

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

Ausweitung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, Verzicht auf F-Gase und erhebliche Energieeinsparung bei der Kälteerzeugung

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az. 33999/01 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Florian Hanslik

September 2019

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	33999/01	Referat	Fördersumme	234.400,- €
Antragstitel	Ausweitung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, Verzicht auf F-Gase und erhebliche Energieeinsparung bei der Kälteerzeugung			
Stichworte	Energie, Kühlung			
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)	
24 Monate	29.06.2017	30.06.2019	1	
Zwischenberichte				
Bewilligungsempfänger	Efficient Energy GmbH		Tel 089-693369-0	
	Hans-Riedl-Str. 5		Fax	
	85622 Feldkirchen		Projektleitung Johannes Lang	
			Bearbeiter	
Kooperationspartner	Entfällt			

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Der Efficient Energy GmbH ist eine einzigartige Umsetzung des Kaltdampfprozesses mit Turboverdichtung gelungen, bei dem ausschließlich reines Wasser (R718) als Kältemittel zum Einsatz kommt. Derzeit ist die Technologie nur bei Kaltwassertemperaturen über 18 °C wirtschaftlich nutzbar. Ziel des Vorhabens ist die Erweiterung des Anwendungsgebiets der eChiller Technologie.

Konkret beinhaltet das Vorhaben folgende Punkte:

- Eine Kompressionskälteanlage mit R718 als Kältemittel,
- zwei über eine Zwischenkühlung in einem Behälter integrierte Verdichterstufen,
- die ganzjährige Bereitstellung von 12 °C Kaltwasser und
- eine Jahresarbeitszahl von „20“ im deutschen Klimaraum zu erreichen.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Für die Erreichung der Projektziele wurden folgende Teilaspekte definiert:

- **Entwicklung eines eigenen Frequenzumrichters hinsichtlich** eines möglichst hohen Wirkungsgrades des gesamten Antriebsstranges
- **Entwicklung einer Zwischenkühlung** für eine integrierte, möglichst verlustfreie zweistufige Verdichtung
- **Entwicklung eines angepassten Verdichterrades** für eine strömungstechnisch ideale Abstimmung zwischen erster und zweiter Verdichterstufe
- **Optimierung des Lagersystems** hinsichtlich einer Lebensdauererhöhung der Verdichter
- **Funktionelle Optimierung der Ausführung der Wärmeübertragung**
- **Integration aller genannten Teilaspekte in einen Behälter** für den Nachweis der Leistungsfähigkeit des Systems anhand mehrerer Prototypen

Ergebnisse und Diskussion

In den Bereichen Lagerentwicklung und Entwicklung eines Verdichterrades konnten Lösungen erarbeitet werden, welche gesetzten Zielen entsprachen und auch in die Serie übernommen werden konnten.

Der eigenentwickelte Frequenzumrichter wurde bis zu einem guten Zwischenstand entwickelt, auf den in später folgenden Entwicklungen wieder aufgesetzt werden kann. Im direkten Vergleich zu dem standardmäßig eingesetzten Frequenzumrichter konnten Einsparungen hinsichtlich der elektrischen Antriebsenergie des Gesamtsystems von bis zu 25 % erreicht werden.

Die Funktion der indirekten Zwischenkühlung sowie der innenliegenden Wärmeübertrager konnte in ersten Versuchsaufbauten nachgewiesen werden. Die Teilprojekte wurden jedoch pausiert und können zu einem späteren Zeitpunkt fortgesetzt werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Im Zuge dieses Projektes wurden keine Veröffentlichungen gemacht.

Fazit

Die Ziele des Projektes Az. 33999/01 konnten im Zeitraum zwischen Juni 2017 und Juni 2019 teilweise erreicht werden. Das Nichterreichen der Teilziele „Frequenzumrichter“ und „Zwischenkühlung“ ist aber nicht der unmöglichen technischen Umsetzbarkeit geschuldet, sondern beruht auf einer strategischen Entscheidung der Efficient Energy GmbH. Alle Teilergebnisse wurden dokumentiert und bei nachfolgenden Weiterentwicklungen kann auf diese Ergebnisse aufgesetzt werden.

Inhaltsverzeichnis

Projektkennblatt	3
Verzeichnis von Bildern und Tabellen	2
Zusammenfassung.....	4
1. Einleitung.....	5
2. Hauptteil.....	8
Entwicklung eines eigenen Frequenzumrichters.....	8
Entwicklung einer Zwischenkühlung.....	13
Entwicklung eines angepassten Verdichterrades	14
Optimierung des Lagersystems.....	16
Optimierung der Wärmeübertragung	21
3. Erweiterte Arbeitspakete.....	33
Untersuchungen einer neuen Rohrgeometrie für die erweiterte Kälteleistung am vorhandenen Prototyp.....	33
Simulative Auslegung des Verdichterrades für die erweiterte Kälteleistung .	34
4. Fazit	42
5. Literaturverzeichnis.....	43

Verzeichnis von Bildern und Tabellen

Abbildungen

Abbildung 1: Querschnitt Kältemodul.....	
Abbildung 2: Betriebszustand FreeCooling.....	6
Abbildung 3: Betriebszustand FreeCooling plus	7
Abbildung 4: Betriebszustand Stage 1	7
Abbildung 5: Betriebszustand Stage 2	7
Abbildung 6: Messaufbau Motor-Generator-Satz	9
Abbildung 7: Schaltbild Standard-Frequenzumrichter	10
Abbildung 8: Schaltbild eigenentwickelter Frequenzumrichter	10
Abbildung 9: Anordnung der Messaufnehmer	11
Abbildung 10: Vergleich der elektrischen Leistungsaufnahme der Gesamtanlage	12
Abbildung 11: Vergleich der COP-Werte der Gesamtanlage.....	13
Abbildung 12: prinzipielle Darstellung Verdichterkennfeld	15
Abbildung 13: (127% Saugvolumen, aktuelles Verdichterrad, kleineres Rad für die zweite Stufe).....	15
Abbildung 14: Schnittbild konventionelle Schmierstoffzuführung.....	16
Abbildung 15: Querschnitt erster Versuchsaufbau Nachschmiereinheit	18
Abbildung 16: Korrosionsspuren nach 25 Tagen, Variante 1	19
Abbildung 17: Korrosionsspuren nach 56 Tagen, Variante 1	19
Abbildung 18: Korrosionsspuren nach 5 Tagen, Variante 2	20
Abbildung 19: Korrosionsspuren nach 25 Tagen, Variante 2	20
Abbildung 20: Korrosionsspuren nach 44 Tagen, Variante 3	21
Abbildung 21: Aufbau Drossel.....	22
Abbildung 22: Montierte Beregnung im Verdampfer.....	23
Abbildung 23: Aufgebaute Versuchsanlage	23
Abbildung 24: Adapter zur Druck- und Temperaturmessung.....	24
Abbildung 25: Wärmedurchgangskoeffizienten für verschiedene Rohrarten bei verschiedenen Füllständen (Lanzerath et al. 2016).....	28
Abbildung 26: Schematische Darstellung der Einzelrohrmessungen für den Kalt- und Kühlwasseraustritt	29
Abbildung 27: treibende Delta T im Vergleich mit Rohr 2.....	34
Abbildung 28: Übersicht der Geometrie der untersuchten Laufräder	35
Abbildung 29: Simulierte Druckverhältnisse für vier Durchmesser mit unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten	36
Abbildung 30: Simulierte Wirkungsgrade für vier Durchmesser mit unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten	37
Abbildung 31: Simuliertes Verdichterkennfeld für D2 = 220 mm	38
Abbildung 32: Geometrischer Vergleich anfangs ausgelegtes Laufrad (links) zu optimiertem Laufrad (rechts).....	39

Abbildung 33: Simulierte Druckverhältnisse des optimierten Laufrades für verschiedene Drehzahlen 40
Abbildung 34: Simuliertes Verdichterkennfeld des optimierten Laufrads 40

Tabellen

Tabelle 1: Ergebnisse Vergleichsmessungen Motor-Generator-Satz 17/11
Windungen 11
Tabelle 2: Teilergebnisse Vergleichsmessung Motor-Generator-Satz 20/20
Windungen 12
Tabelle 3: Übersicht Messpunkte 24
Tabelle 4: $\Delta_{tr.T}$'s und Wärmeübertragergrädigkeiten für die angegebenen Messpunkte 25
Tabelle 5: $\Delta_{tr.p}$'s des K4 Verdampfers 25
Tabelle 6: $\Delta_{tr.T}$'s im Verflüssiger der K4 26
Tabelle 7: $\Delta_{tr.p}$'s im Verflüssiger der K4 27
Tabelle 8: Wärmedurchgangskoeffizienten für den Verdampfer und Verflüssiger der K4 27
Tabelle 9: Einzelrohrtemperaturen im Kaltwasseraustritt des Verdampfers 29
Tabelle 10: Einzelrohrtemperaturen im Kühlwasseraustritt des Verflüssigers.. 30
Tabelle 11: Verdichter-Spezifikation K5 33
Tabelle 12: Verdichterdrehzahl in krpm in Abhängigkeit von u und D2 35

Zusammenfassung

Der Efficient Energy GmbH ist eine einzigartige Umsetzung des Kaltdampfprozesses mit Turboverdichtung gelungen, bei dem ausschließlich reines Wasser (R718) als Kältemittel zum Einsatz kommt. Durch die speziellen Eigenschaften von R718 ist die entwickelte Technologie aktuell nur bei Kaltwassertemperaturen über 16 °C wirtschaftlich nutzbar. Ziel des Projekts „Ausweitung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, Verzicht auf F-Gase und erhebliche Energieeinsparung bei der Kälteerzeugung“ (Az. 33999/01) ist die Erweiterung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, der Verzicht auf F-Gase und eine erhebliche Energieeinsparung bei der Kälteerzeugung. Konkret beinhaltet das Vorhaben folgende Punkte:

- Eine Kompressionskälteanlage mit R718 als Kältemittel,
- zwei über eine Zwischenkühlung in einem Behälter integrierte Verdichterstufen,
- die ganzjährige Bereitstellung von 12 °C Kaltwasser und
- eine Jahresarbeitszahl von „20“ im deutschen Klimaraum zu erreichen.

Für die Erreichung der Projektziele wurden folgende Teilaspekte definiert:

- Entwicklung eines eigenen Frequenzumrichters hinsichtlich eines möglichst hohen Wirkungsgrades des gesamten Antriebsstranges
- Entwicklung einer Zwischenkühlung für eine integrierte, möglichst verlustfreie zweistufige Verdichtung
- Entwicklung eines angepassten Verdichterrades für eine strömungstechnisch ideale Abstimmung zwischen erster und zweiter Verdichterstufe
- Optimierung des Lagersystems hinsichtlich einer Lebensdauererhöhung der Verdichter
- Funktionelle Optimierung der Ausführung der Wärmeübertragung
- Integration aller genannten Teilaspekte in einen Behälter für den Nachweis der Leistungsfähigkeit des Systems anhand mehrerer Prototypen

Die Ziele des Projektes Az. 33999/01 konnten im Zeitraum zwischen Juni 2017 und Juni 2019 teilweise erreicht werden. Das Nichterreichen der Teilziele „Frequenzumrichter“ und „Zwischenkühlung“ ist aber nicht der unmöglichen technischen Umsetzbarkeit geschuldet, sondern beruht auf einer strategischen Entscheidung, des Antragstellers – der Efficient Energy GmbH. Alle gewonnenen Teilergebnisse wurden schriftlich dokumentiert, um bei nachfolgenden Weiterentwicklungen auf diese Ergebnisse aufsetzen zu können.

1. Einleitung

Durch die speziellen Eigenschaften von R718 ist die entwickelte Technologie aktuell nur bei Kaltwassertemperaturen über 16 °C wirtschaftlich nutzbar. Ziel des Projekts „Ausweitung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, Verzicht auf F-Gase und erhebliche Energieeinsparung bei der Kälteerzeugung“ (Az. 33999/01) ist die Erweiterung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, der Verzicht auf F-Gase und eine erhebliche Energieeinsparung bei der Kälteerzeugung.

Nachfolgend wird die technische Ausgangsbasis zu diesem Vorhaben beschrieben.

Der eChiller arbeitet mit der Direktverdampfung von Wasser in einem vakuumdichten System und geschlossenem Kreislauf, der über Plattenwärmeübertrager hydraulisch vom externen Kühl- und Kaltwasserkreis getrennt ist. Zentrale Bedeutung haben dabei die beiden identisch aufgebauten Kältemodule, von denen eines in Abbildung 1 dargestellt ist.

In jedem Kältemodul wird der komplette thermodynamische Kreisprozess abgebildet. Der Verdampfer und der Verflüssiger sind konzentrisch angeordnet, um eine kompakte Bauweise zu erzielen. Über den mittleren Stutzen (a) des Kältemoduls tritt das abzukühlende Kaltwasser mit einem Volumenstrom von ca. 2 l/s in den Verdampfer (1) ein. Hier herrscht ein Druck, der dem Sattdampfdruck der gewünschten Wasseraustrittstemperatur aus dem Verdampfer entspricht. Es wird so viel Wasser verdampft, bis sich das überhitzte Wasser nahezu auf die Sattdampf Temperatur abgekühlt hat. Das abgekühlte Kaltwasser wird nun aus dem Behälter geleitet (b). Die maximal entstandene Dampfmasse entspricht dabei etwa 1 % des umgewälzten gesamten Massenstroms an Kaltwasser. Durch den Turboverdichter wird der entstandene Dampf angesaugt und auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau gebracht. Dabei liegt das maximal erreichbare Druckverhältnis durch die gewählte Drehzahlbegrenzung der Verdichter bei ca. 90.000 U/min im Bereich von 3,5. Die Verdichtung beginnt ab ca. 40.000 U/min mit einem Druckverhältnis von 1 und kann von dort bis zum maximalen Druckverhältnis stufenlos gesteigert werden. Der verdichtete, überhitzte Wasserdampf strömt anschließend in den Verflüssiger (2) ein und trifft dort auf das Kühlwasser. Das Kühlwasser wird dem Kältemodul ebenfalls von unten (c) zugeführt. Durch die spezielle Ausgestaltung des Verflüssigers wird erreicht, dass der Wasserdampf seine komplette Energie an das umlaufende Wasser abgeben kann (3) und so völlig auskondensiert. Das



Abbildung 1: Querschnitt Kältemodul

dadurch erwärmte Kühlwasser wird nach unten aus dem Kältemodul (d) abgeleitet.

Um den thermodynamischen Kreislauf zu schließen, wird die verdampfte Wassermenge aus dem Verflüssiger über das selbst regulierende Expansionsorgan (4) in den Verdampfer zurückgeführt, das ebenfalls ab einem Druckverhältnis von 1 an stufenlos bis zum vollen Druckverhältnis arbeiten kann. In Abhängigkeit der Wärmesenkentemperatur kann diesem Prozess das zweite Kältemodul als Kaskade nachgeschaltet werden.

Der eChiller kennt neben dem Stand-by-Modus vier unterschiedliche Betriebszustände (FreeCooling, FreeCooling PLUS, Stage 1 und Stage 2), die anhand Abbildung 2 bis Abbildung 5 näher beschrieben werden. In den Abbildungen wird links und rechts neben der Zustandsbeschreibung durch das Wort an oder aus definiert, ob der Verdichter arbeitet oder das jeweilige Kältemodul abgeschaltet ist. Die vier dargestellten Betriebszustände beziehen sich alle auf den Nennarbeitspunkt, Kaltwasserein- und -austritt von 28 °C auf 22 °C und die Kälteleistung von 35 kW. Im reinen FreeCooling-Zustand kann das gewünschte Kaltwasser von 22 °C bis zu einer Kühlwassereintrittstemperatur von 18 °C ohne Verdichtungsarbeit bereitgestellt werden. Die 4 K Temperaturdifferenz zwischen Kühlwassereintritts- und Kaltwasseraustrittstemperatur resultieren aus den Übertragungsverlusten in den Plattenwärmeübertragern. In der hellblauen Tabelle sind die COP-Werte bei den entsprechenden Kühlwassertemperaturen dargestellt.

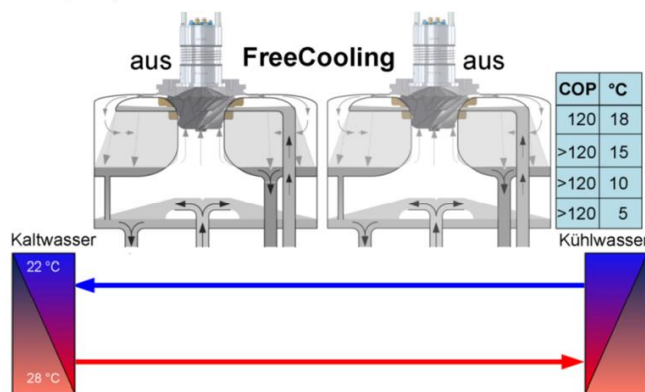


Abbildung 2: Betriebszustand FreeCooling

Steigt die Kühlwassereintrittstemperatur über 18 °C, schaltet der eChiller automatisch in den Betriebszustand FreeCooling PLUS. Dabei wird zunächst nur die erste Verdichterstufe aktiviert. Im Gegensatz zum herkömmlichen Stage-1-Zustand wird in diesem Sonderzustand das bereitgestellte Kühlwasser auf die gewünschte Kaltwasseraustrittstemperatur abgekühlt. Das eintretende Kaltwasser (28 °C) wird erwärmt und an die Wärmesenke abgegeben. Dadurch muss nicht die komplette Kälteleistung durch Verdichtungsarbeit erzeugt werden, und folglich ergeben sich sehr hohe COP-Werte.

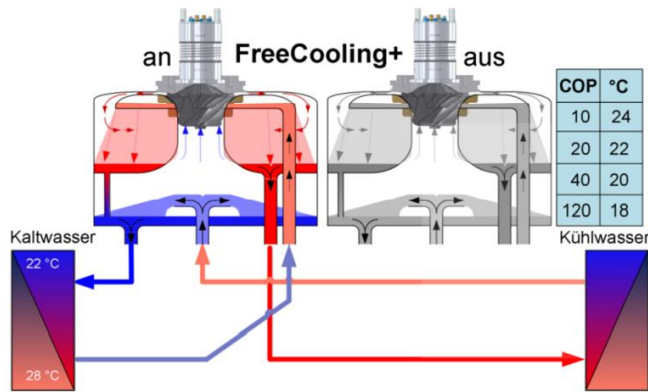


Abbildung 3: Betriebszustand FreeCooling plus

Bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 24 °C wechselt die Anlage in den normalen Stage-1-Zustand einer Kältemaschine. Hier wird die komplette Kälteleistung durch Verdichtungsarbeit erzeugt. Die Verdichterdrehzahl richtet sich jeweils nach der verfügbaren Kühlwassereintritts- und der geforderten Kaltwassertemperatur.

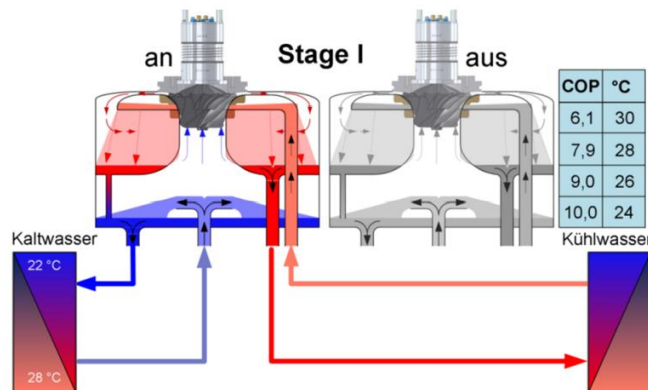


Abbildung 4: Betriebszustand Stage 1

Sobald die Kühlwassereintrittstemperatur 30 °C übersteigt, reicht der Druckhub der ersten Verdichterstufe alleine nicht länger aus, um die erforderliche Temperaturerhöhung zur Abgabe der Energie an die Wärmesenke zu erzeugen, und es wird in den Stage-2-Zustand geschaltet. Verdichterstufe 2 wird aktiviert.

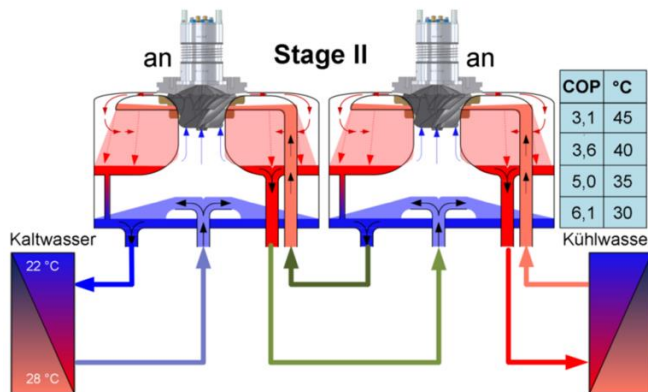


Abbildung 5: Betriebszustand Stage 2

2. Hauptteil

Die Weiterentwicklung – und somit die Ausweitung des Einsatzbereiches – der einleitend beschriebenen Technologie teilt sich in mehrere Teilprojekte auf. Jedes einzelne konnte separat bearbeitet werden und jedes Teilergebnis kann unabhängig von den anderen Ergebnissen in ein Gesamtsystem übernommen werden.

Während des Projektverlaufs hat ein firmeninterner Strategiewechsel für die Weiterentwicklung unseres Produkts stattgefunden. Dieser wurde mit dem Fördergeber abgestimmt und aus diesem Grund wurden die Teilprojekte Frequenzumrichter und Zwischenkühlung nicht vollumfänglich abgeschlossen, jedoch aber bis zu einem gut dokumentierten Zwischenstand bearbeitet, um zu einem späteren Zeitpunkt auf die Zwischenergebnisse aufsetzen und die Entwicklung vollständig abschließen zu können. Des Weiteren wurden die geplanten zweistufigen Prototypenanlagen nicht gebaut und im Feld unter Realbedingungen getestet.

In den nachfolgenden Abschnitten werden die einzelnen Teilprojekte eingehend betrachtet und die jeweiligen (Zwischen-)Ergebnisse dargestellt.

Entwicklung eines eigenen Frequenzumrichters

Der aktuell verfügbare eChiller benutzt zwei zugekaufte Frequenzumrichter, welche als ausentwickeltes und serienverfügbares Produkt für einen breiten Einsatzbereich von Asynchronmotoren und Synchronantrieben mit und ohne Gebersignale konzipiert sind. Das Gerät erzeugt einen pulsweitenmodulierten dreiphasigen Sinus, der den eingesetzten sensorlosen Synchronmotor antreibt. Ursprünglich wurde für den eChiller die Entwicklung eines eigenen Frequenzumrichters gestartet. Dieses interne Projekt wurde jedoch aufgrund des heutigen Einsatzgebietes der Anlage gestoppt. Der Grund dafür lag an der aktuell realisierbaren Kaltwassertemperatur und der damit auf das Jahr gesehenen, relativ geringen Laufzeit der Verdichter. Trotzdem war die Entwicklung weit fortgeschritten und wir verfügen bereits über einen funktionierenden Tiefsetzsteller. Dies ist die zentrale Einheit, die als Stromregler fungiert und damit das Drehmoment des Antriebes bestimmt. Es existieren auch schon zwei experimentale Drehfeldgeneratoren, die einen unter Laborbedingungen stattfindenden Testlauf ermöglichen. Durch die Erweiterung des Einsatzgebietes hin zu tieferen Kaltwassertemperaturen steigt die Einsatzzeit der Verdichter an und eine hocheffiziente Antriebstechnologie wird zur Vermeidung indirekter Treibhausbelastung immer wichtiger. Durch die Umstellung der Ansteuerung auf Blockkommutierung wird eine Verringerung der Verlustleistung von bis zu 25 % erwartet.

In einem ersten Schritt konnten die Platinen für die Zwischenkreiserzeugung entwickelt und in Betrieb genommen werden und so der Tiefsetzsteller und ein Prototypendrehfeldgenerator aufgebaut und in die aktuelle Anlagenregelung integriert werden. Eine überarbeitete Testplatine wurde für den Tiefsetzsteller bestellt, die durch eine neue Aluminiumkerntechnik aufgetretene Wärmeprobleme lösen soll. Die aufgetretenen Lieferverzögerungen bei der Herstellung der Platinen konnten durch den im Projektplan vorgesehenen Ausgleichsmonat kompensiert werden.

Im Januar 2018 wurde ein erster Versuchsaufbau zur Vergleichsmessung zwischen dem Standard-Frequenzumrichter und dem eigenentwickelten Frequenzumrichter bei 100 % elektrischer Last gemacht.

Der Versuch wurde mit Hilfe eines Motor-Generator-Satzes durchgeführt. Für die Ermittlung des elektrischen Leistungsbedarfs wurde ein Stromzähler verwendet. Die Abgegebene Leistung am Generator wird mit Hilfe einer Strom- und Spannungsmessung ermittelt. Der Versuchsaufbau des Motor-Generator-Satzes ist in Abbildung 6 dargestellt.

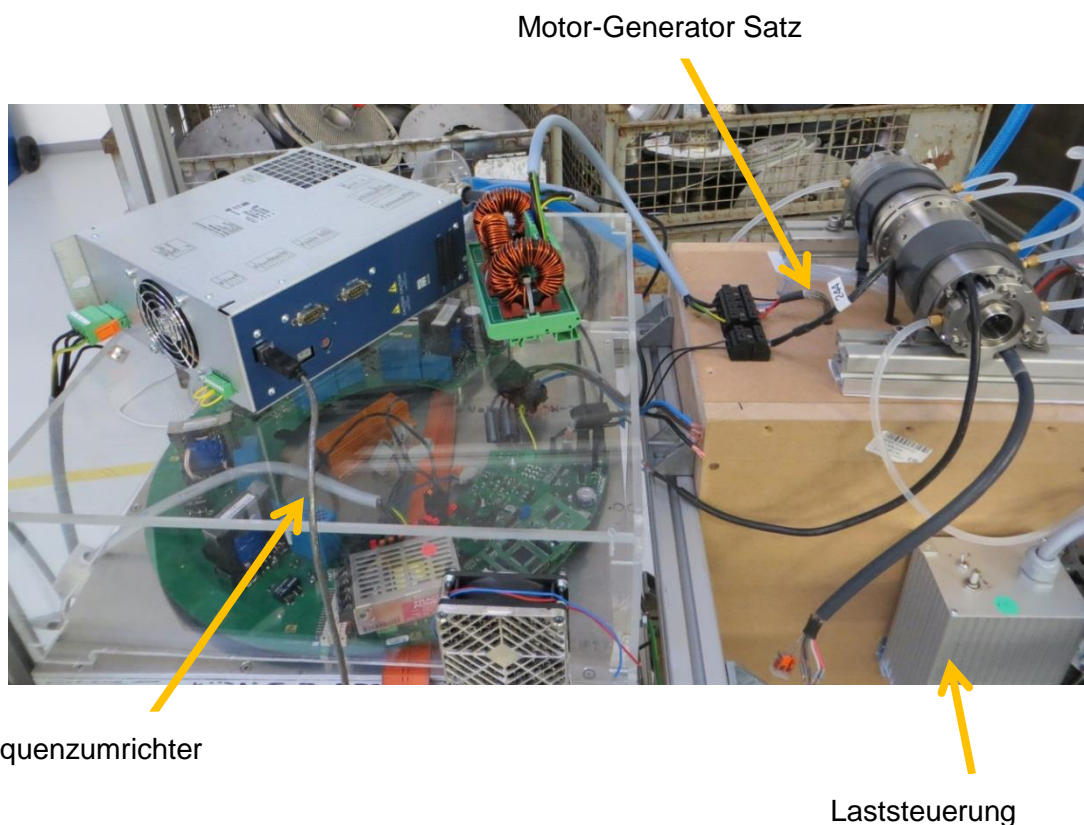


Abbildung 6: Messaufbau Motor-Generator-Satz

Da der Standard-Frequenzumrichter mit einer höheren Gegen-EMK des Motors betrieben werden kann, wurde die Vergleichsmessung mit zwei verschiedenen Motor-Generator-Sätzen durchgeführt. Abbildung 7 stellt den Anschluss eines 20 Windungsmotors mit 20 Windungsgenerator dar (Standard-Motor für Standard-Frequenzumrichter).

Abbildung 8 zeigt die Verschaltung der Last für den 17 Windungsmotor und 11 Windungsgenerator (Aufbau für den optimalen Betrieb des eigenen Frequenzumrichters).

Ursprünglich sollten die Vergleichsmessungen mit beiden Systemen durchgeführt werden. Allerdings konnten die Messungen lediglich mit dem 17 Windungsmotor / 11 Windungsgenerator komplett abgeschlossen werden, da der 20 Windungsmotor-Generator-Satz während der Messungen zerstört wurde.

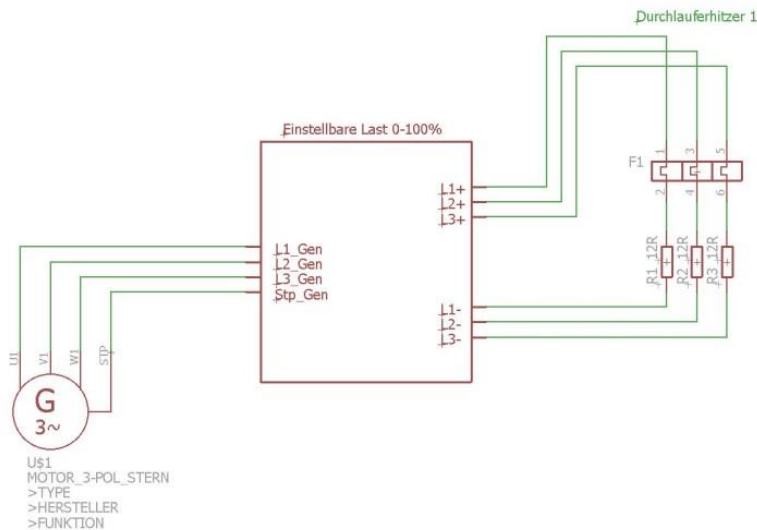


Abbildung 7: Schaltbild Standard-Frequenzumrichter

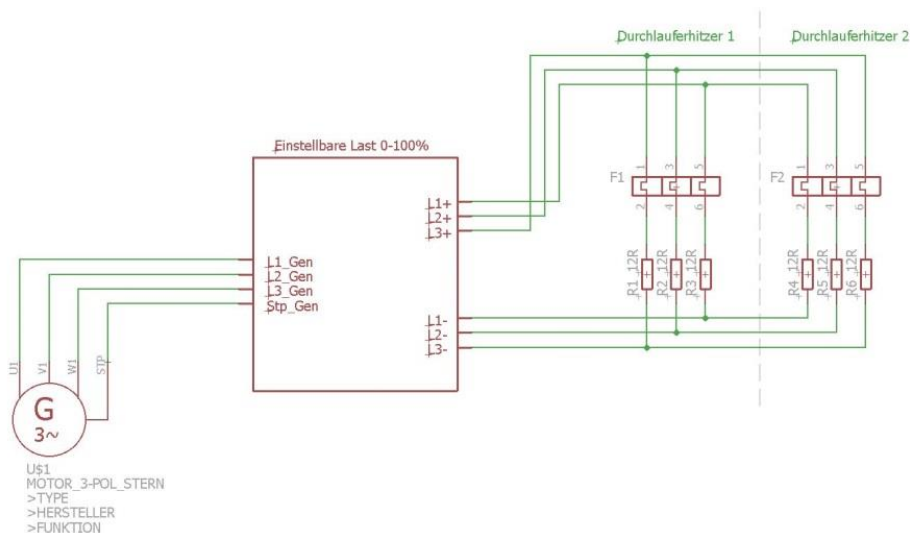


Abbildung 8: Schaltbild eigenentwickelter Frequenzumrichter

Die Anordnung der Messaufnehmer ist in Abbildung 9 dargestellt.

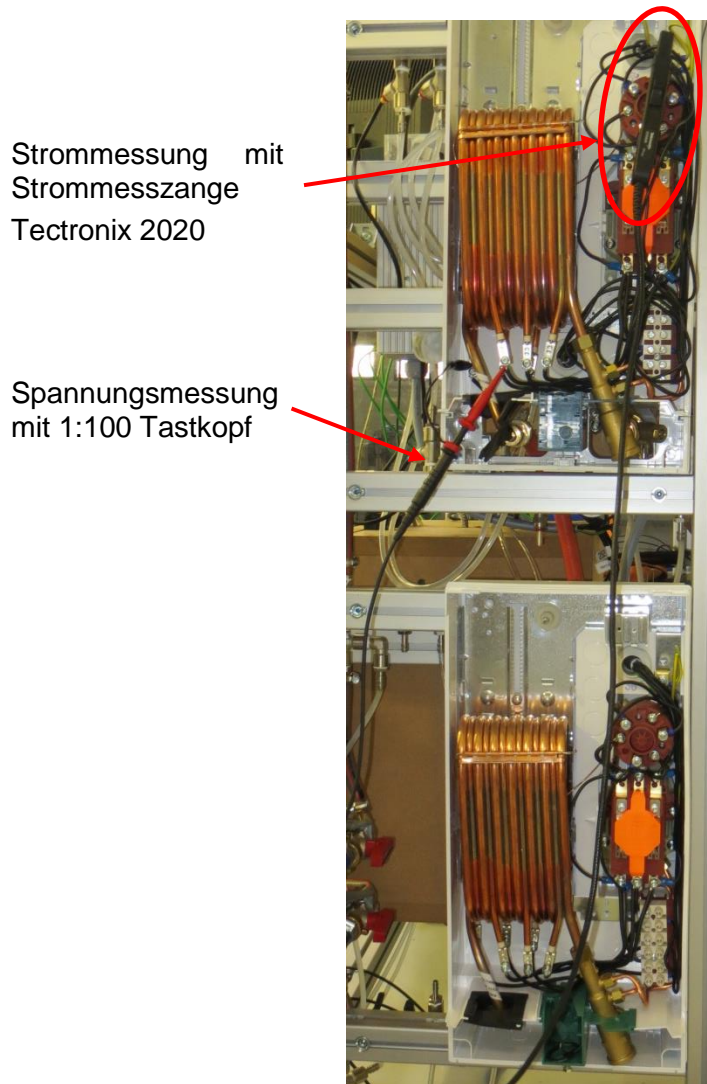


Abbildung 9: Anordnung der Messaufnehmer

Die Ergebnisse der Leistungsmessungen am Motor-Generator-Satz mit dem 17 Windungsmotor und 11 Windungsgenerator sind in Tabelle 1 dargestellt. Tabelle 2 zeigt die Teilergebnisse der Messungen mit dem 20 Windungsmotor und 20 Windungsgenerator.

Tabelle 1: Ergebnisse Vergleichsmessungen Motor-Generator-Satz 17/11 Windungen

Drehzahl Soll	Drehzahl EE FU	Last	eigenentwickelter FU					Standard-FU				Differenz		
			Sollstrom (digital)	P _{zu}	P _{ab}	η	P _{diff}	P _{zu}	P _{ab}	η	P _{diff}	ΔP _{zu}	η	ΔEE-SM
50000	50132	100%	1393	1578 W	1315 W	83%	263 W	1841 W	1354 W	74%	487 W	-216 W	-10%	-12%
60000	60092	100%	1637	2216 W	1915 W	86%	300 W	2502 W	1934 W	77%	568 W	-265 W	-9%	-11%
70000	70052	100%	1813	2845 W	2506 W	88%	339 W	3113 W	2531 W	81%	582 W	-240 W	-7%	-8%
80000	80012	100%	2045	3639 W	3234 W	89%	404 W	3879 W	3243 W	84%	636 W	-231 W	-5%	-6%
85000	84660	100%	2074	3860 W	3443 W	89%	417 W	4063 W	3442 W	85%	621 W	-204 W	-4%	-5%

Für den Vergleich der Mittelwerte wurde jeder Messpunkt mehrmals angefahren und die Verluste, die im Generator und der Laststeuerung entstanden sind wurden nicht kompensiert und sind somit Bestandteil der Wirkungsgradbetrachtung.

Die gemittelte Differenz ΔP_{zu} zwischen den beiden Systemen lag im Bereich von 204 W bis 265 W zugunsten des eigenentwickelten Frequenzumrichters. Der annähernd konstante, lastunabhängige Leistungsunterschied legt den Schluss nahe, dass die Verluste größtenteils im Frequenzumrichter entstehen, da davon ausgegangen wird, dass die Verluste in Stator und Welle der beiden Systeme annähernd gleich sind.

Tabelle 2: Teilergebnisse Vergleichsmessung Motor-Generator-Satz 20/20 Windungen

Drehzahl Soll	Drehzahl EE FU	Last	eigenentwickelter FU		Standard-FU	Differenz
			Sollstrom (digital)	P _{zu}	P _{zu}	ΔP_{zu}
50000	50132	25%	825	1011 W	1161 W	-150 W
		50%	1265	1631 W	1852 W	-221 W
		75%	1670	2258 W	2555 W	-297 W
		100%	2020	2866 W	3212 W	-346 W
60000	60092	25%	1015	1404 W	1536 W	-132 W
		50%	1520	2248 W	2478 W	-230 W
		75%	1940	3152 W	3386 W	-234 W
		100%	2330	3980 W	4330 W	-350 W
70000	70052	25%	1245	1832 W	1931 W	-99 W
65000	65072	50%	1610	2602 W	2761 W	-159 W
		75%	2080	3715 W	3862 W	-147 W
		100%	2480	4640 W	4800 W	-160 W

Nach den erzielten, positiven Ergebnissen wurde im April 2018 ein Vergleichsversuch in einer Anlage durchgeführt. Ziel der Versuche war eine Aussage unter Realbedingungen im Voll- und Teillastbetrieb. Dafür wurde ein und dieselbe zweistufige Anlage mit jeweils beiden Frequenzumrichtersystemen ausgestattet und die Messungen mit denselben Messpunkten durchgeführt.

An den vergleichbaren Betriebspunkten (voll eingefärbt) zeigt sich in Abbildung 10, dass die Anlage mit eigenentwickeltem Frequenzumrichter eine um ca. 300 W bis 650 W geringere elektrische Leistungsaufnahme bei Volllast aufweist als die Anlage mit dem Standardsystem.

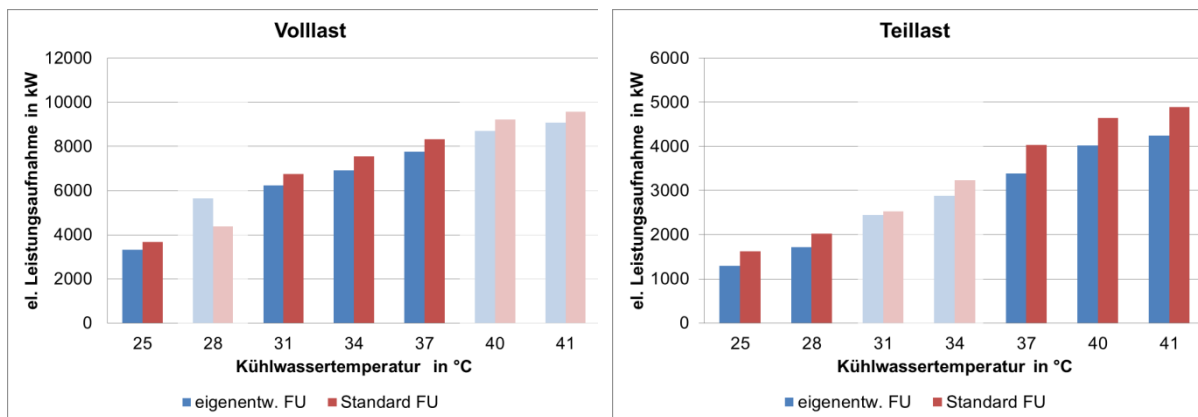


Abbildung 10: Vergleich der elektrischen Leistungsaufnahme der Gesamtanlage

Daraus lässt sich der in Abbildung 11 dargestellte Vergleich des COP ableiten.

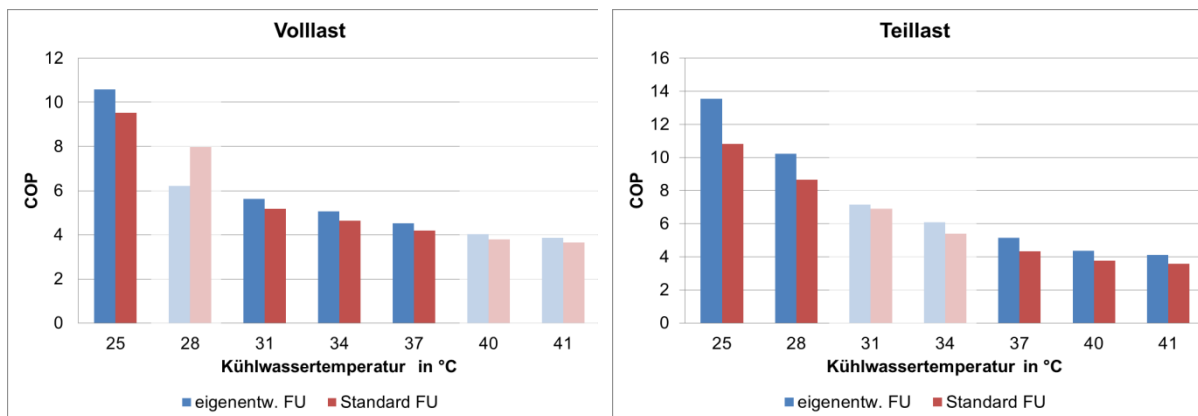


Abbildung 11: Vergleich der COP-Werte der Gesamtanlage

Bei der Betrachtung der gesamten elektrischen Leistungsaufnahme der Anlage lag die Anlage mit dem eigenentwickelten Frequenzumrichter stets unter den Leistungsaufnahmen der Anlage mit Standard-Frequenzumrichter. Dies führte zu Verbesserungen des COP zwischen 0,32 bis 1,05 im Volllastbetrieb und 0,55 bis 2,75 im Teillastbetrieb. Das entspricht einer Effizienzsteigerung von bis zu 11 % im Volllast- und bis zu 25 % im Teillastbetrieb.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich die erwartete Effizienzsteigerung von bis zu 25 % mit dem eigenentwickelten Frequenzumrichter anhand des Vergleichsversuchs in der Anlage nachweisen ließ.

Aus den einleitend genannten Gründen wurde das Teilprojekt Frequenzumrichter an dieser Stelle gestoppt.

Entwicklung einer Zwischenkühlung

Für die Erzeugung von 12 °C Kaltwasser auch bei hohen Außen- und somit Verflüssigungstemperaturen wird eine Abkühlung des Druckgases nach der ersten Verdichterstufe benötigt, bevor das Gas vom zweiten Verdichter angesaugt wird. Nur dadurch kann der aktuell im eChiller vorhandene Zwischenkreisverlust zwischen den beiden Verdichterstufen vermieden werden.

Im Wesentlichen kann man zwischen einer direkten und einer indirekten Zwischenkühlung unterscheiden. Der Unterschied liegt in der Art der Abkühlung des Druckgases. Bei der direkten Variante wird das überhitzte Druckgas Wasser eingespritzt welches dann verdampft und somit das Druckgas abkühlt. Durch das zusätzlich in das System eingebrachte Wasser nimmt der Massenstrom des Wasserdampfes in der Zwischenkühlung zu, wodurch die zweite Verdichterstufe eine erhöhte Antriebsleistung benötigt. Der Vorteil dieser Variante ist allerdings, dass dadurch nahezu kein Druckverlust entsteht. Bei der indirekten Zwischenkühlung kühlt sich das überhitzte Druckgas an einer kalten Oberfläche ab. Dafür wird üblicherweise ein Wärmeübertrager zwischen der Druckseite des ersten und der Saugseite des zweiten Verdichters installiert. Dieser kann als Rohrwendel- oder Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt werden. Der Vorteil dabei ist, dass

keine zusätzliche Dampfmasse ins System eingebracht. Aber auch hier gilt es, die Druckverluste durch den Wärmeübertrager so gering wie möglich zu halten, um das Druckniveau auf der Saugseite der zweiten Stufe nicht unnötig zu reduzieren. Der Verlust muss durch einen höheren Druckhub in der zweiten Stufe wieder ausgeglichen werden, was ebenso zu einer erhöhten Antriebsleistung führt.

Die ersten Auslegungen der beiden im Labor mit zwei Prototypenanlagen praktisch nachgewiesen werden. Die indirekte Zwischenkühlung war nach den Versuchen die bevorzugte Variante, die bis zu einem gut dokumentierten Zwischenstand als Rohrbündelwärmeübertrager weiterentwickelt wurde.

Diese Ausführung erleichtert deutlich die Herstellung hinsichtlich der geforderten Abstands-Toleranzen, welche nötig sind, um eine maximale Abkühlung des Dampfes bei minimalem Druckverlust zu ermöglichen.

Der erreichte statische Druckverlust liegt gemäß CFD-Berechnung bei 1,8 mbar. Es wird eine maximal verbleibende Überhitzung von 7,5 K erreicht, was einem guten Ergebnis entspricht. Ein realer Aufbau der Zwischenkühlung wird allerdings erst im Zuge einer Kälteanlage mit erhöhter Leistungsklasse umgesetzt.

Entwicklung eines angepassten Verdichterrades

Standardmäßig wurde der eChiller mit zwei identischen Verdichterrädern in der ersten und zweiten Verdichterstufe ausgeliefert. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit der Dichte des Wasserdampfes wird dadurch die Teillastfähigkeit in der zweiten Stufe eingeschränkt, da durch die höhere Dichte des Wasserdampfes die benötigte Masse mit einem geringeren Volumenstrom gefördert werden kann als in der ersten Stufe. Dadurch rutscht man im Verdichterkennfeld (Abbildung 12) näher an die sog. „Pumpgrenze“, welche eine Limitierung des Kennfeldes darstellt.

Aus diesem Grund wurden zwei neue Verdichterräder entwickelt, die als größere erste bzw. als kleinere zweite Stufe mit dem aktuell vorhandenen Verdichterrad kombiniert werden können, um die volle Kennfeldbreite auch im zweistufigen Betrieb ausnutzen zu können. Die drei Verdichterräder sind in Abbildung 13 dargestellt.

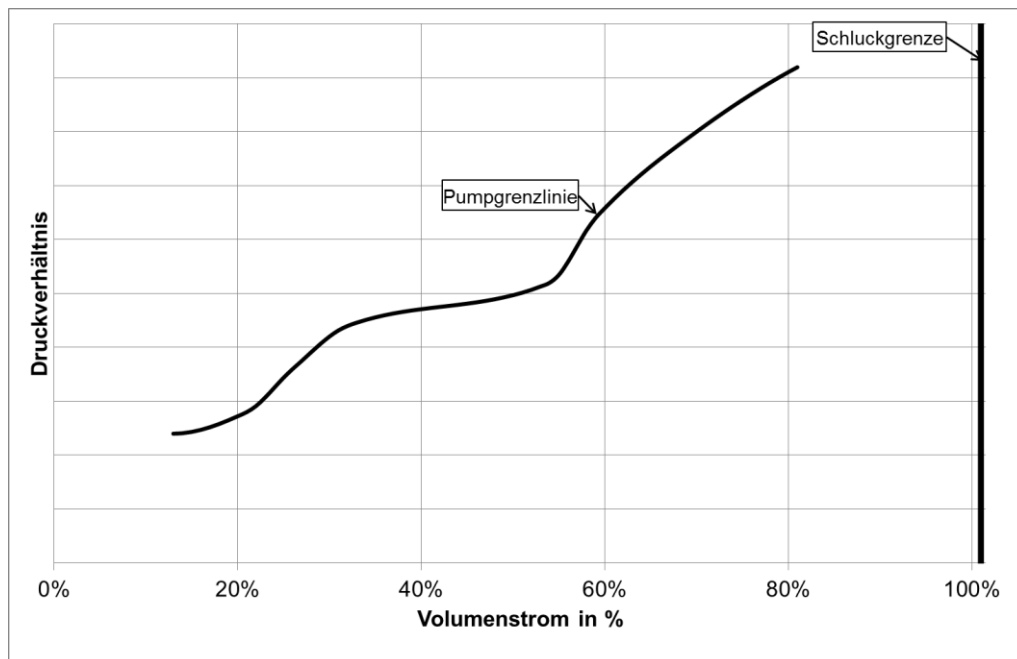


Abbildung 12: prinzipielle Darstellung Verdichterkennfeld



Abbildung 13: (127% Saugvolumen, aktuelles Verdichterrad, kleineres Rad für die zweite Stufe)

Das um 27 % größere Verdichterrad für die erste Stufe wurde thermodynamisch vermessen und konnte vollumfänglich freigegeben werden. Es ermöglicht bei 20 °C, 18 °C und 16 °C Kaltwasseraustritt eine Kälteleistung von 40 kW, 35 kW und 31 kW.

Das kleinere Verdichterrad konnte aufgrund seiner schlechteren Performance nicht freigegeben werden. Im mittleren Kühlwasserbereich (30 °C – 40 °C) wird im Vergleich zu einer Anlage mit zwei Standardverdichterrädern eine größere Leistungsaufnahme benötigt (bis zu maximal 1,7 kW bei 30 °C Kühlwasser). Dies führt zu einer Verschlechterung des COP von bis zu 1,2 Punkten bei einer Kälteleistung von 35 kW.

Somit konnte nur das größere Rad in die Serie übernommen werden. Die Zielkonfiguration für die Anlagen stellen derzeit das 27 % größere Rad für Stufe 1 sowie das aktuelle Serienrad für Stufe 2 dar.

Optimierung des Lagersystems

Die Optimierung des Lagersystems lässt sich in drei Bereiche aufteilen:

- Nachschmierung der Hybridkugellager
- Schmierstoffauswahl für die Hybridkugellager
- Optimierung der Korrosionsbeständigkeit der Hybridkugellager

Nachschmierung der Hybridkugellager

Durch längere Betriebsdauer oder auch Stillstand nimmt die Schmierfähigkeit wie auch die Menge des Schmierstoffs im Kugellager ab. Um über einen längeren Zeitraum immer eine ausreichende Menge an schmierfähigen Schmierstoff im Kugellager zu gewährleisten, muss neues (frisches) Schmiermittel zugeführt werden.

Es soll eine Möglichkeit gefunden werden, schnelllaufende Wälzlager (min. $n \times dm = 1.000.000 \text{ mm/min}$) welche sich im Grobvakuum befinden automatisiert nachzuschmieren.

In Abbildung 14 ist ein Schnittbild einer konventionellen Nachschmiervorrichtung dargestellt. Um Schmierstoff in ein Kugellager einzubringen wird der Außenring des Kugellagers mit mehreren Bohrungen versehen. Zusätzlich besitzt das Gehäuse, in welchem das Kugellager sitzt, eine umlaufende Nut und eine Zuführbohrung.

Über die Bohrung wird der Schmierstoff bis zur Nut geleitet und kann von dort aus über die Bohrungen im Außenring in das Kugellager befördert werden. Die Förderung des Schmierstoffes erfolgt über so genannte Nachschmiereinheiten. Diese bestehen aus einem Behälter für den Schmierstoff und einer Pumpe, welche den Schmierstoff zum Kugellager fördert.

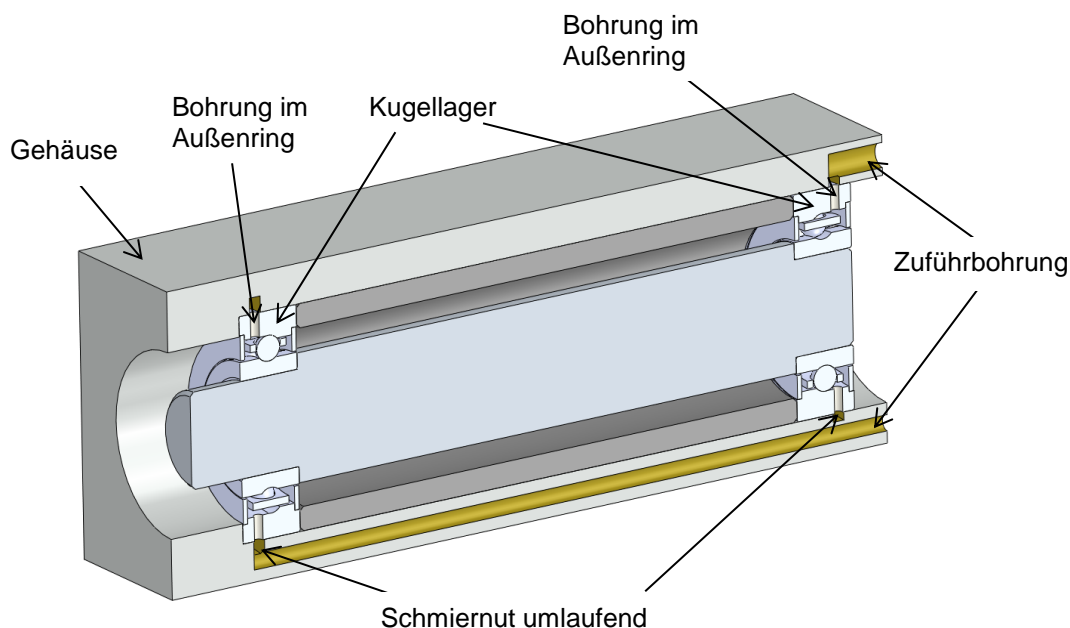


Abbildung 14: Schnittbild konventionelle Schmierstoffzuführung

Bei der konventionellen Zuführung des Schmierstoffes ist die Bohrung sowie auch die Nut am Kugellager immer mit einem Schmierstoff befüllt. Durch Druck- und Temperaturänderungen sowie das Grobvakuum würde das Schmiermittel unkontrolliert in das Kugellager gedrückt.

Dieses Phänomen wird hauptsächlich durch das Vakuum verursacht, welches das Schmiermittel entgast. Beim Entgasen wird dem Schmiermittel das in ihm gebundene Gas entzogen. Sobald sich das Schmiermittel in einer Schmierleitung oder Bohrung befindet, verbinden sich die gebundenen Gase zu einer Blase und schieben den Schmierstoff vor sich her. Dies hat zur Folge, dass obwohl kein Nachschmierimpuls gesetzt wird, Schmierstoff weiter in das Kugellager befördert werden kann.

Sobald im Betrieb ohne Notwendigkeit kleinste Mengen Schmiermittel in das Lager gelangen, steigt der Reibwert zwischen Kugel und Laufbahn so stark an, dass ein weiterer Betrieb durch eine erhöhte Wellentemperatur nicht mehr möglich ist.

Nach eingehender Recherche des Stands der Technik konnten keine Nachschmiersysteme gefunden werden, welche unseren Anforderungen entsprochen hätten und in das geforderte Preisgefüge gepasst hätten.

Um ein unkontrolliertes Eindringen von Schmierstoff in das Kugellager zu vermeiden wird eine Lösung benötigt, welche dem Kugellager zwar frischen Schmierstoff liefert sich nach dem Nachschmierimpuls aber kein Schmierstoff mehr in der Zuführung zum Kugellager befindet.

Dazu wird eine gewisse Menge Schmierstoff in die Zuführleitung eingebracht und anschließend mittels eines Druckstoßes oder durch Zuführung des Umgebungsdruckes in das Kugellager befördert. Nach dem Druckstoß oder Zuführung des Umgebungsdruckes befindet sich kein Schmiermittel mehr in der Schmiermittelzuführung (Bohrung). Somit kann auch kein Schmiermittel unkontrolliert in das Kugellager gelangen.

Um diese Zuführung zu gewährleisten befindet sich im Gehäuse für die Kugellager keine umlaufende Nut und der Außenring besitzt nur noch eine Bohrung für die Zuführung des Schmierstoffes.

Der Nachschmiervorgang (Nachschmierimpuls) findet bei einer niedrigen Drehzahl (10 % der maximalen Drehzahl) statt. Anschließend wird eine erneute Fettverteilung absolviert.

Um diesen Prozess zu automatisieren wird eine Vorrichtung benötigt, welche mit dem beschriebenen Prinzip den Schmierstoff zu den Lagern fördert ohne das Vakuum zu brechen oder demontierende Arbeiten durchzuführen.

In Abbildung 15 ist ein Querschnitt des ersten Versuchsaufbaus zur Nachschmierung dargestellt. Bei den jetzigen Versuchen wird mit Hilfe zweier Spritzen nachgeschmiert. Mit einer Spritze wird Schmierstoff in die Schmierbohrung (blau markiert) eingebracht und mit der zweiten wird diese Bohrung durchgepusht.

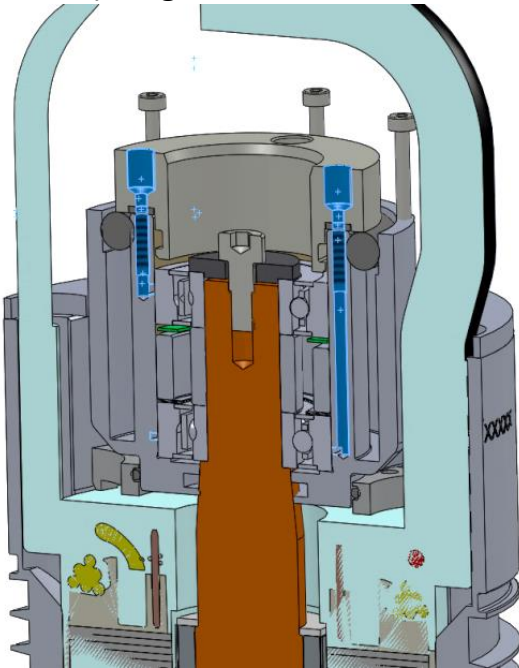


Abbildung 15: Querschnitt erster Versuchsaufbau Nachschmereinheit

In mehreren Laborversuchen konnte nachgewiesen werden, dass eine Nachschmierung auch unter Vakuumatmosphäre generell funktionieren kann. Aufgrund der technologiebedingten hohen Drehzahlen des Turboverdichters sorgten aber schon kleinste Einflüsse für massive Probleme. Nach derzeitiger Einschätzung ist daher ein stabiler Serienbetrieb nicht möglich und die Entwicklung eines Nachschmierersystems wurde daher nach 18 Monaten Entwicklungszeit gestoppt.

Schmierstoffauswahl für die Hybridkugellager

Während einer Versuchslaufzeit von 18 Monaten wurden zehn verschiedene Fette nach einem intern definierten Freigabetest untersucht. Das Ergebnis dieser Untersuchungen war, dass von den erprobten neuen Fettsystemen konnten nur 2 das Lebensdauerniveau des Serienfettes erreichen. Dies war insofern überraschend, da v.a. die Beständigkeit gegenüber Wasser und Wasserdampf in der Theorie besser hätte sein müssen. Da es keine signifikanten Lebensdauerzuwächse gab, wird bis auf weiteres der aktuelle Serienschmierstoff beibehalten.

Optimierung der Korrosionsbeständigkeit der Hybridkugellager

Hinsichtlich der Korrosionsbeständigkeit wurde ein neuer Hersteller erprobt, der Lager aus nichtrostendem Stahl (Material: Cronidur 30) anbieten kann.

Für den Vergleich zwischen unserem standardmäßig verwendeten Lager (Material: 100Cr6) und dem Lager aus nichtrostendem Stahl wurden die Innen- und Außenringe der unterschiedlichen Lager bei 90 % relativer Luftfeuchtigkeit und 80 °C Temperatur in einem Klimaschrank gelagert. Folgende Varianten wurden dabei untersucht:

1. Cronidur 30, entfettet mit Aceton
2. 100Cr6, entfettet mit Aceton
3. 100Cr6, mit MA2 Montagepaste versehen
4. 100Cr6, mit Dispersionsbeschichtung L802EP plus

Variante 1:

Nach 25 Tagen im Klimaschrank waren an den Innenringen 3 Korrosionsspuren erkennbar (Abbildung 16).



Abbildung 16: Korrosionsspuren nach 25 Tagen, Variante 1

Die Sichtprüfung wurde mehrmals wiederholt. Nach 56 Tagen im Klimaschrank war noch immer keine Korrosion an den Außenringen erkennbar. Die Korrosionsstellen an den Innenringen blühen die vorhandenen Stellen auf (Abbildung 17), breiten sich aber nicht aus.

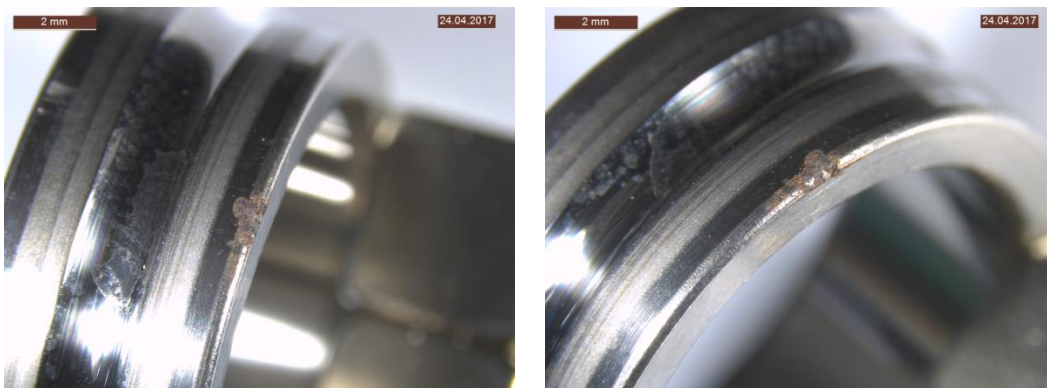


Abbildung 17: Korrosionsspuren nach 56 Tagen, Variante 1

Nach 80 Tagen in der Klimakammer wurde der Versuch beendet und die Lager wurden zum Hersteller zur Analyse geschickt. Das Ergebnis dieser Analyse war, dass durch die Korrosionsstellen keine Beeinträchtigung der Lagerfunktionalität zu erwarten wäre, da die Laufflächen noch völlig intakt waren. Des Weiteren wurde angemerkt, dass im realen Betrieb auch noch ein schützender Fettfilm die Oberfläche gegenüber Wasserdampf schützt und somit eine Freigabe für den Einsatz seitens Hersteller gegeben ist.

Variante 2:

Schon nach 5 Tagen Versuchsdauer im Klimaschrank waren deutliche Korrosionsspuren an den Innen- und Außenringen erkennbar (Abbildung 18).



Abbildung 18: Korrosionsspuren nach 5 Tagen, Variante 2

Nach 25 Tagen wurde der Versuch beendet, da sich die Korrosion stark ausgebreitet hatte und die Lager so nicht mehr tauglich waren (Abbildung 19).



Abbildung 19: Korrosionsspuren nach 25 Tagen, Variante 2

Variante 3:

Bei der ersten Sichtprüfung nach 15 Tagen konnten keine Korrosionsspuren nachgewiesen werden.

Doch auch diese Lagerteile wiesen trotz des schützenden Films aus Montagepaste nach einer Versuchsdauer von 44 Tagen deutliche Korrosionsspuren auf (Abbildung 20).



Abbildung 20: Korrosionsspuren nach 44 Tagen, Variante 3

Variante 4:

Selbst bei den dispersionsbeschichteten Lagern konnten nach 50 Tagen Versuchsdauer deutliche Korrosionsspuren erkannt werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Lager aus Cronidur 30 während der Versuche im Klimaschrank die geringste Korrosionsneigung gezeigt hatten und auch bei mehrfach durchgeführten Dauerläufen konnte mit diesem Lagermaterial eine etwa um den Faktor 2,5 höhere Lebensdauer gegenüber dem Standardmaterial nachgewiesen werden.

Noch während der Projektlaufzeit konnten die Lager mit dem Material Cronidur 30 auf Basis der Versuchsergebnisse final freigegeben werden und befinden sich seither im Serieneinsatz.

Optimierung der Wärmeübertragung

Auf der Suche nach serientauglichen, innenliegenden Wärmeübertragern fiel die Auswahl auf Kupfer-Spiralrohr-Wärmeübertrager.

Für eine ideale Verdampfung wurden strukturierte Rohre im Verdampfer und mittelhoch berippte Rohre im Verflüssiger erprobt. Der Versuchsaufbau wird im Folgenden beschrieben. Ziel der Untersuchungen war die Bestimmung der bleibenden Druck- bzw. Temperaturdifferenzen im Verdampfer sowie im Verflüssiger.

Gegenstand der Untersuchung sind Wärmeübertrager der Firma Wieland. Im Verdampfer wurden 6 x 4 m Rohr mit einem Außendurchmesser von 25,25 mm und im Verflüssiger 4 x 4 m Rohr mit einem Außendurchmesser von 31,5 mm eingebaut. Für die Ermittlung der absoluten Drücke in Verdampfer und Verflüssiger wurden MKS Baratron Sensoren verwendet. Die Einzelrohrtemperaturen am Austritt der Wärmeübertrager wurden mit Pt100-Elementen (Genauigkeit 1/10 DIN B) ermittelt. Alle restlichen Temperaturen in der Anlage und in der Temperiereinheit wurden mit hausinternen Sensoren ermittelt.

Als Expansionsorgan zwischen Verflüssiger und Verdampfer diente lediglich ein Aufbau aus JohnGuest-Schläuchen (siehe Abbildung 21).

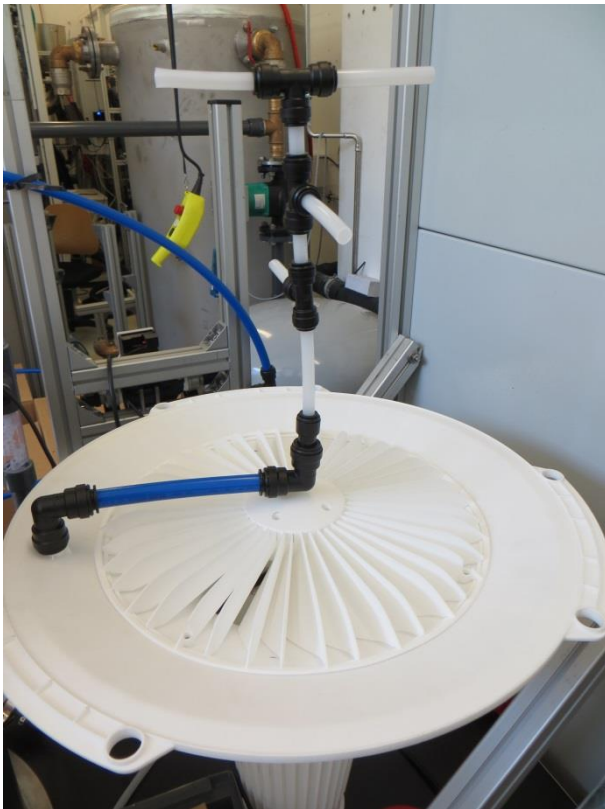


Abbildung 21: Aufbau Drossel

Bei der Beregnungseinheit für den Verdampfer-Wärmeübertrager wurde ein Umlaufbecken mit Löchern gewählt (siehe Abbildung 22).



Abbildung 22: Montierte Beregnung im Verdampfer

Bei den Pumpen für die Beregnung, sowie der Motorkühlung handelt es sich um den Typ Para des Herstellers Wilo. Abbildung 23 zeigt die aufgebaute Versuchsanlage.



Abbildung 23: Aufgebaute Versuchsanlage

Die Pt100-Sensoren für die Einzelrohrmessungen wurden über Adapter in die Rohre eingeführt (siehe Abbildung 24). Damit war es möglich, die Austrittstemperaturen der einzelnen Rohre der innenliegenden Wärmeübertrager zu messen.

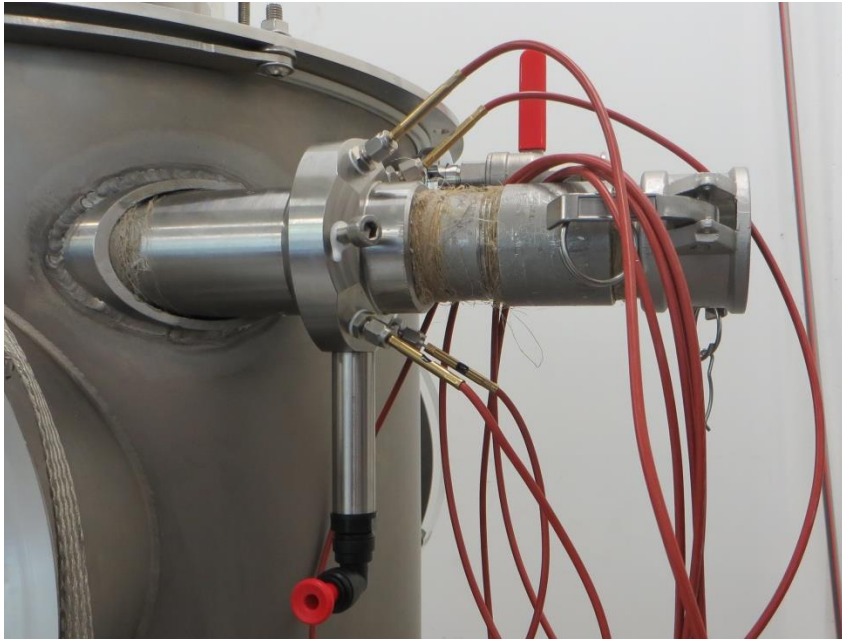


Abbildung 24: Adapter zur Druck- und Temperaturmessung

Durchgeführte Messungen

Mit dem Versuchsaufbau wurden zwei Kühlwassereintrittstemperaturen angefahren (KüW 27,5 °C und 28,5 °C), sowie jeweils zwei Kälteleistungen ($Q_0 = 38 \text{ kW}$ und $Q_0 = 40 \text{ kW}$). Die zwei Kühlwassertemperaturen entsprechen hierbei der Kühlwassertemperatur am Nennleistungspunkt (27,5 °C) und der Kühlwassertemperatur am Maximalpunkt (28,5 °C) der eistufigen Standardanlage. Der Volumenstrom der Beregnung war bei allen Messungen gleich und betrug zwischen 3,6 und 3,9 l/min.

Des Weiteren wurden drei Volumenströme bei der Beregnung vermessen. Hierbei wurde die Drehzahl des Verdichters fest auf 75.000 rpm eingestellt und die Kühlwassereintrittstemperatur betrug 25 °C. Die einzelnen Messpunkte können Tabelle 3 entnommen werden.

Tabelle 3: Übersicht Messpunkte

Messpunkt	Kühlwasser [°C]	Drehzahl [rpm]	Kälteleistung [kW]	$\dot{V}_{\text{Beregnung}}$ [l/min]
38 kW 27,5 KUW	27,5	81.000	38,57	3,6-3,9
38 kW 28,5 KUW	28,5	83.000	38,65	3,6-3,9
40 kW 27,5 KUW	27,5	84.000	40,52	3,6-3,9
40 kW 28,5 KUW	28,5	86.000	40,71	3,6-3,9
Bereg. 2,5-2,8 l/min	25	75.000	38,14	2,5-2,8
Bereg. 3,6-3,9 l/min	25	75.000	39,21	3,6-3,9

Bereg. 6,4-6,7 l/min	25	75.000	38,94	6,4-6,7
----------------------	----	--------	-------	---------

Auswertung

Treibende Deltas

Verdampfer

Für die Betrachtung der $\Delta_{tr.T}$'s des Verdampfers werden in Tabelle 4 die $\Delta_{tr.T_{extern}}$'s bezogen auf die externe Kaltwasseraustrittstemperatur ($\Delta_{tr.T_{Verd.}}$ + Wärmeübertragergrädigkeit) und die $\Delta_{tr.T_{Verd.}}$ intern im Verdampfer, berechnet aus Satt-dampf- und Sumpftemperatur, dargestellt.

Tabelle 4: $\Delta_{tr.T}$'s und Wärmeübertragergrädigkeiten für die angegebenen Messpunkte

Messpunkt	$\Delta_{tr.T_{extern}}$	$\Delta_{tr.T_{Verd.}}$	Wärmeübertragergrädigkeit
38 kW 27,5 KUW	3,48 K	0,76 K	2,73 K
38 kW 28,5 KUW	3,44 K	0,72 K	2,72 K
40 kW 27,5 KUW	3,51 K	0,74 K	2,76 K
40 kW 28,5 KUW	3,47 K	0,74 K	2,73 K
Bereg. 2,5-2,8 l/min	3,56 K	0,83 K	2,73 K
Bereg. 3,6-3,9 l/min	3,33 K	0,71 K	2,62 K
Bereg. 6,4-6,7 l/min	3,20 K	0,6 K	2,61 K

Vergleicht man die $\Delta_{tr.T_{extern}}$ des Versuchsaufbaus mit ermittelten $\Delta_{tr.T_{extern}}$ aus Vorversuchen fällt auf, dass die $\Delta_{tr.T_{extern}}$ des Versuchsaufbaus um teilweise 2 K höher liegen. Die internen $\Delta_{tr.T}$'s liegen im Gegensatz hierzu mit 0,6 bis 0,83 K in der Größenordnung der bisherigen Anlagen und den $\Delta_{tr.T}$'s aus dem Vorversuch. Dies bedeutet, dass die Grädigkeit des im Versuchsaufbau verbauten innenliegenden Wärmeübertragers im Vergleich zum Edelstahl-Wellrohr des Vorversuchs deutlich größer ist.

In Tabelle 5 sind die internen und externen $\Delta_{tr.p}$'s des Verdampfers des Versuchsaufbaus aufgelistet. $\Delta_{tr.p_{extern}}$ steht hier für die Druckdifferenz zwischen dem gemessenen Druck und dem der Kühlwasseraustrittstemperatur entsprechendem Satt-dampfdruck. $\Delta_{tr.p_{Verd.}}$ bezeichnet die interne Druckdifferenz zwischen dem gemessenen Druck im Verdampfer und dem aus der Sumpftemperatur berechneten Satt-dampfdruck. Beim Vergleich dieser Werte für die externen $\Delta_{tr.p}$'s mit den $\Delta_{tr.p}$'s aus dem Vorversuch zur indirekten Verdampfung/Kondensation fällt auf, dass die Werte des Versuchsaufbaus deutlich über denen der Werte aus den Vorversuchen liegen.

Tabelle 5: $\Delta_{tr.p}$'s des K4 Verdampfers

Messpunkt	$\Delta_{tr.p_{extern}}$	$\Delta_{tr.p_{Verd.}}$
38 kW 27,5 KUW	4,33 mbar	0,93 mbar
38 kW 28,5 KUW	4,28 mbar	0,83 mbar

40 kW 27,5 KUW	4,37 mbar	0,92 mbar
40 kW 28,5 KUW	4,31 mbar	0,91 mbar
Bereg. 2,5-2,8 l/min	4,48 mbar	1,03 mbar
Bereg. 3,6-3,9 l/min	4,21 mbar	0,89 mbar
Bereg. 6,4-6,7 l/min	4,02 mbar	0,75 mbar

Die internen $\Delta_{tr.p_{Verd.}}$'s, welche sich aus Sattdampfdruck und Druck des Sumpfes berechnen, liegen wie auch die internen $\Delta_{tr.T_{Verd.}}$'s in der Größenordnung der Deltas, welche im Vorversuch gemessen wurden.

Verflüssiger

Wie beim Verdampfer wurden auch für den Verflüssiger des Versuchsaufbaus die treibenden Deltas bestimmt.

In Tabelle 6 werden die $\Delta_{tr.T}$'s zusammen mit der Grädigkeit des Wärmeübertragers im Verflüssiger aufgelistet. $\Delta_{tr.T_{extern}}$ steht hierbei für die, aus der Sattdampf-temperatur und der externen Kaltwasseraustrittstemperatur bestimmten, Temperaturdifferenz. $\Delta_{tr.T_{Kond.}}$ steht für die Temperaturdifferenz berechnet aus Sattdampf-temperatur und Sumpftemperatur im Verflüssiger. Die $\Delta_{tr.T_{extern}}$'s aus Tabelle 6 stimmen sehr gut mit den im Vorversuch zum indirekten Verdampfer/Verflüssiger gemessenen $\Delta_{tr.T}$'s überein.

Tabelle 6: $\Delta_{tr.T}$'s im Verflüssiger der K4

Messpunkt	$\Delta_{tr.T_{extern}}$	$\Delta_{tr.T_{Kond.}}$	Wärmeübertrager-grädigkeit
38 kW 27,5 KUW	1,54 K	0,58 K	0,97 K
38 kW 28,5 KUW	1,55 K	0,60 K	0,96 K
40 kW 27,5 KUW	1,62 K	0,58 K	1,04 K
40 kW 28,5 KUW	1,60 K	0,61 K	0,99 K
Bereg. 2,5-2,8 l/min	1,59 K	0,52 K	1,07 K
Bereg. 3,6-3,9 l/min	1,60 K	0,52 K	1,07 K
Bereg. 6,4-6,7 l/min	1,61 K	0,55 K	1,05 K

In Tabelle 7 sind die $\Delta_{tr.p}$'s für den Verflüssiger des Versuchsaufbaus aufgelistet. $\Delta_{tr.p_{extern}}$ steht hierbei für die Druckdifferenz, welche aus dem Sattdampfdruck und dem berechneten Druck der externen Kühlwasseraustrittstemperatur berechnet wurde. $\Delta_{tr.p_{Kond.}}$ bezeichnet die interne Druckdifferenz zwischen gemessenem Druck und dem Druck, berechnet aus der Sumpftemperatur.

Auch die $\Delta_{tr.p_{extern}}$'s für den innenliegenden Wärmeübertrager im Verflüssiger des Versuchsaufbaus decken sich gut mit den Ergebnissen aus den Vorversuchen zum indirekten Verdampfer/Verflüssiger.

Auffällig ist, dass das $\Delta_{tr.p}$ mit steigender Kühlwassertemperatur ebenfalls steigt, unabhängig davon, welches $\Delta_{tr.p}$ betrachtet wird. Dies wurde im Rahmen dieser Versuche nicht weiter untersucht, kann aber für zukünftige Versuche interessant sein.

Tabelle 7: $\Delta_{tr.p}$'s im Verflüssiger der K4

Messpunkt	$\Delta_{tr.p_{extern}}$	$\Delta_{tr.p_{Kond.}}$
38 kW 27,5 KUW	4,38 mbar	1,68 mbar
38 kW 28,5 KUW	4,59 mbar	1,83 mbar
40 kW 27,5 KUW	4,63 mbar	1,70 mbar
40 kW 28,5 KUW	4,82 mbar	1,89 mbar
Bereg. 2,5-2,8 l/min	3,95 mbar	1,32 mbar
Bereg. 3,6-3,9 l/min	3,99 mbar	1,35 mbar
Bereg. 6,4-6,7 l/min	4,00 mbar	1,42 mbar

Wärmedurchgangskoeffizienten

Im Rahmen der Versuche werden für die vermessenen Betriebspunkte die Wärmedurchgangskoeffizienten k bestimmt. Hierzu wird die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz aus den externen Temperaturen des Wärmeübertragers und den Sattedampftemperaturen berechnet. Als Referenzfläche dient die Glattrohrfläche der Verdampfer- bzw. Verflüssigerrohre mit den jeweiligen Außendurchmessern (Verdampfer $d_a=25,25$ mm $A_{ref}=1,915$ m², Verflüssiger $d_a=31,5$ mm $A_{ref}=1,728$ m²). Bei den Größen der Referenzflächen handelt es sich um Zeichnungsangaben der Firma Wieland.

Die Wärmedurchgangskoeffizienten für Verdampfer und Verflüssiger werden in Tabelle 8 aufgelistet.

Tabelle 8: Wärmedurchgangskoeffizienten für den Verdampfer und Verflüssiger der K4

Messpunkt	$k_{Verd.}$ [W/(m ² *K)]	$k_{Kond.}$ [W/(m ² *K)]
38 kW 27,5 KUW	3252,73	7227
38 kW 28,5 KUW	3278,89	7255,46
40 kW 27,5 KUW	3407,44	7412,18
40 kW 28,5 KUW	3442,01	7464,51
Bereg. 2,5-2,8 l/min	3252,49	7152,62
Bereg. 3,6-3,9 l/min	3451,2	7266,13
Bereg. 6,4-6,7 l/min	3526,74	7217,37

Mit einem Wärmedurchgangskoeffizient zwischen 3200 bis 3500 W/(m²K) liegen die Messungen sehr gut im Bereich von Messwerten der RWTH Aachen für ein unbeschichtetes Rippenrohr ($k=3500$ W/(m²K), siehe Abbildung 25). Für einen sinnvollen Vergleich sollte hier der Wärmedurchgangskoeffizient bei einem Füllstand von 0 bis -0,1 herangezogen werden, da der Verdampfer auch nur benetzt wurde und nicht geflutet. Beim Vergleich der Reynoldszahlen für den Versuch von (Lanzerath et al. 2016) und den Reynoldszahlen des aus dem Versuchsaufbau wird deutlich, dass die ermittelten Reynoldszahlen sogar deutlich niedriger

liegen. Hierdurch wird der innere Wärmeübergangskoeffizient, welcher nach aktuellem Kenntnisstand für die Limitierung des Wärmedurchgangskoeffizienten sorgt, selbst limitiert.

Der Wärmedurchgangskoeffizient für den Verdampfer liegt ebenfalls in der Größenordnung der Wärmedurchgangskoeffizienten für den Verdampfer aus den Vorversuchen zum indirekten Verdampfer/Verflüssiger mit Wellrohr ($k=4000-4600 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$). Wobei hier auch eine größere Referenzfläche verbaut war.

Der Vergleich zwischen den Wärmedurchgangskoeffizienten des Verflüssigers ($k=7200-7400 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) mit den Wärmedurchgangskoeffizienten des Verflüssigers aus den Vorversuchen ($k=4000-7200 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$) zeigt gute Übereinstimmungen zwischen beiden Versuchen. Literaturwerte sind hier nicht bekannt.

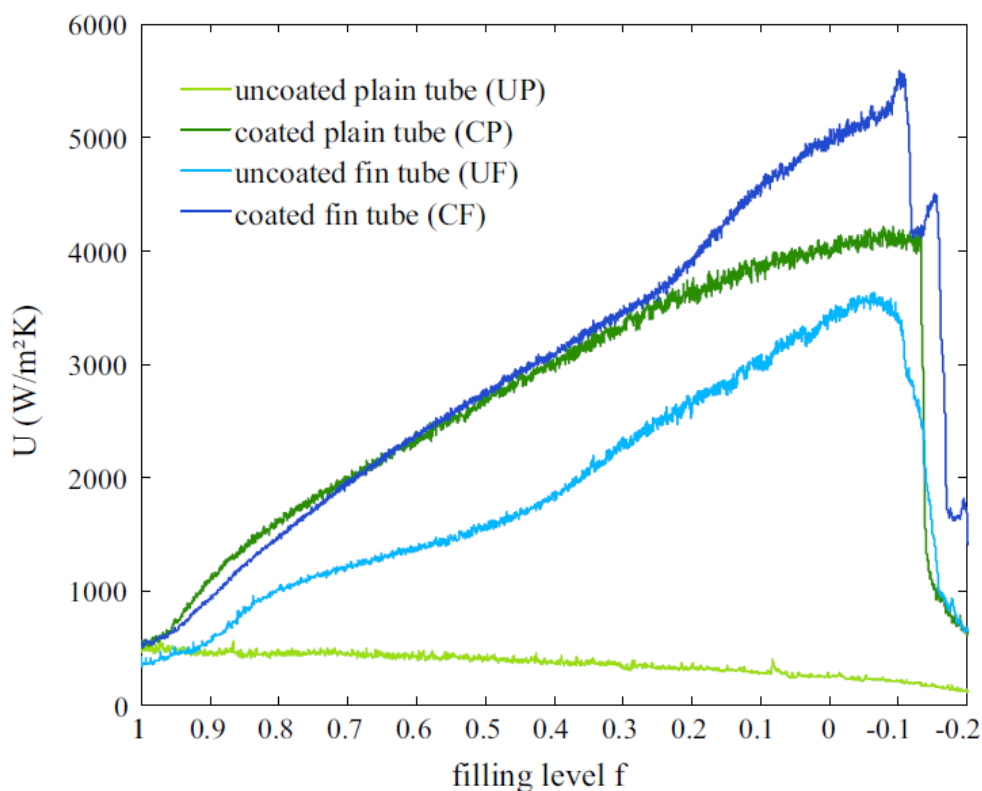


Abbildung 25: Wärmedurchgangskoeffizienten für verschiedene Rohrarten bei verschiedenen Füllständen (Lanzerath et al. 2016)

Einzelrohrtemperaturmessung

Wie eingangs beschrieben wird, wurde der Versuchsaufbau im externen Kalt- und Kühlwasseraustritt mit Adaptern versehen, welche die Temperaturmessung in den einzelnen Rohren ermöglichten.

Die Ergebnisse dieser Einzelrohrtemperaturmessungen im Kaltwasseraustritt des Verdampfers sind in Tabelle 9 aufgelistet. Die Positionen der Temperatursensoren werden in Abbildung 26 schematisch dargestellt.

Tabelle 9: Einzelrohrtemperaturen im Kaltwasseraustritt des Verdampfers

		Verdampferrohre					
		PT100_1	PT100_2	PT100_3	PT100_4	PT100_5	PT100_6
Messreihen		Innen, oben [°C]	Mitte, oben [°C]	Außen, oben [°C]	Außen, unten [°C]	Mittig, unten [°C]	Innen, unten [°C]
38 kW	27,5 K UW	21.02	19.66	18.97	19.12	19.77	20.98
38 kW	28,5 K UW	20.92	19.69	19.00	19.13	19.80	20.90
40 kW	27,5 K UW	21.02	19.71	18.93	19.09	19.82	20.99
40 kW	28,5 K UW	20.92	19.69	18.97	19.10	19.81	20.91
Ber. 2,5-2,8 l/s		21.03	19.98	19.07	19.30	20.04	20.96
Ber. 3,6-3,9 l/s		21.15	19.93	19.18	19.32	20.04	21.15
Ber. 6,4-6,7 l/s		20.93	19.72	19.03	19.10	19.73	21.05

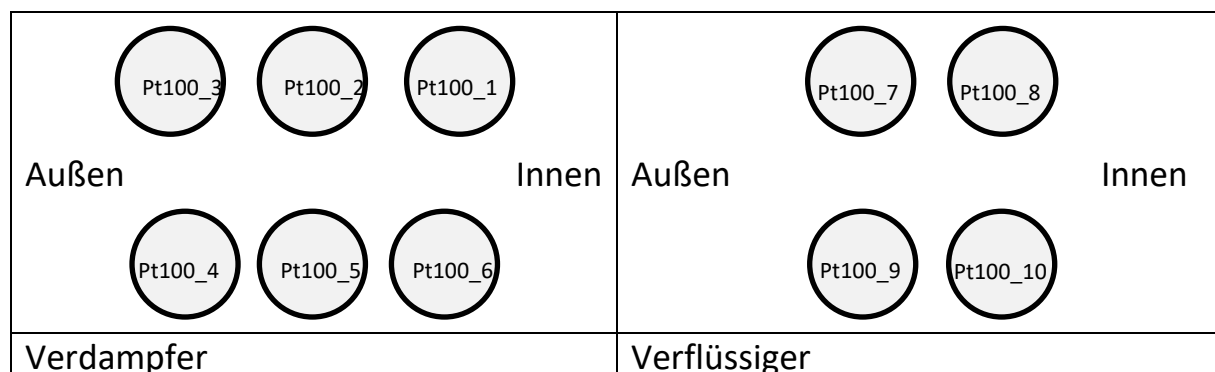


Abbildung 26: Schematische Darstellung der Einzelrohrmessungen für den Kalt- und Kühlwasseraustritt

Anhand der Messungen ist erkennbar, dass die Kaltwasseraustrittstemperatur in den äußeren Rohren geringer ist, als in den inneren Rohren des Verdampfers. Dies liegt voraussichtlich an der größeren Fläche der äußeren Rohre und dem daraus resultierenden größerem Wärmestrom. Der Grad der Benetzung ließ sich auf Grund des Aufbaus des Wärmeübertragers nicht feststellen.

Tabelle 10 zeigt die Einzelrohrtemperaturen im Kühlwasseraustritt des Verflüssigers. Die Positionen der Temperatursensoren sind in Abbildung 26 schematisch dargestellt. Allgemein liegen die Temperaturen in den äußeren Rohren des Verflüssigers höher als in den inneren Rohren. Wie beim Verdampfer lässt sich dies wahrscheinlich auf die größere Wärmeübertragungsfläche zurückführen.

Tabelle 10: Einzelrohrtemperaturen im Kühlwasseraustritt des Verflüssigers

	Verflüssigerrohre							
	PT100_7		PT100_8		PT100_9		PT100_10	
Messreihen	Außen, oben [°C]	oben	Innen, oben [°C]	oben	Außen, unten [°C]	unten	Innen, unten [°C]	unten
38 kW 27,5 K UW	32.84		32.19		32.67		31.92	
38 kW 28,5 K UW	33.89		33.23		33.69		32.96	
40 kW 27,5 K UW	32.96		32.28		32.78		32.01	
40 kW 28,5 K UW	34.02		33.33		33.82		33.06	
Ber. 2,5-2,8 l/s	30.06		29.42		29.89		29.15	
Ber. 3,6-3,9 l/s	30.20		29.55		30.02		29.28	
Ber. 6,4-6,7 l/s	30.15		29.50		29.97		29.24	

Allgemeiner Aufbau

In diesem Abschnitt wird auf den bisherigen K4-Aufbau eingegangen und Entwicklungspotenziale aufgezeigt. Hierbei handelt es sich um qualitative Erfahrungen und keine quantitativen Betrachtungen.

So wurde im Rahmen des Versuchsaufbaus lediglich eine von 4 Varianten der Fremdgasabsaugung im Behälter verbaut. Im Versuchsbetrieb war hierbei auffällig, dass nach Evakuieren der Anlage nicht das komplette Fremdgas (nicht kondensierbarer Anteil) aus dem Behälter entfernt werden konnte, dies war nur mit eingeschaltetem Verdichter möglich.

Nach Belüften der Anlage musste bei erneutem Evakuieren die Ventilposition für den Wasserzulauf der Fremdgasfalle stets angepasst werden.

Allgemein kann also gesagt werden, dass im Bereich der Fremdgasabsaugung noch Entwicklungsbedarf besteht.

Auch bei den Umwälzpumpen, der Beregnung und der Motorkühlung besteht noch Entwicklungs- bzw. Optimierungsbedarf. So wurde zwar für die Beregnungspumpe im Rahmen des ersten Versuchsaufbaus eine Einbauposition gefunden, bei der es möglich war die Versuche durchzuführen, allerdings stellte die Entlüftung der Pumpe stets ein Problem dar. Wurde beispielsweise frisches Wasser nachgefüllt musste die Pumpe aufwändig entlüftet werden. Eine weitere Optimierung der Einbauposition bzw. eventuelle Neuauswahl der Komponente ist bisher nicht erfolgt. Ein weiteres Problem, welches beachtet werden muss ist die Kavitation am Pumpeneintritt. Im bisherigen Aufbau konnte dies mit ausreichender Stauhöhe behoben werden.

Durch die Verwendung innenliegender Wärmeübertrager wird auch erwartet, dass sich die Pumpengrenzlinie verschiebt und sich der Übergangsbereich hin zum „harten“ Pumpen verkleinert. Dies wurde bereits in der Risikobeurteilung beschrieben. Am Versuchsaufbau wurden hinsichtlich dieser Problematik bisher keine Versuche durchgeführt.

Zusammenfassung und Fazit

Im Rahmen der bisherigen Versuche wurden die treibenden Deltas des innenliegenden Verdampfers und Verflüssigers bestimmt. Die externen $\Delta_{tr.T's}$ und $\Delta_{tr.p's}$ des Verdampfers lagen hierbei deutlich höher, als Vergleichswerte aus den Vorversuchen. Im Gegensatz hierzu lagen die internen $\Delta_{tr.T's}$ und $\Delta_{tr.p's}$ des Verdampfers in der Größenordnung der Vorversuche bzw. der aktuellen Anlage.

Der Wärmedurchgangskoeffizient lag bei den Messungen bei etwa 3500 W/m²K und somit in der Größenordnung der Wärmedurchgangskoeffizienten für unbeschichtete, berippte Rohre aus der Literatur. Wobei bei den Versuchen vergleichsweise geringere Reynoldszahlen vorlagen.

Folglich funktioniert der Verdampfer in Bezug auf die Verdampfung gut, allerdings sind die hohen externen Deltas, trotz guter Wärmedurchgangskoeffizienten, ein Hinweis auf eine zu geringe Austauschfläche des Verdampfers. Dies kann

Folge einer unzureichenden Benetzung des Wärmeübertragers sein, wie auch an einer allgemein zu geringen Oberfläche des Wärmeübertragers liegen.

Die externen $\Delta_{tr.T}$'s und $\Delta_{tr.p}$'s des innenliegenden Verflüssigers sind vergleichbar mit den treibenden Deltas des Wellrohr-Verflüssigers aus den Vorversuchen zum indirekten Verdampfer/Verflüssiger. In beiden Aufbauten sind die treibenden Deltas jedoch geringfügig höher im Vergleich zur Standard-Anlage. Eine Erhöhung der Wärmeübertragungsfläche könnte hier ebenfalls zu einer weiteren Verbesserung der treibenden Deltas führen.

Auch der Wärmedurchgangskoeffizient des Verflüssigers mit ca. $7200 \text{ W/m}^2\text{K}$ deckt sich gut mit den Ergebnissen aus den Vorversuchen.

Die im Vorversuch gemachten Beobachtungen, der Verschiebung der Pumpengrenzlinie in Richtung höherer Volumendurchsätze und die Verkleinerung des Übergangsbereichs hin zum „harten“ Pumpen des Verdichters, wurden im Rahmen der durchgeführten Versuche nicht untersucht und konnten folglich nicht beobachtet werden. Diese Beobachtungen sollten dennoch bei zukünftigen Entwicklungen beachtet werden, da sich hierdurch das Teillastverhalten verschlechtern wird.

Die Einzelrohrtemperaturmessungen ergaben, dass im Verdampfer wie auch im Verflüssiger die Wärmeübertragung in den äußeren Rohren der Wärmeübertrager besser funktioniert hat. Ein Grund hierfür kann die baufornbedingte, größere Wärmeübertragungsfläche der äußeren Rohre sein. Im Verdampfer kann auch eine nicht hinreichende Benetzung der inneren Rohre ein Grund für die schlechtere Wärmeübertragung und die daraus resultierenden höheren Einzelrohrtemperaturen sein. Die Einzelrohrtemperaturen der mittleren Reihen liegen allerdings zwischen denen der äußeren und inneren Rohre, was diese Aussage nicht stützt.

Fazit Die hier untersuchten innenliegenden Wärmeübertrager funktionieren, weisen in Anbetracht der treibenden Deltas jedoch noch Entwicklungsarbeit auf. Gerade der Verdampfer besitzt noch hohe treibende Deltas in Bezug zur Kaltwasseraustrittstemperatur, wodurch die Verdampfungstemperatur sehr niedrig ausfällt. Im Gegensatz hierzu funktioniert der innenliegende Verflüssiger relativ gut und deckt sich mit den Ergebnissen aus den Vorversuchen.

3. Erweiterte Arbeitspakete

Aus den oben genannten Gründen wurden die ursprünglich geplanten und schlussendlich genehmigten Arbeitspakete teilweise deutlich reduziert. Einerseits hinsichtlich der aufgewendeten Sachkosten, andererseits war dadurch auch der personelle Einsatz geringer als ursprünglich geplant. In Rücksprache mit der DBU Ende 2018 wurden die genehmigten Fördermittel in erweiterte Arbeitspakete umgewandelt. Diese dienen der Voruntersuchung für die Entwicklung eines Kaltwassersatzes mit gesteigerter Kälteleistung, im weiteren Text K5 genannt. Folgende Arbeitspakete sind dabei zu nennen:

- Untersuchungen einer neuen Rohrgeometrie für die K5
- Simulative Auslegung des neuen Verdichterrades für die K5

Die Spezifikation für die Verdichter-Entwicklung ist in Tabelle 11 dargestellt.

Tabelle 11: Verdichter-Spezifikation K5

	Einheit	Wert
Nennleistung bei 16 °C Kaltwasseraustritt	kW	90
Druckverhältnis	-	≥4
Teillastfähigkeit bei $\pi = 4$	%	60
Isentroper Wirkungsgrad bei Vollast	%	>65

Untersuchungen einer neuen Rohrgeometrie für die erweiterte Kälteleistung am vorhandenen Prototyp

Analog zu den Versuchen, die in Kapitel Optimierung der Wärmeübertragung beschrieben wurden, wurde ein optimiertes Verdampferrohr definiert und im bestehenden Prototyp verbaut und vermessen. Ziel der Untersuchungen war die Qualifizierung eines Rohres, welches einen reduzierten Wärmeübertragungsverlust aufweist.

Das optimierte Rohr, nachfolgend als Rohr 2 bezeichnet, wies die Berippung und Innenstruktur des Rohres für die erweiterte Kälteleistung auf, war aber in der Geometrie an den vorhandenen Prototypen angepasst.

Der Versuchsaufbau und die Messdatenerfassung wurden komplett übernommen und können dem vorherigen Kapitel entnommen werden

Auswertung der Ergebnisse

Wie in Abbildung 27 zu erkennen ist, haben sich die treibenden Delta T mit der Verwendung des neuen Rohres deutlich verbessert und liegen nun in einer Größenordnung von ca. 1,7 K. Ein Einfluss des Übergangsbereichs bzw. eines Übergangs zur laminaren Strömung ist nicht mehr erkennbar. Durch die veränderte

Struktur innen und außen sieht es folglich so aus, dass die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten deutlich erhöht wurden und die Strömung im inneren deutlich turbulenter ausgebildet wird. Diese Verbesserungen haben kleinere treibende Delta T und bessere Wärmedurchgangskoeffizienten zur Folge.

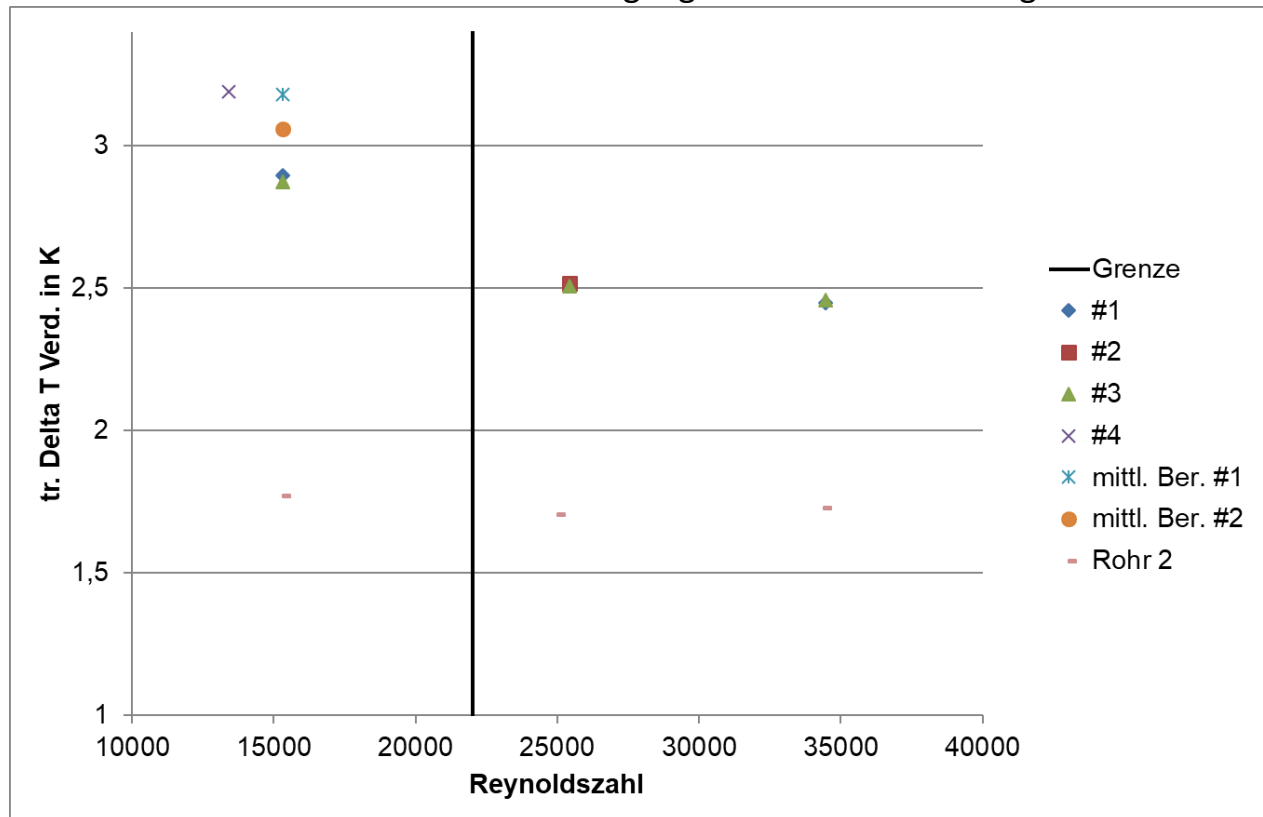


Abbildung 27: treibende Delta T im Vergleich mit Rohr 2

Simulative Auslegung des Verdichterrades für die erweiterte Kälteleistung

Basierend auf der Spezifikation des Verdichters wurden folgende Schritte durchgeführt:

1. Vorauslegung
2. Auslegung
3. Detailed Engineering

Vorauslegung

Bei der Vorauslegung wurden die thermodynamischen Eigenschaften vor und nach dem Impeller in Excel berechnet. Auf dieser Basis konnten die geometrischen Eigenschaften, wie Ein- und Austrittsdurchmesser D_1 und D_2 sowie die benötigte Drehzahl n abgeschätzt werden. Diese Abschätzung erfolgte anhand Geschwindigkeitsdreiecken und bisher gewonnenen Erfahrungswerten. Abschließend wurden noch die Randbedingungen aus mechanischer und elektrotechnischer Sicht festgelegt.

Als Eintrittsquerschnitt wurde anhand des benötigten Volumenstroms in erster Schätzung der Durchmesser D1 von 130 mm bestimmt. In Tabelle 12 sind die benötigten Drehzahlen des Impellers für verschiedene Durchmesser D2 in Abhängigkeit der maximalen Umfangsgeschwindigkeiten u an der Schaufelspitze dargestellt. Diese Werte werden für die weitere Berechnung der Eigenschaften des Verdichters benötigt.

Tabelle 12: Verdichterdrehzahl in krpm in Abhängigkeit von u und D2

u in m/s	580	635	690
D2 = 190 mm	58	63	68
D2 = 220 mm	50	55	60
D2 = 270 mm	41	45	49
D2 = 310 mm	35.5	39	42.5

Auslegung

Auf Basis der Vorauslegung wurden 3D-Modelle der Laufräder für die CFD-Simulation erstellt. Diese sind in Abbildung 28 im Vergleich zum aktuellen Laufrad (Egon) dargestellt.

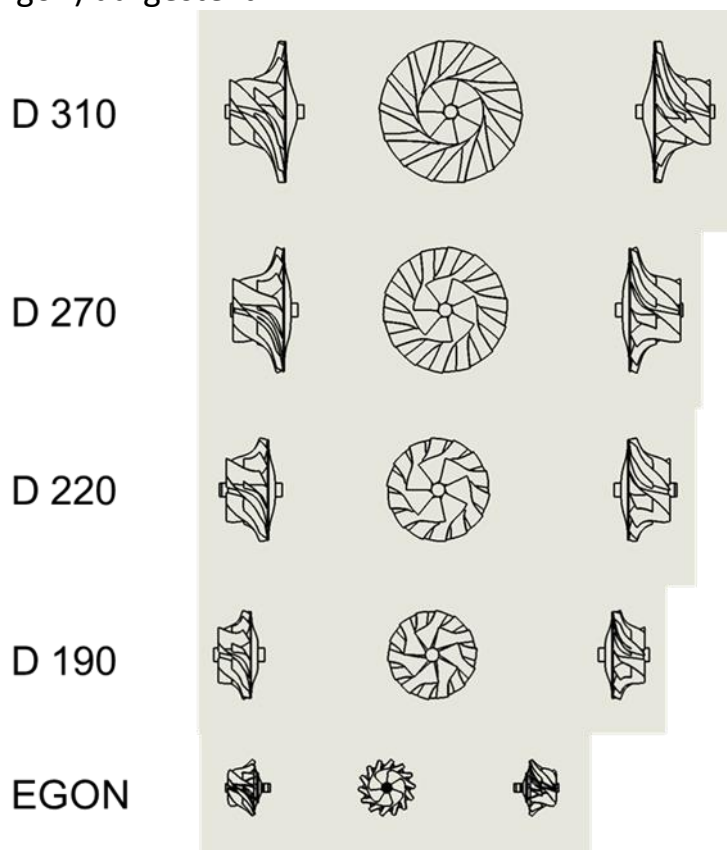


Abbildung 28: Übersicht der Geometrie der untersuchten Laufräder

Die einzelnen Modelle für die CFD-Berechnungen wurden alle mit den gleichen, folgenden Randbedingungen aufgestellt:

- $\approx 200k$ Knoten

- Stationäre Berechnung
- SST-k-Omega Turbulenzmodell
- $P_{\text{tot, in}} = 1700 \text{ Pa}$
- $T_{\text{tot, in}} = 15 \text{ °C}$
- $P_{\text{stat, out}} = \Pi * P_{\text{tot, in}}$

Die Ergebnisse der Simulationen sind in Abbildung 29 und für alle vier Laufradgrößen und je drei Umfangsgeschwindigkeiten dargestellt.

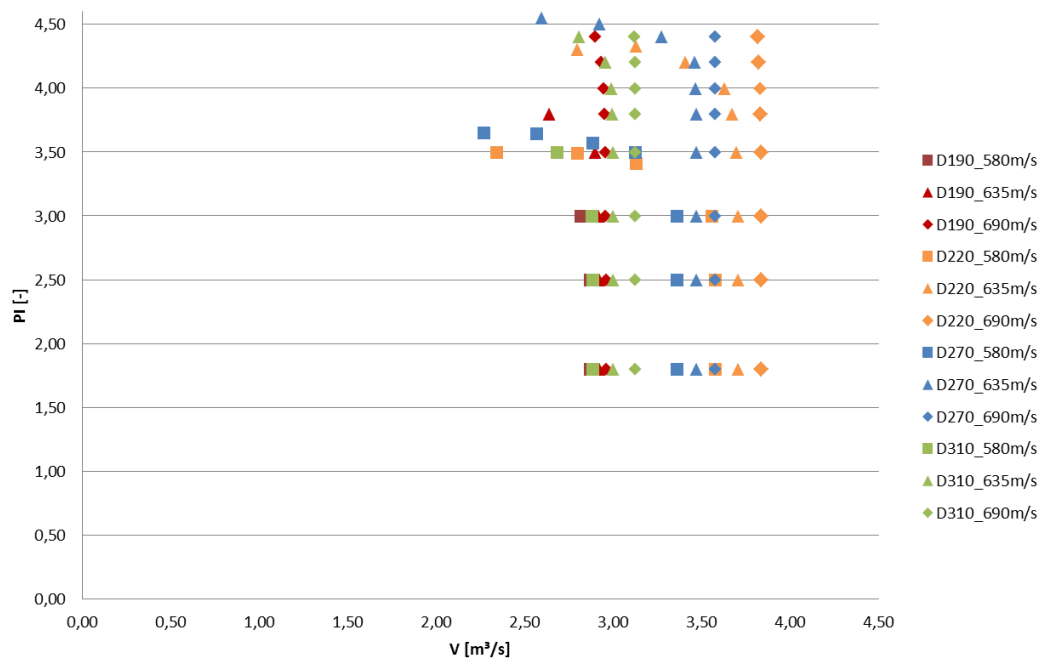


Abbildung 29: Simulierte Druckverhältnisse für vier Durchmesser mit unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten

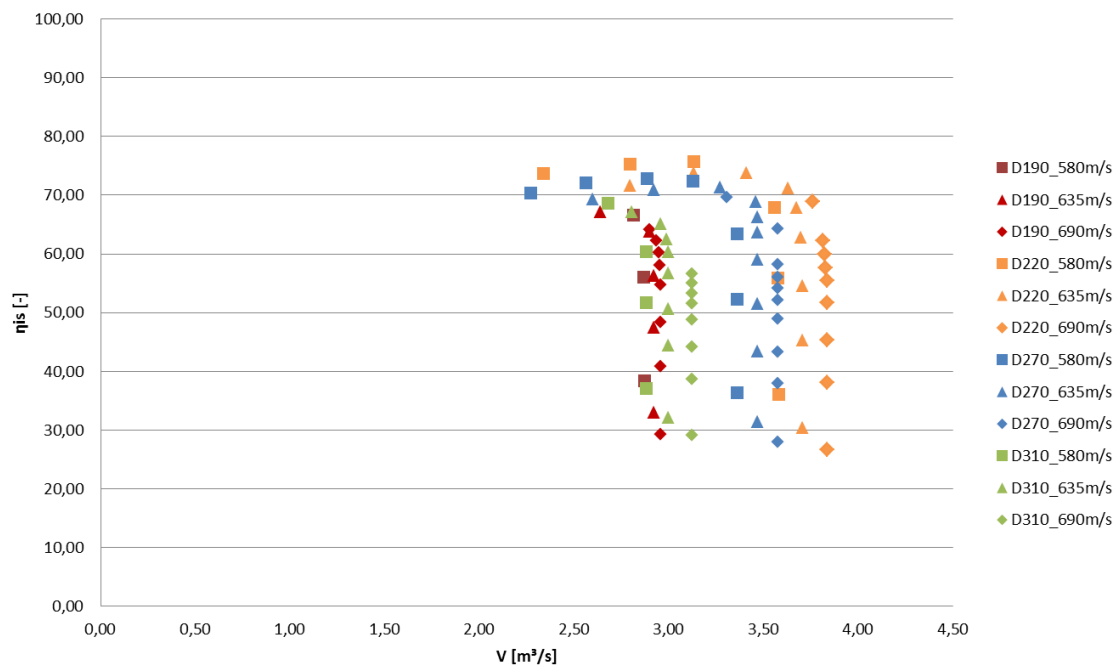


Abbildung 30: Simulierte Wirkungsgrade für vier Durchmesser mit unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten

In Abbildung 31 ist das simulierte Verdichterkennfeld für $D2 = 220$ mm dargestellt.

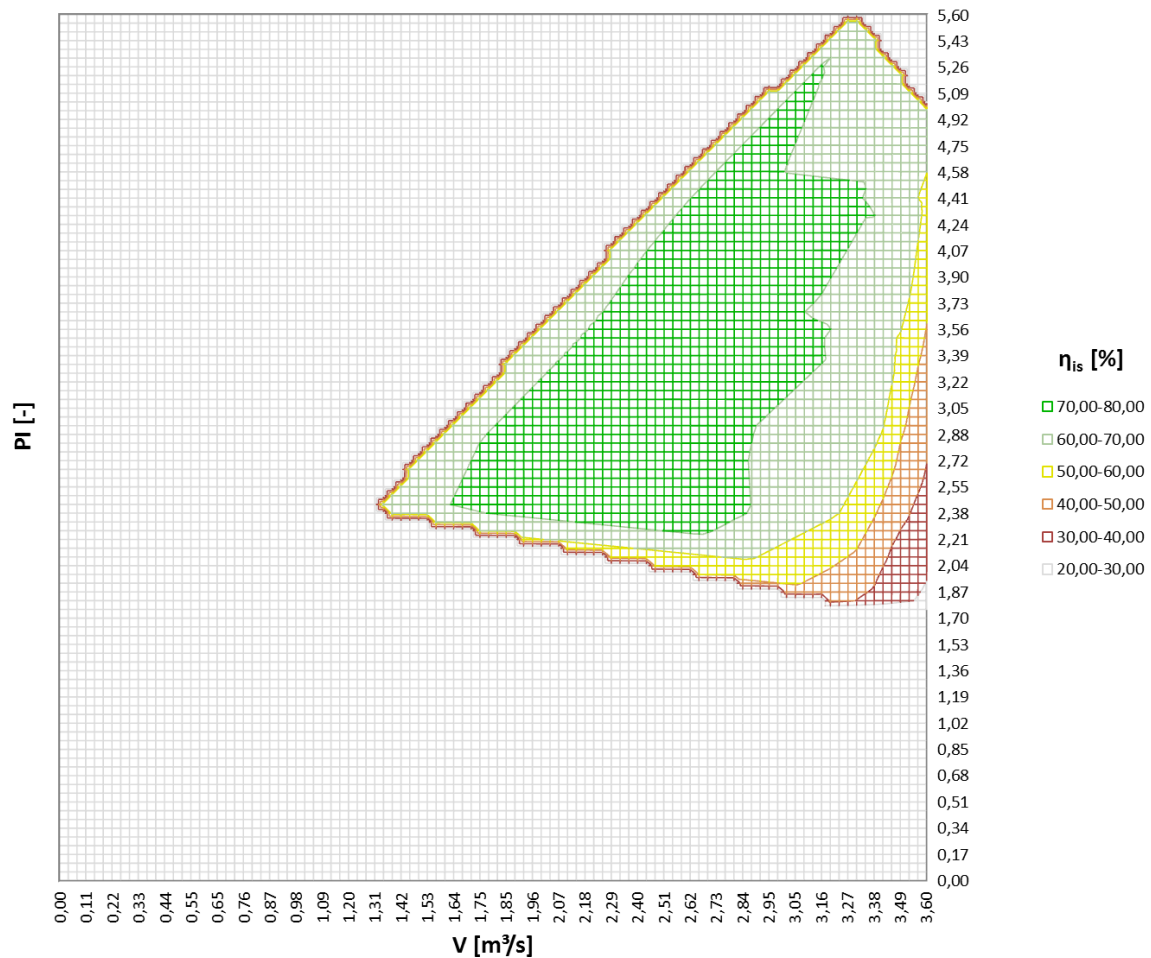


Abbildung 31: Simuliertes Verdichterkennfeld für D2 = 220 mm

Die CFD-Simulation zeigt, dass **alle Laufräder die Auslegungsziele erfüllen**.

D220 und D270 haben eine größere Eintrittsfläche und daher eine höhere maximale Leistung. Eine Änderung der Eintrittsfläche würde die Leistung auch bei den anderen Rädern anpassen, wobei beim Laufrad D190 negative Effekte durch Überschallströmung an der Vorderkante zu erwarten wären. **Aus diesem Grund wird D190 aus thermodynamischer Sicht aus der engeren Auswahl ausgeschlossen.**

Unter Berücksichtigung der mechanischen Eigenschaften des Materials und der erwarteten Beanspruchung aus den ermittelten Werten hat eine Festigkeitsanalyse ergeben, dass für die weitere Betrachtung nur das Laufrad mit dem Durchmesser D2 = 220 mm in Frage kommt.

Das Design für die detaillierte Betrachtung wurde mit D1 = 130 mm, D2 = 220 mm und einer Auslegungsdrehzahl von 55.000 rpm definiert.

Detailed Engineering

In einem ersten Schritt wurde die Geometrie des ausgewählten Rades mit $D_2 = 220$ mm mit dem Ziel, das Kennfeld zu optimieren, erweitert. Dafür wurden folgende Parameter in einer Iterationsschleife angepasst:

- Schaufelkontur
- Eintrittsdurchmesser (\rightarrow Schluckvermögen)
- $\beta_1 =$ Winkel an der Vorderkante des Laufrades (\rightarrow Pumpgrenze)
- Anzahl der Schaufeln
- Abrundung der Vorderkante
- Axiale Länge des Laufrades

Nach jedem geometrischen Optimierungsschritt wurde eine CFD-Simulation durchgeführt, was im Endeffekt 20 Iterationsschritte bedeutete. Das optimierte Laufrad (rechts) ist in Abbildung 32 im Vergleich zum anfangs ausgelegten Laufrad (links) dargestellt.

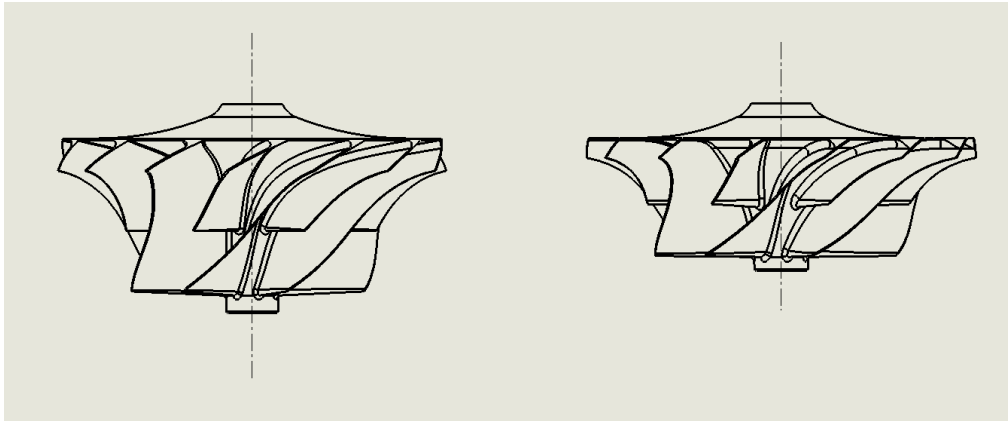


Abbildung 32: Geometrischer Vergleich anfangs ausgelegtes Laufrad (links) zu optimiertem Laufrad (rechts)

Die Simulationsergebnisse des optimierten Laufrades sind in Abbildung 33 und Abbildung 34 dargestellt. Daraus lässt sich sehr gut erkennen, dass die eingangs geforderten Spezifikationen mit einer gewissen Sicherheit erfüllt werden. In weiterführenden Schritten wird dieses optimierte Laufrad gefertigt und mit einem angepassten Motor versehen, um das Kennfeld zu validieren. Dies war jedoch nicht mehr Bestandteil der erweiterten Arbeitspakete und wird unabhängig von diesem Projekt durchgeführt.

Ausweitung des Einsatzbereiches von Kaltwassersätzen mit dem Kältemittel Wasser, Verzicht auf F-Gase und erhebliche Energieeinsparung bei der Kälterzeugung (DBU 33999/01)

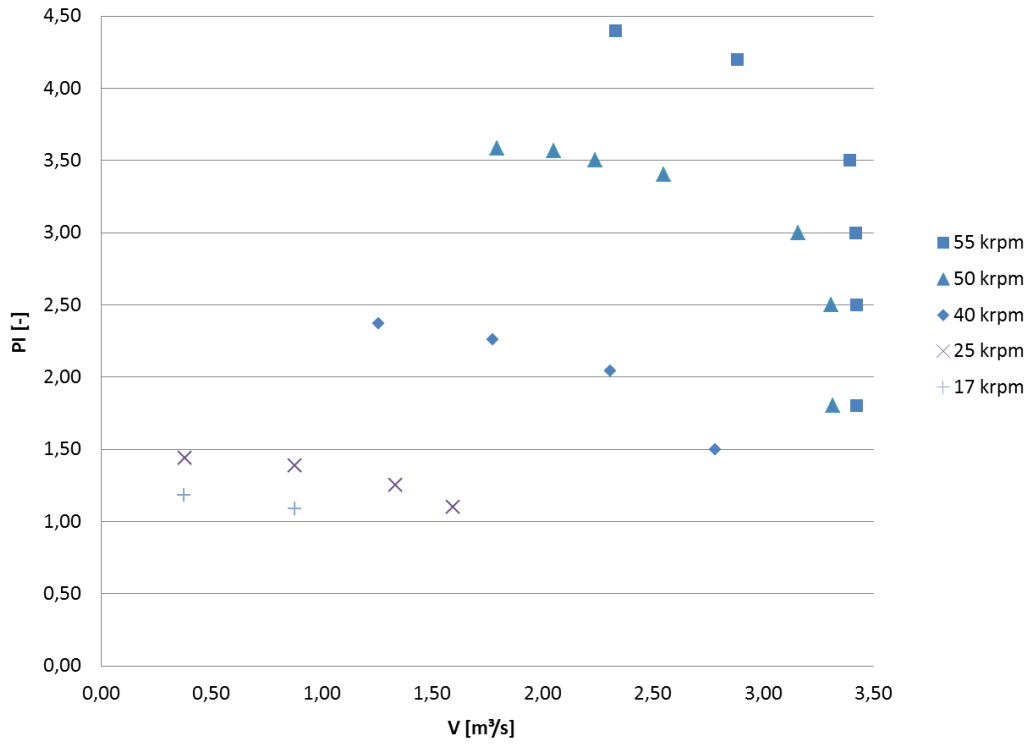


Abbildung 33: Simulierte Druckverhältnisse des optimierten Laufrades für verschiedene Drehzahlen

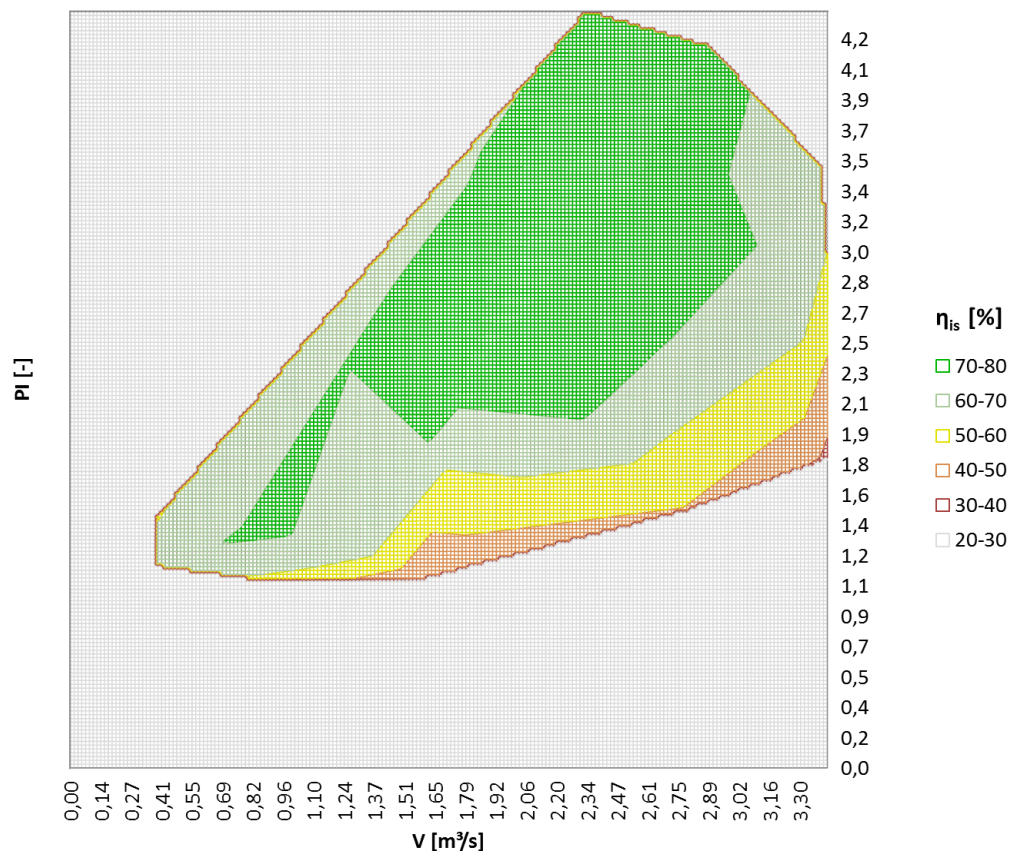


Abbildung 34: Simuliertes Verdichterkennfeld des optimierten Laufrads

Fazit

Die in den beschriebenen, erweiterten Arbeitspaketen durchgeführten Voruntersuchungen hinsichtlich einer Erweiterung der Kälteleistung haben gezeigt, dass sowohl die Verdampferrohre, sowie auch das simulativ ausgelegte Laufrad das Potential haben, die Spezifikation auch in Realität zu erfüllen. Dies muss nun in weiterführenden Untersuchungen bewiesen werden.

4. Fazit

Die im Rahmen dieses Projekts bearbeiteten Aufgabengebiete waren:

- Entwicklung eines eigenen Frequenzumrichters hinsichtlich eines möglichst hohen Wirkungsgrades des gesamten Antriebsstranges
- Entwicklung einer Zwischenkühlung für eine integrierte, möglichst verlustfreie zweistufige Verdichtung
- Entwicklung eines angepassten Verdichterrades für eine strömungstechnisch ideale Abstimmung zwischen erster und zweiter Verdichterstufe
- Optimierung des Lagersystems hinsichtlich einer Lebensdauererhöhung der Verdichter
- Funktionelle Optimierung der Ausführung der Wärmeübertragung Integration aller genannten Teilaspekte in einen Behälter für den Nachweis der Leistungsfähigkeit des Systems anhand mehrerer Prototypen

Im den Bereichen Lagerentwicklung, und Entwicklung eines Verdichterrades konnten Lösungen erarbeitet werden, welche gesetzten Zielen entsprachen und auch in die Serie übernommen werden konnten.

Der eigenentwickelte Frequenzumrichter wurde bis zu einem guten Zwischenstand entwickelt, auf den in später folgenden Entwicklungen wieder aufgesetzt werden kann. Im direkten Vergleich zu dem standardmäßig eingesetzten Frequenzumrichter konnten Einsparungen hinsichtlich der elektrischen Antriebsenergie des Gesamtsystems von bis zu 25 % erreicht werden.

Die Funktion der indirekten Zwischenkühlung sowie der innenliegenden Wärmeübertrager konnte in ersten Versuchsaufbauten nachgewiesen werden. Die Teilprojekte wurden jedoch pausiert und kann zu einem späteren Zeitpunkt fortgesetzt werden.

Die Ziele des Projektes Az. 33999/01 konnten somit im Zeitraum zwischen Juni 2017 und Juni 2019 teilweise erreicht werden. Das Nichterreichen der Teilziele „Frequenzumrichter“ und „Zwischenkühlung“ ist aber nicht der unmöglichen technischen Umsetzbarkeit geschuldet, sondern beruht auf einer strategischen Entscheidung, des Antragstellers – der Efficient Energy GmbH. Alle gewonnenen Teilergebnisse wurden schriftlich dokumentiert, um bei nachfolgenden Weiterentwicklungen auf diese Ergebnisse aufsetzen zu können.

5. Literaturverzeichnis

Lanzerath, Franz; Seiler, Jan; Erdogan, Meltem; Schreiber, Heike; Steinhilber, Matthias; Bardow, André (2016): The impact of filling level resolved. Capillary-assisted evaporation of water for adsorption heat pumps. In: *Applied Thermal Engineering* 102, S. 513–519. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.052.