

# Kennfeld und Leistungsanalyse einer zweistufigen Turbokompressor-Brüdenverdichtung

Michael Bantle<sup>1\*</sup>, Christian Schlemminger<sup>1</sup>, Marcel Ahrens<sup>2</sup>  
Kjetil Evenmo<sup>3</sup>

<sup>1</sup>SINTEF Energy Research, Kolbjørn Hejes Vei 1B, NO-7465 Trondheim, Norwegen  
[Michael.Bantle@sintef.no](mailto:Michael.Bantle@sintef.no)

<sup>2</sup>Norwegian University of Science and Technology, Abteilung für Energie und Prozesstechnologie, NO-7465 Trondheim, Norwegen

<sup>3</sup>Epcon Evaporation Technology, NO-7079 Flatåsen, Norwegen

\* Korrespondenzautor

## Kurzfassung

Die mechanische Brüdenverdichtung ist eine Spezialform der Wärmepumpentechnologie. Überschüssiger Dampf aus industriellen Prozessen (R718) wird verdichtet und die Kondensationswärme genutzt um den Prozess zu heizen. Aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften des Wasserdampfes sind solche Anlagen derzeit nur mit relativ großen Kapazitäten von mehreren Megawatt industriell rentabel. Die große Überhitzung des Brüdens während der Verdichtung stellt hohe technische Herausforderungen an Kompressor und Schmiermittel.

Turbokompressoren sind eine schmiermittelfreie Alternative zu herkömmlichen Stempel- oder Schraubenverdichtern und können besonders bei kleinen Anlagengrößen ( $< 1000 \text{ kW}_{\text{thermisch}}$ ) zur Brüdenkompression eingesetzt werden. Potentiell kann diese Technologie in Hochtemperatur-Wärmepumpen mit Wärmesenken von über  $100 \text{ °C}$  zum Einsatz kommen, sowohl in offenen als auch in geschlossenen Systemen. Hierdurch kann die Energieeffizienz des Kernprozesses deutlich verbessert werden.

Im Zuge dieser Arbeit wurde ein zweistufiges Turbokompressor-System zur Brüdenverdichtung aufgebaut und analysiert. Die verwendeten, baugleichen Turbokompressoren basieren auf seriengefertigten Fahrzeugkomponenten aus der Zulieferindustrie und konnten mit einer Drehzahl von bis zu  $81.000 \text{ min}^{-1}$  getestet werden. Hierbei erzielte die erste Stufe ein Druckverhältnis von 1,95 und die zweite Stufe ein Druckverhältnis von 1,7.

Die Kondensationstemperatur des Brüdens nach der zweiten Stufe betrug  $133 \text{ °C}$ . Dies entspricht einem Temperatursprung von 33 Kelvin, wenn das System bei atmosphärischen Dampftrockner, Destillations- oder Eindampfungsanlagen zum Einsatz kommt. Der Massenstrom des Brüdens betrug circa  $500 \text{ kg/h}$ , da das System für eine relativ geringe Kapazität ausgelegt wurde. Der isentrope Wirkungsgrad der Turbokompressoren war deutlich über 70 %, abhängig von den Betriebszuständen der Anlage. Die Leistungszahl des Systems war hierbei 5,9 und entspricht 48,8 % des theoretischen Maximums. Die Kennfelder der zweistufigen Turbokompressoren wurden ermittelt und zeigen, dass speziell der Betriebszustand der zweiten Stufe mehreren Begrenzungen unterworfen ist.

Die durchgeführten Versuche zeigen, dass schmiermittelfreie Verdichtungsanlagen hohes Potential für Wärmepumpenanwendungen haben. Potentiell können Turbokompressoren damit eine kostengünstige Alternative zur herkömmlichen Brüdenkompression darstellen, da serienproduzierte und damit kostengünstige Komponenten aus der Fahrzeugindustrie verwendet werden können.

## Stichwörter:

R718 (Wasser), offene Wärmepumpe, Turbolader, Wärmepumpentrocknung, überhitzter Dampf

## 1 Einleitung

Wärmepumpen und die entsprechenden Kompressoren wurden im historischen Zusammenhang primär für kältetechnische Anwendungen entwickelt. Erst in den vergangenen 20 Jahren wurden Wärmepumpen zur Wärmeerzeugung auf den Markt gebracht, hauptsächlich zur Erzeugung von Raumwärme und Nutzwasser in Gebäuden. Die Marktdurchdringung von industriellen Wärmepumpen ist besonders in Deutschland noch gering, was zum einen durch die Energiepreise und zum anderen durch die Anlagenkomplexität (im Vergleich zur verbrennungsbasierten Wärmeerzeugung) begründet ist.

Industriewärmepumpen [1] nutzen in der Regel einen Abwärmestrom auf Nieder-Temperaturniveau, um diesen auf ein nutzbares, höheres Temperaturniveau aufzuwerten. Auf diese Weise wird der Bedarf an Primärenergie reduziert, welcher meistens auf fossilen Brennstoffen basiert. Dadurch wird nicht nur die Energieeffizienz eines bestimmten Prozesses oder einer Anlage verbessert, sondern auch der Ausstoß von Klimagasen entsprechend reduziert. Industrielle Wärmepumpen können deswegen nicht nur als Effizienz- sondern auch als Umwelttechnologie klassifiziert werden.

Marktreife Industriewärmepumpen zur Wärmeerzeugung haben in der Regel eine Wärmesenke von nicht mehr als 70 °C – 100 °C, abhängig von der angewandten Technologie und dem eingesetzten Kältemittel bzw. der Kombination von verschiedenen Kältemitteln. In diesem Temperaturbereich wird oftmals Luft oder Wasser als Sekundärwärmeträger genutzt.

In zahlreichen Industrieprozessen mit einem Temperaturbedarf oberhalb von 100 °C wird Wasserdampf als Wärmetransportmedium eingesetzt. Industrielle Dampferzeuger verbrennen Öl oder Gas um die hierzu benötigte Energie bereitzustellen. In seltenen Fällen kommen auch elektrische Dampferzeuger zum Einsatz. Im Zuge des Klimaabkommens von Paris im Jahr 2015 ist jedoch zu erwarten, dass diese Art der Energieerzeugung reguliert wird, da hierbei Klimagase in Form von Kohlenstoffdioxid ausgestoßen werden. Die Bundesrepublik Deutschland hat beispielsweise einen Klimaschutzplan 2050 [2] erarbeitet um das Pariser Übereinkommen umzusetzen. Auch wenn die Einzelmaßnahmen umstritten sind, sind beispielsweise Umweltsteuern auf Kohlendioxid und Emissionshandel mit CO<sub>2</sub>-Zertifikaten umweltpolitische Realität. Speziell für thermische Industrieprozesse dürfte dies bedeuten, dass sowohl die Verwendung von fossilen Brennstoffen reduziert als auch der prozessspezifische Energieverbrauch verringert werden muss.

Für die Wärmepumpenbranche ist diese Entwicklung eine Chance zur Markterweiterung, beziehungsweise zur Erschließung eines neuen Marktsegmentes im Bereich der Hochtemperatur-Wärmepumpen. Wärmepumpen deren Wärmesenke deutlich oberhalb von 100 °C liegen sind als Hochtemperatur-Wärmepumpen zu klassifizieren (abgekürzt HTWP), auch wenn diese Definition nicht vereinheitlicht ist.

Um eine akzeptable Leistungszahl für eine solche HTWP zu erzielen ist es erforderlich, einen nutzbaren Abwärmestrom zur Verfügung zu haben, den jedoch nicht jeder Industrieprozess zur Verfügung stellen kann. Die Anwendung von HTWP ist dadurch am vielversprechendsten für thermische Prozesse wie Trocknung, Eindampfen, Pasteurisieren, Sterilisieren oder Destillieren [3], [4], [5]. Diese genannten Prozesse sind dadurch charakterisiert, dass sie eine Phasenänderung von flüssig zu gasförmig hervorrufen und zumeist Wasserdampf als Abwärmestrom erzeugen.

Die Wahl des Kältemittels für eine HTWP, die in diesen Temperaturbereichen arbeiten kann, ist begrenzt. Wasser (R718) ist eine der wenigen Alternativen, die nicht nur thermodynamisch effektiv ist [6], sondern auch weitere Vorteile bietet da es umweltverträglich, nicht brennbar, ungiftig und kostengünstig ist. Wasserdampf wird in zahlreichen Anlagen als Energieträger genutzt und die industrielle Akzeptanz ist sehr hoch. Die Nachteile von Wasser in HTWP sind jedoch die hohe druckabhängige Volumenänderung und die hohe Überhitzung während der Kompression.

Aufgrund der geringen volumetrischen Wärmekapazität (im Vergleich zu herkömmlichen Kältemitteln) muss ein Kompressor für R718 einen hohen Volumenstrom fördern um eine gewünschte Kondensatorleistung zu erzielen. Folglich sind die Investitionskosten für Kompressoren vergleichsweise hoch und je nach verwendeter Technologie sind die spezifischen Kosten in der Größenordnung von 1000 €/kW<sub>thermisch</sub> für Schraubekompressoren und 700 €/kW<sub>thermisch</sub> für Zentrifugalkompressoren [7], basierend auf einer thermischen Leistung von 1 MW. Für Leistungen von > 10 MW sind die spezifischen Investitionskosten dagegen deutlich reduziert und zahlreiche industrielle Anlagen zur Brüdenkompression sind bereits im Betrieb.

Wie bereits in einer früheren Arbeit erläutert können Turbokompressoren eine kostengünstige Alternative zu herkömmlichen Kompressoren sein [8], gerade für HTWP mit einer thermischen Leistung von 0,5 – 3 MW. Die hohen Drehzahlen des Impellers erlauben eine kompakte Bauweise mit geringem Materialverbrauch. Die Technologie wird normalerweise für die Kompression von Luft eingesetzt und circa 95 % aller Dieselautos sind mit einem entsprechenden "Turbolader" ausgestattet. Der Stückpreis für einen hochwertigen Turbokompressor für die Fahrzeugindustrie liegt bei circa 2000 €.

Für die vorliegende Arbeit wurde eine Anlage zur zweistufigen Turbokompression konzeptioniert, gebaut und die Effektivität des Systems beurteilt. Die genutzten Turbokompressoren sind baugleich und das Kennfeld der jeweiligen Kompressionsstufe wurde experimentell ermittelt und mit den Simulationen verglichen. Im Folgenden wird der prinzipielle Aufbau der Turbokompressoren, der Versuchslange sowie der Modellansatz beschrieben und das Potential der Technologie zur Brüdenkompression kritisch analysiert.

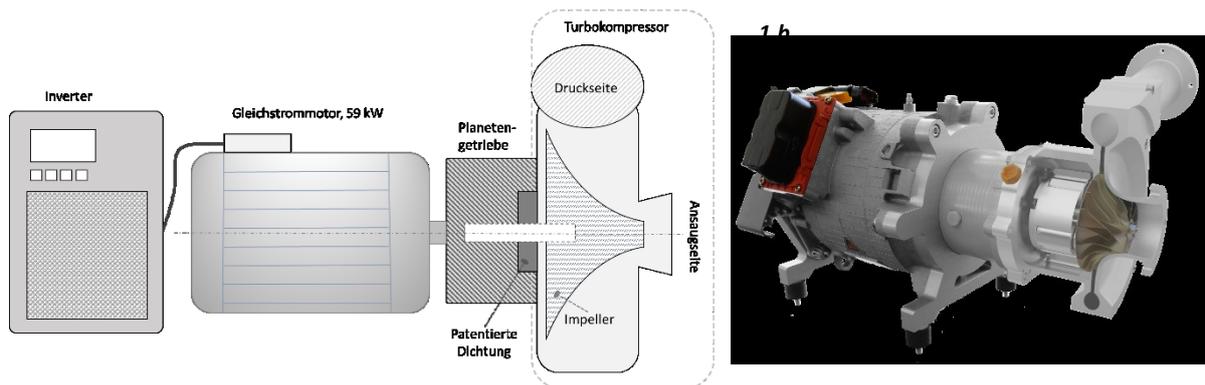
## 2 Versuchsaufbau und Ermittlung der Messdaten

### 2.1 Turbokompressor für Brüden

Die verwendeten Turbokompressoren sind eine Weiterentwicklung eines konventionellen, radialen Turboladers aus der Fahrzeugindustrie und basieren auf dem Model C-38 des Herstellers Rotrex A/S (Kopenhagen, Dänemark). Im Designpunkt für Luft hat der Kompressor saugseitig einen Volumenstrom von 0,22 m<sup>3</sup>/s bei einem Druckverhältnis von 2,7 und einer Drehzahl von 90.000 min<sup>-1</sup>. Der Impeller ist aus Titan gefertigt und hat einen Durchmesser von circa 100 mm. Bei diesen hohen Drehzahlen ist es wichtig, dass der Impeller nicht mit Partikeln oder Tropfen beaufschlagt wird, weswegen der Dampf saugseitig überhitzt sein muss (Brüden).

Der Turbokompressor wird mittels eines wassergekühlten elektrischen Gleichstrommotors (650 Volt, DC) und einer Getriebeeinheit angetrieben. Die Motordrehzahl kann stufenlos mittels eines Inverters geregelt werden und erreicht eine maximale Umdrehungszahl von 12.000 min<sup>-1</sup>. Die Getriebeeinheit basiert auf einem Planetengetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 7,5 und wird mittels einer internen Ölpumpe und einem externen Kühler ebenfalls mit Wasser gekühlt. Die Dichtung zwischen Kompressionsraum und Getriebeeinheit wurde für den Einsatz in Brüden entwickelt.

Das Gewicht der kompletten Einheit (Turbokompressor inklusive Getriebe und Gleichstrommotor) beträgt circa 40 kg und die Abmessungen sind circa 50 cm in der Länge, 40 cm in der Breite und 35 cm in der Höhe, was die kompakte Leichtbauweise illustriert. Bild 1 veranschaulicht die primären Komponenten für den Aufbau und Betrieb des Turbokompressors.



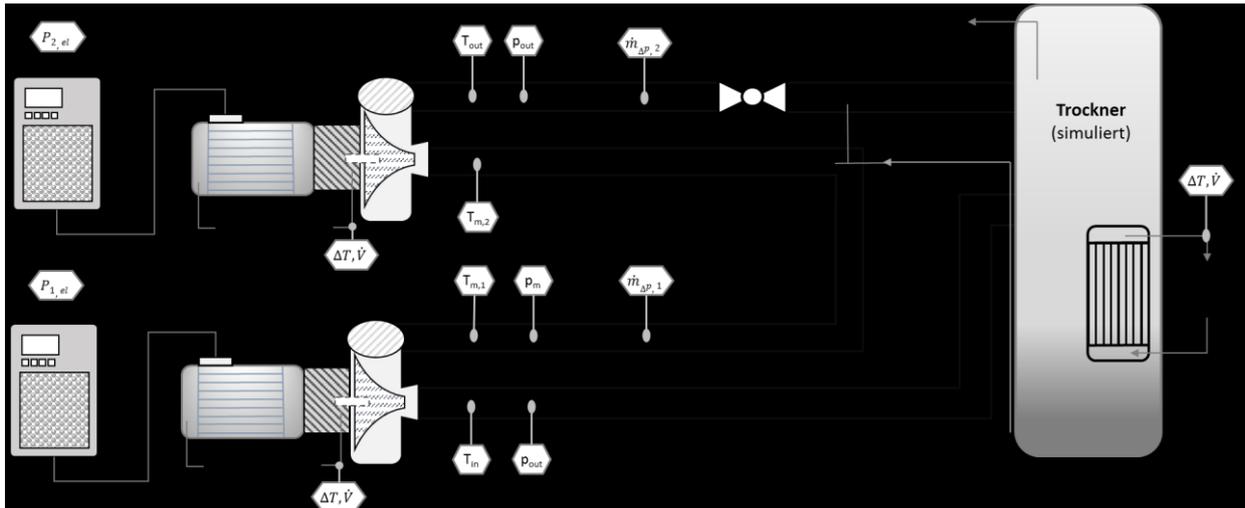
**Bild 1:** Antrieb und Aufbau des Turbokompressors (1.a) und Schnittbild durch den Kompressionsraum (1.b)

### 2.2 Aufbau der Versuchsanlage

Die Versuchsanlage wurde für einen industriellen Dampftrockner konzeptioniert, welcher bis zu einer Tonne Überschussbrüden pro Stunde bereitstellt, bei atmosphärischem Druck mit 10 – 20 Kelvin Überhitzung. Aufgrund der Temperaturanforderungen des Trockners ist eine zweistufige Kompression erforderlich. Die Funktionsweise

des Trockners kann früheren Arbeiten der Autoren entnommen werden [8], [9]. Die schematische Darstellung in Bild 2 zeigt alle wesentlichen Komponenten und Messpunkte der Versuchsanlage. Die Versuchsanlage ist so konzipiert, dass sie an den genannten Dampftrockner angeschlossen oder als reine Kompressor-Testanlage betrieben werden kann. Für den Laboraufbau wurden die Trocknungsbedingungen mittels eines Dampferzeugers und -kühlers simuliert.

Temperatur, Druck und Massenstrom des Brüdens werden vor und nach jeder Kompressionsstufe gemessen. Die Kühlleistung des Dampfkühlers und der jeweiligen Wasserkühlungen für die Kompressoren werden mittels Energiemessgerätes ermittelt. Außerdem wird die elektrische Antriebsleistung jedes Inverters und der Menge des eingespritzten Kühlwassers gemessen.



**Bild 2:** Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur zweistufigen Brüdenkompression mittels Turbokompressors für den Einsatz an einem industriellen Brüdentrockner.

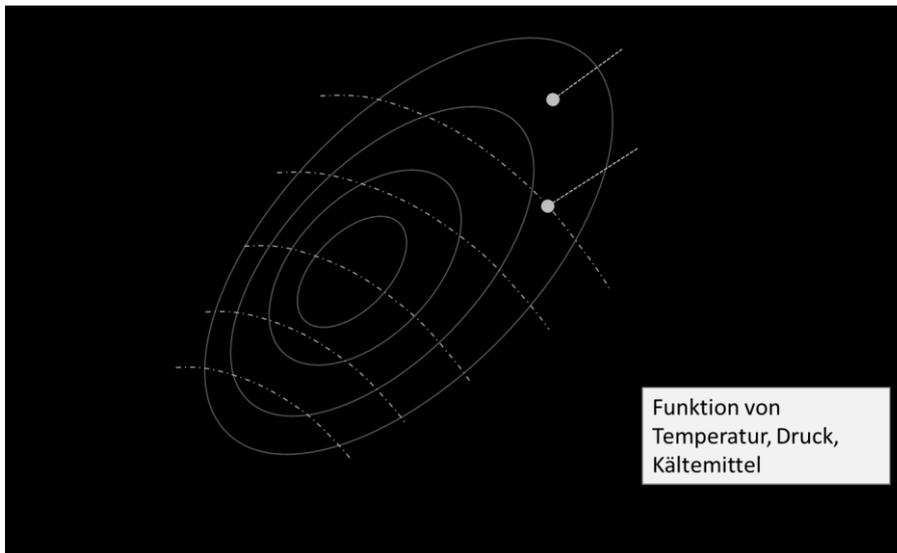
Aufgrund der thermischen Eigenschaften von Wasser überhitzt dieses verhältnismäßig stark während der Kompression. Diese Überhitzung wird in der Regel durch Zugabe von Wasser vor oder während der Kompression entgegengewirkt. Aufgrund der mechanischen Belastung des Impellers durch Wassertropfen ist dies jedoch nicht für Turbokompressoren möglich und die Kompression kann deswegen nicht aus dem Nassbereich oder 2-Phasengebiet erfolgen. Deshalb ist es notwendig zwischen den Kompressionsstufen die Brüden durch genaues Einspritzen von Wasser bis nahe der Sättigungslinie zu kühlen. Die Wassermenge wird hierbei temperaturabhängig reguliert. Konsequenterweise ist dadurch die thermische Belastung des Kompressors sowie des Systems entsprechend hoch, was in der Konstruktion berücksichtigt wurde.

Um den Druckverlust des Systems so gering wie möglich zu halten wurden DN100-Rohrleitungen genutzt. Obwohl die Versuchsanlage thermisch isoliert wurde müssen die Wärmeverluste zwischen den Messpunkten und den jeweiligen Kompressoren ermittelt werden um die Messgenauigkeit zu erhöhen. Die Temperaturdifferenz zwischen der Umgebung und dem Brüden sowie die relative große Oberfläche der Rohrleitungen machen dies erforderlich. Die Ermittlung der Wärmeverluste wurde standardisiert für verschiedene Betriebszustände aufgenommen und mittels einer Energiebilanz kalibriert. Dies resultierte in temperaturabhängigen linearen Korrekturkurven für die Wärmeverluste der Versuchsanlage, mit deren Hilfe die Messdaten korrigiert wurden.

Für den Versuchsaufbau wurde die Temperaturdifferenz und der Kühlwasser-Massenstrom für Motor und Getriebe gemessen um den Gesamtverlust der Antriebseinheit zu ermitteln. Die Antriebsleistung zum Inverter wurde mittels eines elektrischen Leistungsmessers ermittelt. Der Inverter ist stufenlos regulierbar und hat laut Herstellerdatenblatt eine Effektivität von 97 %. Die Leistungsverluste des Inverters wurden linear zur Antriebsleistung errechnet.

### 2.3 Kennfeldermittlung der Kompressoren

Das Kennfeld eines Kompressors ist eine häufig verwendete graphische Darstellung um verschiedene Betriebszustände darzustellen, zu vergleichen und zu analysieren. Bild 3 zeigt ein typisches Kennfeld eines Turbokompressors, aus dem ersichtlich wird, wie sich beispielsweise bei einer gegebenen Impellerdrehzahl und einem bestimmten Druckverlust der Massenstrom des Systems und die Effektivität der Kompression ergibt. Damit können auch die stabilen Betriebszustände des Kompressors ermittelt werden. Instabile Betriebszustände sind das sogenannte "Surge"-Verhalten, bei dem das Fluid über den Impeller von Hochdruck- auf die Niederdruckseite zurückströmt und das "Choke"-Verhalten, bei welchem das Druckverhältnis rapide abfällt.



**Bild 3:** Schematische Darstellung eines typischen Kennfelds für Turbokompressoren mit stabilen und instabilen Betriebszuständen.

Für die Ermittlung des Kennfeldes ist es erforderlich den isentropen Wirkungsgrad  $\eta$ , das Druckverhältnis  $\pi$ , den Massen- oder Volumenstrom ( $\dot{m}$  oder  $\dot{V}$ ) und die Geschwindigkeit  $N$  des Impellers bei verschiedenen Betriebszuständen zu ermitteln. Hierbei ist zu beachten, dass die Betriebszustände auf einen Referenzpunkt zurückgerechnet werden müssen, welcher für ein bestimmtes Kältemittel durch Temperatur und Druck definiert ist. Dies ist speziell für Dampf/R718 zu beachten, dessen Dichte sich druckabhängig stark reduziert.

Der isentrope Wirkungsgrad wird aus dem Verhältnis der Enthalpie-Differenzen zwischen den isentropen und realen Betriebszuständen vor und nach der Kompression errechnet:

$$\eta_{isen} = \frac{h_{out,isen} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (1)$$

Das Druckverhältnis ergibt sich aus dem Ansaugdruck und Hochdruck vor und nach dem jeweiligen Kompressor:

$$\Pi_t = \frac{p_{t out}}{p_{t in}} \quad (2)$$

Der Massenstrom im Kennfeld muss auf den ansaugseitigen Referenzpunkt des Kompressors zurückgerechnet werden:

$$\dot{m}_{red} = \dot{m}_t \cdot \sqrt{\frac{(T_{hl in}/T_{ref})}{(p_{t in}/p_{ref})}} \quad (3)$$

Als Referenzpunkt für die vorliegende Arbeit wurde eine Temperatur von 120 °C und ein Druck von 1,013 bar gewählt, welcher den Trocknungsbedingungen entsprechen. Der Volumenstrom ergibt sich dann aus der Dichte von R718 am Referenzpunkt ( $\rho_{ref} = 0,565 \text{ kg/m}^3$ ):

$$\dot{V}_{red} = \frac{\dot{m}_{red}}{\rho_{ref}} \quad (4)$$

Es empfiehlt sich außerdem die Geschwindigkeit des Impellers um den Einfluss der Temperatur zu korrigieren [10]:

$$N_{red} = \frac{N_{set}}{\sqrt{(T_{hl\ in}/T_{ref})}} \quad (5)$$

Dementsprechend ist es notwendig, das Druckverhältnis sowie den Massen- und Volumenstrom bezogen auf die korrigierte Drehzahl des Impellers darzustellen.

$$\begin{aligned} \Pi_{rel} &= \Pi_t \cdot \frac{N_{set}}{N_{red}} \\ \dot{m}_{rel} &= \dot{m}_{red} \cdot \frac{N_{set}}{N_{red}} \\ \dot{V}_{rel} &= \dot{V}_{red} \cdot \frac{N_{set}}{N_{red}} \end{aligned} \quad (6)$$

Die Geschwindigkeit  $N_{set}$  ist hierbei die eingestellte Drehzahl am Inverter. Mit den oben genannten Korrekturen (Gleichung 3-6) ist es nun möglich verschiedene Betriebszustände im gleichen Kennfeld darzustellen und zu vergleichen.

Um die Genauigkeit der Messung zu evaluieren wurde weiterhin die Energiebilanz nach Gleichung 7 erstellt; eine hohe Abweichung hierbei deutete auf Berechnungs- oder Messfehler hin. Alle nachfolgend dargestellten Betriebszustände hatten eine Energiebilanz mit weniger als 2 % Abweichung.

$$\Delta E = \sum P_{elektrisch} \cdot \eta_{Inverter} - \dot{Q}_{\Sigma K\u00fchlung} - \dot{Q}_{W\u00e4rmeverluste} - \dot{W}_{Br\u00fcden} \quad (7)$$

Die Messunsicherheiten wurden gemäß ISO-5167-1:2003 ermittelt und beinhalten primär die instrumentelle Ungenauigkeit. Generell lässt sich hierdurch schlussfolgern, dass ab einem Druckverhältnis von  $> 1,5$  die Messunsicherheit geringer als 1,5 % ist. Durch Fehlerfortpflanzung kann die ermittelte isentrope Effizienz jedoch eine Abweichung von bis zu 5 % aufweisen. Eine Sensitivitätsanalyse macht deutlich, dass dies speziell auf die Messungenauigkeit der Drucksensoren zurückzuführen ist. Bei höheren erzielten Drücken ist die Abweichung deutlich reduziert.

## 2.4 Durchführung der Versuche

Die Versuchsanlage wurde in einem speziellen Anfahrkonzept gestartet, bei welchem das System in einer Luftatmosphäre auf eine Temperatur von über 110 °C geheizt wird und anschließend mit Wasserdampf befüllt wird, bis der Sauerstoffgehalt unter 0,1 % liegt. Danach wird die Geschwindigkeit der Turbokompressoren konstant gehalten und das Druckventil entsprechend den gewünschten Druckanforderungen geschlossen. Die sich dadurch einstellenden Druck-, Temperatur- und Strömungsverhältnisse werden für mindestens 10 Minuten, im Normalfall jedoch 30 Minuten, konstant gehalten bevor ein stabiler Betriebszustand ermittelt wird. Ein stabiler Betriebszustand wird dadurch definiert, dass die Varianz der Messungen in einem Zeitraum von 5 Minuten geringer als die ermittelte Messunsicherheit ist. Jeder dokumentierte Betriebspunkt wird dann aus den durchschnittlichen Messwerten von mindestens 5 Minuten ermittelt.

## 3 Resultate und Schlussfolgerungen

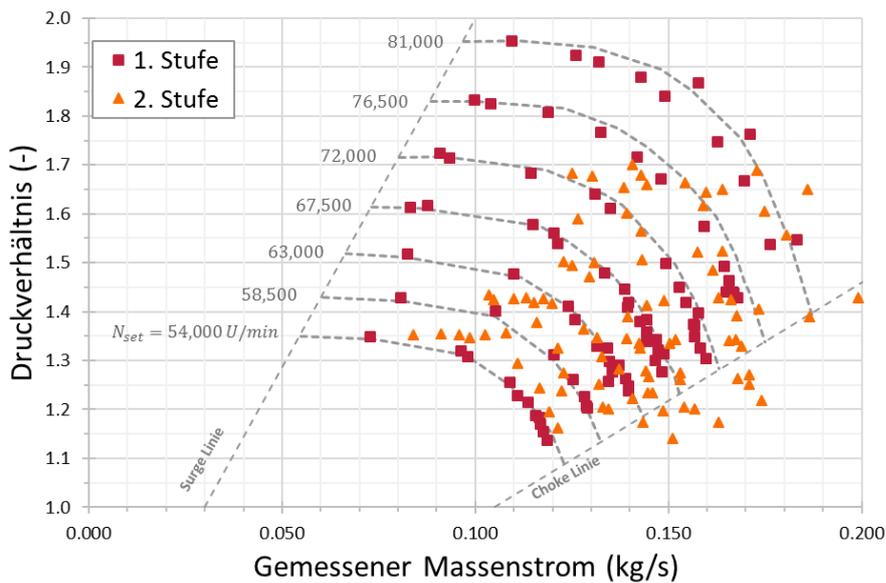
Das Kennfeld der zweistufigen Brüdenkompression (Bild 4 und Bild 5) wurde anhand von 87 stabilen Betriebszuständen ermittelt. Im weiteren Verlauf werden 6 verschiedene Betriebszustände einer näheren Leistungsanalyse unterzogen.

### 3.1 Kennfeld der Turbokompressoren

Die 87 dokumentierten Betriebszustände wurden über einen Zeitraum von mehreren Wochen im Frühjahr 2018 aufgenommen. Hierbei wurden für die erste Stufe beim Impeller Geschwindigkeiten von bis zu 81.000 min<sup>-1</sup> und für die zweite Stufe beim Impeller Geschwindigkeiten von bis 72.000 min<sup>-1</sup> aufgenommen. Diese Begrenzung

ergab sich aus der thermischen Belastung der Getriebeeinheit, die durch die Öltemperatur von 140 °C limitiert ist. Um Betriebszustände oberhalb von den genannten Drehzahlen aufzunehmen wäre es erforderlich, entweder die Kühlleistung für das Getriebeöl zu erhöhen oder eine verbesserte thermische Isolierung zwischen Kompressor und Getriebeeinheit einzuplanen. Der Drehzahlbereich unterhalb von 54.000 min<sup>-1</sup> wurde nicht analysiert da diese Betriebszustände durch das geringe erzielte Druckverhältnis industriell nicht relevant sind.

In Bild 4 sind die Ergebnisse für das Druckverhältnis bei bestimmten Massenströmen in der ersten und zweiten Kompressionsstufe zusammengefasst. Dies sind die Rohdaten der Messungen, bei denen noch keinen Bezug auf einen Referenzpunkt erstellt wurde. Zur besseren Lesbarkeit der Daten wurden verschiedene Drehzahllinien des C38 Turbokompessors eingetragen. Es ist ersichtlich, dass sich die Messpunkte der ersten Stufe bereits deutlich anhand dieser Drehzahllinien ausrichten. Dies ist dadurch begründet, dass der Referenzpunkt der grau gestrichelten Drehzahllinien mit dem Eingangsbedingungen der ersten Stufe nahezu identisch ist.



**Bild 4:** Gemessenes Kennfeld für zweistufige Turbo-Kompressoren (Modell C38) mit den entsprechenden Betriebszuständen. Die Messdaten sind ohne Bezug zu einem Referenzpunkt.

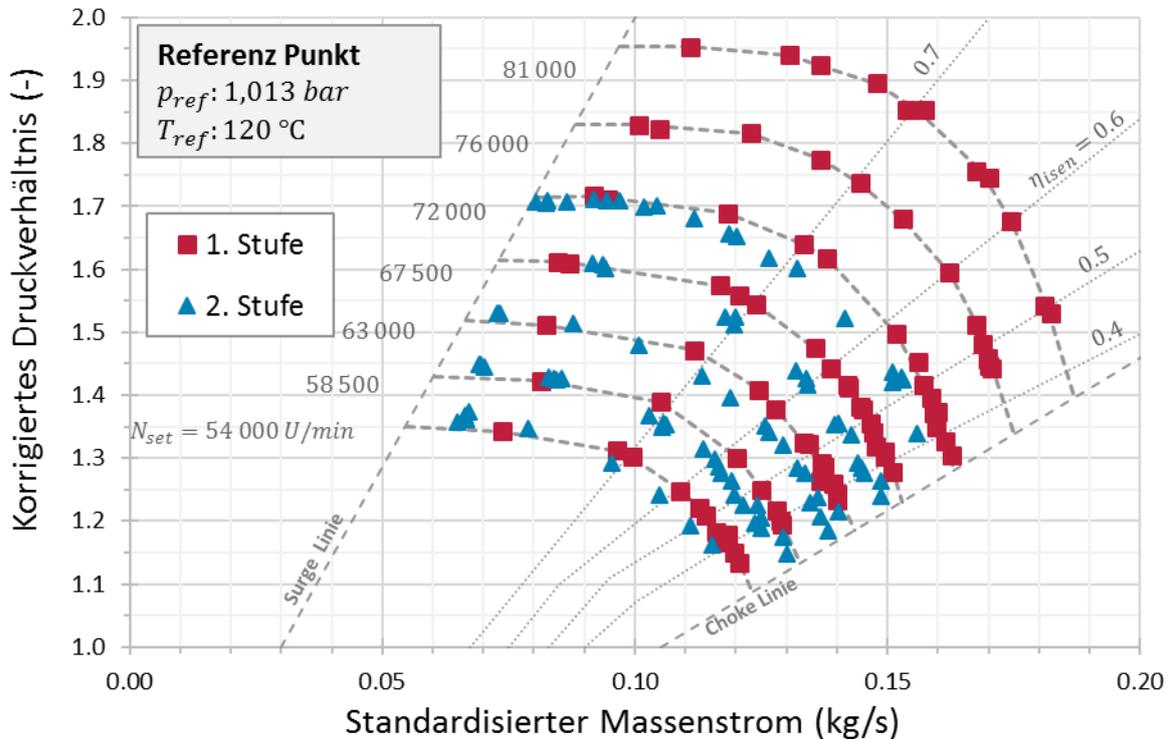
Die Betriebszustände der zweiten Kompressionsstufe weisen dagegen eine deutliche Streuung auf und es ist gerade bei höheren Druck nicht ersichtlich bei welcher Drehzahl der Messpunkt aufgenommen wurde. Dies ist unter anderem dadurch zu erklären, dass sich Druck und Temperatur der zweiten Stufe an der Ansaugseite entsprechend der Hochdruckseite der ersten Kompressionsstufe verändern. Der Zustand des Brüdens ansaugseitig in der ersten Kompressionsstufe ist im Gegensatz dazu nahezu identisch für alle Messpunkte. Aus den Messungen der ersten Kompressionsstufe wäre es unter gewissen Vorbehalten möglich ein Kennfeld direkt aus den Rohdaten zu ermitteln, wenn eine gewisse Streuung akzeptiert werden kann.

In Bild 5 sind sämtliche gemessenen Betriebszustände auf einen Referenzdruck von 1,013 bar (Atmosphärendruck) und eine Referenztemperatur von 120 °C umgerechnet. Es ist hierbei deutlich ersichtlich, dass die Streuung, speziell für die Messungen der zweiten Kompressionsstufe, reduziert ist. Sowohl für die erste als auch für die zweite Stufe können jetzt die Trendlinien für eine konstante Drehzahl erkannt werden. Es ist außerdem zu erkennen, dass auch die zweite Stufe relativ nahe am "Surge" Bereich des Kompressors betrieben wurde.

Die eingezeichnete "Surge" Linie in Bild 5 basiert auf einer empirisch vorgegebenen Begrenzung und weist wahrscheinlich eine Sicherheitsspanne zur tatsächlichen "Surge" Linie auf. In der Praxis hat sich jedoch gezeigt, dass sich das Druckverhältnis in der Nähe der eingezeichneten "Surge" Linie nicht mehr steigern lässt. Dies bedeutet, dass eine weitere Schließung des Druckregulators lediglich einen reduzierten Massenstrom aber nicht einen erhöhten Drucksprung hervorruft.

Das Kennfeld in Bild 5 weicht deshalb von der idealisierten Darstellung in Bild 3 ab, in welchem das Kennfeld mit dem höchsten isentropen Wirkungsgrad nicht durch die "Surge" Linie begrenzt ist. In Bild 5 ist jedoch ersichtlich, dass das Druckverhältnis der jeweiligen Kompressionsstufe sich seinem Höchststand annähert und gleichzeitig der isentrope Wirkungsgrad gesteigert wird. Es wurde jedoch kein stabiler Betriebszustand ermittelt, bei dem

das Druckverhältnis weiter gesteigert wurde und gleichzeitig der isentrope Wirkungsgrad abfällt. Da auch der Drehzahlbereich unterhalb von  $54.000 \text{ min}^{-1}$  nicht analysiert wurde, können die Kennfelder des isentropen Wirkungsgrads linearisiert in Bild 5 eingetragen werden (grau gepunktete Linien).



**Bild 5:** Standardisiertes Kennfeld für zweistufige Turbokompression (Modell C-38) bezogen auf einen Referenzpunkt und Drehzahl-korrigiert.

Die Form der Drehzahlkurven in der ersten und zweiten Stufe sind nahezu identisch, es ist jedoch ersichtlich, dass die Drehzahlkurve der zweiten Stufe im Bereich des isentropen Wirkungsgrades von 0,4 – 0,7 stärker abfällt. Es konnte nicht abschließend geklärt werden worauf dieser Effekt zurückzuführen ist; Messunsicherheiten können als Ursache jedoch ausgeschlossen werden.

Der Turbokompressor der ersten Stufe erzielt ein maximales Druckverhältnis von 1,95 bei einer Drehzahl von  $81.000 \text{ min}^{-1}$  (90 % vom Drehzahllimit) und einem isentropen Wirkungsgrad von 0,74. In der zweiten Kompressionsstufe wurde mit einem identischen Impeller ein Druckverhältnis von 1,7 bei einer Drehzahl von  $72.000 \text{ min}^{-1}$  (80 % vom Drehzahllimit) bei einem isentropen Wirkungsgrad von 0,74 erzielt. Durch die Begrenzungen der Öltemperatur der Getriebeeinheit ist dies derzeit das höchst mögliche Druckverhältnis.

Für die hier durchgeführten Versuche wurde ein identisches Impeller-Design für die erste und zweite Stufe verwendet. Im Hinblick auf die Volumenänderung von Dampf zwischen den Kompressionsstufen ist dies nicht eine optimale Lösung, da der Volumenstrom (nicht der Massenstrom) der zweiten Stufe geringer ist als der Volumenstrom der ersten Stufe. Der Impeller der zweiten Stufe sollte entsprechend kleiner ausgelegt werden, auch um den stabilen Betriebspunkt mit einer guten Sicherheitsspanne zur "Surge" Linie zu erhalten.

Die ermittelten Drehzahlkurven ergeben einen beinahe konstanten Drucksprung in der Nähe der "Surge" Linie. Für den Betrieb der Turbokompressoren ist dies nicht optimal, da in diesem Bereich des Kennfelds bereits kleine Druckänderungen des Systems dazu führen können, dass der Kompressor in den "Surge"-Bereich abgleitet. Dies kann im schlimmsten Fall zur Zerstörung des Turbokompressors führen. Eine genaue Kontrolle des Betriebspunktes im Kennfeld ist deshalb notwendig und kann auch elektronisch erfolgen.

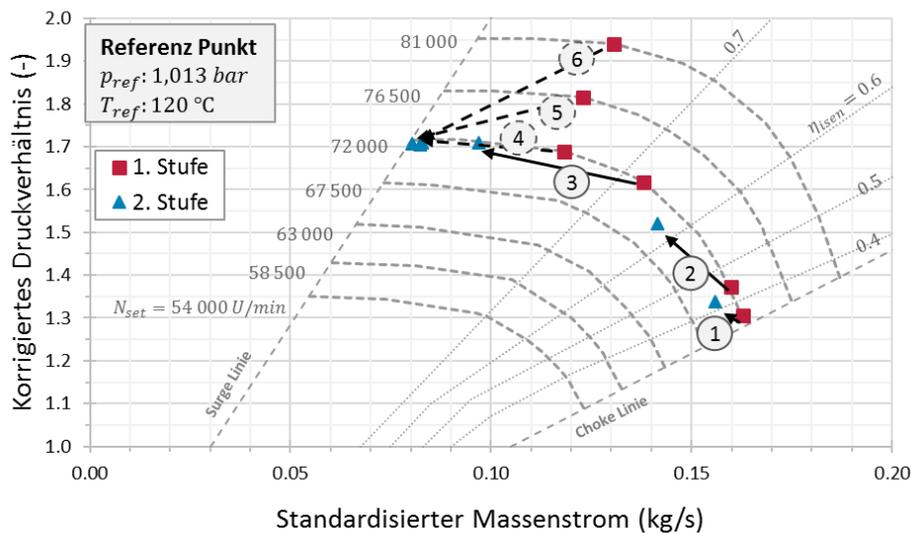
In der praktischen Versuchsdurchführung hat sich außerdem gezeigt, dass die Versuchsanlage stabiler betrieben werden kann, wenn die Drehzahl der ersten Stufe 10 – 20 % höher als die Drehzahl der zweiten Stufe ist. Dies bedeutet, dass die erste Kompressionsstufe ein höheres Druckverhältnis als die zweite Stufe erzielt hat. Versuche

mit gleicher Impeller Geschwindigkeit ergaben jedoch ebenfalls stabile Betriebszustände. Es wurden keine Versuche durchgeführt bei welchen die Drehzahl der zweiten Stufe höher als die Drehzahl der ersten Stufe war.

### 3.2 Leistungsanalyse für ausgewählte Betriebszustände

Im Folgenden wird eine Leistungsanalyse für 6 ausgewählte Betriebszustände dargestellt, da sich das Verhalten von Turbokompressoren im Versuchsaufbau nicht allein aufgrund des Kennfeldes und des isentropen Wirkungsgrades ergibt. In Bild 6 sind die ausgewählten Betriebspunkte dargestellt:

- Punkt 1-4: Hier ist ein Verhalten ersichtlich, wenn beide Turbokompressoren bei konstanter Drehzahl betrieben werden und dann der Druckregulator geschlossen wird. Der Druck steigt mit jedem Schritt weiter an, während sich der Massenstrom reduziert.
- Punkt 4-6: Hier wird ersichtlich wie der Druck ansteigt, wenn die Drehzahl der unteren Kompressionsstufe erhöht wird. Punkt 6 ist gleichzeitig der höchstmögliche Druckanstieg der Turbokompressoren in der gegenwärtigen Versuchsanlage.



**Bild 6:** Ausgewählte Betriebszustände für die Leistungsanalyse der Versuchsanlage mit den Abhängigkeiten zwischen den Turbokompressoren der ersten und zweiten Stufe.

Wie man aus Bild 6 erkennt besteht eine klare Abhängigkeit zwischen den Betriebspunkten der ersten Stufe und der zweiten Stufe. Dies ergibt sich daraus, dass bei einem gegebenen Druckanstieg, welcher durch die Position des Druckregulators vorgegeben ist, ein klar definierter Massenstrom eingestellt wird. Durch den definierten Volumenstrom, welcher über das Design des Impellers und die eingestellte Drehzahl justiert wird, ergibt sich ein genau definierter Betriebspunkt im Kennfeld des Kompressors für die erste und zweite Kompressionsstufe. Dadurch sind die Freiheitsgrade, um einen bestimmten Punkt im Kennfeld anzusteuern, begrenzt. Es ist folglich nicht möglich beispielsweise einen stabilen Betrieb zu erzielen mit Betriebspunkt 6 der ersten Stufe und Betriebspunkt 4 der zweiten Stufe, auch wenn dies aufgrund des "Surge"-Risikos von Betriebspunkt 6 der zweiten Stufe zu bevorzugen wäre und der Druckanstieg identisch ist. Aus diesem Grund sind die Abhängigkeiten in Bild 6 als Pfeile dargestellt, da aus dem Betriebspunkt der ersten Stufe sich zwingend der Betriebspunkt der zweiten Stufe im Kennfeld ergibt.

Für den Verlauf der Betriebspunkte von 1-4 ist erkennbar, dass der Druck ansteigt und sich gleichzeitig auch der isentrope Wirkungsgrad der Kompression verbessert. Gleichzeitig wird jedoch der Brüden-Massenstrom durch das System verringert und damit auch die Kondensatorleistung (siehe Tabelle 1).

Für den Verlauf der Betriebspunkte 4-6 wird deutlich, dass primär der Druck ansteigt, während der Brüden-Massenstrom nahezu unverändert bleibt. Beide Kompressoren bleiben auch im Bereich eines isentropen Wirkungsgrades von 0,72 – 0,74. Der limitierende Faktor für das System ist hierbei, dass der Betriebspunkt der zweiten Stufe nahe der "Surge"-Linie des Kennfeldes liegt. Für alle Betriebszustände ist es wichtig zu wissen, dass eine bestimmte Wassermenge zwischen Stufe 1 und Stufe 2 zugegeben wird, so dass der Massenstrom leicht erhöht ist.

Der Stromverbrauch des Kompressors der zweiten Stufe ist bei diesen Betriebspunkten circa 10 % höher im Vergleich zum Stromverbrauch der ersten Stufe. Dies ist dadurch begründet, dass die zweite Stufe mit einem höheren Ansaugdruck arbeitet und einen um bis zu 6 % höheren Massenstrom hat.

In die Tabelle 1 ist die Leistungsanalyse für den Wärmepumpenbetrieb wiedergegeben, inklusive aller Verluste, die im System auftreten. Die ermittelte Leistungszahl (COP) berücksichtigt den Druckabfall des Systems (Rohrleitungen, Messinstrumente, Wasserdüsen, Wärmetauscher), die Verluste des Inverters, des Motors und der Getriebeeinheit, die Verlustwärme der kompletten Versuchsanlage, sowie die Kompressionsverluste beider Turbokompressoren. Die Leistungszahl nach Carnot wurde aus der Differenz zwischen den Kondensationstemperaturen auf der Niederdruck- und Hochdruckseite entsprechend Gleichung 8 ermittelt:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{Kond.,Hochdruck}}{T_{Kond.,Hochdruck} - T_{Kond.,Niederdruck}} \quad (8)$$

**Tabelle 1:** Leistungsanalyse der stabilen Betriebspunkte 1-6 für die Versuchsanlage der zweistufigen Turbokompressoren (Modell C-38).

#	$N_{set}$ (1/min)	$\dot{m}_t$ (kg/s)	$\Pi_t$ (-)	$T_{sat}$ (°C)	$T_{lift}$ (K)	$\dot{Q}_{Kond.}$ (kW)	$P_{el}$ (kW)	$COP$ (-)	$COP_{carnot}$ (-)	$\eta_{System}$
1.	72.000 – 72.000	0,167	1,4	110,4	10,4	373,1	52,9	7,1	36,8	19,2%
2.	72.000 – 72.000	0,164	1,8	116,6	16,6	362,5	52,4	6,9	23,5	29,3%
3.	72.000 – 72.000	0,141	2,5	127,7	27,7	306,8	47,4	6,5	14,4	45,1%
4.	72.000 – 72.000	0,125	2,6	129,5	29,5	272,3	42,1	6,5	13,6	47,8%
5.	76.500 – 72.000	0,130	2,8	131,8	31,8	282,4	45,8	6,2	12,7	48,7%
6.	81.000 – 72.000	0,138	3,0	133,5	33,5	299,5	50,7	5,9	12,1	48,8%

Für den Betrieb der Versuchsanlage ist die Effektivität des Gesamtsystems ausschlaggebend. Wie im vorherigen Kapitel ausgeführt beträgt der isentrope Wirkungsgrad der Kompressoren 0,74 bei den industriell relevanten Betriebspunkten. Dies ist im Prinzip ein zufriedenstellendes Ergebnis, speziell im Hinblick auf den Wirkungsgrad der Kompressoren im Allgemeinen. Wie bei allen Wärmepumpen-Installationen müssen jedoch zahlreiche weitere Verluste mitberücksichtigt werden.

Die Verluste im Motor und der Getriebeeinheit entsprechen in etwa 15 % der Antriebsleistung, was einer Effektivität von 0,85 entspricht. Frühere Versuche haben gezeigt, dass hierbei die Verluste des Motors geringfügig geringer als die Verluste der Getriebeeinheit sind (45 %/55 % Aufteilung). Der Wirkungsgrad des Inverters ist vom Hersteller mit 0,97 angegeben. Die Druckverluste des Systems reduzieren den Wirkungsgrad des Systems mit circa 4 %. Summiert man diese Verluste auf, so errechnet sich der System-Wirkungsgrad angenähert zu  $\eta_{System} = 59\%$ . Laut Tabelle 1 ist die gemessene Effektivität des Systems jedoch lediglich 47 – 48 %. Unter der Annahme, dass die restlichen Verluste Wärmeverluste sind, stehen diese für eine circa 20-prozentige Verringerung ( $\eta_{Wärmeverluste} = 0,8$ ).

Eine Überschlagsrechnung mit den gemittelten Temperaturen über die Rohrlänge und Hauptkomponenten der Versuchsanlage ergibt trotz der Nutzung von thermischer Isolation einen Wärmeverlust von 10 – 15 kW abhängig vom Betriebszustand. Dies entspricht in etwa des ermittelten Wirkungsgrads von  $\eta_{Wärmeverluste} = 0,8$ . Die Wärmeverluste erscheinen sehr hoch, es muss allerdings auch berücksichtigt werden, dass die Austrittstemperatur nach dem Kompressor bei bis zu 230 °C liegen kann. Dies entspricht einer Temperaturdifferenz von bis 200 Kelvin zur Umgebung während die Isolationsdicke lediglich 5 cm beträgt. Der ermittelte Wirkungsgrad nach Carnot ist in jedem Fall ein wichtiger Beitrag für die weitere Optimierung des industriellen Systems.

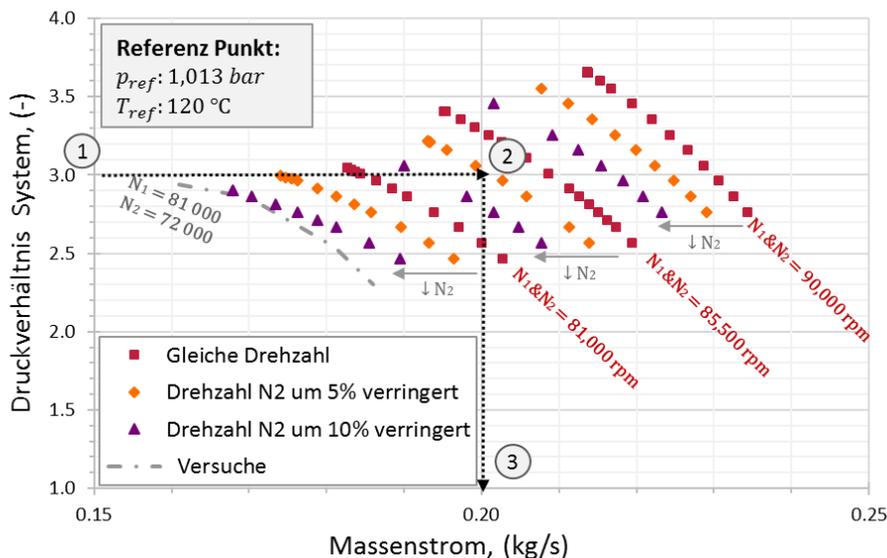
Die hier vorliegende Arbeit hat gezeigt, dass der Einsatz von Turbokompressoren aus der Fahrzeugindustrie eine vielversprechende Möglichkeit ist, massenproduzierte Komponenten für den Einsatz in Wärmepumpen zu adaptieren. Die hier aufgezeigten Beeinträchtigungen ergeben sich primär aus dem mechanischen Aufbau der

Getriebeeinheit und deren Kühlung. Die thermodynamischen Herausforderungen sind primär an die Verwendung von Wasser als Kältemittel geknüpft und nicht an die Kompressionstechnologie. Das Potential der verwendeten Turbokompressoren dürfte jedoch primär an den Investitionskosten geknüpft sein. Der Marktpreis für eine komplette Einheit, bestehend aus Inverter, Motor, Getriebeeinheit und Turbokompressor, liegt bei circa 50 € pro Kilowatt installierter Kondensatorleistung.

### 3.3 Iteration der Betriebspunkte bis zur maximalen Drehzahl

Die maximale Drehzahl der Turbokompressoren liegt bei  $90.000 \text{ min}^{-1}$ ; diese konnte jedoch aufgrund der thermischen Belastung des Getriebes nicht in den Versuchen erzielt werden. Die mechanische Belastung an den Turbokompressoren, insbesondere die der Impeller, wurde jedoch nicht überschritten. Basierend auf den früher entwickelten Turbokompressor-Modellen [8] wurde deshalb ein zweistufiges System simuliert, bei welchem das System bei höheren Drehzahlen des Impellers analysiert werden kann.

In Bild 7 ist das simulierte Kennfeld für das gesamte System wiedergegeben. Die Drehzahl der ersten Stufe ist hierbei  $81.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $85.500 \text{ min}^{-1}$  oder  $90.000 \text{ min}^{-1}$ , während die Drehzahl der zweiten Stufe 10 %, 5 % oder 0 % geringer als die der ersten Stufe ist. Dadurch ergeben sich 9 verschiedene Drehzahlkombinationen, die für verschiedene Stellungen des Druckregulators analysiert wurden.



**Bild 7:** Simuliertes Kennfeld und Druckverlust für den Versuchsaufbau bei verschiedenen Kombinationen der Impeller Drehzahl.

Das beste Resultat der experimentellen Versuchsreihe erzielte ein Druckverhältnis von 3 bei einer Kondensatorleistung von circa 300 kW und ist im Bild in der Nähe des Punkts 1 dargestellt. Der Massenstrom in diesem Betriebspunkt war durch die gegebenen Drehzahlen ( $N_1 = 81.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $N_2 = 72.000 \text{ min}^{-1}$ ) nicht variabel. Aus der Sicht eines Anlagenbetreibers ist dies nicht optimal, da eine gewisse Kondensatorleistung (definiert durch den Massenstrom) oftmals bei einem bestimmten Druckverhältnis gefordert ist. In Bild 7 ist dies beispielhaft dargestellt, wenn 450 kW Prozessdampf bei 3 bar gefordert werden (Punkt 3). Basierend auf dem simulierten Kennfeld können die hierzu notwendigen Drehzahlen (Punkt 2:  $N_1 = 85.500 \text{ min}^{-1}$ ,  $N_2 = 83.200 \text{ min}^{-1}$ ) ermittelt werden.

Basierend auf dem kombinierten Kennfeld der zweistufigen Kompression der Versuchsanlage (Bild 7) ist es dementsprechend möglich verschiedene Kombinationen der Kompressor-Drehzahl, Druckverhältnisse und Kondensatorleistungen zu vergleichen. Dadurch kann die strikte Abhängigkeit zwischen Druckverhältnis und Massenstrom eines Turbokompressors und der Kondensationsleistung reduziert werden. Dies gibt einem Anlagenbetreiber erhöhte Freiheitsgrade hinsichtlich der erzielbaren Leistung und Flexibilität des Systems.

Die simulierten Druckverhältnisse in Bild 7 zeigen auf, dass der Brüden-Massenstrom gegenüber den Versuchsergebnissen bei niedrigeren Drehzahlen deutlich gesteigert werden kann. Dies wirkt sich direkt auf die erzielbare Kondensationsleistung des Systems aus. Es ist zu erwarten, dass dadurch auch die erzielbare Leistungszahl des Systems weiter verbessert werden kann, da speziell die thermischen Verluste anteilmäßig geringer ausfallen dürften.

In früheren Versuchen der Autoren wurde eine einstufige Brüdenkompression des gleichen Turbokompressor-Modells analysiert [12]. Hierbei wurde ein Druckverhältnis von 2,4 erzielt, allerdings in einer anderen Versuchsanlage, weswegen der Massenstrom nicht vergleichbar ist. Die Erwartung, dass bei einer zweistufigen Kompression die maximalen Druckverhältnisse eines (baugleichen) Turbokompressors zusammensetzen sind kann nicht bestätigt werden. Aufgrund der gegebenen Impeller-Größe des Modells C-38 dürfte der maximale Druckanstieg für die Versuchsanlage auf circa 3,5 – 3,7 begrenzt sein, selbst wenn die thermische Belastung des Getriebes reduziert wird.

Um einen höheren Druckanstieg zu erzielen ist es notwendig, die Größe und Drehzahl der verschiedenen Impeller entsprechend den thermischen Eigenschaften der Brüden anzupassen. Aufgrund der vorliegenden Ergebnisse kann generell geschlossen werden, dass der Impeller der zweiten Stufe kleiner als der Impeller der ersten Stufe sein sollte. Die unterschiedlichen Anforderungen von verschiedenen Anlagenbetreibern und Prozessen dürften deswegen zahlreiche variierende Impeller-Designs erfordern. Die Hersteller von Turbokompressoren müssen diesen Anforderungen gerecht werden und entsprechende Systeme entwickeln, bei welchem die Getriebe- und Impellereinheit modular aufgebaut und entsprechend austauschbar ist.

## 4 Zusammenfassung

Hochtemperaturwärmepumpen, mit einer Wärmesenke oberhalb von 100 °C, zeigen speziell unter dem Aspekt der Energieeffizienz, aber auch im Hinblick auf verschiedene Klimaabkommen, ein hohes Marktpotential. Das Kältemittel R718 (Wasser) ist in diesem Temperaturbereich thermodynamisch effektiv, bei gleichzeitig hoher industrieller Akzeptanz und Umweltverträglichkeit. Die hohen spezifischen Investitionskosten, speziell für Kompressoren, sind jedoch im Besonderen für Anlagengrößen von 0,5 – 3 Megawatt hinderlich für die industrielle Implementierung. Modifizierte, massenproduzierte Turbokompressoren aus der Fahrzeugindustrie können eine kosteneffektive Alternative zu herkömmlichen Kompressor-Technologien sein.

Eine Anlage zur zweistufigen Brüden-Kompression mit Turbokompressoren wurde im Zuge der vorliegenden Arbeit getestet und die Charakteristika mit baugleichen Turbokompressoren wurde analysiert. Das korrigierte Kennfeld der Kompressoren wurde für den standardisierten Massenstrom am Referenzpunkt von 1,013 bar und 120 °C anhand von 87 gemessenen Betriebszuständen ermittelt und ist in Bild 5 wiedergeben. Das "Surge"-Verhalten der Kompressoren liegt nahe am optimalen Betriebspunkt; dies muss in der Systemsteuerung berücksichtigt werden. In jedem stabilen Betriebszustand stellt sich abhängig vom Druckverlust ein spezifischer Massenstrom ein. Die ermittelten isentropen Wirkungsgrade liegen für die industriell relevanten Betriebszustände nahe 74 %.

Das Systemverhalten wurde anhand von 6 ausgewählten Betriebszuständen näher beschrieben. Bei einem Druckverhältnis von 3 lässt sich eine Kondensationstemperatur von 133,5 °C, bei einer thermischen Leistung von 300 kW und einer Leistungszahl des Systems von 5,9 erzielen. Unter Berücksichtigung aller Systemverluste liegt der Wirkungsgrad des Systems bei 48,8 % des theoretischen Maximums (=Leistungszahl nach Carnot).

Die experimentelle Leistungsanalyse wurde durch die unzureichende Kühlung der Getriebeeinheit begrenzt. Eine Systemsimulation zeigt auf, dass ohne diese Begrenzung Druckverhältnisse von bis zu 3,7 erzielt werden können, bei gleichzeitiger Erhöhung der Kondensatorleistung auf 500 kW. Anhand des simulierten Kennfeldes des Systems lassen sich weitere stabile Betriebszustände ermitteln, bei denen bestimmte Druckverhältnisse für unterschiedlichen Massenströme erzielt werden können. Dadurch ist es möglich variierende Prozessanforderungen flexibel abzudecken.

Die ermittelten Betriebszustände zeigen sowohl das Potential als auch die Begrenzung von Turbokompressoren in der Wärmepumpenanwendung auf. Für mehrstufige Systeme ist es erforderlich, Drehzahl, Größe und Design an die gegebenen Prozessparameter anzupassen um den größtmöglichen Druckanstieg bei hoher Effizienz zu erzielen.

## 5 Danksagung

Diese Arbeit ist im Rahmen des DryFiciency Projektes entstanden ([www.dry-f.eu](http://www.dry-f.eu)). DryFiciency erhält unter der Fördernummer 723576 finanzielle Unterstützung von der Europäischen Kommission im Rahmen des Horizon 2020 Programms.

## 6 Nomenklatur

### Formelzeichen

COP	Leistungszahl (-)
$h$	Enthalpie (kJ/kg)
$\dot{m}$	Massenstrom (kg/s)
$N$	Drehzahl ( $\text{min}^{-1}$ )
$P$	Antriebsleistung (W)
$p$	Druck (bar) oder (Pascal)
$\dot{Q}$	Wärmestrom (W)
$T$	Temperatur (K)
$\dot{V}$	Volumenstrom ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$\dot{W}$	Arbeit (W)
$T$	Temperatur (K)
$\eta$	Wirkungsgrad (-) oder (W/W)
$\Pi$	Druckverhältnis (-) oder (bar/bar)
$\rho$	Dichte ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

### Indizes

el	Elektrisch
<i>HTWP</i>	Hochtemperatur-Wärmepumpe mit Wärmesenke $> 100\text{ }^\circ\text{C}$
in	Eingang oder inlet
isen	Isentropisch
Kond.	Kondensationstemperatur
Lift	Temperaturanstieg
out	Ausgang oder outlet
R	Kältemittel
ref	Referenzpunkt
red	Reduziert oder standardisiert
sat	Sättigungszustand
set	Eingestellter Sollpunkt
t	Total
th	Thermisch

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] Lambauer, J.; Fahl, U.; Ohl, M.; Blesl, M.; Voß, A.: Industrielle Großwärmepumpen - Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice Beispiele. Stuttgart, 2008
- [2] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit: Treibhausgasneutrales Deutschland 2050. Abgerufen am 31.07.2018 <https://www.bmu.de/themen/klima-energie/klimaschutz/nationale-klimapolitik/klimaschutzplan-2050/>
- [3] Technical University of Denmark (DTU) Booklet: International Workshop on High Temperature Heat Pumps, 17. September 2017. Copenhagen, Denmark.
- [4] Wolf, S., et al. Analyse des Potenzials von Industrierärmepumpen in Deutschland (in German) Forschungsbericht. Universität Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, 2017
- [5] IEA Heat Pump Centre, 2014. Annex 35: Application of Industrial Heat Pumps - Final Report (No. Report HPP-AN35-1&2). Borås, Sweden.
- [6] Larminat, P. d., Arnou, D., Sausse, P. L., Clunet, F. & Peureux, J.-L. in 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou, China, 2014
- [7] Michael Bantle, Entwicklung von Turbokompressoren für industrielle Dampf Produktion (in Englisch), Proceedings des Norwegischen Kältetechnischen Tagung, 13.-14. April 2018, Oslo, Norwegen
- [8] Bantle, M., Jokiel, M., Weel, M., 2016. Turbokompressor: Entwicklung, Modellierung und Pilottest einer Brüdenrückkompression für Dampftrockner. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2016 Kassel, Deutschland.
- [9] Bantle, M., Tolstorebrov, I., Hafner, A., 2014, Energierückgewinnung mittels Brüden-Kompression in Trocknungssystemen mit überhitztem Dampf. DKV-Tagungsbericht 2014 Düsseldorf - 19. – 21. November 2014, DKV - Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein.
- [10] Essen, H. A. van, 1998, Modelling and Model Based Control of Turbomachinery, page 143, ISBN 90-386-0830-6, PhD Thesis Technical University of Eindhoven, Holland
- [11] Hafaifa, A., Rachid, B. & Mouloud, G., 2014. Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: experimental analysis for control. Systems Science & Control Engineering: An Open Access Journal, Volume II, pp. 632-641
- [12] Bantle, Michael, Turbo-compressors: Prototype tests of mechanical vapour re-compression for steam driers. I: Proceedings of 12th IEA Heat Pump Conference. International Energy Agency (IEA) 2017, ISBN 978-90-9030412-0