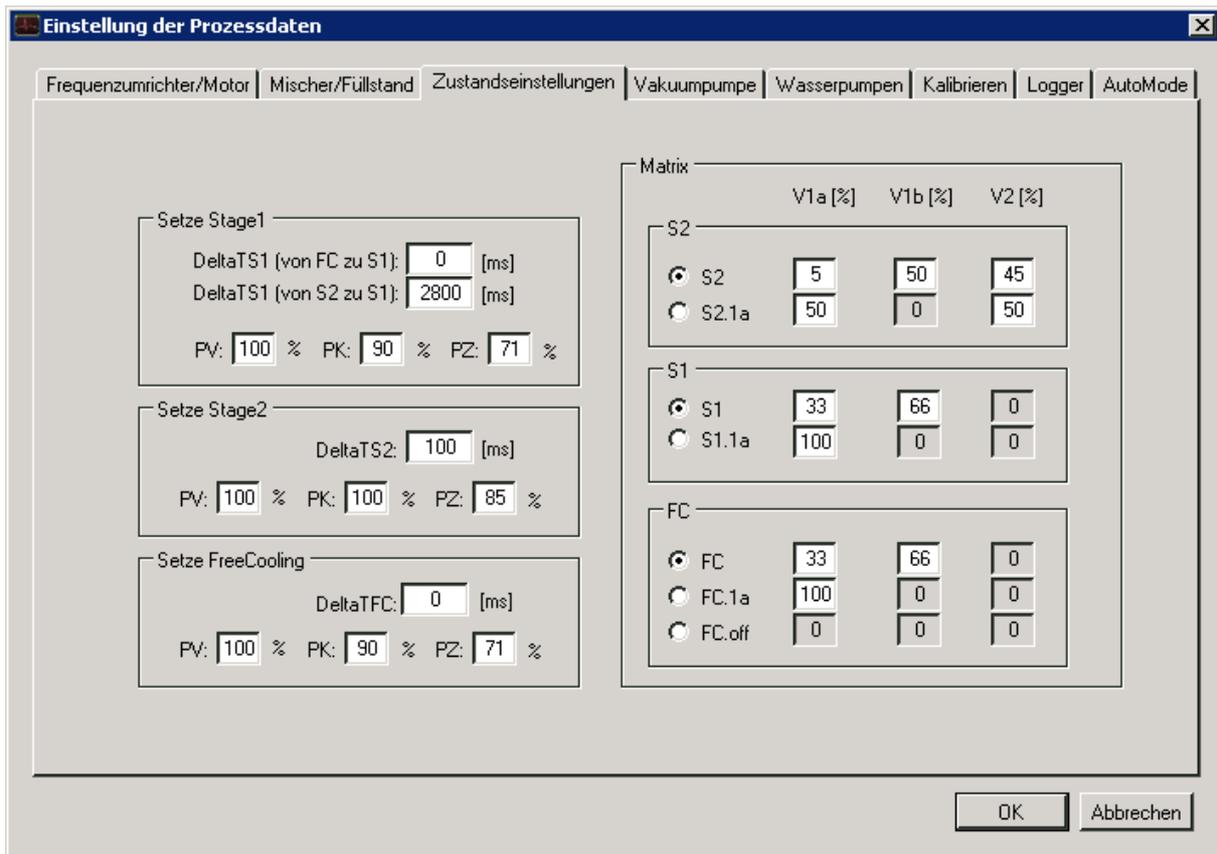
- die Frequenzumrichter eine Warnung oder Fehlermeldung ausgeben,
- eine Motortemperatur einen bestimmten Grenzwert übersteigt,
- eine Motorleistung einen gesetzten Grenzwert übersteigt oder
- der Druck einen Grenzwert übersteigt.



**Abbildung 30:** Das Eingabefenster des Anzeige Clients der Anlagensteuerung im Handbetrieb. Im Eingabefenster können alle Komponenten der Anlage kontrolliert und von Hand gesteuert werden.



**Abbildung 31:** Das Darstellungsfenster des Anzeige Clients der Anlagensteuerung. Im Darstellungsfenster werden die wesentlichen Sensorwerte sowie die übertragene Leistung und die Leistungszahl  $\epsilon$  ausgegeben.



**Abbildung 32:** Über den Anzeige Client können alle Prozessdaten voreingestellt werden. Die Zustandseinstellungen bestimmen, wie die Anlage im automatischen Betrieb hochfährt.

**Einstellung der Prozessdaten**

Frequenzumrichter/Motor | Mischer/Füllstand | Zustandseinstellungen | **Vakuumpumpe** | Wasserpumpen | Kalibrieren | Logger | AutoMode

Einstellung für Stage1, Stage2, FreeCooling

Vakuumentest benutzen

Wartezeit bis Vakuumpumpe gestartet wird: 10:00 [min:s]

Laufzeit der Vakuumpumpe: 03:00 [min:s]

Zeit bis Magnetventile geschaltet werden: 00:20 [min:s]

Drucküberwachung (p\_sat)

Test benutzen

Dose 1a: 5 mbar

Dose 1b: 5 mbar

Dose 2: 5 mbar

Einstellung für Standby

Vakuumentest benutzen

Konstant zu haltender Druck: 18 mbar

lt. Sattdampfkurve entsprechende Temperatur: 15,8 °C

Einstellungen für Automode

Dichtigkeitprüfung im weiteren Verlauf

Zeit bis 150 mbar: 00:30 [min:s] Test benutzen

Zeit bis 50 mbar: 00:30 [min:s] Test benutzen

Zeit bis 10+Sattd. mbar: 00:30 [min:s] Test benutzen

Entlüftung

Entlüftungszeit: 02:00 [min:s]

OK Abbrechen

**Abbildung 33:** Über den Anzeige Client können alle Prozessdaten voreingestellt werden. Der Reiter „Vakuumpumpe“ bestimmt, wie Vakuum gezogen wird und in welchem Rhythmus die Vakuumpumpe im Betrieb geschaltet wird.

## 5. Fazit

Dank der Förderung der DBU konnte die Funktion aller Komponenten für die Entwicklung eines hocheffizienten Wärmepumpensystems auf der Basis der Direktverdampfung von Wasser nachgewiesen werden. Insbesondere war es möglich die tropfenfreie Verdampfung und Verflüssigung von Wasser weit über den bisher bekannten Stand der Technik hinaus anzuheben. Für die weiteren Funktionen Pumpen und Vakuumbhaltung konnten marktgängige Produkte europäischer Hersteller gefunden und qualifiziert werden.

Die aus der Integration der in beiden Teilprojekten entwickelten Komponenten entstandenen Prototypanlagen zur Erzeugung von 45 kW Kälte bzw. 55 kW Wärme sind derzeit im Laborversuch sowie im Dauerversuch.

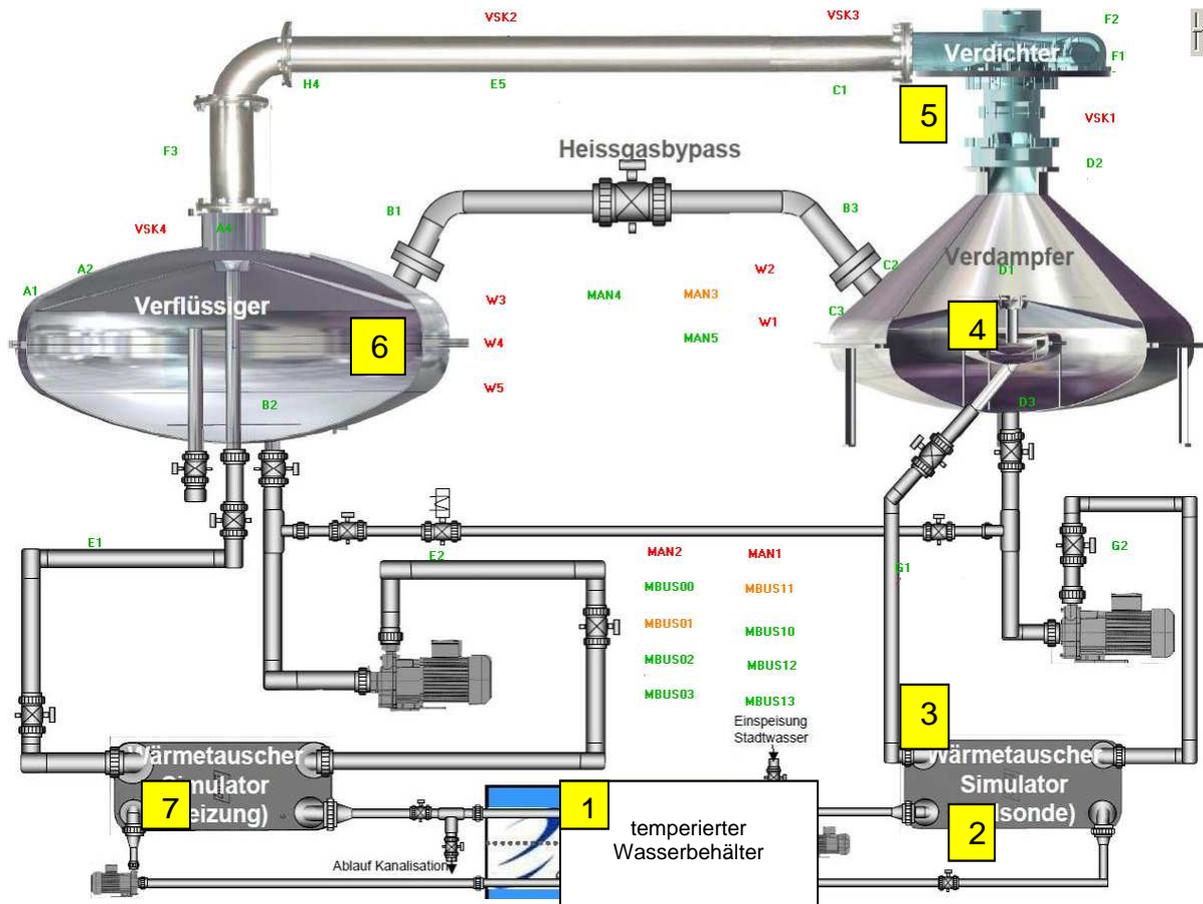
Die Prototypanlagen ermöglichen die Steigerung der mittleren Kältezahl SEER auf  $SEER > 6$ . Dies entspricht gegenüber dem Stand der Technik einer Verdoppelung der Effizienz und ermöglicht die Einsparung elektrischer Energie in der gleichen Größenordnung.

## 6. Literaturverzeichnis

- Baehr, Stephan: „Wärme- und Stoffübertragung“, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 2008
- Bohl, W.: „Strömungsmaschinen 1“, Vogel, Würzburg, 2002
- Bohl, W.: „Strömungsmaschinen 2“, Vogel, Würzburg, 2005
- Dresig, H.: „Schwingungen mechanischer Systeme“, Springer, Berlin/Heidelberg/New York, 2006
- Drummer, D., Kobes, K.: „Bericht AP 09-02-27“, Lehrstuhl für Kunststofftechnik, Friedrich-Alexander-Universität, Erlangen-Nürnberg, 2009
- Gasch, Nordmann, Pfützner: „Rotordynamik“, Springer, Berlin/Heidelberg/New-York, 2006
- Markert, R.: „Technische Mechanik, Teil B: Dynamik“, TU Darmstadt, 2009
- Markert, R. u.a.: „Eigenschwingungsanalyse einer Verdichterwelle (Welle 2)“, Fachgebiet Strukturtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2009
- Markert, R. u.a.: „Experimentelle Modalanalyse des Motorprüfstands und des Verdichters“, Fachgebiet Strukturtechnik, Technische Universität Darmstadt, 2009
- Mayinger: „Thermodynamik“, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 1998
- Meier-Staude: „Entwicklung von Wellengeometrie und Spritzverfahren für die Herstellung des Rotors der ct-turbo Wärmepumpe“, Bericht zum DBU Projekt Az. 27467, 2010
- Meier-Staude, O.Kniffler: „Entwicklung und Herstellung von Prototypen der Verdampfer und Verflüssiger für die ct- turbo Wärmepumpe“, Bericht zum DBU Projekt Phase 1 Az. 26661-24/2, 2011
- Pfleiderer, Petermann: „Strömungsmaschinen“, Springer, Berlin/Heidelberg/New-York, 2005
- Oberbach, Baur, Brinkmann, Schmachtenberg: „Saechtling Kunststoff Taschenbuch“, Carl Hanser Verlag, München/Wien, 2004
- Wagner, Kretschmar: „International Steam Tables“, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2008

## Anhang A: Beschreibung von Aufbau, Funktion und Leistungsfähigkeit der ersten Versuchsanlage (Nutzungszeitraum 2008 bis Q2/2010)

Abbildung 34 zeigt das RI-Fließbild (Rohrleitungs- und Instrumenten-Fließbild) der Versuchsanlage (Beschreibung aller Messgrößen siehe unten).



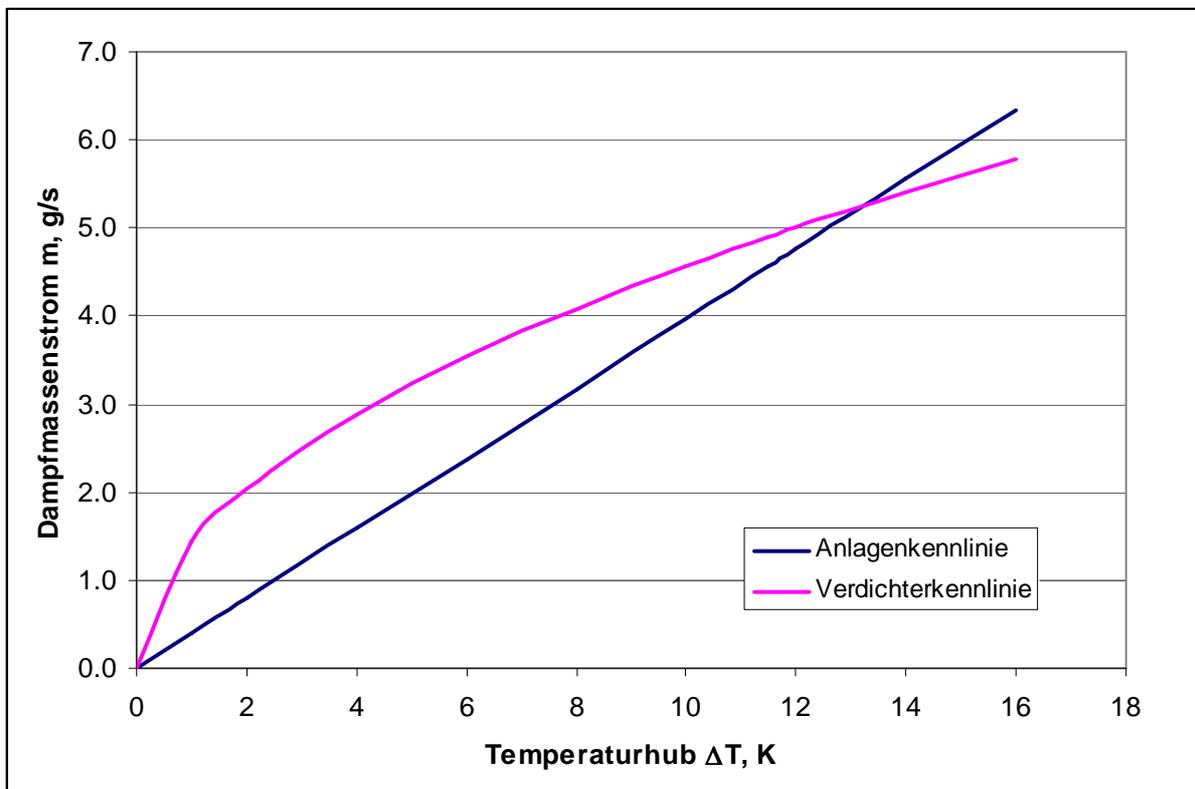
**Abbildung 34:** RI-Fließbild der Versuchsanlage

Erläuterung zu in Abbildung 34 dargestelltem Aufbau und der Funktionsweise der Versuchsanlage:

1. Temperaturniveau der Anlage wird über den temperierten Wasservorratsbehälter (1) eingestellt.
2. Von dort wird der verdampferseitige Wärmetauscher (2) gespeist.
3. Im verdampferseitigen Wärmetauscher wird die zur Verdampfung erforderliche Wärme an das Kreislaufwasser (3) des Verdampfers übertragen.
4. Das Kreislaufwasser wird über den Verdampferkonus (4) verteilt und verdampft, bis die Gleichgewichtsdampftemperatur erreicht ist.
5. Der Verdichter (5) saugt den Dampf ab und speist den Verflüssiger (6) auf einem entsprechend höheren Druckniveau mit überhitztem Dampf.
6. Der Dampf kondensiert über dem auf dem Verflüssigerkonus ablaufenden Wasser und gibt die Wärme an das verflüssigerseitige Kreislaufwasser ab.

7. Das erwärmte Wasser gibt die Wärme über den verflüssigerseitigen Wärmetauscher (7) an das Wasser aus dem Vorratsbehälter ab.

Der in Abbildung 34 dargestellte Aufbau ermöglicht eine geschlossene Fahrweise der Anlage ohne Wärmequellen und Wärmesenken. Die Wärmetauscher auf der Verdampfer- und Verflüssigerseite stellen die entsprechenden Verbraucher dar. Um die Anlage im Kreislaufbetrieb fahren zu können, müssen die Temperaturdifferenzen überwunden werden, die beim Verdampfen, Kondensieren und in den Wärmetauschern anfallen. Je größer die verdampfte Wärmemenge, desto größer die zu überwindenden Temperaturdifferenzen. Die zu überwindende Temperaturdifferenz steigt linear mit der verdampften Wärmemenge. Demgegenüber steht das Druckverhältnis und damit der maximale Temperaturhub, den der Verdichter bei einer bestimmten Drehzahl schafft. Dieser maximale Temperaturhub des Verdichters ist proportional zum Quadrat der Drehzahl  $n$  und damit zum Quadrat des transportierten Massenstromes  $m$ , der wiederum proportional zum transportierten Wärmestrom ist (siehe Abbildung 35). Die Kreislaufschaltung der Versuchsanlage bedingt also, dass bis zu einer bestimmten Verdichterdrehzahl der verdampfte Massenstrom für einen stabilen Verdichterbetrieb, das heißt rechts von der Pumpgrenze, nicht ausreichend ist. Bis zu dieser Drehzahl muss ein Teil des Dampfstromes über den Heißgasbypass geleitet werden, um den Verdichter mit ausreichend Dampf zu versorgen. Über dieser „kritischen“ Drehzahl kann der Bypass vollständig geschlossen werden. Diese Zusammenhänge gelten so nur für die Versuchsanlage im Kreislaufbetrieb. Im produktiven Einsatz kann der Verdichter entsprechend des geforderten Temperaturhubs bei der jeweiligen Drehzahl ohne Bypass immer nahe am Bestpunkt (= maximaler Wirkungsgrad) gefahren werden.



**Abbildung 35:** Prinzipielle Darstellung der Anlagenkennlinie der Versuchsanlage im Kreislaufbetrieb gegenüber der Verdichterkennlinie, dargestellt für den Dampfmassenstrom über dem jeweiligen Temperaturhub. Der Schnittpunkt liegt für die Betriebsparameter und diese Anlagenkonstellation bei einer Drehzahl von ca.  $n = 60'000$  1/min. Unterhalb von  $n < 60'000$  1/min kann die Anlage den



Die Genauigkeitsklasse der Wärmezähler entspricht der Klasse 3 EN1434 (Anhang D).

Die Vorschrift zur Berechnung der Messgenauigkeit nach EN1434 ist in Anhang D abgelegt. Danach darf die prozentuale Abweichung des Wärmemengenmesswertes den Wert  $E < 6,72 \%$  nicht überschreiten.

Die tatsächlich transportierte Wärmemenge liegt demnach im Bereich zwischen  $10,63 \text{ kW} < Q < 12,17 \text{ kW}$ .

Die Wärmeströme auf der Regressionskurve (**Abbildung 38**) sind Momentanwerte, während die Anlage für die Druckverhältnismessung hochgefahren wird. Dabei wird die jeweilige Drehzahl nur für ca. 2 min bis 5 min angefahren, um die Messwerte aufzunehmen und die richtige Bypassventilstellung einzustellen. Da sowohl im Verdampfer als auch im Kondensator eine große Pufferwassermenge vorliegt, wird die tatsächlich verdampfte bzw. kondensierte Energiemenge erst nach einer Einschwingzeit von ca. 10 bis 20 min am jeweiligen Wärmetauscher übertragen. Vergleicht man die Messpunkte bei der Drehzahl 54'000 1/min, so lässt sich ableiten, dass die tatsächlich bei der jeweiligen Drehzahl verdampfte Wassermenge deutlich höher liegt, als das durch die Punkte entlang der Regressionsgeraden wiedergegeben wird.

In **Abbildung 39** ist die Entwicklung des Dampfmassenstromes über der Drehzahl dargestellt. Der Dampfmassenstrom wird über die Verdampfungsenthalpie direkt aus der übertragenen Leistung (**Abbildung 39**) berechnet. Für die Massenströme gilt somit analog zu **Abbildung 38**, dass die tatsächlich bei der jeweiligen Drehzahl verdampfte Wassermenge deutlich höher liegt als durch die Punkte entlang der Regressionsgeraden wiedergegeben wird.

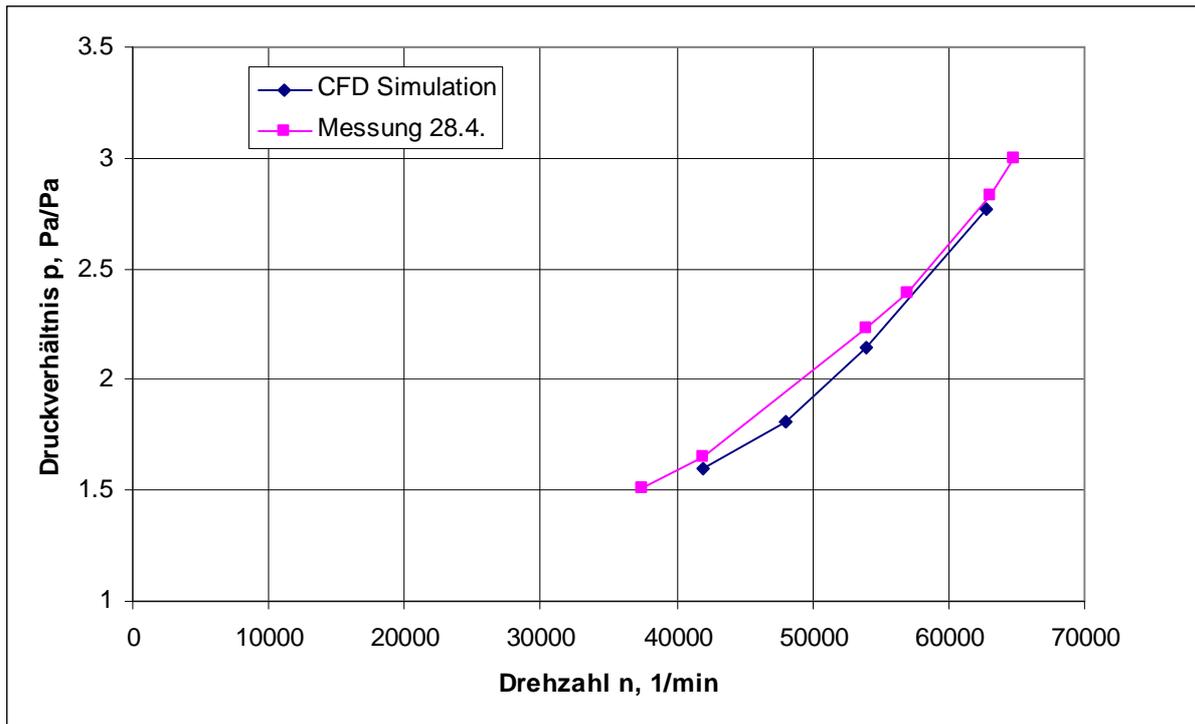
Für die Massenströme bei Drehzahlen kleiner  $n < 60'000 \text{ 1/min}$  gilt zudem, wie bereits ausgeführt, dass der Bypass nicht vollständig geschlossen ist. Das heißt, der vom Verdichter transportierte Massenstrom ist zusätzlich zum bereits beschriebenen Effekt deutlich größer.

Das Druckverhältnis  $\pi$  des Verdichters kann über die Druckmessstellen VSK1 und VSK3 berechnet werden. Der Drucksensor VSK1 befindet sich im Verdampferraum, der Drucksensor VSK3 in der Rohrleitung direkt hinter dem Verdichter (siehe **Abbildung 34**):

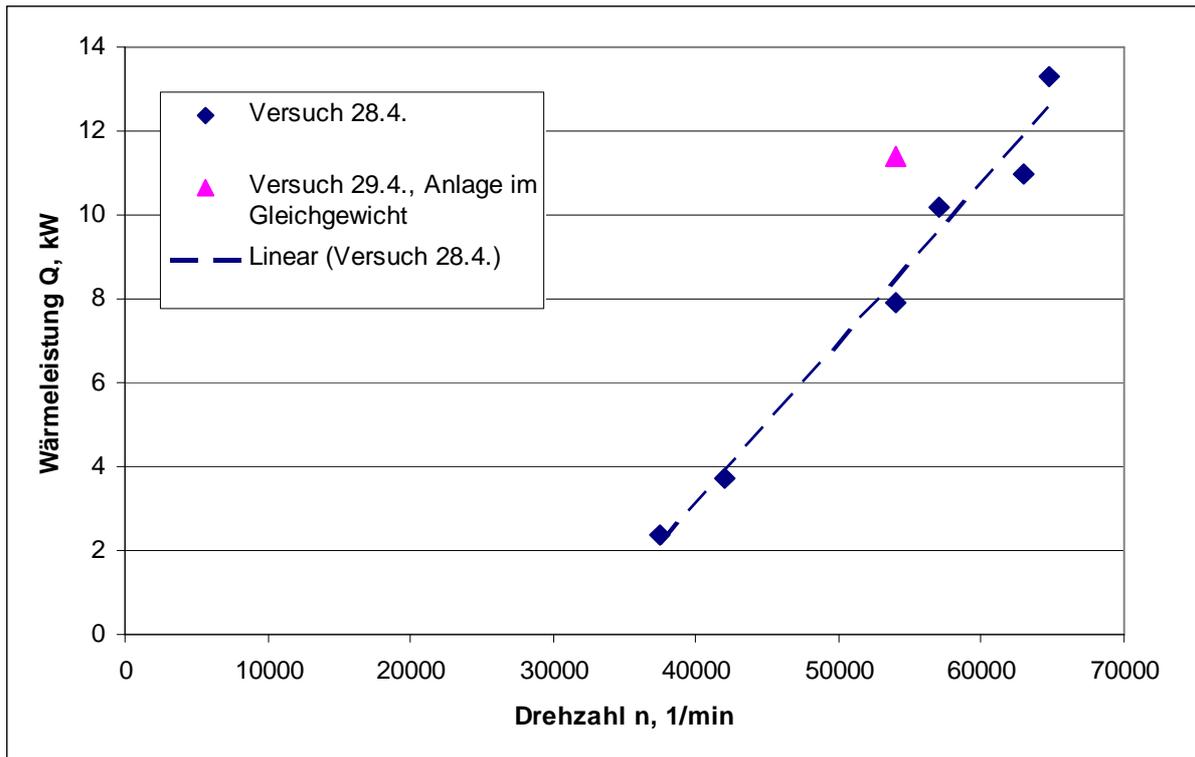
$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{VSK3}{VSK1}$$

Die elektronische Druckmessung wird durch eine physikalische Messung über ein U-Rohr-Manometer gestützt. Die jeweiligen physikalischen und elektronischen Messwerte liegen in guter Übereinstimmung.

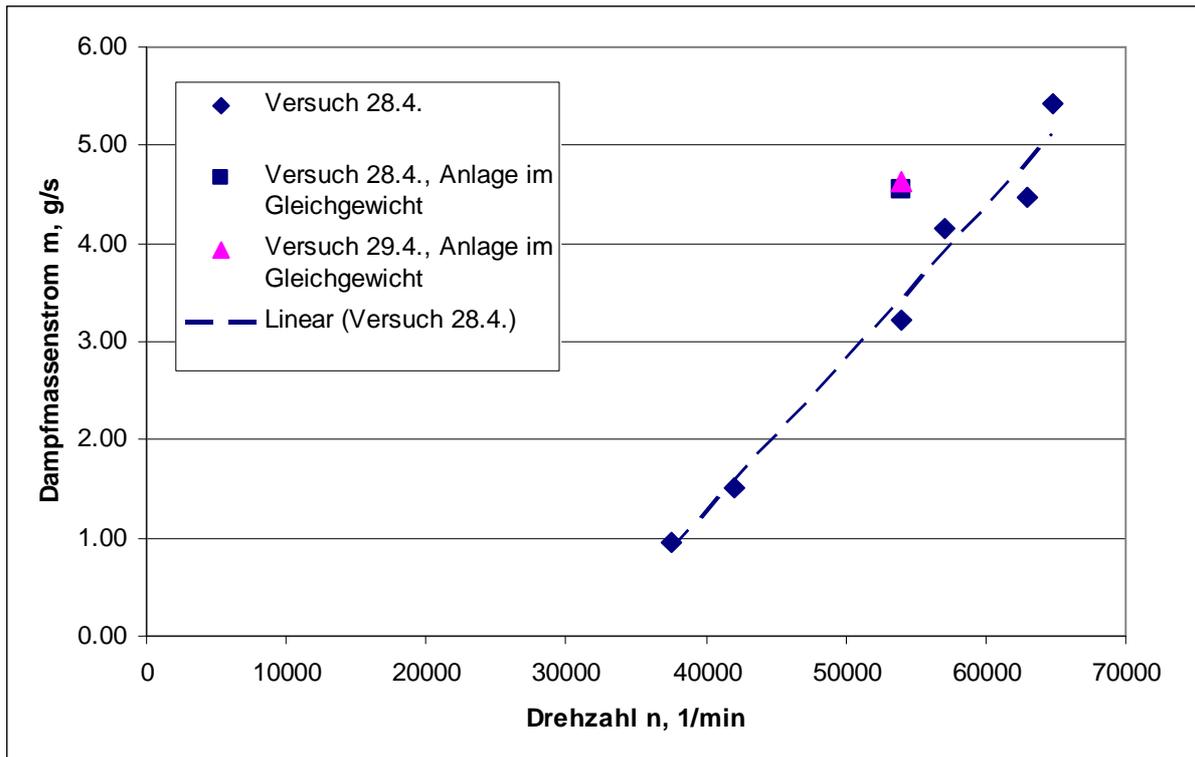
In **Abbildung 37** ist der am 28.4.2010 gemessenen Verlauf des Druckverhältnisses über der Drehzahl gegenüber der erwarteten Anlagenkennlinie aus der CFD-Simulation abgebildet. Das geforderte Druckverhältnis von  $\pi = 3,0$  wurde inzwischen mehrfach angefahren. Je nach Drosselung des Verdichters liegt die dafür notwendige Drehzahl zwischen  $65'000 \text{ 1/min} < n < 67'000 \text{ 1/min}$ .



**Abbildung 37:** Gegenüberstellung des am 28.4.2010 gemessenen und des berechneten Druckverhältnisses über der Drehzahl des Verdichters



**Abbildung 38:** Entwicklung der an den Wärmetauschern gemessenen Verdampfer- bzw. Kondensatorleistung über der Drehzahl. Nur der magentafarbene Messpunkt zeigt die übertragene Wärmemenge der Versuchsanlage im eingeschwungenen Zustand.



**Abbildung 39:** Entwicklung des Dampfmassestromes über der Drehzahl

Der Dampfmassestrom wird über die Verdampfungsenthalpie direkt aus der übertragenen Leistung (Abbildung 38) berechnet. Für die Massenströme gilt somit analog zu Abbildung 38, dass die tatsächlich bei der jeweiligen Drehzahl verdampfte Wassermenge deutlich höher liegt als durch die Punkte entlang der Regressionsgeraden wiedergegeben wird. Für die Massenströme bei Drehzahlen kleiner  $n < 60'000$  1/min gilt zudem, dass der Bypass nicht vollständig geschlossen ist. Das heißt, der vom Verdichter transportierte Massenstrom ist zusätzlich zum bereits beschriebenen Effekt deutlich größer.

Messstelle	Beschreibung	Erfassung ueber	Einheit
A1	KM-Wassertemp. Ablauf unten	Messverstärker	°C
A2	KM-Wassertemp. Ablauf oben	Messverstärker	°C
A4	KM-Wassertemp. Vorlauf	Messverstärker	°C
B1	Heissgastemp. Verflüssiger aus	Messverstärker	°C
B2	KM-Wassertemp. Ruecklauf	Messverstärker	°C
B3	Heissdampftemp. Verdampfer ein	Messverstärker	°C
C2	KM-Wassertemp. Ablauf oben	Messverstärker	°C
C3	KM-Wassertemp. Ablauf unten	Messverstärker	°C
D1	KM-Wassertemp. Vorlauf	Messverstärker	°C
D2	Sauggastemperatur	Messverstärker	°C
D3	KM-Wassertemp. Ruecklauf	Messverstärker	°C
E1	KM-Wassertemp. nach WT	Messverstärker	°C
E2	KM-Wassertemp. vor WT	Messverstärker	°C
G1	KM-Wassertemp. nach WT	Messverstärker	°C
G2	KM-Wassertemp. vor WT	Messverstärker	°C
F3	Druckgastemperatur	Messverstärker	°C
F1	Motorhauptlagertemperatur (unten)	Messverstärker	°C
F2	Motornebenlagertemperatur (oben)	Messverstärker	°C
E5	Druckgastemperatur	Messverstärker	°C
C1	Temperatur Verdichterausgang	Messverstärker	°C
H4	Durchflussmesser	Messverstärker	m/s
W1	Fuellstand unten	Digitaleingang	1/0
W2	Fuellstand oben	Digitaleingang	1/0
W3	Fuellstand 1	Digitaleingang	1/0
W4	Fuellstand 2	Digitaleingang	1/0
W5	Fuellstand 3	Digitaleingang	1/0
DO0	Hauptpumpe Verdampfer 230V	Digitaleingang	1/0
DO1	Hauptpumpe Verflüssiger 230 V	Digitaleingang	1/0
DO6	Magnetventil Kondenswasser-Ausgleich	Digitaleingang	1/0
MAN1	Durchflussmesser	Manuell eingetragen	l/min
MAN2	Durchflussmesser	Manuell eingetragen	l/min
MAN3	Motordrehzahl	Manuell eingetragen	U/min
MAN4	Scheinleistung Verdichter	Manuell eingetragen	Watt
MAN5	Bypassventil	Manuell eingetragen	Umdrehungen zu
VSK1	Saugdruck	Druckmonitor	mbar
VSK2	Druck Rohrleitung	Druckmonitor	mbar
VSK3	Druck Verdichterausgang	Druckmonitor	mbar
VSK4	Verflüssigerdruck	Druckmonitor	mbar
MBUS00	Kaltwassertemperatur Vorlauf	M-BUS	°C
MBUS01	Kaltwassertemperatur Ruecklauf	M-BUS	°C
MBUS02	Kaltwasserdurchflussmesser	M-BUS	Kubikmeter/h
MBUS03	Kaltwasserleistung	M-BUS	kWh
MBUS10	Kuehlwassertemperatur Vorlauf	M-BUS	°C
MBUS11	Kuehlwassertemperatur Ruecklauf	M-BUS	°C
MBUS12	Kuehlwasserdurchflussmesser	M-BUS	Kubikmeter/h
MBUS13	Kuehlwasserleistung	M-BUS	kWh

**Tabelle 5:** Beschreibung aller Messstellen in der Versuchsanlage

## Anhang B: Beschreibung aller Messstellen der Versuchsanlage zur Auslegung und Optimierung von Verdampfer- und Verflüssiger

Messstelle	Beschreibung	Erfassung	Einheit
G1	Verdampfer Temperatur Wasser Rücklauf	Messverstärker	°C
G2	Verdampfer Temperatur Wasser Vorlauf	Messverstärker	°C
E3	Kondensator Temperatur Wasser Rücklauf	Messverstärker	°C
E2	Kondensator Temperatur Wasser Vorlauf	Messverstärker	°C
T6	Kondensator Temperatur Wasser Ablauf	digital	°C
T7	Druckrohrtemperatur Dampf	digital	°C
T_Rand	Verdampfer Temperatur Wasserverteiler Rand	digital	°C
T_Lappen	Verdampfer Temperatur Wasserverteiler Ablauf	digital	°C
VSK4	Druck Verdampfer	Messverstärker	mbar
VSK2	Druck Kondensator	Messverstärker	mbar
SSI	Druck Verdampfer	digital	mbar
MBUS00	Kaltwassertemperatur Vorlauf	M-BUS	°C
MBUS01	Kaltwassertemperatur Rücklauf	M-BUS	°C
MBUS02	Kaltwasser Volumenstrom	M-BUS	m <sup>3</sup> /h
MBUS03	Kaltwasser übertragene Wärme	M-BUS	kW
MBUS10	Warmwassertemperatur Vorlauf	M-BUS	°C
MBUS11	Warmwassertemperatur Rücklauf	M-BUS	°C
MBUS12	Warmwasser Volumenstrom	M-BUS	m <sup>3</sup> /h
MBUS13	Warmwasser übertragene Wärme	M-BUS	kW
MAN1	Kreislaufvolumenstrom Verdampfer	manuell	l/min
MAN2	Kreislaufvolumenstrom Kondensator	manuell	l/min

**Tabelle 6:** Messstellen der Versuchsanlage zur Auslegung und Optimierung von Verdampfer und Verflüssiger

## Anhang C: Datenblatt Kompaktwärmehähler Supercal 539

### Kompaktwärmehähler Supercal 539



Kompaktwärmehähler in den Nenngößen  
qp 0.6 , 1.5 und 2.5 m³/h

- ▶ große, übersichtliche Anzeige
- ▶ 4 Anzeigeschleifen
- ▶ EEPROM zur Speicherung der Verbrauchswerte
- ▶ 15 Monatswerte für die Energiemenge optional mit M-Bus-Schnittstelle oder mit Impulsausgang
- ▶ optische Schnittstelle
- ▶ Rechenwerkgehäuse 350° drehbar
- ▶ Einbau in Kalt- oder optional Warmseite programmierbar

Abbildungen ähnlich

technische Änderungen vorbehalten

Stand 2008

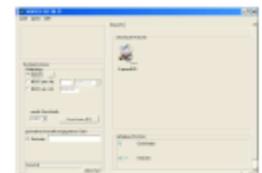
ANZEIGE-SCHLEIFE 1	
aktueller Verbrauchswert	2345678 kWh
aktuelles Volumen	0234567 m³
Displaytest	88 ↓ ↑ EE → m³h * 88888888 kWh MWh
Fehleranzeige (nur bei aufgetretenem Fehler)	Err 12
ANZEIGE-SCHLEIFE 2	
Energie-Vormonatwert 1	01 2345670 kWh
Energie-Vormonatwert 15	15 0093478 kWh
ANZEIGE-SCHLEIFE 3	
Volumen-Vormonatwert 1	01 0234567 m³
Volumen-Vormonatwert 15	15 0234567 m³

ANZEIGE-SCHLEIFE 4	
Betriebsstunden	52560 h
Vorlauftemperatur	90.4 °C
Rücklauftemperatur	46.2 °C
Temperaturdifferenz	44.2 °C
momentaner Durchfluss	2.156 m³h
momentane Leistung	2368 kW
Seriennummer	99 270157
M-Bus Adresse	Rdr 108

Bei der Gerätetypen Supercal 539 Plus mit 2 Impulseingängen sind 2 weitere Anzeige-Schleifen vorhanden, in welchen die Monatswerte der auf den Wärmehähler angeschalteten Zähler (z.B. Wasserzähler) angezeigt werden.

- Als Zubehör erhältlich sind:
- optischer Auslesekopf
  - Auslese- und Parametrier-Software

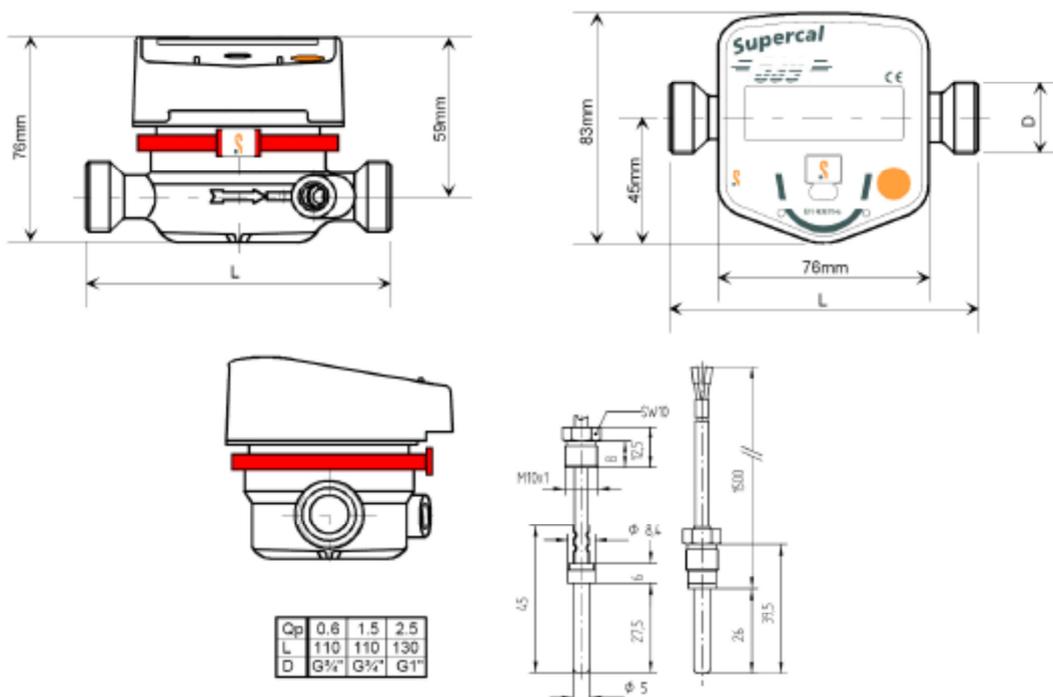
Damit können Verbrauchswerte über die optische Schnittstelle ausgelesen und abgespeichert, sowie kundenspezifische Parameter gesetzt werden.



Abbildungen ähnlich

technische Änderungen vorbehalten

Stand 2008



### Technische Daten

<b>Rechenwerk</b>				
Temperaturmessbereich	°C	0 ... 110		
Temperaturdifferenz	K	3 ... 75		
Anzeige	7 Stellen + Sonderzeichen			
Kommunikationsschnittstellen	optische Schnittstelle optional: M-Bus, Impulsausgang Energie			
Versorgungsspannung	Lithium-Batterie			
Datenspeicher	EEPROM			
Stichtage	15 Monatsstichtage			
Umgebungs-kategorie	M1 + E1			
<b>Temperaturfühler</b>				
Fühlertyp		PT10.000		
Durchmesser	mm	5.0		
<b>Durchflusssensor</b>				
Nenn-durchfluss qp	m³/h	0,6	1,5	2,5
Nennweite	mm	15	15	20
Druckverlust bei qp	mbar	100	230	230
Nenn-druck	bar	16		
Metrologische Klasse	EN1434 Klasse 3			
Ansprechgrenze	l/h	3	5	8
Temperaturbereich	°C	15 ... 90		
Einbau	Rücklauf, optional Vorlauf			
Anschluss Außengewinde	Zoll	3/4	3/4	1
Baulänge	mm	110	110	130
<b>Bestellnummer</b>				
Standardgerät		200010	200020	200030
mit Impulsausgang Energie		200045	200055	200065
mit M-Bus-Schnittstelle		200070	200080	200090
mit Funk-Schnittstelle		200093	200095	200097

## Anhang D: Eichfehlergrenzen E nach Klasse 3 EN1434

### 2.1.3 Fehlergrenzen

2.1.3.1 Vollständige Wärmehähler und Durchflusssensoren von Wärmehählern müssen mindestens der Genauigkeitsklasse 3 angehören.

2.1.3.2 Die Fehlergrenzen von Wärmehählern werden auf den konventionell wahren Wert der Wärmemenge bezogen und sind als relative Fehlergrenzen in % in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz und vom Durchfluss definiert. Die relativen Fehlergrenzen in % von Teilgeräten werden beim Rechenwerk und dem Temperaturfühlerpaar in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz und beim Durchflusssensor in Abhängigkeit vom Durchfluss definiert.

2.1.3.3 Die relativen Eichfehlergrenzen  $E$  in % von vollständigen Wärmehähler betragen:

$$E = E_c + E_f + E_t, \text{ siehe die folgenden Ziffern 2.1.3.4 bis 2.1.3.6}$$

$$\text{Klasse 2: } E = (3 + 4 \cdot \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta + 0,02 \cdot q_p / q)$$

$$\text{Klasse 3: } E = (4 + 4 \cdot \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta + 0,05 \cdot q_p / q)$$

(Zahlenwertgleichung:  $E$  in %;  $\Delta\theta_{\min}$ ,  $\Delta\theta$  in K;  $q_p$ ,  $q$  in  $\text{m}^3/\text{h}$ )

2.1.3.4 Die relativen Eichfehlergrenzen  $E_c$  in % von Rechenwerken betragen:

$$E_c = (0,5 + \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta)$$

(Zahlenwertgleichung:  $E_c$  in %;  $\Delta\theta_{\min}$ ,  $\Delta\theta$  in K)

2.1.3.5 Die relativen Eichfehlergrenzen  $E_f$  in % von Durchflusssensoren betragen:

$$\text{Klasse 2: } E_f = (2 + 0,02 \cdot q_p / q), \text{ aber nicht mehr als 5\%}$$

$$\text{Klasse 3: } E_f = (3 + 0,05 \cdot q_p / q), \text{ aber nicht mehr als 5\%}$$

(Zahlenwertgleichung:  $E_f$  in %;  $q_p$ ,  $q$  in  $\text{m}^3/\text{h}$ )

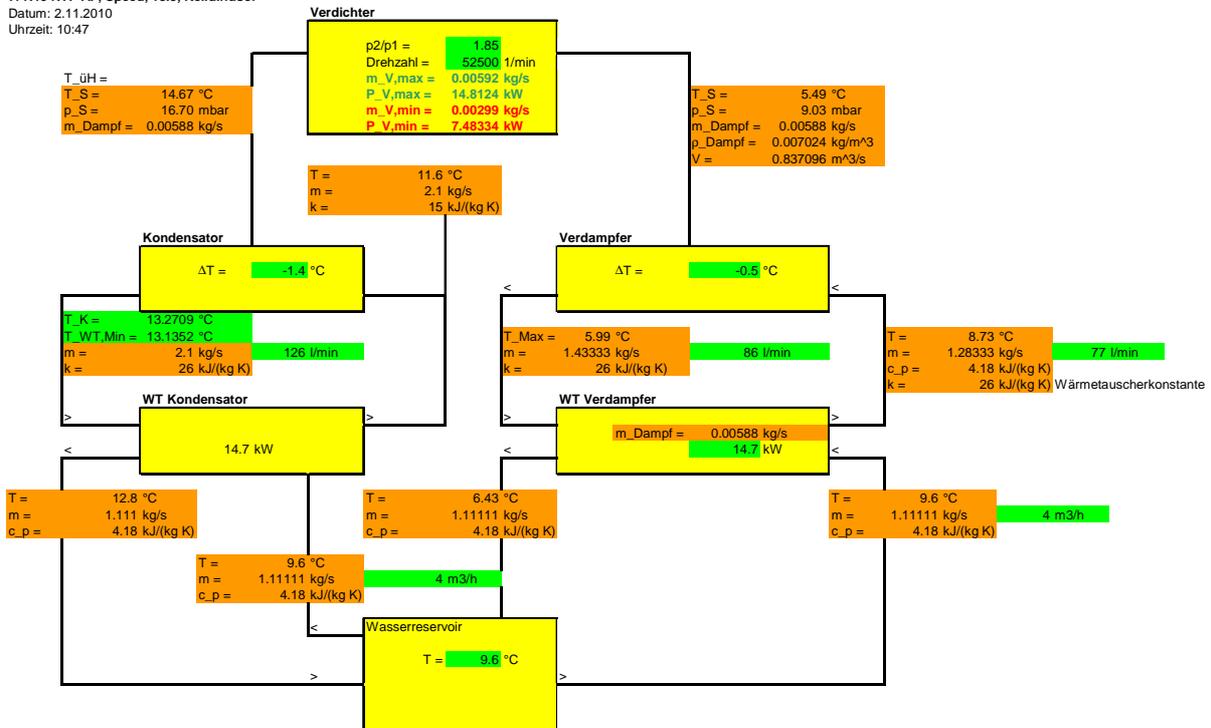
2.1.3.6 Die relativen Eichfehlergrenzen  $E_t$  in % von Temperaturfühlerpaaren betragen:

$$E_t = (0,5 + 3 \cdot \Delta\theta_{\min} / \Delta\theta)$$

(Zahlenwertgleichung:  $E_t$  in %;  $\Delta\theta_{\min}$ ,  $\Delta\theta$  in K)

## Anhang E: Betriebspunkt der Versuchsanlage zur Dimensionierung von Verdampfer und Kondensator bei $n = 54'000$ 1/min mit geschlossenem ByPass (2.11.2010)

Ergebnis auf Simulator gelegt  
7f R19 RTP AF, Speed, 18.3, Keildiffusor  
Datum: 2.11.2010  
Uhrzeit: 10:47



**Abbildung 40:** Betriebspunkt der Prototypanlage am 2.11.2010 um 10:47 Uhr. Verdampfer und Kondensator arbeiten optimal, der Verdichter ist an der Schluckgrenze (= nahe am bei dieser Drehzahl maximal möglichen Volumenstrom)

Abbildung 40 zeigt einen beispielhaften Betriebspunkt der Versuchsanlage zur Dimensionierung der Verdampfer und Verflüssiger bei niedrigem Druck und Temperaturniveau, wie er im Wärmepumpenbetrieb zu erwarten ist. Der Bypass ist vollständig geschlossen. Bei einem Druckverhältnis von  $\pi = 1,85$  wird ein Wärmestrom von ca. 15 kW übertragen. Die übertragene Wärmemenge wird auf beiden Seiten des Wärmetauschers über die Wasserströme redundant gemessen, auf der Druckseite (Umgebungsdruck) erfolgt die Messung mit dem geeichten Kalorimeter Supercal 539 (Beschreibung siehe Anhang C und Anhang D).

Die benötigte treibende Temperaturdifferenz beträgt auf der Verdampferseite  $\Delta T < 0,5$  °C und auf der Verflüssigerseite  $\Delta T < 1,4$  °C.

Die benötigte Grundfläche von Verdampfer und Verdichter beträgt dabei insgesamt  $A < 0,25$  m<sup>2</sup>. Die benötigte Bauhöhe beträgt in jedem Fall weniger als  $H < 0.5$  m.

## Anhang F: OIRo-Versuch mit überhitztem Dampf und übertragener Leistung von 30 kW (27.10.2010)

Beim OIRo Versuch wird die Wärme vom Verdampfer zum Kondensator ausschließlich durch das treibende Temperaturgefälle zwischen beiden Apparaten übertragen. Dies erlaubt eine sehr genaue Messung der in beiden Apparaten notwendigen treibenden Kräfte (= Temperaturdifferenzen). Je kleiner die treibenden Temperaturdifferenzen, um den Verdampfungs- und Kondensationsvorgang in Gang zu halten, um so geringer die thermodynamischen Verluste und desto größer der erreichbare COP bzw. die erreichbare Leistungszahl.

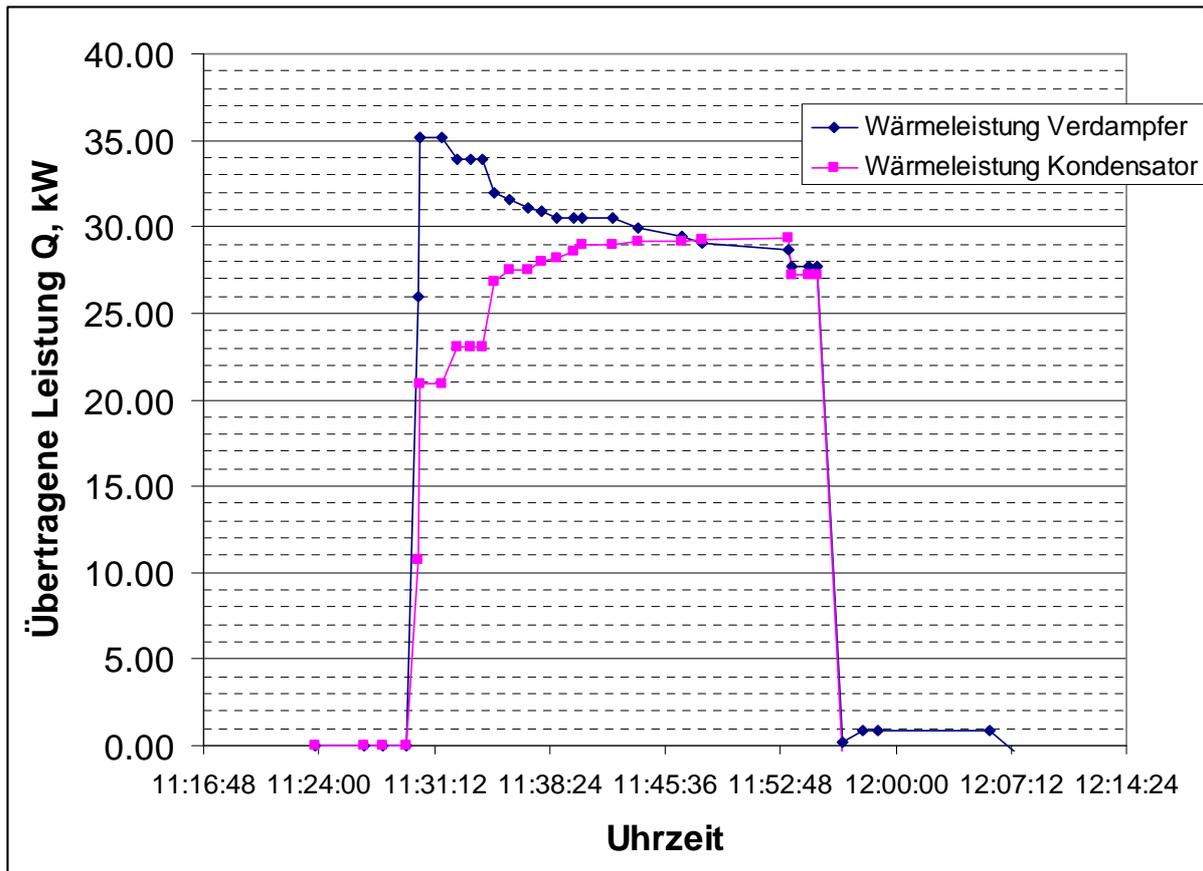
Die Überhitzung des Dampfes wird durch eine elektrische Heizung mit 2 kW Heizleistung gewährleistet. Der Dampf wird dabei deutlich stärker überhitzt als beim Einsatz eines Verdichters mit einem isentropen Wirkungsgrad  $\eta > 60\%$ .

Eingesetzt werden die gleichen Apparate wie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben:

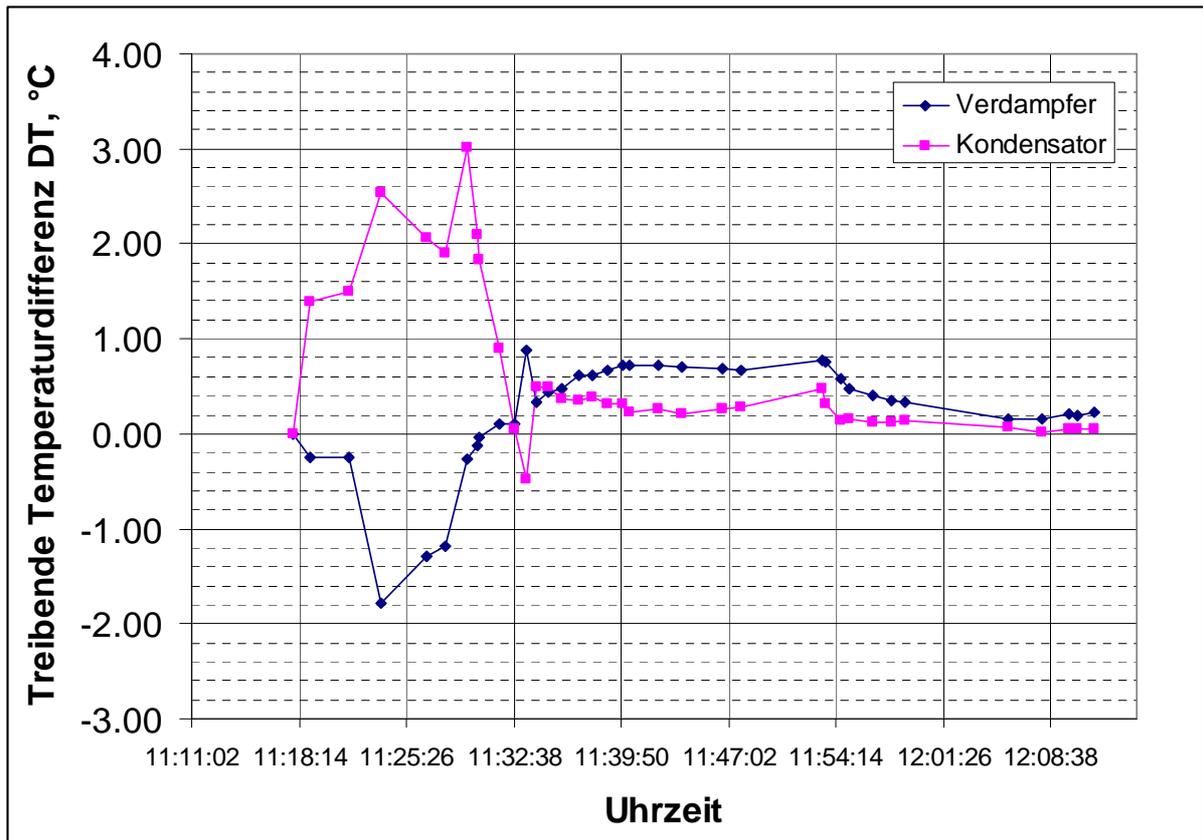
- Durchmesser der Zylinder:  $\varnothing 0,5$  m und
- effektive Apparatehöhe  $H < 0,5$  m.
- Einbauten aus Kunststoffhalbzeugen (einfach als Spritzgussbauteil aus Massenkunststoffen herstellbar).

Abbildung 41 zeigt die übertragenen Wärmemengen, Abbildung 42 zeigt die treibenden Temperaturdifferenzen für Verdampfer und Kondensator. Über einen Zeitraum von 15 Minuten von 11:37 Uhr bis 11:52 sind die Bedingungen näherungsweise konstant. Es wird eine Wärme von 30 kW übertragen. Die Flächenleistung beträgt damit bezogen auf die Behältergrundfläche  $q > 150$  kW/m<sup>2</sup>. Die treibende Temperaturdifferenz beträgt für den

- Verdampfer  $\Delta T < 1$  °C und für den
- Verflüssiger  $\Delta T < 0.5$  °C.



**Abbildung 41:** Beim Versuch am 27.10.2010 an Verdampfer und Kondensator übertragene Wärmemengen. Wärmemengen wurden druckseitig mit dem Kalorimeter Supercal539 (siehe Anhang C und D) erfasst.



**Abbildung 42:** Treibende Temperaturdifferenz Verdampfer- und Kondensatorseitig. Ab 11:31 Uhr schwingt sich der Prozess ein, nach 11:38 bis 11:52 Uhr kann von annähernd stationären Versuchsbedingungen ausgegangen werden. Für den Verdampfer ist die treibende Temperaturdifferenz kleiner 1 °C, für den Kondensator weniger als 0,5 °C.