

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

31/08/2020

Projekttitle: Validierung von Wirbelrohr und Ejektor im Hinblick auf die Systemverbesserung industrielle Wärmepumpe

Projektnummer: 871723

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

Ausschreibung	5. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/05/2019
Projektende	31/08/2020
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	16 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	AIT Austrian Institute of Technology
AnsprechpartnerIn	DI Dr. Klemens Marx, MBA
Postadresse	Giefinggasse 4, 1210 Wien
Telefon	+43 50550-6033
Fax	+43 50550-6679
E-mail	klemens.marx@ait.ac.at
Website	www.ait.ac.at

Validierung von Wirbelrohr und Ejektor im Hinblick auf die Systemverbesserung industrielle Wärmepumpe

AutorInnen:

MARX Klemens, LAUERMANN Michael, REICHL Christoph, POPOVAC Mirza, ZENZ
Constantin, BURUZS Adam, DIENDORFER Christian

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung (Aut. K. Marx)	5
3	Inhaltliche Darstellung und Ergebnisse	7
3.1	Allgemeines (Aut. M. Laueremann)	7
3.1.1	Use-cases	7
3.1.2	Vorauswahl Kältemittel	8
3.2	Wirbelrohre	9
3.2.1	Einleitung (Aut. C. Zenz, M. Popovac)	9
3.2.2	Wärmepumpenkonfigurationen (Aut. M. Laueremann)	10
3.2.3	CFD Modellierung (Aut. C. Zenz, M. Popovac)	11
3.2.4	CFD Ergebnisse (Aut. C. Zenz, M. Popovac)	11
3.2.5	Ergebnisse CFD Parameterstudie (Aut. C. Zenz, M. Popovac)	16
3.2.6	Systemsimulation (Aut. M. Laueremann)	16
3.3	Ejektor	18
3.3.1	Einleitung (Aut. K. Marx, C. Zenz)	18
3.3.2	Wärmepumpenkonfigurationen (Aut. M. Laueremann)	19
3.3.3	CFD Modellierung (Aut. C. Zenz, C. Reichl)	21
3.3.4	CFD Ergebnisse (Aut. C. Zenz, C. Reichl)	22
3.3.5	Ejektormodelle für die Systemsimulation (Aut. M. Laueremann)	27
3.3.6	Regelung (Aut. M. Laueremann)	30
3.3.7	Gegenüberstellung Kältekreisconfiguration: Einstufig vs. COS (Aut. M. Laueremann)	31
3.3.8	Conclusio Systemsimulation (Aut. M. Laueremann)	34
3.3.9	Designstudie (Aut. K. Marx)	35
3.3.10	Fertigungskosten (Aut. K. Marx)	37
3.3.11	Wirtschaftlichkeitsrechnung (Aut. K. Marx)	40
4	Schlussfolgerungen, Ausblick und Empfehlungen (Aut. K. Marx, M. Laueremann, R. Reichl, M. Popovac, C. Zenz)	46
5	Literaturverzeichnis	48
6	Anhang	51
7	Kontaktdaten	53

2 Einleitung (Aut. K. Marx)

Ausgangslage – Die Produktion hochwertiger technischer Sachgüter war und ist Treiber für die Entwicklung von Wohlstand in einem Land. Besonders für Österreich, mit seiner vergleichsweise kleinen Binnenwirtschaft, nehmen die Herstellung und der Export von Waren eine besonders wichtige Rolle ein. Die Herstellung von Waren hat mit 17-18% [1] (1997-2017) den größten Anteil an dem österreichischen Bruttoinlandsprodukt und ist mit 629 053 [2] Beschäftigten der zweitgrößte Arbeitgeber in Österreich nach dem Handel. Bei der Herstellung von Waren ist besonders die Herstellung von Metallerezeugnissen

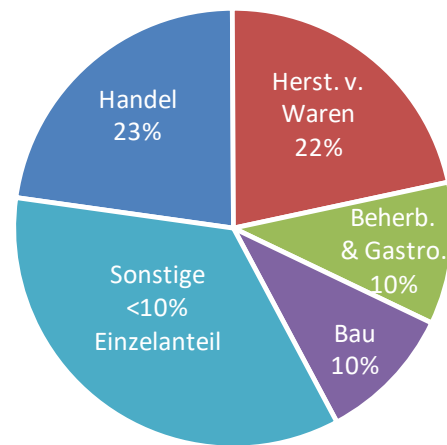


Abb. 1 Beschäftigte nach NACE [2].

(NACE C-25) und Maschinen (NACE C-28) für den Wirtschaftsstandort Österreich von zentraler Bedeutung und Treiber von Innovation. Die beiden NACE-Gruppen sind nicht nur hinsichtlich Handelspartnern (13 909 bzw. 13 086) und Handelsintensität (EUR 13,1 Milliarden bzw. EUR 33 Milliarden) sondern vor allem wegen den erreichten Außenhandelsüberschüssen (EUR 2,1 Milliarden bzw. EUR 4,2 Milliarden) und einem Anteil von 25% der Beschäftigten in der NACE-Gruppe C für die Exportnation Österreich und die Beschäftigung besonders wichtig [2], [3].

Kompressionswärmepumpen sind aus mehreren Gründen für die Zukunft des Produktionsstandortes Österreich von zentraler Bedeutung. Sie sind nicht nur Exportprodukt (bereits heute sind mehr als 30% der Anlagen für den Export bestimmt [4]) sie leisten auch einen wesentlichen Beitrag zur Dekarbonisierung der Bereitstellung von Wärme und Kälte in Industrie und Gebäuden. Sie ermöglichen die Nutzung von Abwärmen durch Einsatz von geringen Mengen an Strom und substituieren so auf effiziente Weise den Einsatz von Primärenergie wie Kohle und Gas.

Nachteilig sind bei herkömmlichen Wärmepumpen die irreversiblen Verluste, die bei der Drosselung des Kältemittels über im Expansionsventil entstehen und durch Verrichtung von Kompressionsarbeit wieder zugeführt werden müssen. Um diese Energieverluste zu verringern bieten sich zwei Technologien an – Ejektoren und Wirbelrohre – welche im Rahmen dieses Projektes näher untersucht wurden.

Aufgabenstellung & Schwerpunkte – Das Projekt VWE setzte sich das Ziel die technische Durchführbarkeit vom Einsatz von Ejektor und Wirbelrohr in Wärmepumpen zu überprüfen und auch die Sinnhaftigkeit eines möglichen zukünftigen F&E-Vorhabens in vorgelagerter Weise auszuloten. Dazu wurde ein 3-stufiger Ansatz verfolgt: Verstehen, Potential abschätzen und Ausführung & Wirtschaftlichkeit.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

Stufe I – Anhand von detaillierten numerischen Untersuchungen sollte ein tiefergehendes Verständnis der Strömungsvorgänge innerhalb von Ejektoren und Wirbelrohren entwickelt werden um eine Verbesserung der Konstruktion zu ermöglichen.

Stufe II – Das Potential von Ejektoren und Wirbelrohren sollte anhand von realistischen Wärmepumpenkonfigurationen durch Modellierung analysiert und das konkrete Leistungsverbesserungs- und Einsparungspotential ermittelt werden.

Stufe III – Aufgrund der Anforderungen sollte ein Konstruktionsvorschlag erarbeitet, Kosten erhoben und die Wirtschaftlichkeit abgeleitet werden.

Einordnung in das Programm und Beitrag zu den Programmzielen - Das Projekt behandelt primär das Themenfeld TF 5/5.8 Wärmepumpen und Kälteanlagen der 5. Ausschreibung des Energieforschungsprogramms, da die vorgestellte Analyse von Ejektoren und Wirbelrohren ein klares Beispiel für die Entwicklung und Optimierung von Komponenten in Richtung technologische Lösungen für eine effektive Systemintegration ist. Weiteres liefert das Projekt einen Beitrag zu Themenfeld TF2/2.2 Energieeffiziente Produkte, da es zu einer technologischen Weiterentwicklung für energieeffizientes und umweltfreundliches Design von energieverbrauchsrelevanten Produkten.

Dieses Sondierungsprojekt dient sowohl der Überbrückung der langen Zeithorizonte der energietechnischen Entwicklung zur kommerziellen Nutzung (Programmausrichtung 1), als auch die Verringerung der hohen technologischen und ökonomischen Risiken von Forschung und Technologieentwicklung, die vom Markt nicht abgedeckt werden (Programmausrichtung 3). Um die übergreifenden Programmausrichtungen zu erreichen, werden die folgenden Programmziele angesprochen: Energieforschung im Zentrum großer gesellschaftlicher Herausforderungen (Programmziel 1) durch die Kombination von Technologieentwicklung und Innovation zwecks Klimaschutz, Ressourceneffizienz und wirtschaftliche Wohlstand; und Energieforschung und Innovation als Beschäftigungsmotor für den Standort Österreich (Programmziel 3) durch die Technologieführerschaft zwecks Erhöhung der internationalen Wettbewerbsfähigkeit und die Wirtschaftsperspektive Österreichs.

Methoden – Das Projekt kombiniert Methoden der Strömungsmodellierung und Simulation mittels Computational Fluid Dynamics (CFD), vereinfachte Strömungsmodellierung und Simulation durch lösen der Grundgleichungen, Simulation des Systemverhaltens mittels dynamischer Systemsimulation, Methoden der Konstruktionslehre wie 3D-Konstruktionserstellung sowie FEM Festigkeitsberechnung sowie Wirtschaftlichkeitsberechnung mittels Kapitalwertmethode.

3 Inhaltliche Darstellung und Ergebnisse

3.1 Allgemeines (Aut. M. Lauer mann)

3.1.1 Use-cases

Ein großer Beitrag zur Reduktion von Treibhausgasemissionen und zu mehr Ressourcenschonung kann durch den Einsatz von Hochtemperatur-Wärmepumpen zur Wärmebereitstellung für Industrieprozesse erzielt werden. Die dabei üblicherweise auftretenden hohen Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und -senke führen zu großen Druckdifferenzen zwischen Verdampfer und Kondensator und in Folge zu großen Drosselverlusten im Expansionsprozess, der herkömmlicherweise in einem isenthalpen Drosselventil stattfindet. Auch im Gebäudebereich bei der Bereitstellung von Raumwärme bzw. Warmwasser, insbesondere im Sanierungsfall, treten oft hohe Druckdifferenzen auf um den hohen erforderlichen Vorlauftemperaturen Rechnung zu tragen. In diesen beiden Anwendungsfällen, wegen der hohen zu erwartenden Druckdifferenzen zwischen Quelle und Senke, ist das Potential für die Anwendung eines Ejektors und Wirbelrohr entsprechend hoch. Die in der Industrie resultierenden Abwärmeströme können oft nicht genutzt werden, weil deren Temperatur zu niedrig ist. Hochtemperaturwärmepumpen ermöglichen es jedoch Abwärme aus industriellen Prozessen wieder nutzbar zu machen und in den Prozess selbst oder einen anderen zurück zu speisen. Dabei sollen die auftretenden Abwärmeströme auf nutzbare Temperaturen von 100-160°C gehoben werden. Derzeit können Wärmepumpen bis zu einer Vorlauftemperatur von 100°C von verschiedenen Herstellern bezogen werden. Für Temperaturen bis zu 125°C existieren Prototypen. Hochtemperaturwärmepumpen für Temperaturen über 125°C werden derzeit erforscht, wobei unterschiedliche Kältemittel zum Einsatz kommen können. Allerdings wird auch deutlich, dass insbesondere Trocknungsprozesse oft Temperaturen oberhalb von 125°C benötigen. Wobei hier verschiedenste Industrien betroffen sind, wie zum Beispiel: Papier, Nahrungsmittel, Metallverarbeitung, Kunststoff und Holz. Zwischen 100-140°C Vorlauftemperatur ergibt sich ein technisches Potential von etwa 9 % des Wärmebedarfs industrieller Prozesse. Es ist anzumerken, dass das technische Potential aus ökonomischen Gründen nicht zur Gänze ausgeschöpft werden kann [5].

Im Projekt VWE wurden drei Use-cases aufgrund Ihrer Temperaturniveaus identifiziert:

- Industrie (Quelle 60 – 100°C)
 - o Dampferzeugung bei 130°C
 - o Trocknung bei 160°C
- Gebäude (Quelle -10 – 30°C)
 - o Heizung/Warmwasser bei 55°C

3.1.2 Vorauswahl Kältemittel

Aufbauend auf der Analyse der Use-cases wurden potentiell geeignete Kältemittel ausgewählt und für den Einsatz in Kältekreisen mit Wirbelrohren oder Ejektoren anhand wirtschaftlicher, umweltrelevanter und technischer Parameter unterschiedlicher Gewichtung vorab bewertet. Das Projekt VWE baut dabei auf Vorarbeiten aus dem bereits abgeschlossenen Projekt bioCH4 (FFG Projektnummer 853612) auf. Die Bewertung der wirtschaftlichen Parameter erfolgt anhand von langjähriger Erfahrung von AIT Experten. Die hier vorgenommene Bewertung dient einer Vorauswahl. Abb. 2 zeigt eine Übersicht der wichtigsten Kältemittel mit den vorausgewählten Kandidaten R290, R600 und R1336mzz-Z. Bei den Kältemitteln R290 und R600 handelt es sich um sogenannte „natürliche“ Kältemittel. R1336mzz-Z ist ein synthetisches Kältemittel für Hochtemperaturanwendungen. Die drei ausgewählten Kältemittel decken das zukünftige Potential für Wärmepumpen im Gebäudebereich (R290), für die industrielle Dampferzeugung bis ca. 130°C (R600) sowie für den Hochtemperaturbereich bei bspw. Trocknungsprozessen bis ca. 160°C (R1336mzz-Z) ab.

	Kältemittel	R245fa	R134a	R600	R1234ZEE	R1234yf	R1270	R290	R717	R152a	R1234ZE(Z)	R1336mzz-Z
Wirtschaftlich	Sicherheit	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
	CAPEX	3	2	3	4	4	4	3	4	4	4	3
	OPEX	3	2	2	4	4	3	2	3	3	4	3
	Marktverfügbarkeit	2	2	2	2	2	3	2	2	3	2	4
	Komponenten	2	2	2	2	2	3	2	2	3	2	4
	Erfahrung mit Kältemittel vorhanden	2	2	2	3	3	4	2	2	4	2	4
	Marktpotential	2	2	2	2	2	4	2	2	4	2	2
Umweltrelevant	GWP	5	5	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	ODP	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Technisch	pe	2	1	1	1	1	1	1	1	1	2	5
	pc	1	1	1	1	1	3	2	2	1	1	1
	II	1	2	2	2	2	3	3	3	2	1	1
	Thotgas	1	1	1	1	1	1	1	3	1	1	1
	Vdot_ref_comp	4	3	3	3	3	2	2	1	3	4	5
	COP	1	2	2	2	3	3	3	1	2	2	1
	eta_Car	1	2	2	2	3	3	3	1	2	2	1
	durchschn. Bewertung (Schulnotensystem)	2,20	2,13	1,93	2,20	2,33	2,67	2,13	2,07	2,40	2,20	2,47
	durchschn. Bewertung nur technisch und umweltrelevant (Schulnotensystem)	1,89	2,00	1,56	1,56	1,78	2,00	1,89	1,56	1,56	1,67	1,89

Abb. 2 Gewichtete Bewertung von Kältemitteln für Kältekreis mit ein- und mehrstufiger Verdichtung.

3.2 Wirbelrohre

3.2.1 Einleitung (Aut. C. Zenz, M. Popovac)

Das Wirbelrohr, 1933 von Ranque [6] erfunden und maßgeblich durch Hilsch [7] untersucht und weiterentwickelt, ist ein Apparat, bestehend aus einem Zylinder mit einem tangentialen Einlass und zwei axialen Auslässen. Mit Hilfe eines Wirbelrohres kann ein Hochdruckgas in einen heißen und einen kalten Anteil an Niederdruckgas entspannt werden. Eine Prinzipdarstellung ist in Abb. 3 zu sehen.

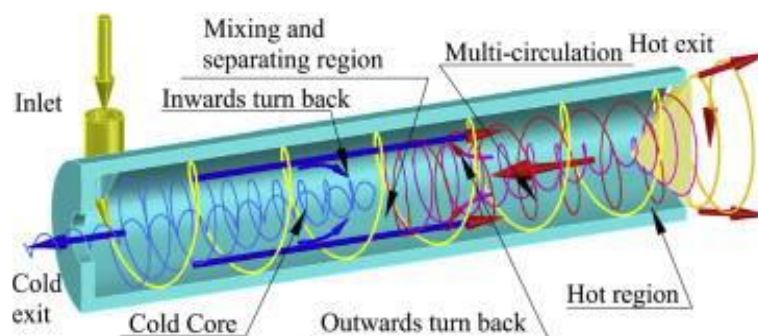


Abb. 3 Prinzip des Wirbelrohres [8].

Trotz zahlreicher experimenteller, numerischer und analytischer Untersuchungen ist der für in Wirbelrohren auftretende Temperaturseparation verantwortliche physikalische Prozess bislang nicht eindeutig erklärt [9]. Balmer [10] untersuchte das Verhalten von Wirbelrohren mit flüssigem Wasser als Arbeitsmedium experimentell, und zeigte, dass bei Einlassdrücken von 200 – 500 bar eine geringe Temperaturseparation von 10 – 20 K erreicht werden kann, wobei jedoch die Temperatur beider Auslässe über der Einlasstemperatur liegt. Collins und Lovelace [11] führten Experimente an einem Wirbelrohr mit zweiphasigem Propan durch. Sie zeigten, dass für Dampfziffern $x < 0,8$ eine signifikante Temperaturseparation erzielt werden kann, der Ranque-Hilsch-Effekt jedoch für geringere Dampfziffern verschwindet. Der überwiegende Teil der experimentellen und numerischen Untersuchungen von Wirbelrohren behandelte das Arbeitsmedium Luft.

Die erste umfassende numerische Simulation eines Wirbelrohres erfolgte durch Fröhlingdorf und Unger [12], wobei ein Experiment von Bruun [13] numerisch nachgebildet wurde. Die Modellierung der Strömung im Wirbelrohr erfolgte als zweidimensional, axisymmetrisch und stationär, sowohl unter Zuhilfenahme des Standard $k-\epsilon$ Turbulenzmodells als auch einer algebraischen Formulierung der turbulenten Viskosität in Abhängigkeit von der tangentialen Reynoldszahl. Die Dichte des kompressiblen Fluids wurde durch die ideale Gasgleichung berechnet. Eine ähnliche Modellierung erfolgte durch Skye et al. [14] (stationär, zweidimensional, axisymmetrisch, Standard $k-\epsilon$ Turbulenzmodell, ideale Gasgleichung), wobei in [14] auch Experimente durchgeführt wurden. Dutta et al. [15] untersuchten den Einfluss der Wahl des Turbulenzmodells auf die Simulation der Strömung in einem Wirbelrohr, mit dem Ergebnis, dass die Temperaturseparation am besten durch Anwendung des Standard $k-\epsilon$ Modells berechnet werden kann, jedoch auch das RNG $k-\epsilon$ Modell, sowie das $k-\omega$ und SST

k- ω Modell zu akzeptablen Ergebnissen führen. Behera et al. [16] modellierten die Strömung in einem Wirbelrohr als dreidimensional, stationär und unter Zuhilfenahme des RNG k- ϵ Modells und der idealen Gasgleichung. Behera et al. [17] untersuchten mithilfe desselben numerischen Modells wie in [16] den Einfluss verschiedener geometrischer Parameter auf das Betriebsverhalten eines Wirbelrohres. Es wurde festgestellt, dass 6 tangentiale Einlässe zu einer größtmöglichen Temperaturseparation führen, und dass ein größeres Längen- zu Durchmesser Verhältnis die Temperaturseparation erhöht, allerdings nur bis zu einem optimalen Wert. In einer umfassenden Literaturstudie von Yilmaz et al. [18] wurde aufgezeigt, dass unterschiedliche Studien unterschiedliche Einlasskonstruktionen und Längen- zu Durchmesser Verhältnisse als optimal befinden. Es herrscht aber Einstimmigkeit darüber, dass der Einlass zu einer möglichst symmetrischen, regelmäßigen Einströmung mit möglichst hoher Tangentialgeschwindigkeit führen soll, und eine hohe Anzahl an Einlässen daher tendenziell zu einer größeren Temperaturseparation führt. Außerdem wurde festgestellt, dass kein allgemein gültiges optimales Längen- zu Durchmesser Verhältnis existiert, jedoch die Länge eines Wirbelrohres jedenfalls einem Vielfachen des Durchmessers entsprechen sollte, und eine beliebige Verlängerung keine Verbesserung der Leistung mit sich bringt. Laut [18] ist die erreichbare Temperaturseparation größer, je geringer die molare Masse und je höher der Isentropenexponent (Wärmekapazitätsverhältnis) des Arbeitsmittels sind.

3.2.2 Wärmepumpenkonfigurationen (Aut. M. Lauermann)

Obwohl Wirbelrohre mittlerweile seit fast einem Jahrhundert untersucht werden und einige spezialisierte Anwendungen finden, gibt es immer noch keine Wärmepumpen- oder Kältekreisläufe, die den zugrundeliegenden Effekt nutzen. Der Schwerpunkt dieser Untersuchung lag auf Hochtemperaturanwendungen, wie sie in der industriellen Dampferzeugung zu finden sind. Bei der Verwendung eines Wirbelrohrs zur Expansion in einem Wärmepumpenkreislauf scheint die vielversprechendste Variante diejenige zu sein, die in ähnlicher Weise von Mohiuddin und Elbel [19] eingeführt wurde, auch genannt „Zwischenexpansionsvariante“.

Das schematische Layout und log-ph-Diagramm ist in Abb. 4 dargestellt. Von Zustand 1 bis 3 ist der Zyklus identisch mit dem einer konventionellen Wärmepumpe. Von Zustand 3 bis 4 wird das Kältemittel in einem Expansionsventil auf ein mittleres Druckniveau zwischen dem des Verflüssigers und des Verdampfers entspannt. Dann werden die Flüssigkeit (5a) und der Dampf (5b) getrennt, wobei der Dampf in einem Wirbelrohr (6b/6c) vollständig auf Verdampfendruck entspannt wird. Der heiße Strom (6c) kann dann, abhängig von der absoluten Temperatur, für weitere Heizzwecke verwendet werden. Der kalte Strom (6b) wird intern rekuperiert und dann mit dem vollständig expandierten (7a) und verdampften (8) restlichen Kältemittel gemischt.

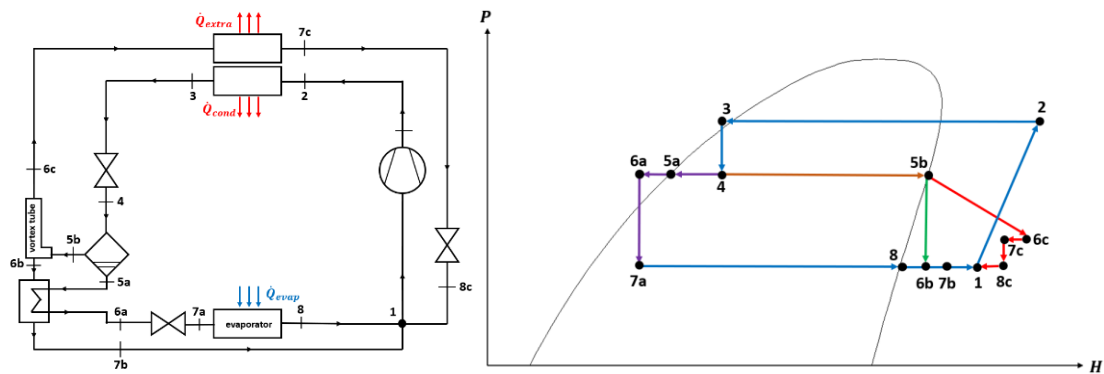


Abb. 4 Schematischer Aufbau und theoretisches log-ph-Diagramm einer Wärmepumpe mit Wirbelrohr.

3.2.3 CFD Modellierung (Aut. C. Zenz, M. Popovac)

Die geometrischen Spezifikationen des Wirbelrohres wurden [14] entnommen, um eine Validierung des Modells zu ermöglichen. Danach wurden verschiedene Spezifikationen wie die Einlassgeometrie, das Längen- zu Durchmesser Verhältnis oder der Durchmesser des kalten Auslasses variiert.

Zur numerischen Analyse der Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgänge wurde ein dreidimensionales Modell erstellt, das durch Tetraederzellen diskretisiert wurde. Es wurden auch Simulationen mit einem reinen Hexaedernetz durchgeführt, die keine signifikante Abweichung in den Ergebnissen lieferten. Die Netzunabhängigkeit der Lösung wurde durch das Durchführen von Simulationen unter Verwendung von Netzen unterschiedlicher Dichte sichergestellt. Die Strömung wurde durch die dreidimensionalen, stationären, Favre-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen, Kontinuitätsgleichung und Energieerhaltungsgleichung modelliert. Für die Modellierung des Reynolds-Stress-Tensors, der durch das zeitliche Mitteln der Navier-Stokes-Gleichungen entsteht, wurde durch das Standard k- ϵ Modell verwendet. Die Druck- und Temperaturabhängigkeit der Dichte des gasförmigen Arbeitsmediums wurde durch die ideale Gasgleichung modelliert. Außerdem wurde eine Kompressibilitätskorrektur in der k-Gleichung, sowie die Beiträge der viskosen Scherarbeit zur Energieerhaltungsgleichung (viskose Dissipation) berücksichtigt.

Für die Untersuchung der Strömung in Wirbelrohren wurden als Medium Luft, Wasser und das Kältemittel R1336mzz-Z genutzt.

3.2.4 CFD Ergebnisse (Aut. C. Zenz, M. Popovac)

Die Ergebnisse für die unterschiedlichen untersuchten Medien sind wie folgt dargestellt:

- Abb. 5-Luft, Abb. 8-Wasser, Abb. 11-Kältemittel R1336mzz-Z: Verläufe der totalen und statischen Temperatur über den Radius des Wirbelrohres an verschiedenen axialen Positionen.
- Abb. 6-Luft, Abb. 9-Wasser und Abb. 12-Kältemittel R1336mzz-Z: Verläufe der tangentialen und axialen Strömungsgeschwindigkeiten.

- Abb. 7-Luft, Abb. 10-Wasser und Abb. 13-Kältemittel R1336mzz-Z: Verlauf der totalen Temperatur im Querschnitt des Wirbelrohrs

Die Strömungsprofile von Wasser (Abb. 8, Abb. 9 und Abb. 10) unterscheiden sich stark von jenen von Luft und R1336mzz-Z, da es sich bei Wasser um ein inkompressibles Medium handelt. Es ist anzumerken, dass der Druckunterschied zwischen Ein- und Auslass bei den Simulationen mit Wasser als Arbeitsmedium ein Vielfaches von jenem bei der Simulation von Gasen betrug. Es war möglich, die experimentellen Resultate aus [10] zu erreichen, jedoch legen die Geschwindigkeits- und Temperaturprofile nahe, dass ein anderer Effekt als der Ranque-Hilsch Effekt für die Temperaturseparation verantwortlich ist. Ein weiteres Indiz hierfür ist, dass die Exklusion des viskosen Dissipationsterms von der Energieerhaltungsgleichung bei Simulationen mit Wasser dazu führt, dass keinerlei Temperaturseparation (im Gegenteil zu Simulationen mit kompressiblen Arbeitsmitteln) mehr auftritt, was nahelegt, dass viskose Reibung der einzige zugrundeliegende Effekt einer Temperaturseparation von inkompressiblen Arbeitsmitteln ist.

Die Strömungsprofile von Luft (Abb. 5, Abb. 6, Abb. 7) und R1336mzz-Z (Abb. 11, Abb. 12, Abb. 13) ähneln einander stärker und weisen dieselben Gesetzmäßigkeiten auf, was auch den Folgerungen von [18] entspricht, dass der Ranque-Hilsch Effekt auch bei anderen Gasen und Dämpfen als Luft auftritt und dieselben physikalischen Prozesse diesem zugrunde liegen. Die Magnitude der Temperaturseparation und der tangentialen Strömungsgeschwindigkeit in Einlassnähe (was mit einer geringeren Temperaturseparation korreliert) ist allerdings bei Kältemitteln (wie hier bei R1336mzz-Z) deutlich kleiner als bei Luft. Dies trifft für alle im Rahmen von AP3 untersuchten Kältemittel zu (R290, R600, R1234ZE, R1336mzz-Z). Der Grund ist die höhere molare Masse und der niedrigere Isentropenexponent von Kältemitteln im Vergleich zu Luft [18, 20, 21].

Diese Ergebnisse legen nahe, dass der Betrieb eines Wirbelrohres mit Kältemitteln eine wesentlich geringere Effizienz aufweist als mit Luft oder CO₂, welche nach dem Stand der Technik die gängigsten Arbeitsmittel in Wirbelrohren sind.

Ergebnisse für Arbeitsmedium Luft

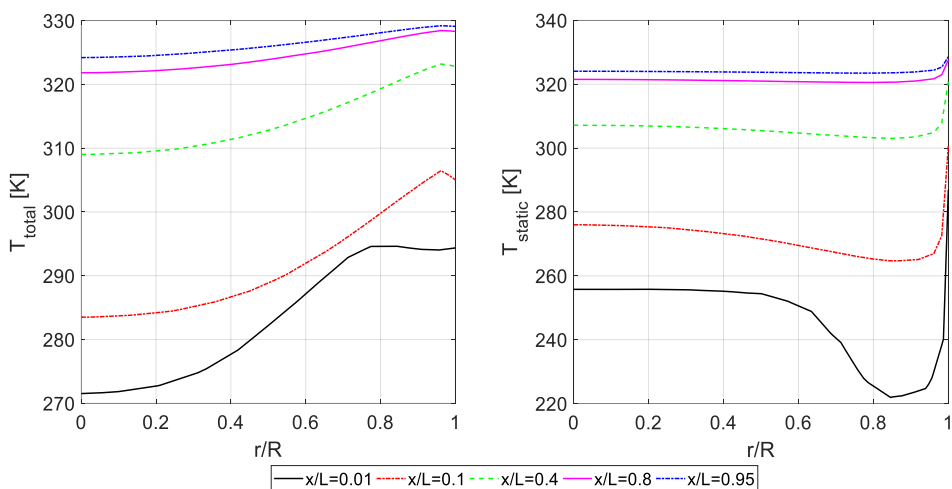


Abb. 5 Luft: Totale (links) und statischen (rechts) Temperatur in radialer Richtung bei verschiedenen axialen Positionen.

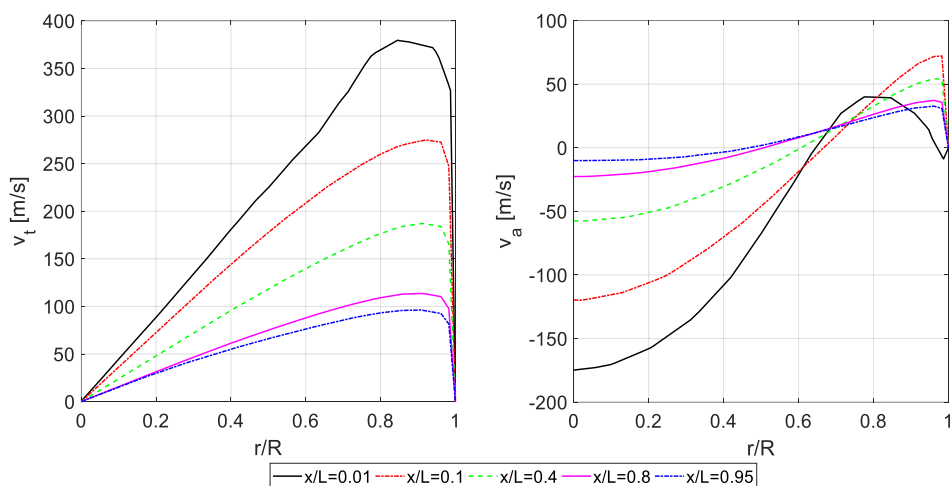


Abb. 6 Luft: Verlauf der tangentialen (links) und axialen (rechts) Strömungsgeschwindigkeit über den Radius bei verschiedenen axialen Positionen.

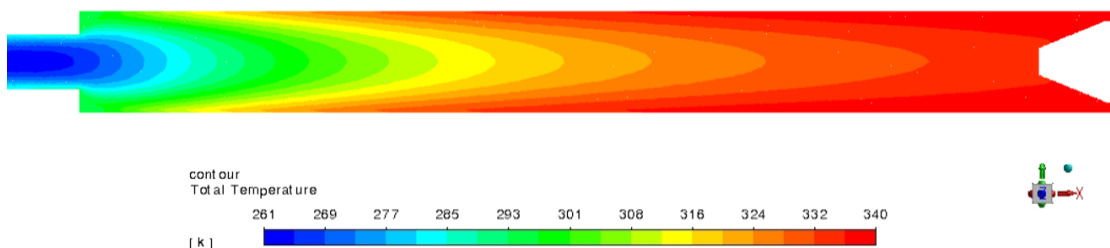


Abb. 7 Luft: Verteilung der totalen Temperatur im Querschnitt des Wirbelrohres.

Ergebnisse für Arbeitsmedium Wasser

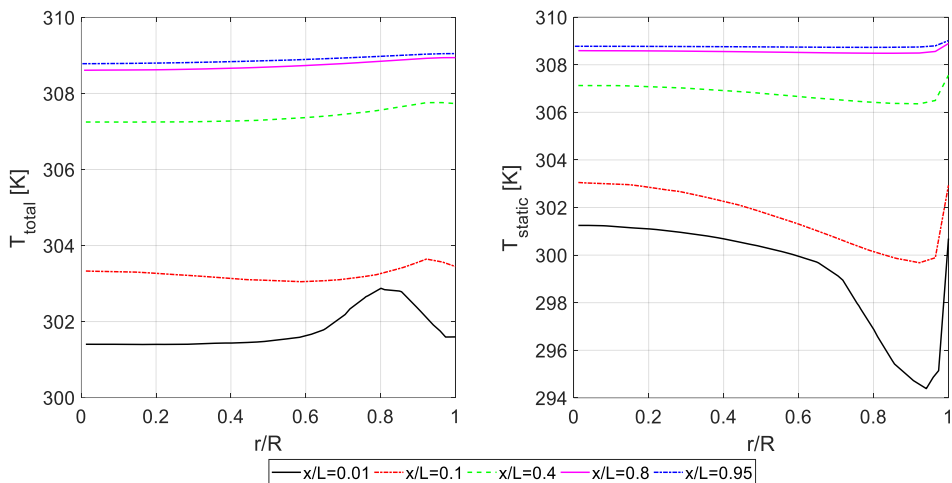


Abb. 8 Wasser: Verlauf der totalen (links) und statischen (rechts) Temperatur über den Radius an verschiedenen axialen Positionen.

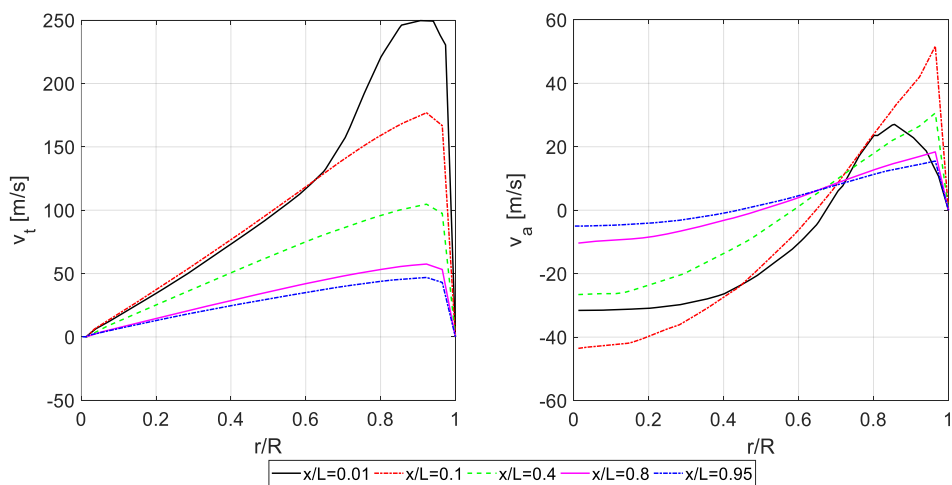


Abb. 9 Wasser: Verlauf der tangentialen (links) und axialen (rechts) Strömungsgeschwindigkeit über den Radius an verschiedenen axialen Positionen.

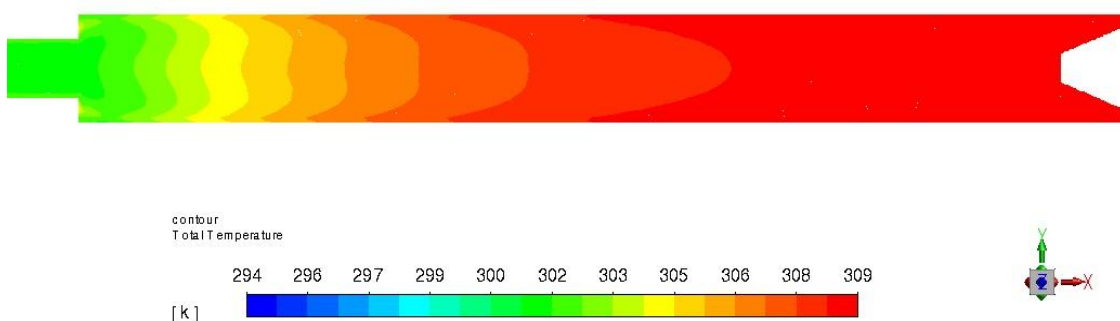


Abb. 10 Wasser: Verteilung der totalen Temperatur im Querschnitt des Wirbelrohres.

Ergebnisse für Arbeitsmedium R1336mzz-Z

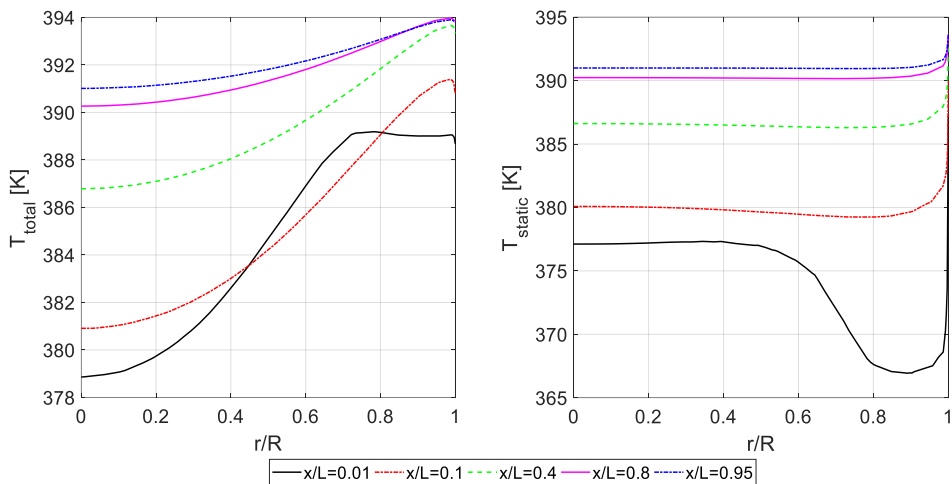


Abb. 11 R1336mzz-Z: Verlauf der totalen (links) und statischen (rechts) Temperatur über den Radius an verschiedenen axialen Positionen.

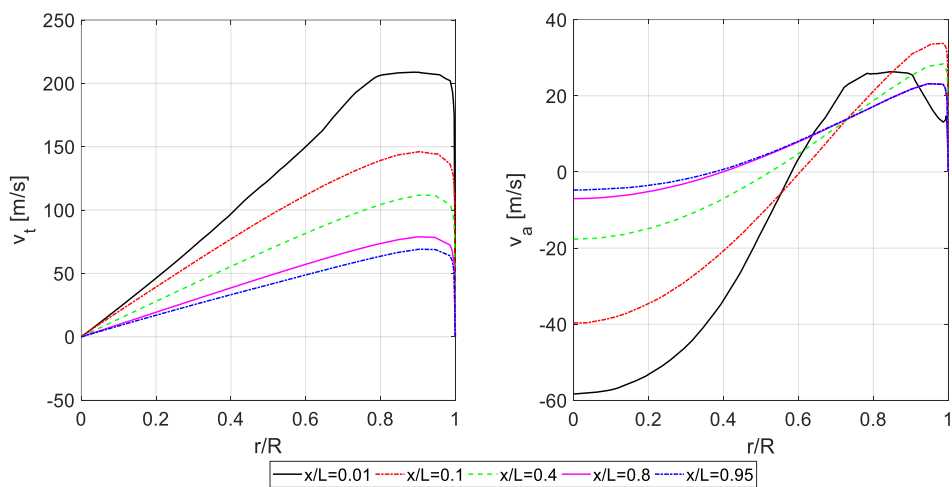


Abb. 12 R1336mzz-Z: Verlauf der tangentialen (links) und axialen (rechts) Strömungsgeschwindigkeit über den Radius an verschiedenen axialen Positionen.

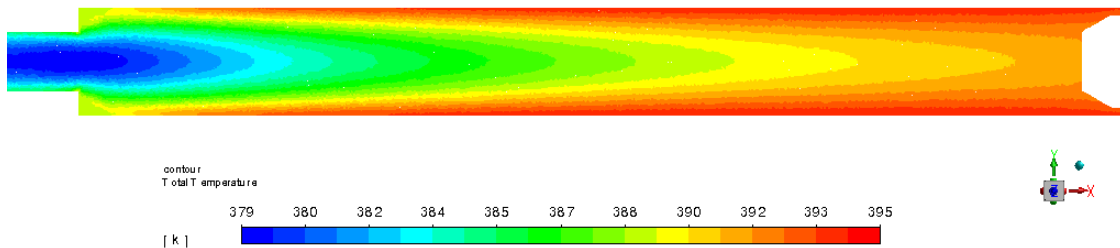


Abb. 13 R1336mzz-Z: Verteilung der totalen Temperatur im Querschnitt des Wirbelrohres.

3.2.5 Ergebnisse CFD Parameterstudie (Aut. C. Zenz, M. Popovac)

Um die Einflüsse diverser Änderungen der Wirbelrohrgeometrie und Betriebsbedingungen zu erfassen, wurden CFD Simulationen mit unterschiedlichen Geometrien (Variation des L/D-Verhältnisses) und unter unterschiedlichen Randbedingungen (Verhältnis der Ausgangsdrücke) durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 14 ersichtlich. Es fällt auf, dass eine Erhöhung des L/D-Verhältnisses keine nennenswerte Steigerung der Temperaturseparation mit sich bringt. Ansonsten zeigen die Simulationen den üblichen, aus der Literatur bekannten Zusammenhang zwischen Kaltmassenstromanteil γ und Temperaturseparation.

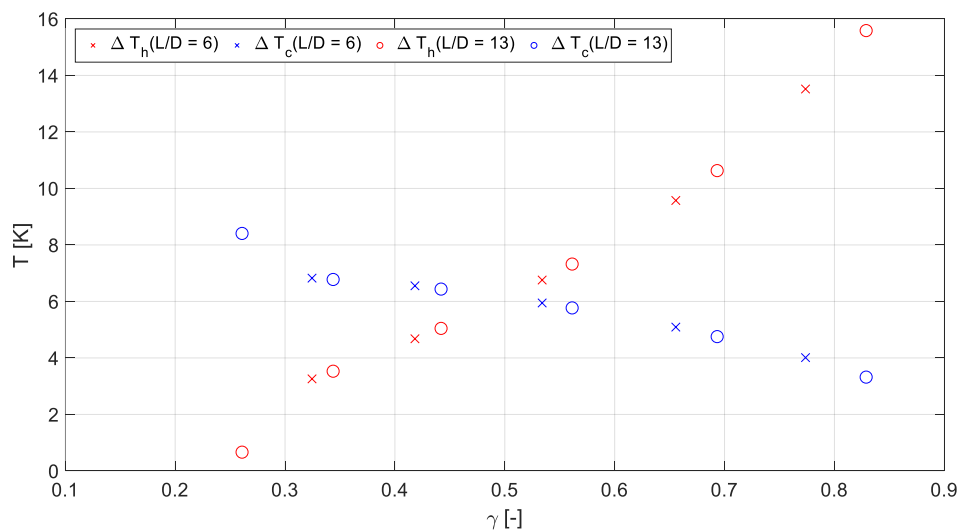


Abb. 14 Temperaturseparation an heißem und kaltem Auslass für zwei verschiedene Geometrien unter verschiedenen Betriebsbedingungen.

Fazit aus CFD Analyse – Die Analyse der Strömung bei der Entspannung von Kältemitteln zeigen, dass der Ranque-Hilsch Effekt bei Kältemitteln deutlich schwächer ausgeprägt ist als bei der Verwendung von Luft als Arbeitsmittel. Die auftretende Temperaturseparation ist größer, je geringer die Molmasse und je höher der Isentropenexponent des Arbeitsmittels sind.

3.2.6 Systemsimulation (Aut. M. Lauer mann)

Es wurde ein eindimensionales Simulationsmodell für den in Abb. 4 dargestellten Zwischenexpansionszyklus entwickelt. Unter Verwendung der Ergebnisse, die aus dem CFD-Modell des Wirbelrohrs für verschiedene Betriebsbedingungen und Kältemittel generiert wurden, um das Wirbelrohr in dieser 1D-Simulationen zu modellieren, wurden verschiedene Anwendungen in Bezug auf Temperatur- und Druckniveaus, Kältemittel und Massenströme bewertet. Die CFD-Ergebnisse des Wirbelrohrs wurden als sog. „Look-up-table“ mit Daten für verschiedene Betriebsbedingungen in das 1D-Modell integriert. Ziel dieser Simulationen war es, Anwendungen und Kältemittel zu identifizieren, für die der Einsatz der Wirbelrohrerweiterung im Hinblick auf eine COP-Verbesserung vielversprechend sind.

Der Zwischenexpansionszyklus übertrifft einen konventionellen Wärmepumpenzyklus bei Vorliegen der folgenden zwei Umstände:

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- Die Differenz zwischen Verflüssiger- und Verdampferdruck ist groß, wodurch ein relativ niedriger Zwischenausdehnungsdruck ermöglicht wird, während gleichzeitig ein ausreichend hoher Einlassdruck am Wirbelrohr aufrechterhalten werden kann.
- Das Kältemittel weist eine relativ flache Sättigungslinie auf, wodurch eine hohe Dampfqualität bei mittlerem Expansionsdruckniveau erreicht werden kann.

Von den durchgeführten Simulationen war die vielversprechendste Anwendung, in Bezug auf die COP-Verbesserung, für industrielle Anwendungen, bei dem eine Abwärmequelle bei 70°C genutzt wurde, um Wärme für die Trocknung bei 160°C mit R1336mzz-Z als Kältemittel bereitzustellen. Da ein hoher Temperaturauftrieb erforderlich ist, ist der Unterschied zwischen Verflüssiger- und Verdampferdruck ebenfalls hoch, was wiederum in Kombination mit den Eigenschaften des Kältemittels zu einer signifikant hohen Dampfqualität nach der Zwischenexpansion führt. Wie in Abb. 15 zu sehen ist, wo die log-ph-Diagramme sowohl des konventionellen Wärmepumpenkreislaufs als auch des entsprechenden Zwischenexpansionskreislaufs dargestellt sind, führt die Trennung auf Zwischendruckniveau in Kombination mit der nicht-isenthalpen Expansion in einem Wirbelrohr zu einem steigenden Wärmestrom im Verflüssiger und Verdampfer. Der COP des Zwischenausdehnungs-Wärmepumpenkreislaufs war nachweislich um 19 % verbessert. Die zusätzliche Wärme, die durch den heißen Auslass des Wirbelrohrs bereitgestellt wird, wurde nicht für COP-Berechnungen verwendet, da es stark fallabhängig ist, ob eine Wärmesenke vorhanden ist, wo diese Wärme genutzt werden kann. Wenn also ein zusätzlicher Wärmebedarf auf dem Temperaturniveau des heißen Austritts des Wirbelrohrs erforderlich ist, könnte der COP weiter erhöht werden.

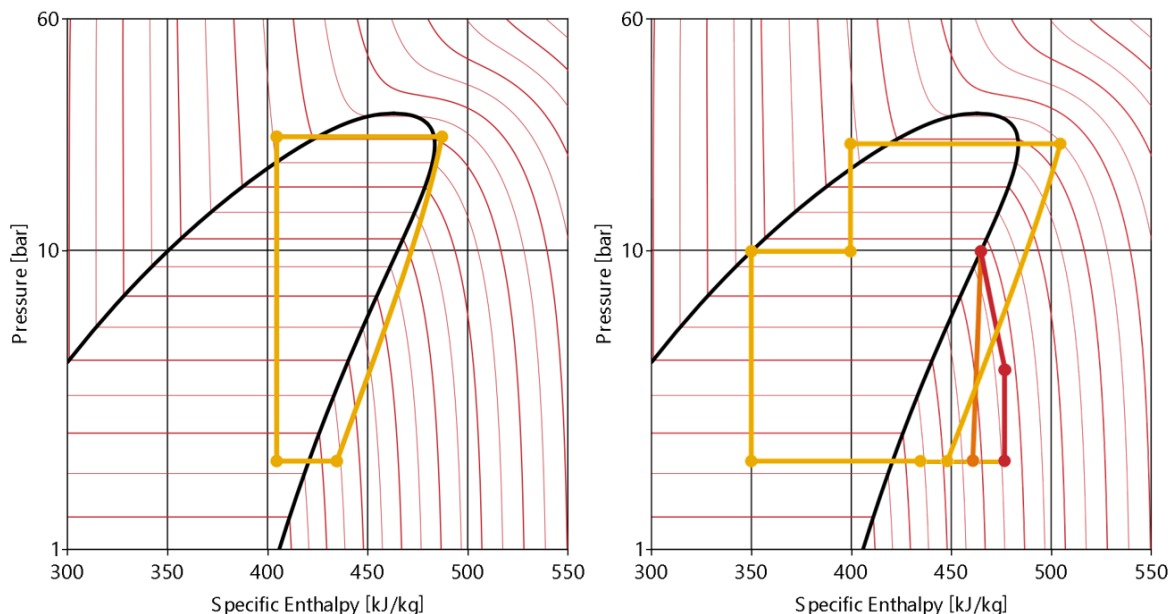


Abb. 15 Log-ph-Diagramme des konventionellen (links) und Zwischenausdehnungs-Wärmepumpenkreislaufs (rechts) für die Dampferzeugung mit R1336mzz-Z.

CONCLUSIO AUS SYSTEMSIMULATION – Beim Design von Wärmepumpenkonfigurationen mit Wirbelrohren ist ein entscheidender Faktor, dass das Kältemittel innerhalb des Wirbelrohrs im

gasförmigen Zustand bleibt. Eine vielversprechende Wärmepumpenkonfigurationen - der Wärmepumpenkreislauf mit Zwischenexpansion - wurde simuliert und mit einem konventionellen Wärmepumpenkreislauf verglichen. Die Simulationen haben gezeigt, dass die COP-Verbesserung bei vielen Anwendungen vernachlässigbar klein ist. Es gibt jedoch Fälle, in denen ein Kreislauf mit Wirbelrohr den COP verbessern kann. Im Speziellen sind dies Anwendungen, bei denen sehr hohe Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und Wärmesenke vorliegen. Allerdings ist aus der Erfahrung heraus die Darstellung der Wirtschaftlichkeit bei COP-Werten von weit unter 3 nicht gegeben und eine Wärmepumpe auch ohne Wirbelrohr wirtschaftlich nicht darstellbar.

3.3 Ejektor

3.3.1 Einleitung (Aut. K. Marx, C. Zenz)

Ein Ejektor ist eine technische Vorrichtung zur Mischung und Entspannung von zwei Fluiden, wobei das eine Fluid, das Hochdruckfluid, beschleunigt wird und das andere Fluid, das Niederdruckfluid, in einem Freistrahle mitreißt. Vor dem Auslass des Ejektors wird durch einen Diffusor ein Druckrückgewinn realisiert. Durch die Verwendung eines Ejektors, welcher für den Einsatz in Wärmepumpen erstmalig bereits 1931 von Gay [22] beschrieben wurde, anstatt eines Expansionsventils (Stand der Technik) als Expansionsvorrichtung in einem Wärmepumpenkreislauf kann die notwendige Kompressionsarbeit des Verdichters verringert werden. Dies erfolgt durch Nutzung der kinetischen Energie des expandierten, vom Kondensator kommenden Fluids (Hochdruckfluid im Ejektor) zur Beschleunigung und Druckerhöhung des vom Verdampfer kommenden Fluids (Niederdruckfluid im Ejektor). Dadurch steigt der COP der Anlage durch Verringerung der aufzubringenden elektrischen Energie [23, 24, 25]. Eine Schematische Darstellung eines Ejektors ist in Abb. 16.

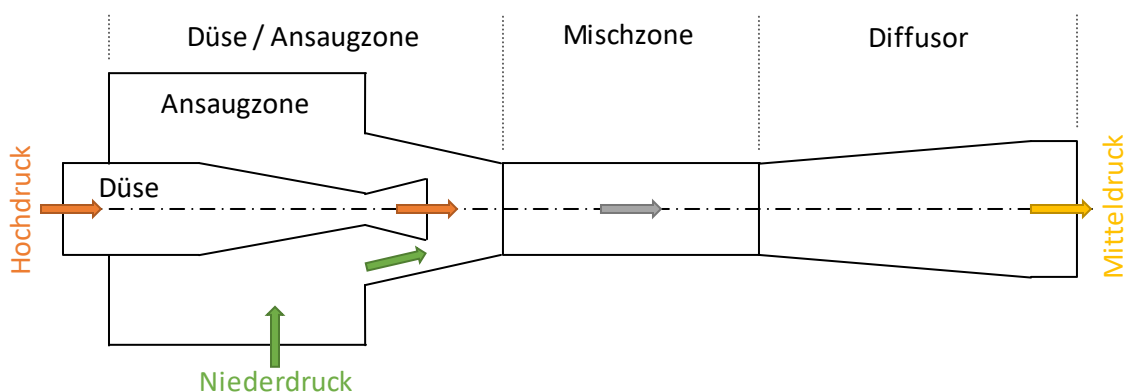


Abb. 16 Schematische Darstellung eines Ejektors. Angelehnt an [26], [27].

Die meisten numerischen (und experimentellen) Untersuchungen von Ejektoren befassen sich mit CO₂ Ejektoren für Anwendungen in Kältekreisläufen, und hier oftmals unter überkritischen Bedingungen an der Primärdüse. Untersuchungen von Zweiphasen-Ejektoren unter Verwendung anderer Fluide sind rar.

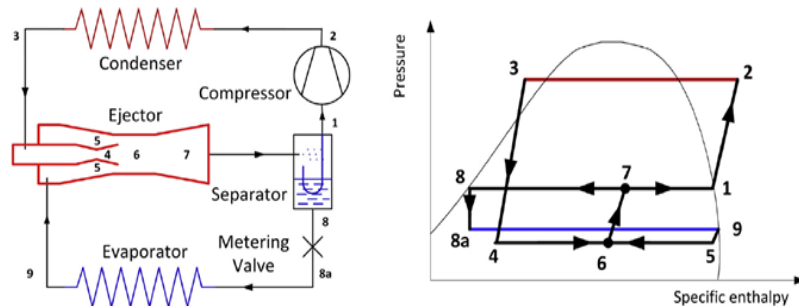
Banasiak & Hafner [28] entwickelten ein eindimensionales numerisches Modell für die Berechnung der eindimensionalen Strömungsverhältnisse in einem CO₂-Ejektor. Dabei wurden die einzelnen Teilbereiche des Ejektors nach den dominierenden physikalischen Vorgängen modelliert. Das Modell kann Abschätzungen für globale Massenstromverhältnisse berechnen, allerdings können keine Aussagen über die detaillierten Strömungsvorgänge im Ejektor getroffen werden. Smolka et al. [29] entwickelten ein dreidimensionales CFD Modell für einen CO₂ Ejektor, wobei hier die beiden Phasen als im thermodynamischen und mechanischen Gleichgewicht modelliert wurden. Dadurch können auch Details wie Verdichtungsstöße im Ejektor abgebildet werden, nicht aber metastabile thermodynamische Effekte oder Trägheitseffekte der einzelnen Phasen. Bodys et al. [30] erweiterten das homogene Gleichgewichtsmodell aus [29], um auch metastabile thermodynamische Effekte berücksichtigen zu können, was vor allem die Genauigkeit von Simulationen subkritischer Strömungen verbesserte. Yazdani et al. [31] modellierten einen CO₂ Ejektor unter Verwendung eines Mixture-Modells, wo die Impulsgleichung zwar für ein Gemisch gelöst wird, allerdings der Massenanteil der beiden beteiligten Phasen berechnet wird, und Massentransfer zwischen den beiden Phasen sowohl durch Verdampfung als auch Kavitation berücksichtigt wird. Eine Geschwindigkeitsunterschied zwischen den beiden Phasen kann über eine Slip-Velocity berücksichtigt werden. Biferi et al. [32] verwendeten das in [29] vorgestellte homogene Gleichgewichtsmodell um einen mit dem Kältemittel R134a betriebenen Ejektor zu simulieren, wobei das Modell aus [29] vereinfacht wurde indem alle Stoffdaten außer Dichte und Schallgeschwindigkeit als konstant angenommen wurden.

3.3.2 Wärmepumpenkonfigurationen (Aut. M. Lauer mann)

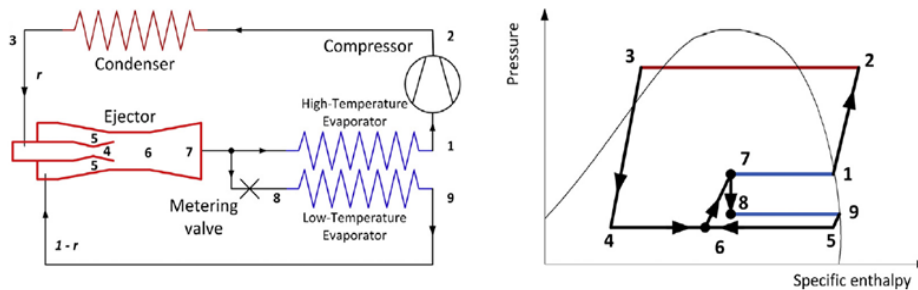
Um die Vorteile eines Ejektors zur Druckrückgewinnung zu Nutzen gibt es verschiedene Einbindungsmöglichkeiten eines Ejektors in den Kältekreislauf. Für das Projekt VWE wurde die COS Ejektorschaltung (Condenser Outlet Split) als vielversprechendste Variante identifiziert. Der maßgebliche Unterschied zur Referenzkonfiguration besteht darin, dass bei der ausgewählten Ejektorschaltung zwei unterschiedliche Verdampfungstemperaturen vorliegen. Zwei Verdampfungstemperaturen im Kältekreis können die Effizienz bei einer Quelle mit hoher Temperaturspreizung verbessern oder ermöglichen generell die Nutzung von zwei Quellen auf unterschiedlichem Temperaturniveau, wobei die Effizienz eines Ejektorkältekreises maßgeblich von dem Zusammenspiel der Ejektorcharakteristik und Verdichtercharakteristik abhängig ist. Der Aufbau und die Betriebseigenschaften unterschiedlicher Schaltungen werden ausführlich in der Literatur [33] diskutiert und an dieser Stelle lediglich zusammengefasst. Im Gegensatz zur Standard-Ejektorvariante mit Separator würde bei der DOS und bei der COS Variante eine schlechte Ejektorcharakteristik zumindest noch die Durchströmung des Hochtemperaturverdampfers ermöglichen. Im Extremfall bedeutet das, dass bei einer totalen Verblockung des Ejektors der Kältekreis immer noch als „normaler“ einstufiger Kältekreis betrieben werden kann. Bei der Ejektor-Standardvariante ist dies nicht der Fall. Diese Vorteile von COS und DOS gehen allerdings einher mit einem

komplexeren Aufbau des Verdampfers. Abb. 17 zeigt eine Übersicht der verschiedenen Konfigurationen.

Ejektor-Standard



Kältemittelaufteilung nach Diffusor (DOS)



Kältemittelaufteilung nach Verflüssiger (COS)

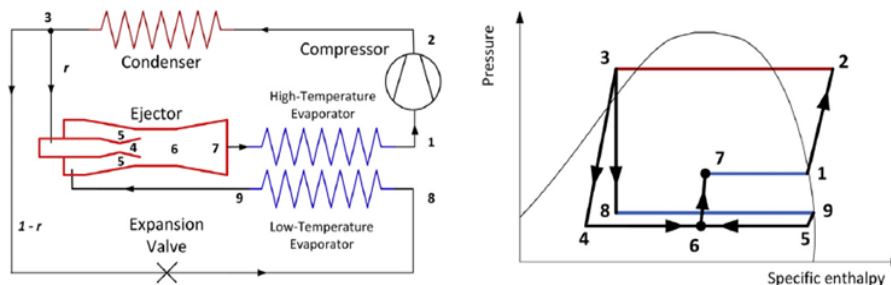


Abb. 17 Kältekreise mit Ejektor [33].

Aufbauend auf der oben dargestellten Auswahl von Kältemitteln für Kältekreise wurden Modelica™-Modelle für Wärmepumpenkonfigurationen in Dymola erstellt. Mit diesen Simulationsmodellen wurde ein weiter Bereich von Betriebsbedingungen simuliert und die wesentlichen Parameter (z.B. Heizleistung, COP – Coefficient of performance) abgeleitet. Als Referenz wurde eine Wärmepumpenkonfiguration mit einer einstufigen Verdichtung gewählt (siehe Abb. 18) mit der Option der Integration eines Sauggasüberhitzers, sollte das aufgrund thermodynamischer Eigenschaften des Kältemittels erforderlich sein.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

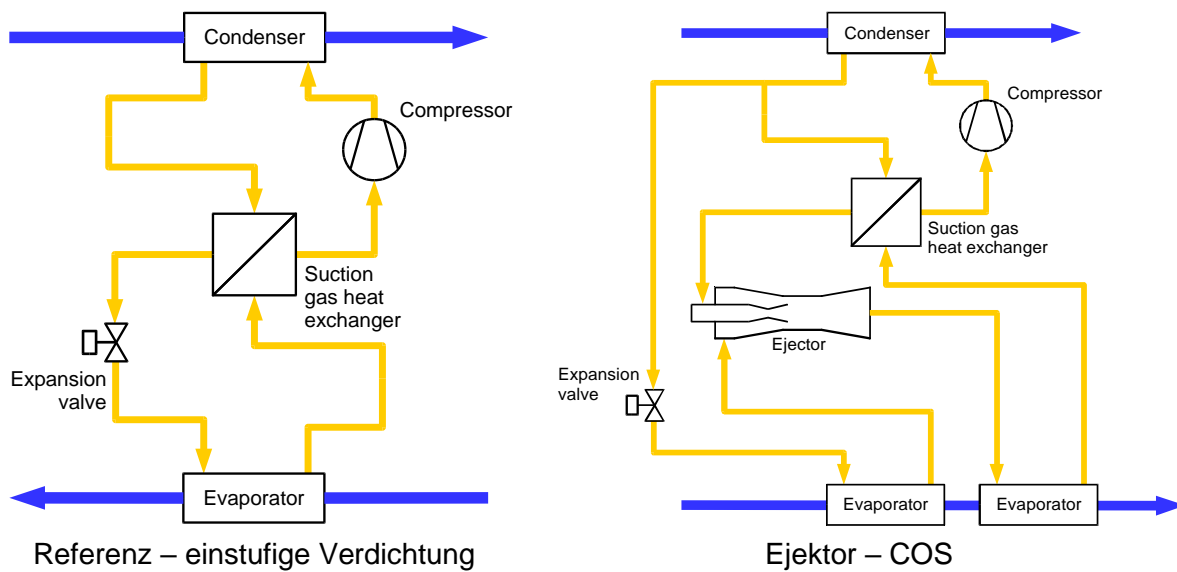


Abb. 18 Wärmepumpenkonfiguration mit einstufiger Verdichtung und optionalem internen Sauggasüberhitzer.

Die Referenz-Wärmepumpenkonfiguration ist ein geschlossener Kältemittelkreislauf und setzt sich aus den Hauptkomponenten Wärmeübertragern, Kompressor und Expansionsventil zusammen. Zuverlässige und experimentell validierte Modelle solcher Komponenten sind in kommerziellen Bibliotheken wie TIL von TLK-Thermo für die Simulationsumgebung Dymola verfügbar. Für eine schnelle Variation und Auslegung wurden von AIT entwickelte Komponentenmodelle der Wärmeübertrager auf Basis der bekannten NTU-Methode implementiert und hier genutzt. Das Modell des Verdichters wurde mit dem Wissen aus abgeschlossenen und laufenden Forschungsprojekte parametrisiert, welche eine Abhängigkeit der volumetrischen Effizienz und der Isentropeneffizienz vom Druckverhältnis beinhalten. Als Ejektorkreislauf wurde der vorher erwähnte COS-Ejektorkältekreis ausgewählt.

3.3.3 CFD Modellierung (Aut. C. Zenz, C. Reichl)

Da einerseits detaillierte Aussagen über die Strömungsvorgänge in einem Ejektor getroffen werden sollen, andererseits die Berechnungszeiten hinreichend kurz sein sollen, um die Simulation verschiedener Geometrien und Betriebsbedingungen in vertretbarer Zeit zu ermöglichen, wurde ein homogenes Modell gewählt, d.h. die Strömung im Ejektor ist als homogene Mischung vereinfacht und kann daher durch die Navier-Stokes Gleichungen in Einphasenformulierung beschrieben werden. Das Modell wurde weitgehend aus [29] übernommen, und kann, falls gewünscht um eine Berücksichtigung thermodynamischer Trägheiten (metastabile Effekte) nach dem Vorbild von [30] erweitert werden. Da die zur Berechnung verwendete Software, Ansys Fluent, nicht über die Fähigkeit verfügt ein homogenes Modell zur Simulation einer Zweiphasenströmung zu verwenden, wurde dieses intern entwickelt und über User-Defined-Functions (UDF – eine Möglichkeit um C-Code in Ansys Fluent einzubinden) implementiert.

Um die Energieerhaltungsgleichung auch im Zweiphasengebiet anwenden zu können, wurde die Fluent-interne, temperaturbasierte Energiegleichung durch eine enthalpiebasierte

Energiegleichung ersetzt. So wird durch Lösung der Koninuitätsgleichung (Massenerhaltung), der Navier-Stokes Gleichung (Impulserhaltung) und der über eine UDF implementierte Energiegleichung das Strömungsfeld im Ejektor für eine Pseudo-Einphasenströmung gelöst. Alle Stoffdaten wie Dichte, Viskosität oder spezifische Wärmekapazität sind dabei als Funktion von Druck und Enthalpie definiert, da diese dadurch ungeachtet dessen, ob das Fluid unterkühlt, überhitzt oder im Zweiphasengebiet vorliegt, ermittelt werden können. Mittels UDFs wurden hierfür zweidimensionale Look-Up Tables erstellt, welche Stoffdaten aus der Open-Source Stoffdatenbibliothek CoolProp [34] in Abhängigkeit von Druck und Enthalpie enthalten. Durch Bilineare Interpolation werden aus diesen Look-Up Tables Stoffdaten ermittelt. Um die Rechenzeit zu verkürzen werden zu Beginn jeder Berechnung nur Dichte und Schallgeschwindigkeit als von Dichte und Enthalpie abhängig modelliert, und alle anderen Stoffdaten mit einem Mittelwert als konstant angenommen. Um eine finale, akkurate Lösung zu ermitteln werden erst zum Schluss auch alle übrigen Stoffdaten in Form von Look-Up Tables eingebunden.

Um Turbulenz zu berücksichtigen, wird der Reynolds'sche Spannungstensor, der bei der Reynolds- Mittelung der Navier-Stokes Gleichung auftritt, durch ein Wirbelviskositätsmodell modelliert. Hierfür wurde das k- ω SST Modell gewählt.

Um verschiedene Ejektorgeometrien möglichst effizient simulieren zu können, wurde ein parametrisiertes Geometriemodell eines Ejektors erstellt, an dem alle Abmessungen frei verändert werden können. Aus diesem wird dann automatisch ein zweidimensionales, axisymmetrisches Rechennetz erstellt. Dieses besteht nur aus quadrilateralen Zellen, ist konform, von höchster Qualität in Bezug auf Streckung und Schiefe und verfügt über die für das verwendete Turbulenzmodell nötige Zelldichte in Wandnähe ($y^+ < 5$).

Da die im Ejektor vorliegende Strömung eine Überschallströmung ist und Verdichtungsstöße auftreten, und gleichzeitig die Dichte bei einer hinreichenden Druckänderung im Zweiphasengebiet Sprünge von zwei Größenordnungen erfahren kann ist das Rechenmodell numerisch sehr instabil. Um das Modell dennoch verlässlich zur Konvergenz zu bringen wurde eine Rechenstrategie entwickelt. Hierfür muss zuerst eine konvergierte Lösung für die Vereinfachung einer laminaren, isenthalpen Strömung auf einem groben Rechennetz erlangt werden. Diese wird dann auf ein feines Rechennetz interpoliert und dann mit Turbulenzmodell und nicht-isenthalp zur Konvergenz gebracht. Speziell am Anfang muss die Dichte stark relaxiert werden, um keine Divergenz an Verdichtungsstößen herbeizuführen.

3.3.4 CFD Ergebnisse (Aut. C. Zenz, C. Reichl)

Um das CFD Modell zu validieren, wurde ein Ejektor, für den experimentelle Daten [35] vorliegen, simuliert. Die Ergebnisse dieser Simulation sind im Folgenden dargestellt und diskutiert. Abb. 19 zeigt den Verlauf des statischen Drucks entlang der Mittelachse und Wand des Ejektors, sowie die experimentellen Druckmessungen aus [35], und deren Anordnung im Ejektor mithilfe einer technischen Zeichnung des Ejektors. Den Messungen ist hinzuzufügen, dass diese mit einer gewissen Unsicherheit verbunden sind, da eine Beeinflussung sowohl

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

durch Kondensations- als auch Temperatureffekte nicht auszuschließen ist, und keine Informationen über die Messunsicherheit angegeben sind.

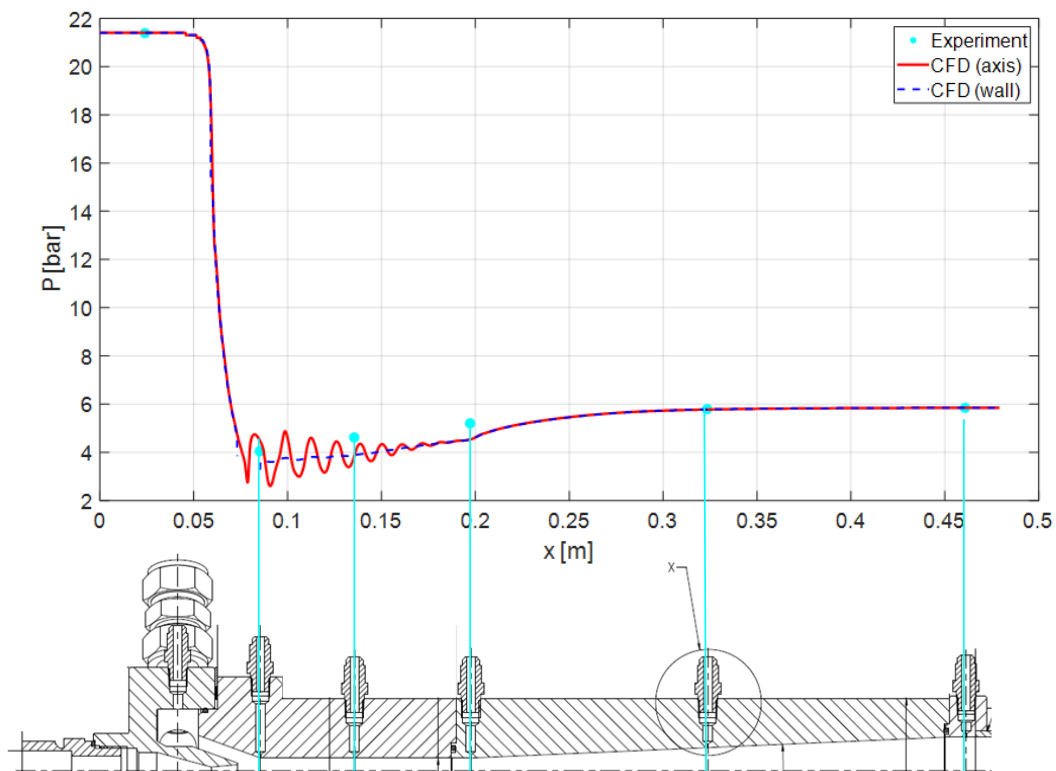


Abb. 19 Statischer Druck an der Wand des Ejektors mittels CFD und Messungen aus [35] sowie Zeichnung der verwendeten Ejektorgeometrie inkl. Druckmessstellen.

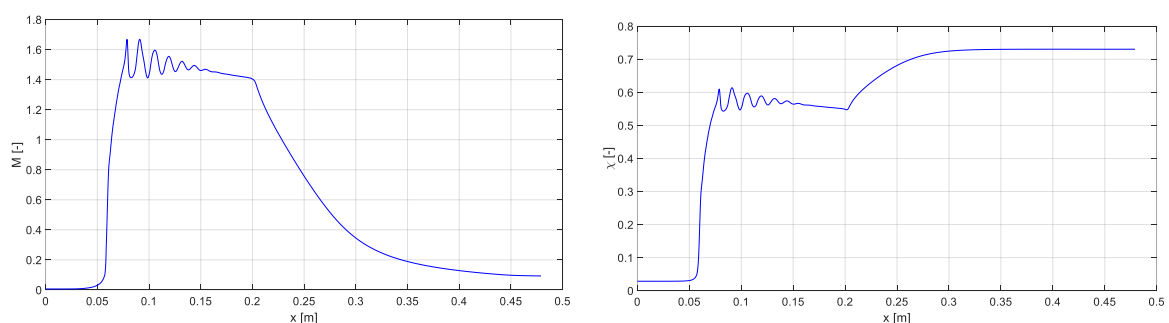


Abb. 20 Machzahl (links) und Dampfratio (rechts) entlang der Mittelachse des Ejektors.

Abb. 20 zeigt die Entwicklung der Machzahl sowie der Dampfratio entlang der Mittelachse des Ejektors. Die durch die Primärdüse in die Mischkammer eintretende Überschallströmung tritt kurz nach auftreten der Verdichtungsstöße wieder in den Unterschallbereich ein, und liegt dann innerhalb des Diffusors als reine Unterschallströmung vor. Abb. 21 zeigt die Machzahl im Ejektor. diamantförmige Verdichtungsstoßmuster sind erkennbar. In Abb. 22 ist die Dampfratio im Ejektor ersichtlich, wobei erkennbar ist, dass bereits innerhalb der

Mischkammer die erwünschte Durchmischung von Hoch- und Niederdruckfluid stattfindet, wo noch eine Überschallströmung vorliegt.

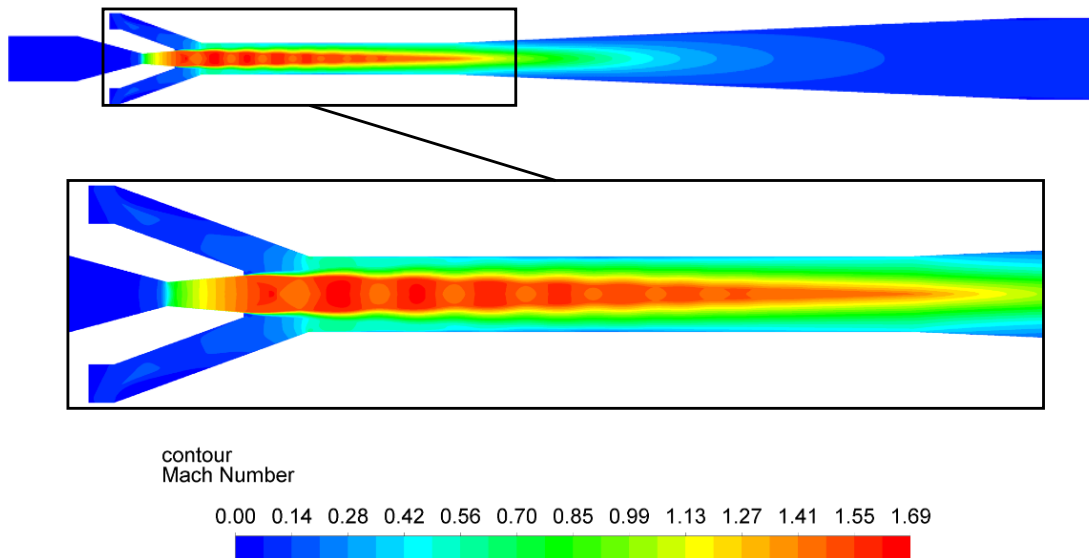


Abb. 21 Konturdiagramm der Machzahl.

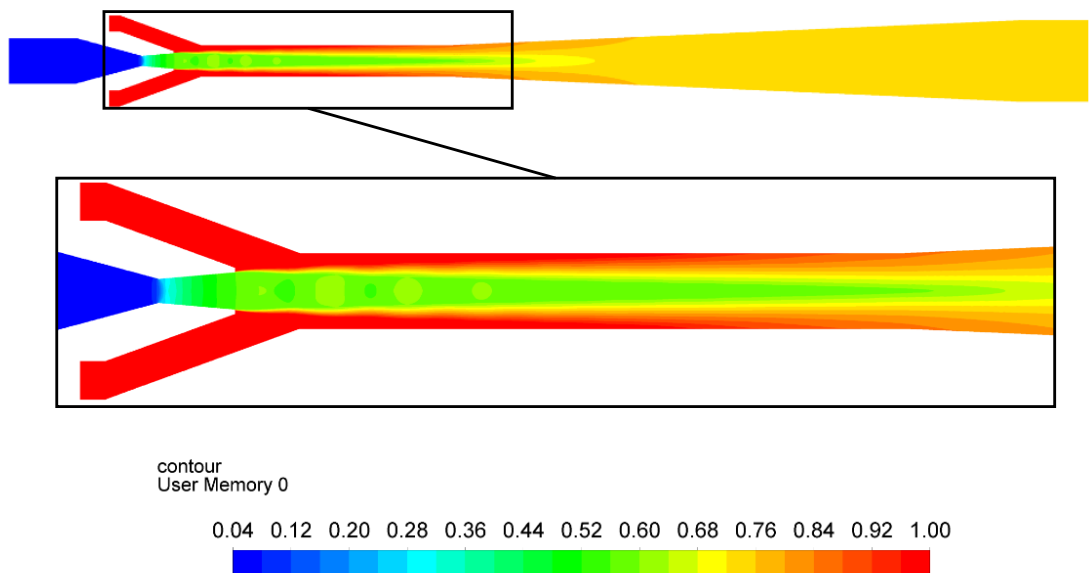


Abb. 22 Konturdiagramm der Dampfziffer.

Die Untersuchung und der Abgleich zwischen CFD und publizierten Experiment bestätigen, dass mit dem gewählten Modellierungsansatz hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden können. Die entwickelte Methode kann daher auf alternative Geometrien angewandt werden. Im Folgenden werden die Ergebnisse einer Simulation unter Verwendung einer alternativen Ejektorgeometrie erläutert. Es wurden die Querschnitte der Primärdüse bei gleichbleibenden

Winkeln vergrößert und der Durchmesser des Sekundäreinlasses verringert. Mischkammer und Diffusor sind unverändert gegenüber der in Abb. 19 gezeigten Geometrie. In Abb. 23 ist der Verlauf von statischem Druck und Machzahl entlang der Mittelachse des Ejektors ersichtlich. Es ist deutlich erkennbar, dass die Strömung nach dem ersten Verdichtungsstoß, der nach dem Austritt aus der Primärdüse auftritt, weiter im Überschall bleibt. Am Anfang des Diffusors tritt dann ein zweiter, stärkerer Verdichtungsstoß auf, der die Strömung schlagartig in den Unterschall versetzt. In Abb. 24 ist die Entwicklung der Dampfziffer zu sehen. Es ist erkennbar, dass im Gegensatz zu Abb. 22 eine Vermischung weitestgehend erst nach dem zweiten Verdichtungsstoß im Diffusor auftritt, begünstigt durch einen großen Anstieg an Turbulenz am zweiten Verdichtungsstoß. Dieses Strömungsverhalten ist unerwünscht, da es einerseits das Mitreißverhältnis verringert und andererseits große Verluste im Diffusor mit sich bringt.

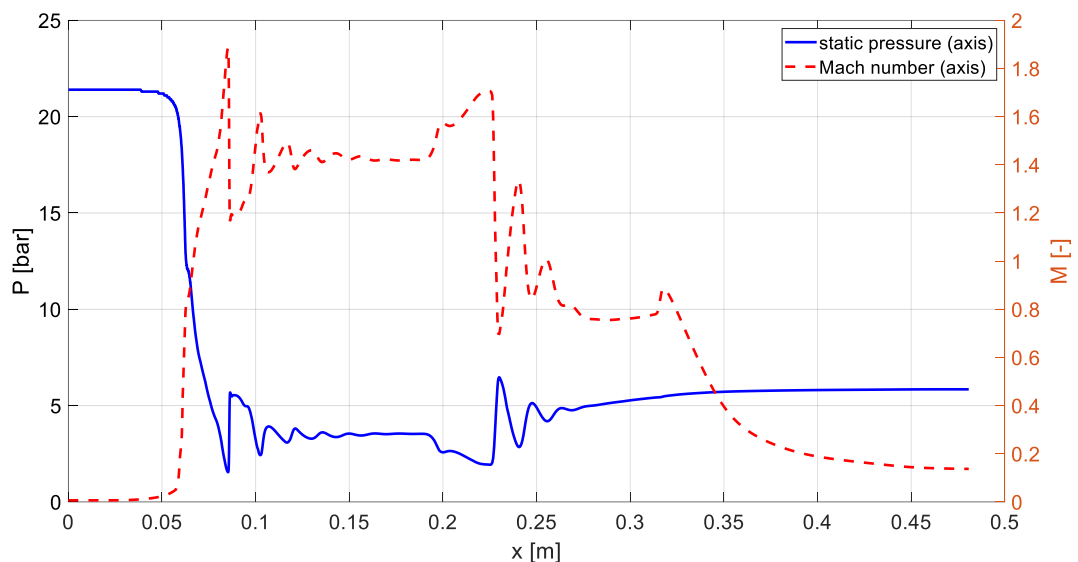


Abb. 23 Statischer Druck und Machzahl entlang der Mittelachse des Ejektors, alternative Geometrie.

In Abb. 25 sind die Geschwindigkeitsvektoren, eingefärbt nach Absolutbetrag der Geschwindigkeit, ersichtlich. Im Detail ist eine Grenzschichtablösung und damit verbundene Rezirkulation am Beginn des Diffusors ersichtlich. Dies ist ein unerwünschter Betriebspunkt eines Diffusors und sollte dringlichst vermieden werden. Aus dieser Analyse ist ersichtlich, dass die alternative, hier getestete Geometrie nicht zu einem erwünschtem Betriebsverhalten unter den gegebenen Betriebsbedingungen führt und die Geometrie angepasst werden muss.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

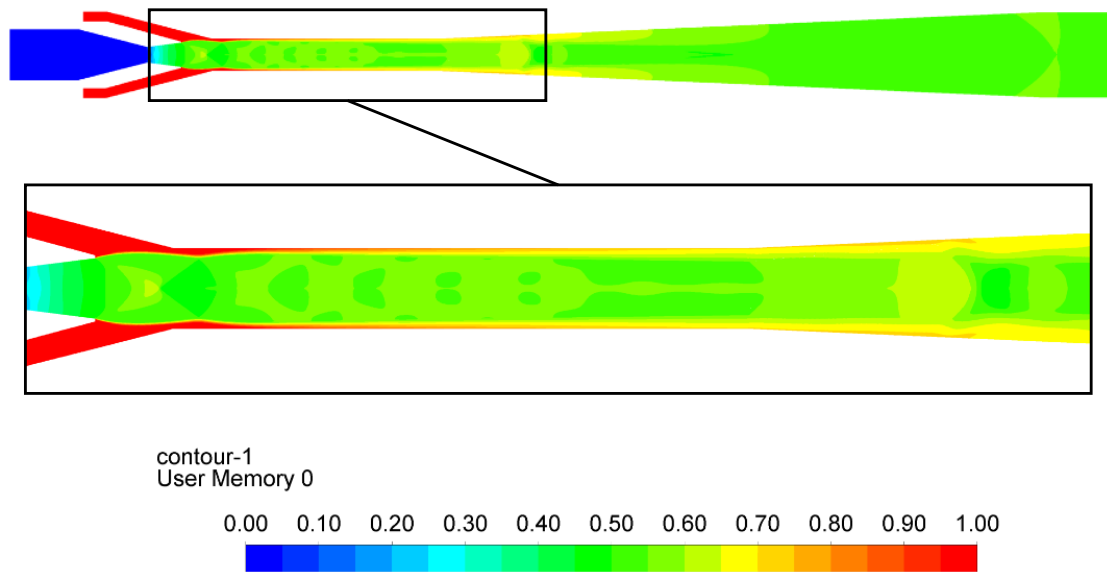


Abb. 24 Konturdiagramm der Dampfziffer, alternative Geometrie.

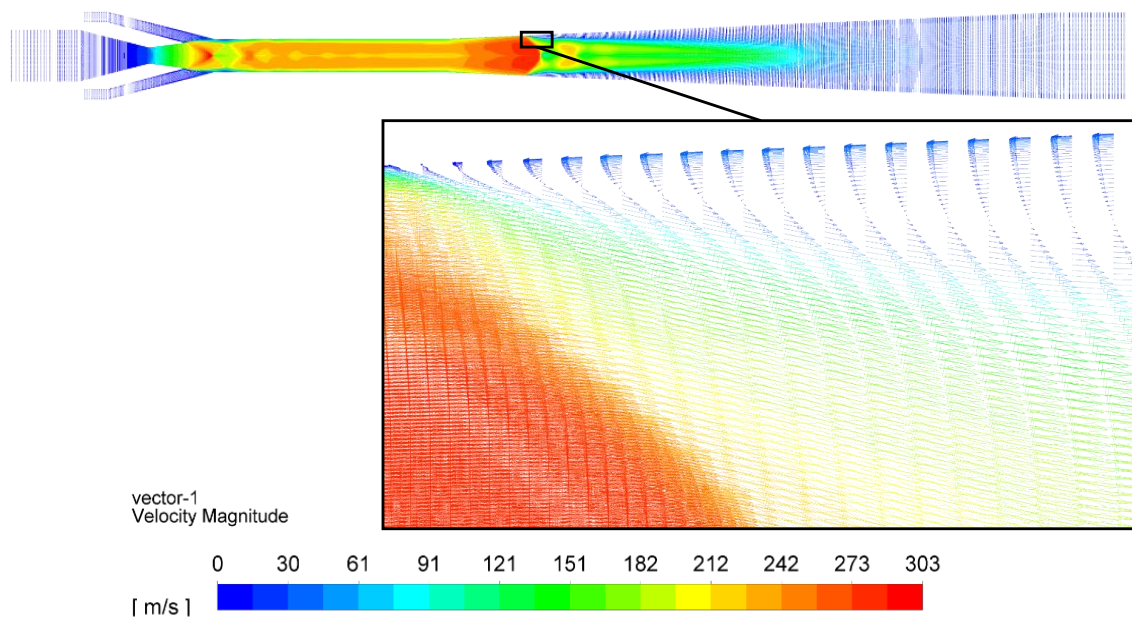


Abb. 25 Geschwindigkeitsvektoren im Ejektor, alternative Geometrie.

Abschließend ist den hier aufgezeigten Strömungsanalysen hinzuzufügen, dass zwar interessante qualitative Aussagen über die Strömungsverhältnisse getroffen werden können und auch die Eignung der Geometrie auf Basis von qualitativen Gesichtspunkten abgeschätzt werden kann, allerdings weisen die berechneten globalen Größen wie Massenströme und Mitreißverhältnis Abweichungen von 20 – 30 % von den experimentellen Daten auf, was vor allem nicht zu vernachlässigenden metastabilen Effekten in der Primärdüse zuzurechnen ist. Um allerdings metastabile Effekte akkurat berücksichtigen zu können, ist eine experimentelle

Kalibrierung eines geeigneten Modells, beispielsweise nach dem Vorbild von [30] notwendig. Hierfür müssten, um ein verlässliches Rechenmodell zu erstellen Experimente unter verschiedenen Geometrien und Betriebsbedingungen mit dem gewünschten Fluid vorgenommen werden, und das Modell auf Basis dessen kalibriert werden. Eine Kalibrierung auf Basis einer einzelnen Messung, oder gar ohne begleitende Experimente scheint nicht zielführend.

3.3.5 Ejektormodelle für die Systemsimulation (Aut. M. Lauer mann)

Für Analyse des Wärmepumpensystem-verhaltens sind geeignete Modelle erforderlich. Um eine entsprechende mathematische Konvergenz und Rechengeschwindigkeit zu gewährleisten, müssen diese möglichst robust und einfach aufgebaut sein. CFD-Modelle oder 1D-Strömungssimulationsmodelle eignen sich dafür nicht. Das hier genutzte Ejektor-Komponentenmodell basiert auf Prüfstands-messungen aus dem vorangegangenen Projekt HighButane 2.0 (FFG-Projektnummer 843935) und sowie aus experimentell erarbeiteten Ergebnissen im industriellen Umfeld im Projekt StoreItUp-IF (FFG-Projektnummer 848914). Diese Daten werden mit empirischen Messdaten aus der Literatur für die Modellparametrierung ergänzt.

Ein Ejektor wird numerische im einfachsten Fall durch zwei Charakteristika beschrieben:

Massenstrommitreißverhältnis – wird in der Literatur meist als „entrainment ratio“ bezeichnet und ist das Verhältnis des Verdampfermassenstromes (Niederdruckseite des Ejektors, Sekundärstrom) zum Kondensatormassenstrom (Hochdruckseite des Ejektors, Primärstrom). Das Massenstrommitreißverhältnis μ ist

$$\mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (1)$$

wobei \dot{m}_s der Sekundärmassenstrom und \dot{m}_p der Primärmassenstrom sind.

Druckrückgewinnungsverhältnis – wird in der Literatur meist als „pressure ratio“ bezeichnet und ist das Verhältnis von Ejektoraustrittsdruck (bzw. Mitteldruck) zu Verdampfereintrittsdruck (bzw. Niederdruckeintritt in den Ejektor). Das Druckrückgewinnungsverhältnis pr ist:

$$pr = \frac{p_t}{p_s} \quad (2)$$

Wobei p_t der Tertiärdruck (Mitteldruck) und p_s der Sekundärdruck (Niederdruck) sind.

Relationen für das Massenstrommitreißverhältnis wurden im Zuge der Literaturrecherche nur für CO₂ gefunden. So wurde das Massenstrommitreißverhältnis aus Literaturdaten für R744 (CO₂) entnommen [28] und ein passendes Polynom ohne direkten physikalischen Zusammenhang ermittelt (siehe Abb. 26). Als Vergleich ist ein Datenpunkt aus den Messungen einer Butan-Hochtemperaturwärmepumpe eingefügt, die darauf hindeutet, dass sich mit n-Butan (R600) im vorliegenden Betriebspunkt ein höheres Massenstrommitreißverhältnis bei gleichem Druckrückgewinnungsverhältnis erzielen lässt als mit R774. Es handelt sich bei R600 allerdings nur um zwei diskrete Messpunkte und zwei konstruierte Punkte in Anlehnung an den Verlauf von R744. Das maximale Massenstrommitreißverhältnis

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

von R600 wurde direkt von R744 übernommen (pr und μ -Wert). Das minimale Massenstrommitreißverhältnis wurde ebenfalls von R744 übernommen (μ -Wert) jedoch das entsprechende Druckrückgewinnungsverhältnis an die Messungen mit R600 angepasst ($pr = 1,4$). Das sich ergebende Polynom für n-Butan ist in der Gleichung ganz unten angegeben.

$$(R744) \quad \mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} = -16,03pr^2 + 32,556pr - 15,415 \quad (3)$$

$$(R600) \quad \mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} = -5,2475pr^2 + 9,8441pr - 3,4582 \quad (4)$$

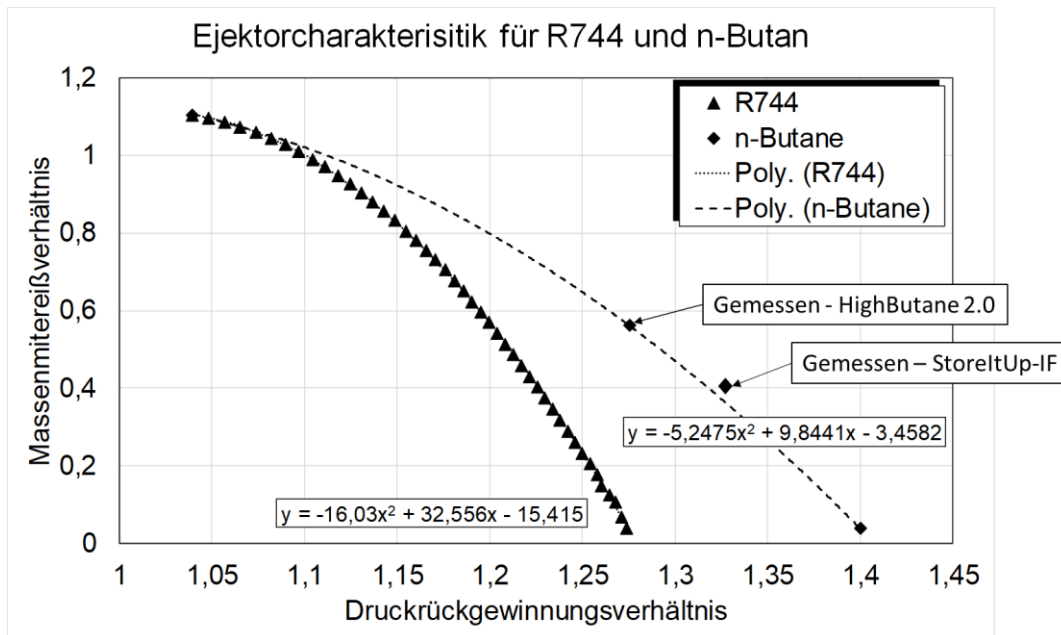


Abb. 26 Ejektorcharakteristik, vereinfacht für R744 (CO₂) und zweier Messpunkte aus vorangegangenen Projekten für R600 (n-Butan).

Aus Messungen im Projekt HighButane 2.0 wurde eine Funktion des Druckrückgewinnungsverhältnisses pr (tertiär/sekundär) in Abhängigkeit von Hochdruck p_p (primär) und Niederdruck p_s (sekundär) ermittelt:

$$pr(p_p, p_s) = a \cdot \frac{p_p}{p_s} + b p_p p_s + c p_p + d p_s + e(p_p - p_s) + f \quad (5)$$

wobei $a = 5.046e-1$, $b = 1.213e-2$, $c = 1.128e+3$, $d = -1.128e+3$, $e = -1.128e+3$ und $f = 3.676e-1$ sind. Eine grafische Darstellung zwischen Messdaten und Modell wird in Abb. 27 gezeigt.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

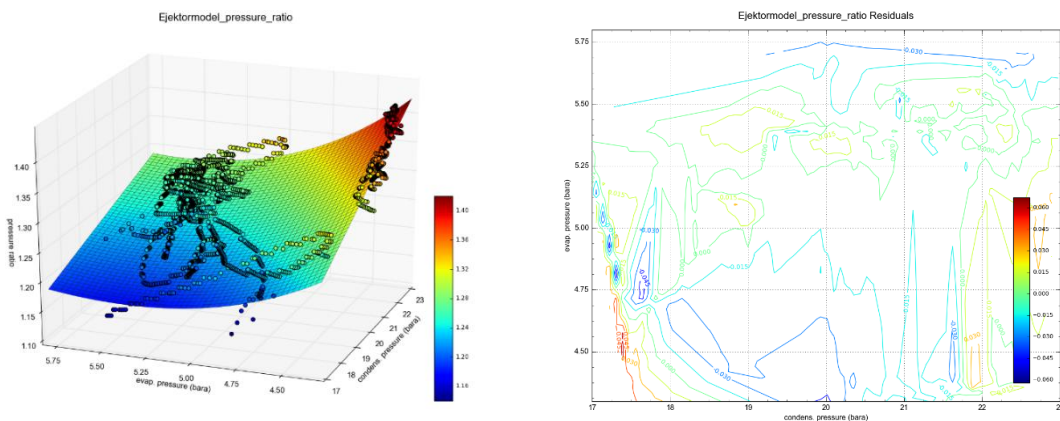


Abb. 27 Graphische Darstellung der Messdaten und des Modells (links); Residuen des Modellpolynoms (rechts).

Die in den vorigen Gleichungen angegebenen Relationen gelten für den eingesetzten Ejektor und n-Butan in einem Druckbereich von

$$p_p = 17\text{-}23 \text{ bar (absolut) für den Primärstrom und}$$

$$p_s = 4,3\text{-}5,8 \text{ bar (absolut) für den Sekundärstrom.}$$

Abb. 28 zeigt die Korrelation von Modelldaten zu gemessenen Daten. Das Modell basiert auf keinem physikalischen Modell und bezieht sich ausschließlich auf die Drucklagen. Dies ist insofern von Vorteil, als dass sich die Drucklagen und -verhältnisse im Experiment einstellen ohne dass das System eingeschwungen sein muss. Bezieht man Größen wie die Dichte mit ein, welche zusätzlich temperaturabhängig ist, so muss das System eingeschwungen sein.

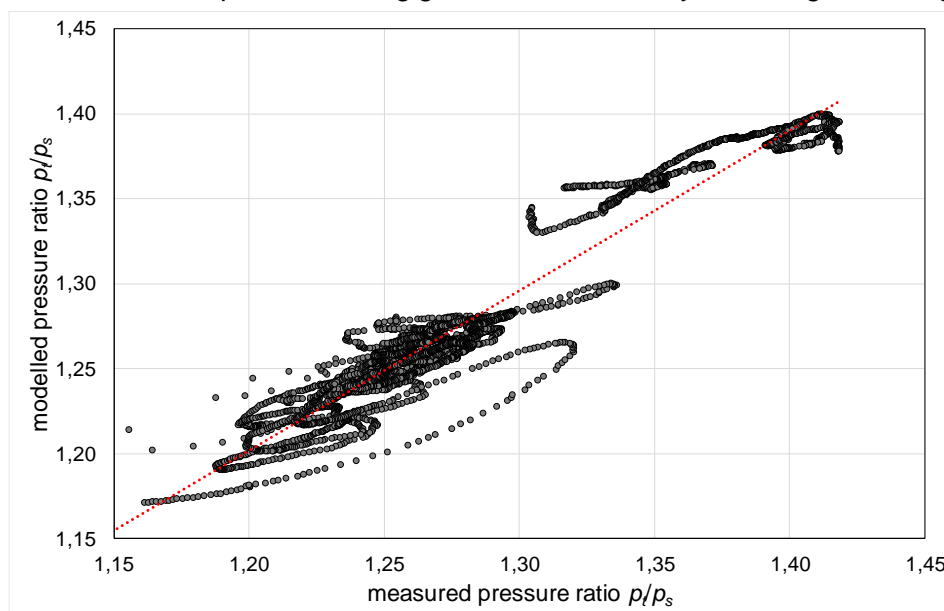


Abb. 28 Modellabweichung für das Druckrückgewinnungsverhältnis; gemessene Werte aufgetragen gegen Modellwerte.

Durch diese Vorgehensweise lässt sich relativ rasch ein Modell aus einer großen Anzahl von Messdaten erstellen, welches allerdings nur bedingte Gültigkeit außerhalb der besagten Druckniveaus hat. Es ist allerdings davon auszugehen, dass für jedes Kältemittel ein

passender Ejektor ausgelegt werden kann, sodass der grundsätzliche Zusammenhang gültig ist, wenn auch mit kleinen Abweichungen. Die passenden Korrelationen durch ein physikalisches Modell darzustellen wäre der nächste logische Schritt und Teil eines auf VWE aufbauenden Folgeprojektes.

3.3.6 Regelung (Aut. M. Lauer mann)

Im Zuge der Auswertung der Ergebnisse werden stationäre Betriebspunkte miteinander verglichen. Trotz allem handelt es sich in der gewählten Simulationsumgebung Dymola/Modelica™ um dynamische Modelle, die über den Zeitverlauf hinweg mit kontinuierlichen Reglern ausgestattet werden können. D.h. es wird im Modell die gleiche Regelstrategie umgesetzt wie in der realen Anlage. Ausgehend von einem einfachen Wärmepumpenkreislauf sind die maßgeblichen Regelungsaufgaben einerseits die richtige Konditionierung des Kältemittels am Verdichtereintritt sowie die Leistungsregelung durch die Verdichter drehzahl.

Bei Wärmepumpenkreisläufen mit Ejektoren spielt die Ejektorcharakteristik im Zusammenspiel mit der Verdichtercharakteristik eine entscheidende Rolle. Betrachtet man die Ejektor-Standard Variante aus Abb. 17, so hat diese einen entscheidenden Nachteil gegenüber den anderen beiden Varianten. Hier muss nämlich die Ejektorcharakteristik in Form des Mitreißverhältnisses exakt zum Dampfgehalt am Austritt des Ejektors zusammenpassen, damit der Füllstand im Separator konstant bleibt und es folglich zu keinem Überlaufen mit Flüssigkeit oder Leersaugen des Dampfes kommt. Man kann nun entweder einen eingeschränkten Betriebsbereich bei konstanter Überhitzung von 5K im Verdampfer in Kauf nehmen, oder eine variable Überhitzung im Verdampfer realisieren, die zu Effizienzeinbußen bei geringer werdender Verdampfungstemperatur führen wird.

In Bezug auf die Regelungsmechanismen ist die ausgewählte Ejektor COS Variante die robusteste. Im Modell sind folgende Regelstrategien wurden umgesetzt worden:

- Verdichter:
 - o Sollgröße: Heizleistung
 - o Regelgröße: Drehzahl
- Expansionsventil:
 - o Sollgröße: Überhitzung nach dem Verdampfer
 - o Regelgröße: Ventilstellung
- Beimischventil am Sauggasüberhitzer:
 - o Sollgröße: Überhitzung nach dem Verdichter
 - o Regelgröße: Ventilstellung

Die Ejektorcharakteristik spielt bei dieser Variante eine untergeordnete Rolle, weil diese Konfiguration als einfacher Kältekreis betrieben werden kann, sollte der Ejektor nicht funktionieren.

3.3.7 Gegenüberstellung Kältekreisconfiguration: Einstufig vs. COS (Aut. M. Lauer mann)

Zum Vergleich der beiden Kältekreise wurden stationäre Kreislaufsimulationen bei verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt. Die Betriebspunkte ergeben sich aus dem Temperaturbereich der Use-cases bzw. aus der Variation der Abkühlung der Quelle um 5 bzw. 10K.

Tabelle 1: Übersicht der Parameter des numerischen Vergleichs (Einstufig vs. COS).

Use-case	Kältemittel	Quelle	Senke	Abkühlung der Quelle
Industrie - Dampferzeugung	R600	60 – 100°C	130°C	5 bzw. 10K
Industrie - Trocknung	R1336mzz-Z		160°C	
Gebäude – Raumwärme/Warmwasser	R290	-10 – 30°C	55°C	

Als Basis für die Parametrierung der Kältekreis-komponenten wurde bei den Wärmeübertragern die Größe der Pinchtemperatur mit 3K gewählt. Die Verdichtercharakteristik in Form von Liefergrad und Gütegrad wurde abhängig vom Druckverhältnis implementiert. Der Ejektor wurde, wie bereits erwähnt, auf Basis von Korrelationen aus Massenstrommitreißverhältnis und Druckrückgewinnung abgebildet. Die Ergebnisse für alle drei Use-cases sind in

Abb. 29, Abb. 30 und Abb. 31 grafisch aufbereitet. Der Aufbau der Darstellungen ist für alle Use-cases ident. Es sind jeweils der COP und die Heizleistung bei einer Quellenabkühlung von 5K (linke Spalte) und einer Quellenabkühlung von 10K (rechte Spalte) in Form von Balken angegeben. Der blaue Balken zeigt den Wert für den Referenzfall - die einstufige Verdichtung - der orangefarbene Balken zeigt den Wert für die Ejektor COS Variante. Bei allen drei Use-cases ist zu erkennen, dass bei 5K Abkühlung die Ejektorschaltung keinen nennenswerten Vorteil gegenüber der Referenzschaltung aufweist, weder bei der industriellen noch bei der Gebäudeanwendung. Auf der einen Seite zeigt sich hier die geringe Quellenabkühlung als negativen Einfluss auf die Funktionsweise des Ejektors, da dieser in die geringe Druckdifferenz zwischen beiden Verdampfern „eingesperrt“ wird. Auf der anderen Seite zeigt sich aber auch der Vorteil der COS Variante. Obwohl die Randbedingungen für den Ejektor nicht optimal sind, kann der Kältekreis immer noch als einstufige Variante ohne Effizienz- und Leistungseinbußen betrieben werden. Verdoppelt sich nun die Abkühlung der Quelle auf 10K, ist zu erkennen, dass bei der vorherrschenden Druckdifferenz zwischen den beiden Verdampfern die Ejektorcharakteristik positiv zum Tragen kommt. Sowohl die Heizleistung und der COP erhöhen sich gegenüber der Referenzvariante.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

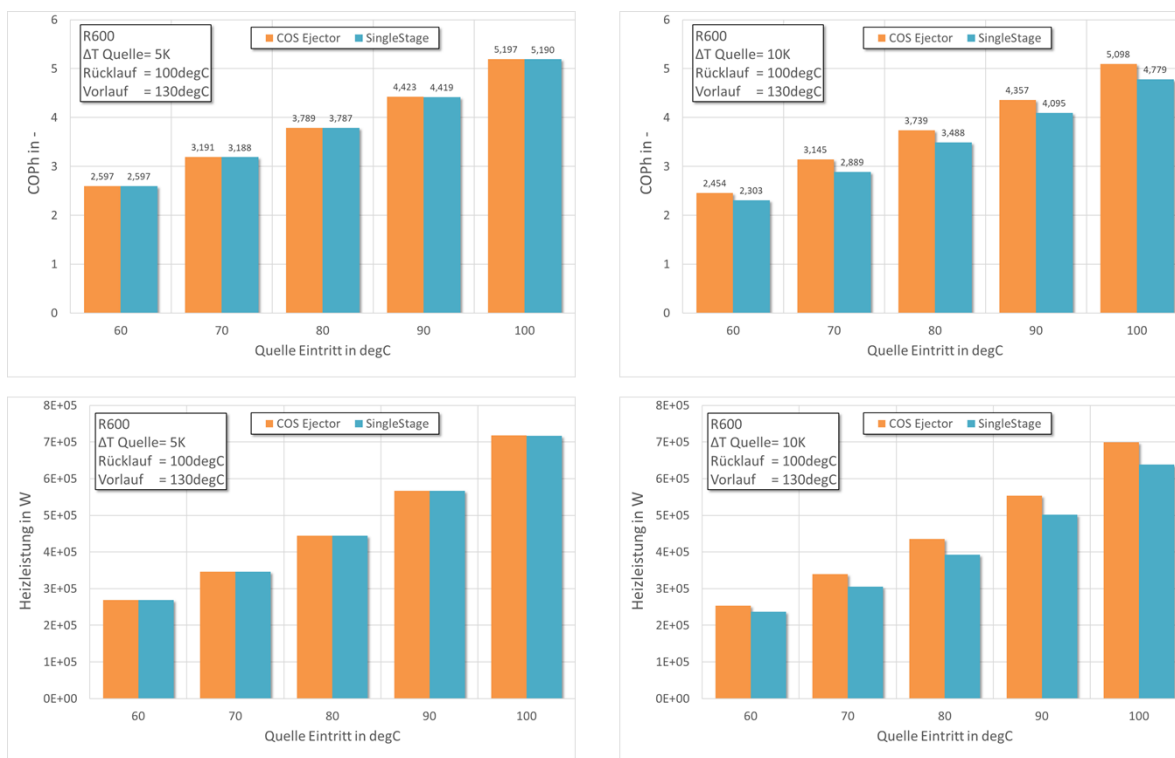


Abb. 29 Ergebnisse für industrielle Dampferzeugung bei 130°C mit R600 (links 5K Abkühlung, rechts 10K Abkühlung der Quelle).

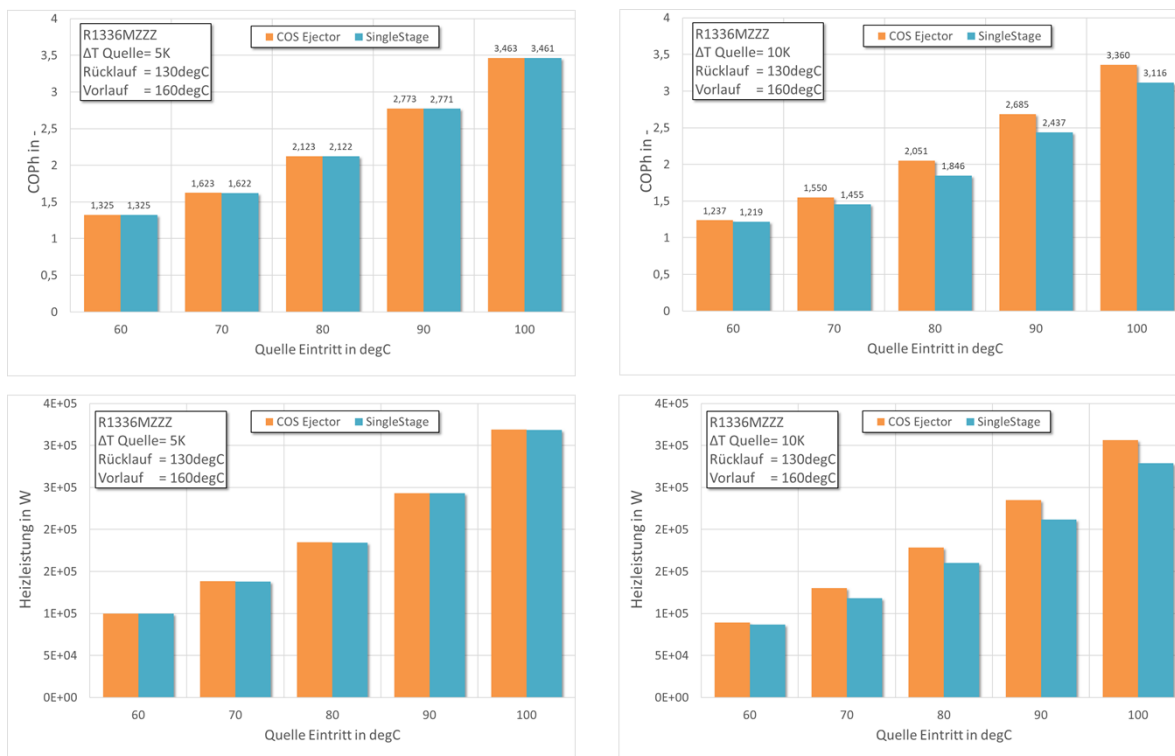


Abb. 30 Ergebnisse für industrielle Trocknung bei 160°C mit R1336mzz-Z (links 5K Abkühlung, rechts 10K Abkühlung der Quelle).

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

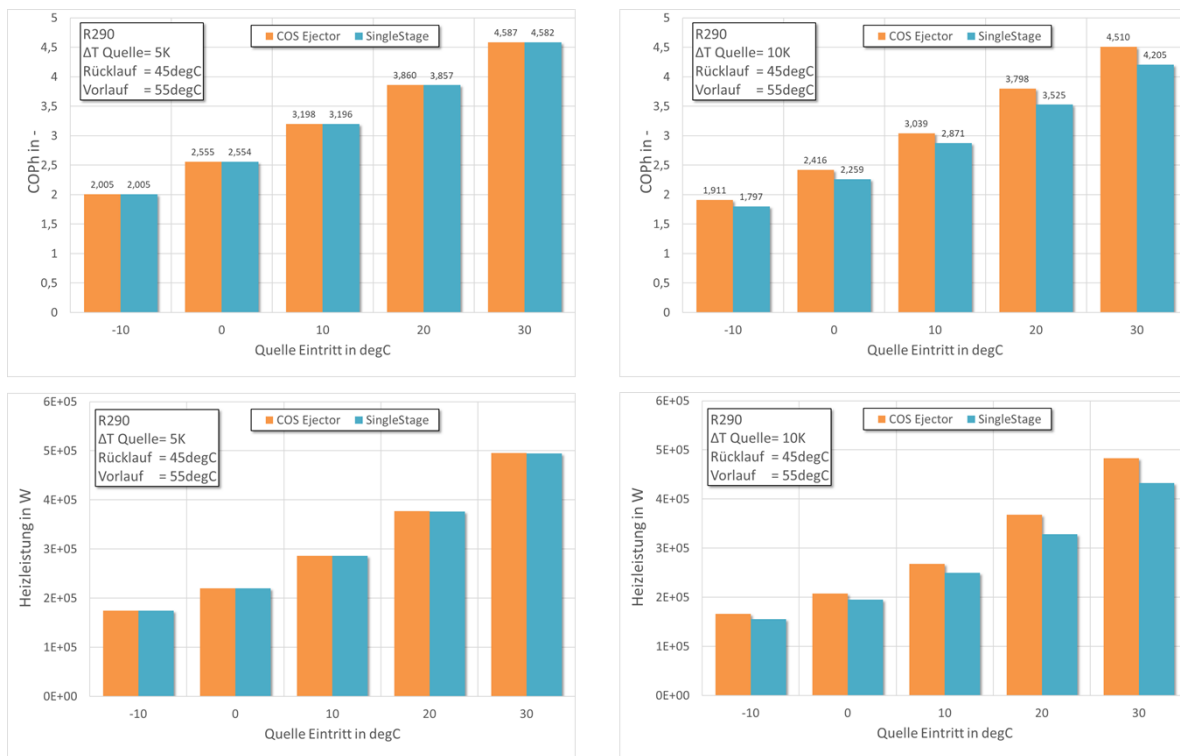


Abb. 31 Ergebnisse für Bereitstellung von Raumwärme/Warmwasser im Sanierungsfall bei 55°C mit R290 (links 5K Abkühlung, rechts 10K Abkühlung der Quelle).

Tabelle 2 bis Tabelle 4 geben eine Übersicht der Ergebnisse in tabellarischer Form. Bei beiden industriellen Anwendungen liegt die maximale Steigerung bei COP und Heizleistung im mittleren Bereich der Quellentemperatur (70 – 90°C). Hier ergänzen sich die Verdichter- und die Ejektorcharakteristik am besten. Für die industrielle Dampferzeugung liegt die mittlere Steigerung der Heizleistung bei ca. 10% und des COPs bei ca. 7%. Bei der Trocknung ist die mittlere Steigerung der Heizleistung 9% und des COPs 7,5%, also in einer ähnlichen Größenordnung. Positive Ausreißer nach oben zeigen sich bei Quellentemperaturen von 80 – 90°C, wo beide Steigerungen bei über 10% sind.

Der Anwendungsfall im Gebäudebereich zeigt die größten Steigerungen bei hohen Quellentemperaturen von 20 – 30°C. Im Mittel ist hier die Verbesserung der Heizleistung bei ca. 9% und des COPs bei 7%.

Tabelle 2: Ergebnisse für industrielle Dampferzeugung bei 130°C mit R600 bei 10K Abkühlung der Quelle).

Quelle Eintritt	Abkühlung Quelle	Senke Eintritt	Senke Austritt	COP einstufig	COP Ejektor	COP Steigerung	Heizleistung Steigerung
degC	K	degC	degC	-	-	%	%
60	10	100	130	2,30	2,45	6,53	6,84
70	10	100	130	2,89	3,14	8,84	11,41
80	10	100	130	3,49	3,74	7,18	10,96
90	10	100	130	4,09	4,36	6,34	10,31
100	10	100	130	4,78	5,1	6,68	9,64

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 3: Ergebnisse für industrielle Trocknung bei 160°C mit R1336mzzZ bei 10K Abkühlung der Quelle).

Quelle Eintritt	Abkühlung Quelle	Senke Eintritt	Senke Austritt	COP einstufig	COP Ejektor	COP Steigerung	Heizleistung Steigerung
degC	K	degC	degC	-	-	%	%
60	10	130	160	1,22	1,24	1,49	2,51
70	10	130	160	1,46	1,55	6,54	10,18
80	10	130	160	1,85	2,05	11,12	11,36
90	10	130	160	2,44	2,68	10,21	10,80
100	10	130	160	3,12	3,36	7,83	9,98

Tabelle 4: Ergebnisse für Bereitstellung von Raumwärme/Warmwasser im Sanierungsfall bei 55°C mit R290 bei 10K Abkühlung der Quelle.

Quelle Eintritt	Abkühlung Quelle	Senke Eintritt	Senke Austritt	COP einstufig	COP Ejektor	COP Steigerung	Heizleistung Steigerung
degC	K	degC	degC	-	-	%	%
-10	10	45	55	1,79	1,91	6,35	7,14
0	10	45	55	2,26	2,42	6,97	6,68
10	10	45	55	2,87	3,04	5,84	7,15
20	10	45	55	3,53	3,80	7,74	12,06
30	10	45	55	4,21	4,51	7,24	11,61

3.3.8 Conclusio Systemsimulation (Aut. M. Lauermann)

Durch den Einbau eines Ejektors lassen sich sowohl der Heiz-COP als auch die Heizleistung um bis zu 10% gegenüber eines einstufigen Kältekreislaufes erhöhen. Allerdings tritt diese Verbesserung erst bei hinreichend hoher Abkühlung der Quelle ein. Dieses Verhalten geht einher mit der ausgewählten Ejektorschaltung (COS-Variante), die jedoch ein robustes Betriebsverhalten über einen weiten Temperaturbereich ermöglicht. Tabelle 5 stellt eine Zusammenfassung der Ergebnisse für alle drei Anwendungsfälle bei ausgewählten Betriebspunkten dar.

Tabelle 5: Zusammenfassung der Ergebnisse des numerischen Vergleichs bei ausgewählten Betriebspunkten (Einstufig vs. COS) für 10K Abkühlung der Quelle.

Use-case	Kältemittel	Quelle	Senke	Steigerung COP	Steigerung Heizleistung
Industrie - Dampferzeugung	R600	80°C	130°C	7%	11%
Industrie - Trocknung	R1336mzz-Z		160°C	11%	11%
Gebäude - Raumwärme/Warmwasser	R290	0°C	55°C	7%	7%

3.3.9 Designstudie (Aut. K. Marx)

Für die Entwicklung des Designs eines Ejektors sind die erwarteten Stückzahlen maßgeblich da sie insbesondere auf die Wahl des Fertigungsverfahrens einen signifikanten Einfluss haben. So eignen sich Urformverfahren wie Gießen, besonders bei großen Stückzahlen, da die bauteilbezogenen Werkzeugkosten mit steigenden Losgrößen signifikant sinken und eine schnelle Produktion möglich ist. Andererseits eignen sich spanende Verfahren oder additive Fertigungsverfahren insbesondere bei kleinen Stückzahlen, da sie ein hohes Maß an Individualität ermöglichen. Es stehen somit die Fertigungskosten der erforderlichen Adaptivität des Produktes im gegenüber. Andererseits sind die technischen Anforderungen der Ausführung des Produktes maßgeblich. So sind oft nicht rotationssymmetrische Ausführungen bei spanenden Verfahren nur mit Einsatz von Fräsmaschinen zu realisieren und ein Umspannen des Materials gegeben falls erforderlich. Dem gegenüber steht die weitestgehend individuell ausführbare Form beim Guss, welche allerdings vielmals erst durch spanende Bearbeitung in die Endform gebracht werden muss. Ejektoren stellen hier eine besondere Herausforderung dar, da sie weitestgehend eine rotationssymmetrische Form aufweisen und nur in wenigen Bereichen eine Asymmetrie hinsichtlich der Strömungshaupttrichtung aufweisen. Dabei sind die für die Ausführung erforderlichen Oberflächenqualitäten der Strömungsberührenden Kontur eine besondere Herausforderung, welche bereits in einem frühen Stadium der Designentwicklung berücksichtigt werden müssen. Daher wird der Ejektor aus Sicht der Konstruktion in vier Hauptteile

- Hochdruckdüse (HD-Düse),
- Niederdruckdüse/Ansaugzone (ND-Düse),
- Mischzone und
- Diffusor

unterteilt und die individuellen Anforderungen näher diskutiert.

In der HD-Düse wird das flüssige Hochdruckmedium aus dem Kondensator eingebracht und soll, um die Druckrückgewinnung des Ejektors zu maximieren, so effizient wie möglich beschleunigt werden. Dies geschieht in einer rotationssymmetrischen konvergent-divergenten Düse wobei der Beschleunigung des Mediums Verdampfungsphänomene überlagert sind. Da die Dimensionen der Düse relativ klein sind sollte eine hohe Oberflächengüte realisiert werden um die Randeffekte gering zu halten.

In die ND-Düse wird das Kältemittel aus dem Verdampfer eingebracht und hin zur Ansaugzone geleitet. Da aus konstruktiver Sicht ein Rohranschluss erforderlich ist wird dieser Teil zumindest hinsichtlich des Rohrstutzen asymmetrisch. Die Strömungsführung sollte dabei so gewählt sein, dass die Verluste möglichst gering ausfallen wobei die Geschwindigkeiten relativ zur HD-Düse in diesem Bereich gering ist. Die Anforderungen an die Oberflächengüte werden daher als nicht so hoch eingestuft.

Die Mischzone und der Diffusor sind wieder symmetrisch betreffend der Strömungsrichtung wobei, um ein Ablösen der Strömung im Diffusor zu verhindern, dieser mit einer möglichst hohen Oberflächengüte ausgeführt sein soll.

Die Anforderungen an die einzelnen Bereiche in einer qualitativen, übersichtlichen Darstellung sind in Tabelle 6 gegeben.

Tabelle 6: Anforderungen an die Konstruktion des Ejektors in den unterschiedlichen Bereichen.

Bereich	Einsatzbedingungen		Form	Oberflächenanforderung
	ϑ	p		
HD-Düse	++++	++++	symmetrisch	+ / ++
ND-Düse	+	+	asymmetrisch	~
Mischzone	++	+	symmetrisch	++
Diffusor	+	++	symmetrisch	+++

Auf Basis der oben beschriebenen Anforderungen und den Entwicklungen aus dem Vorprojekt HighButane 2.0 (FFG-Projekt Nummer 843935) wurde ein modulares Design für einen Ejektor weiterentwickelt welches in Abb. 32 abgebildet ist.

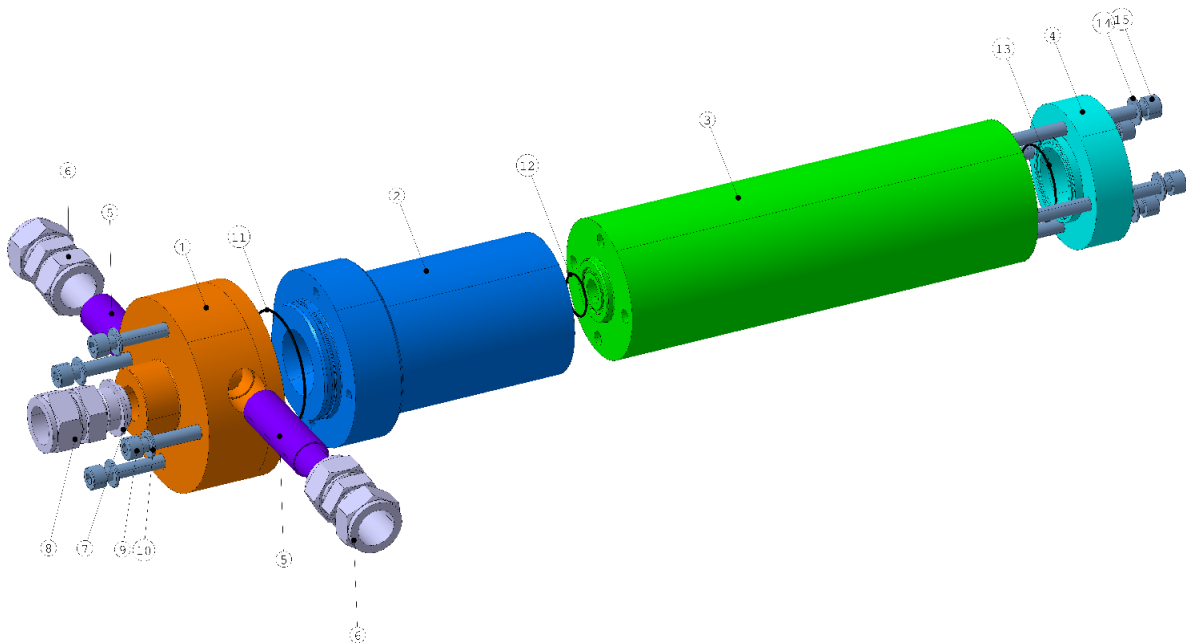


Abb. 32 3D-Ansicht des Grunddesigns des Ejektors. ① Düsenkörper, ② Mischkörper, ③ Diffusor, ④ Endstück, ⑤ Anschlussrohr, ⑥ Rohrverbinder, ⑦ Dichtring, ⑧ Einschraubfitting, ⑨ Schraube, ⑩ Scheibe, ⑪ O-Ring, ⑫ O-Ring, ⑬ O-Ring, ⑭ Scheibe, ⑮ Schraube.

Das Design besteht aus vier Hauptkomponenten – Düsenkörper, Mischkörper, Diffusor und Endstück – sowie Zubehör wie O-Ringe, Schrauben, Scheiben, Rohrteilen und Fittings. Die einzelnen Komponenten werden weitestgehend verschraubt bzw. verklemmt. Einzig das Anschlussrohr ⑤ wird mit dem Düsenkörper ① verlötet. Dabei sollte bei der Fertigung auf die möglichst gleichmäßige Erwärmung geachtet werden. Bei der Wahl des Materials sollten für Wärmepumpen übliche Materialien berücksichtigt werden, um im Betrieb gegebenenfalls Korrosionsprobleme zu vermeiden und um eine gute Verbindbarkeit zu gewährleisten. Die Bearbeitbarkeit spielt ebenso eine wesentliche Rolle. Daher wurde als Material in dieser Studie eine Messinglegierung gewählt. Dabei komme eine Vielzahl von Legierungen in Betracht. CuZn40Pb2 eignet sich besonders, da er sich gut mechanisch bearbeiten lässt als auch,

mit in Wärmepumpen üblicherweise verwendeten Materialien (Kupferrohre), sehr gut verträglich [36] und verbinden (bspw. löten) lässt. Die Materialeigenschaften sind in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7: Festigkeitswerte für CuZn40Pb2 [37].

Material	-	-	CuZn40Pb2.F43
Zugfestigkeit	R_m	N/mm ²	≥430
0,2% Dehngrenze	$R_{p0.2}$	N/mm ²	≥250
Bruchdehnung	A_5	%	15
Brinellhärte	HB	-	125

Für die detaillierte Analyse ob sich das entwickelte Design in der Fertigung bewährt ist die Fertigung eines Samples notwendig. Dabei werden Konstruktionsfehler identifiziert und können behoben werden. Aus diesem Grund wurde ein Fertigungssample eines Ejektors in Auftrag gegeben. Dabei wurde der Düsenkörper und der Mischkörper aus Messing und der Diffusor und das Anschlussstück aus Polylactide (PLA) mittels 3D-Druck gefertigt. PLA wurde genutzt um die Kosten des Sample niedrig zu halten. Die gesamten Teile sind in Abb. 33 zu sehen.

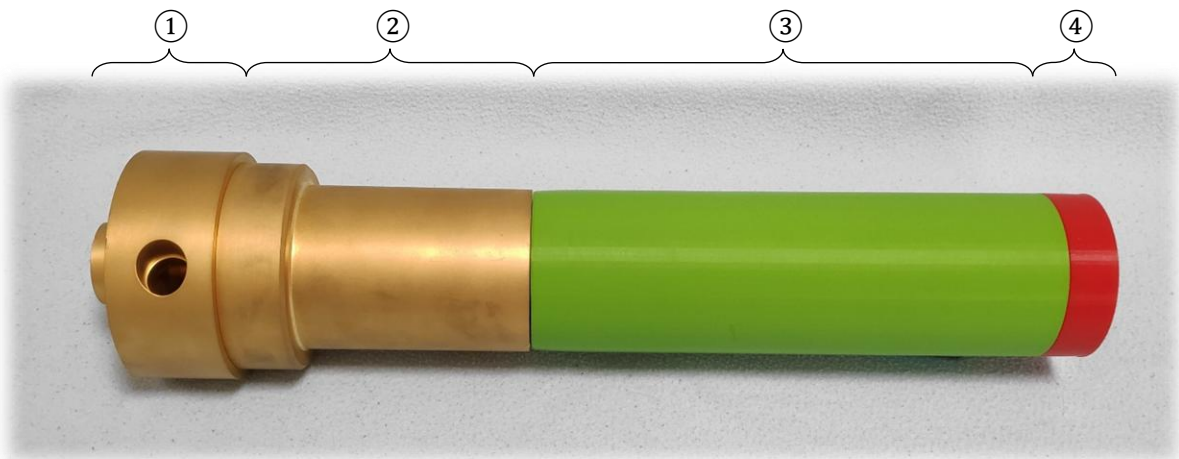


Abb. 33 Fertigungssample eines Ejektors zur Prüfung des entwickelten Designs bestehend aus: ① Düsenkörper, ② Mischkörper, ③ Diffusor, ④ Endstück, ⑤ Anschlussrohr.

Das Fertigungssample hat gezeigt, dass das entwickelte Design problemlos fertigbar ist und keine großen Anpassungen notwendig sind.

3.3.10 Fertigungskosten (Aut. K. Marx)

Für die Ermittlung der Fertigungskosten wurden Werkstattzeichnungen der Bauteile erstellt. Dabei wurde eine Zusammenbauzeitung und vier Einzelteilzeichnungen erstellt. Passungen wurden definiert und geforderte Oberflächengüten mittels Mittelrauwert angegeben. Besonders im Diffusor, wo Strömungsabriss durch zu starke Druckgradienten kritisch sind, wurde ein Mittelrauwert von Ra 0,05 festgelegt was durch Elektropolieren erreicht wird.

Die gesammelten Unterlagen wurden drei Herstellern übermittelt und Preise angefragt. Um effizient im Projekt voranzukommen, haben wir uns an sogenannten Herstellernetzwerken bedient. Diese bündeln eine Vielzahl von Herstellern unter einem Dach und bieten den Service

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

über eine digitale Plattform an. Diese Plattformen bieten den Vorteil der schnellen - Angebotsabfrage und bieten, aufgrund der Vielzahl an Herstellern, einen Preisvorteil gegenüber klassischen Direktanbietern.

Die Unterlagen wurden CNC-Proto (<http://cnc-proto.eu/>), FACTUREE (<https://www.facturee.de/>) und 3D HUBS (<https://www.3dhubs.com/>) übermittelt und Angebote abgefragt. Bei der Einholung von Angeboten wurde die Fertigung von Einzelstücken sowie Kleinstserien von 10 und 100 Stück abgefragt.

Von CNC-Proto wurde kein Angebot übermittelt. Die Preisaufstellung für die Losgröße 1 findet sich in Tabelle 8, jene für Losgröße 10 in Tabelle 9 und jene für Losgröße 100 in Tabelle 10.

Tabelle 8: Preisaufstellung für Losgröße 1.

Bauteil	CNC-Proto	FACTUREE	3D HUBS
① Düsenkörper	---	EUR 480,11	EUR 578,71
② Mischkörper	---	EUR 758,14	EUR 727,04
③ Diffusor	---	EUR 778,63	EUR 781,48
④ Endstück	---	EUR 186,90	EUR 274,34
Anmerkungen	Kein Angebot	Keine Oberflächenbehandlung	

Tabelle 9: Preisaufstellung für Losgröße 10.

Bauteil	CNC-Proto	FACTUREE	3D HUBS
① Düsenkörper	---	EUR 254,55	EUR 177,33
② Mischkörper	---	EUR 451,34	EUR 220,32
③ Diffusor	---	EUR 476,33	EUR 234,23
④ Endstück	---	EUR 78,71	EUR 70,82
Anmerkungen	Kein Angebot	Keine Oberflächenbehandlung	

Tabelle 10: Preisaufstellung für Losgröße 100.

Bauteil	CNC-Proto	FACTUREE	3D HUBS
① Düsenkörper	---	EUR 202,75	EUR 86,55
② Mischkörper	---	EUR 348,64	EUR 107,05
③ Diffusor	---	EUR 371,51	EUR 109,44
④ Endstück	---	EUR 52,34	EUR 27,14
Anmerkungen	Kein Angebot	Keine Oberflächenbehandlung	

Eine Gegenüberstellung der Bauteilkosten an den Gesamtkosten auf Basis der Angebote ist in Abb. 34 zu sehen. Prozentuell ist bei beiden Anbietern das Bauteil ③ Diffusor mit 35% bzw. 33% am teuersten und das Bauteil ④ Endstück mit 9% bzw. 12% am günstigsten ist. Die relativ hohen Kosten des Diffusors sind wenig überraschend handelt es sich doch um ein Bauteil, welches relativ groß ist, lange Bohrungen besitzt und eine sehr hohe Anforderung an die Oberflächenqualität hat. Überraschend ist allerdings, dass ① Düsenkörper relativ günstig ist. Dies ist insbesondere deshalb interessant da zur Herstellung des Bauteils ein Umspannen notwendig ist.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

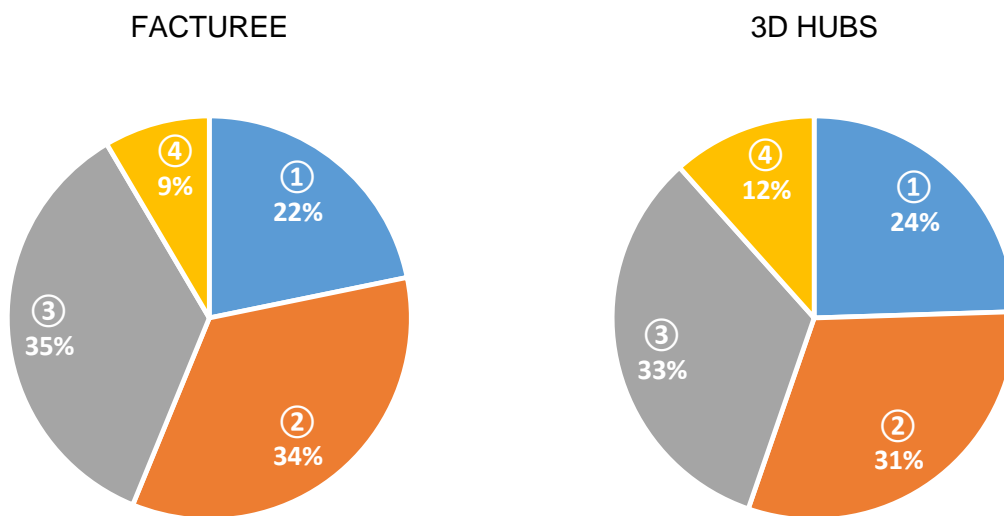


Abb. 34 Relative Bauteilkosten – ① Düsenkörper, ② Mischkörper, ③ Diffusor, ④ Endstück – für (links) FACTUREE und (rechts) 3D HUBS.

Die Abhängigkeit der Bauteilkosten von der Losgröße ist in Abb. 35 für beide Anbieter gezeigt. Wie erwartet sinken die Kosten der Bauteile signifikant mit der Losgröße.

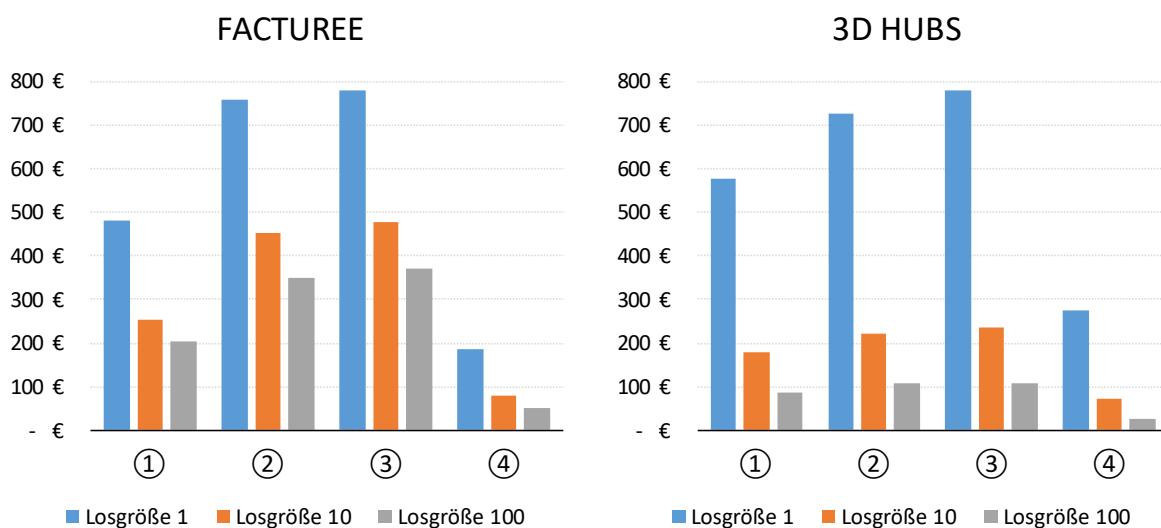


Abb. 35 Bauteilkosten – ① Düsenkörper, ② Mischkörper, ③ Diffusor, ④ Endstück – in Abhängigkeit von der Losgröße für (links) FACTUREE und (rechts) 3D HUBS.

3D HUBS stellte im Zuge der Anfrage eine sehr detaillierte Analyse der Fertigungskosten zur Verfügung welche in Abb. 36 gezeigt ist. Die Kosten sinken dabei für die einzelnen Bauteile annähernd einer Potenzfunktion mit -0,5 in der Potenz. Die Gesamtkosten der Bauteile sinken von EUR 2.362 bei Einzelfertigung auf EUR 330 bei Losen zu 100 Stück was einer Reduktion von rund 86% entspricht. Relativ gesehen sinken also die Kosten der Bauteile mit der Losgröße sehr ähnlich. Eine Ausnahme ist das Bauteil ④ Endstück. Hier sinken die Kosten stärker als für die restlichen Bauteile.

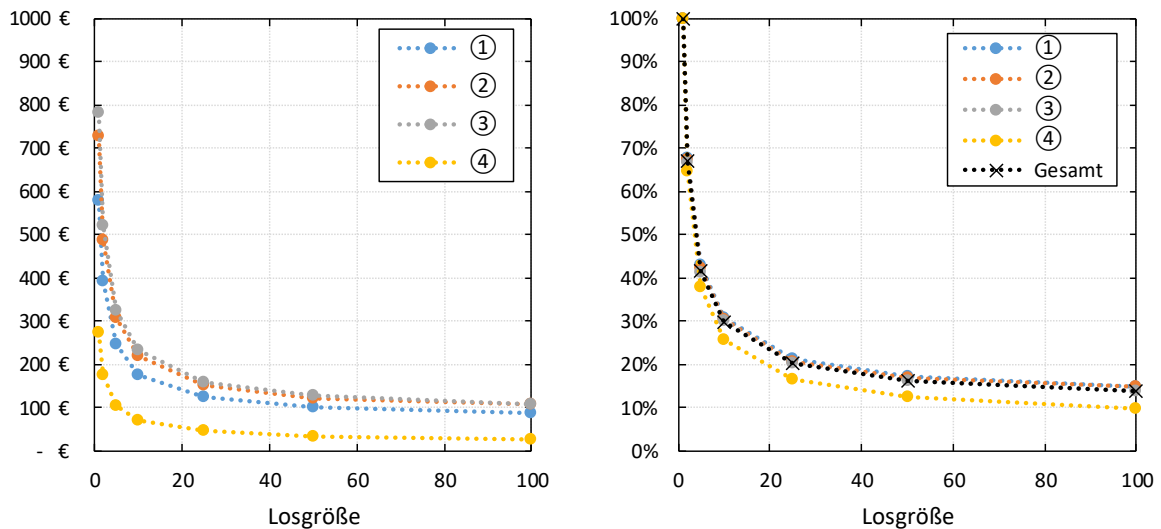


Abb. 36 Bauteilkosten und Gesamtkosten auf Basis des Angebots von 3D HUBS. ① Düsenkörper, ② Mischkörper, ③ Diffusor, ④ Endstück. Links: In absoluten Zahlen. Rechts: In relativen Zahlen.

Abschließend kann gesagt werden, dass die Wirtschaftlichkeit der Technologie, wie bei vielen anderen Technologien auch, sehr stark von der Anzahl der Bauteile abhängt (Schlagwort: „Economy of Scale“). Sind allerdings Einzelanfertigungen notwendig so kann eine Kostenreduktion allenfalls durch replizierte, und vor allem automatisierte, Anwendung der Auslegungsmethode reduziert werden. In diesem Fall spricht man von „Economy of Scope“. Für die Gesamt-Bauteilkosten müssen noch die Kosten der restlichen Bauteile (Schrauben, O-Ringe, Fittinge und Rohrstücke) sowie die Montage berücksichtigt werden. Diese können, nach Rücksprache mit AIT internen Experten, in diesem Fall mit rund 5% für die restlichen Bauteile und 10% für den Zusammenbau relativ zu den Gesamt-Einzelteilkosten angenommen werden. Zusätzlich kommen noch Kosten für die Auslegung hinzu die Pauschal mit EUR 1.000 angenommen werden.

Damit steigen die Gesamtkosten für einen Ejektor in Einzelfertigung auf rund EUR 3.800 bzw. auf rund EUR 400 bei einer Serie von 100 Stück.

3.3.11 Wirtschaftlichkeitsrechnung (Aut. K. Marx)

Für die Berechnung der Wirtschaftlichkeit der Technologie ist die Schaffung einer vergleichbaren Basis notwendig. Dazu ist es notwendig die mit der Technologie verbundenen Mehrkosten bei der Beschaffung (CAPEX) dem Kostenvorteil im Betrieb (OPEX) gegenüberzustellen.

Die Erhöhung der CAPEX Kosten bei einer Wärmepumpe umfasst die Kosten des Ejektors selbst, Kostenabweichungen wegen kleiner oder größerer Bauteile in der Wärmepumpe sowie der Mehraufwand bei der Installation. Im hier vorliegenden Fall wird davon ausgegangen, dass die anderen Bauteile der Wärmepumpe annähernd gleichbleiben und damit aus der Gegenüberstellung herausgenommen werden können. Der Mehraufwand bei der Installation lässt sich nur sehr schwer abschätzen. Da dieser, so wie bei den bauteilbezogenen Kosten

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

ebenfalls, einer Skalierung unterliegt - das heißt der Monteur wird bei der Montage schneller je mehr Bauteile des gleichen Typs er verbaut – kann angenommen, dass die Installationskosten relativ auf die Bauteilkosten aufgeschlagen werden kann. Hier wurde 10% der Ejektor-Kosten für die Montage gerechnet. Zusätzlich müssen noch die Kosten für Kapital berücksichtigt werden. Da diese stark variieren wurden hier eine Bandbreite von 2,5...7,5% berücksichtigt. Eine Zusammenstellung der Mehrkosten bei der Investition für eine Wärmepumpe mit Ejektor ist in Tabelle 11 zu sehen.

Tabelle 11: Aufstellung der Mehrkosten für den Einsatz eines Ejektors auf Basis des Angebots von 3D HUBS.

	Anteilige Kosten	Losgröße		
		1	10	100
Gesamtkosten Einzelteile	#	2.362 €	703 €	330 €
Sonstiges Material	5%	118 €	35 €	17 €
Zusammenbau	15%	354 €	105 €	50 €
Montage	10%	236 €	70 €	33 €
Auslegung	1.000 €	1.000 €	100 €	10 €
Summe		4.070 €	1.014 €	439 €

Beim Einsatz eines Ejektors sinken die Betriebskosten durch die Verbesserung des Wirkungsgrades der Wärmepumpe. Konkret bewirkt ein Ejektor, unter der Annahme gleichbleibender Heiz- oder Kühlleistung, einen geringeren Strombedarf. Der Strompreis ist dabei stark von der Art des Verbrauchers (Haushalt oder Industrie) und dem Energieverbrauch pro Jahr ab. Für die Wirtschaftlichkeitsberechnung hier wurde für den Einsatz im Haushalt von einem Energieverbrauch von bis 5.000 kWh/a bzw. bei Industrieanwendungen von 70.000 bis 150.000 MWh/a ausgegangen. Die Strompreisentwicklung der letzten Jahre sowie der Berechnungswert für die Wirtschaftlichkeitsanalyse sind in Tabelle 13 im Anhang angegeben. Für die Berechnung wurde bei Haushaltsanwendung ein Berechnungswert von 22,279 €-Cent/kWh und bei Industrieanwendungen ein Berechnungswert von 8,414 €-Cent/kWh gewählt.

Zur Berechnung der Amortisationszeit des Ejektors wurde die sogenannte Kapitalwertmethode (oder auch Net Present Value) genutzt. Dabei errechnet sich der Nettokapitalwert C_0 bezogen auf den Zeitpunkt $t=0$ zu

$$C_{0(i)} = -I + \sum_{t=1}^T \frac{Z_t}{(1+i)^t} + L \cdot (1+i)^{-T} \quad (6)$$

wobei I die Investitionsauszahlung zum Zeitpunkt $t=0$, Z_t der Zahlungsstrom in Periode t , i der Kalkulationszinssatz und L der Liquidationserlös ist. Für die Berechnung der Amortisationszeit müssen die beiden Technologien, klassische Wärmepumpe und Wärmepumpe mit Ejektor, gegenübergestellt werden. Dabei reicht es aus, den Vergleich auf Basis der mit dem Ejektor verbundenen Mehrkosten und den Kostenvorteil durch die höhere Effizienz bei der Energiebereitstellung durchzuführen. Die Amortisationszeit des Ejektors ist dann erreicht,

wenn der Kostenvorteil im Betrieb die Mehrkosten bei der Investition ausgleicht. D.h. der Zeitpunkt t wenn $C_0=0$ erfüllt ist.

Zur Analyse der Wirtschaftlichkeit müssen Szenarien definiert werden. Diese werden in Folge erklärt und die Ergebnisse diskutiert

Szenario 1: Industrie - Dampferzeugung – Das Szenario leitet sich aus den Arbeiten in AP 3 und dem dort beschriebenen Industrie – Dampferzeugungsfall ab. Es wurde vereinfachend angenommen, dass der Betrieb der Wärmepumpe sich über die Jahre nicht ändert. Dies betrifft sowohl die Betriebsstunden als auch der berechnete COP. Für die Betriebsstunden wurde angenommen, dass diese im Jahr 7.000 h betrieben wird wobei davon 60% unter Vollast und den Rest unter Teillast bei einem Teillastfaktor von 60%. Für die Quelle wurde angenommen, dass diese zwischen 60 und 100°C schwankt. Die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsberechnung in tabellarischer Form sind in Tabelle 12 gezeigt.

Tabelle 12: Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse für Szenario 1.

	Einheit	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4	Fall 5
Nominalleistung		50	50	50	50	50
Quellen Eintrittstemperatur	°C	60	70	80	90	100
Betriebsstunden	h/a	7000	7000	7000	7000	7000
Volllaststunden	h/a	4200	4200	4200	4200	4200
Teillaststunden	h/a	2800	2800	2800	2800	2800
Gelieferte Wärme	MWh/a	294	294	294	294	294
Stromverbrauch						
ohne Ejektor	MWh/a	128	102	84	72	62
mit Ejektor	MWh/a	120	93	79	67	58
Stromkosten						
ohne Ejektor	€/a	10741	8562	7092	6041	5176
mit Ejektor	€/a	10080	7865	6616	5677	4852
Differenz	€/a	661	697	476	363	324
Amortisationszeit Losgröße 1						
i= 2.5%	a	6,77	6,39	9,74	13,14	14,88
i= 5%	a	7,55	7,08	11,35	15,67	17,89
i= 7.5%	a	8,58	7,97	13,47	18,95	21,75
Amortisationszeit Losgröße 10						
i= 2.5%	a	1,59	1,50	2,22	2,93	3,30
i= 5%	a	1,64	1,55	2,31	3,08	3,49
i= 7.5%	a	1,70	1,61	2,41	3,25	3,71
Amortisationszeit Losgröße 100						
i= 2.5%	a	0,68	0,65	0,95	1,25	1,40
i= 5%	a	0,70	0,66	0,97	1,28	1,45
i= 7.5%	a	0,71	0,68	0,99	1,32	1,49

Die Amortisationszeit ist stark von dem betrachteten Fall und der Losgröße abhängig. Die Auswirkung des betrachteten Falls sowie des Kalkulationszinssatz bei Losgröße 1 ist in

Abb. 37 links gezeigt. Die Amortisationszeit steigt mit dem betrachteten Fall an, wobei bei Fall 2 die Amortisationszeit etwas geringer als für Fall 1 ausfällt, und reicht von rund 7 bis 22 Jahre für Losgröße 1. Die Auswirkung der Losgröße bei $i=5\%$ ist in Abb. 37 rechts gezeigt. Der erwartete Skaleneffekt ist sehr ausgeprägt wodurch, beispielsweise bei Fall 1, von 7,5 (Losgröße 1) auf 0,7 (Losgröße 100) Jahre abfällt.

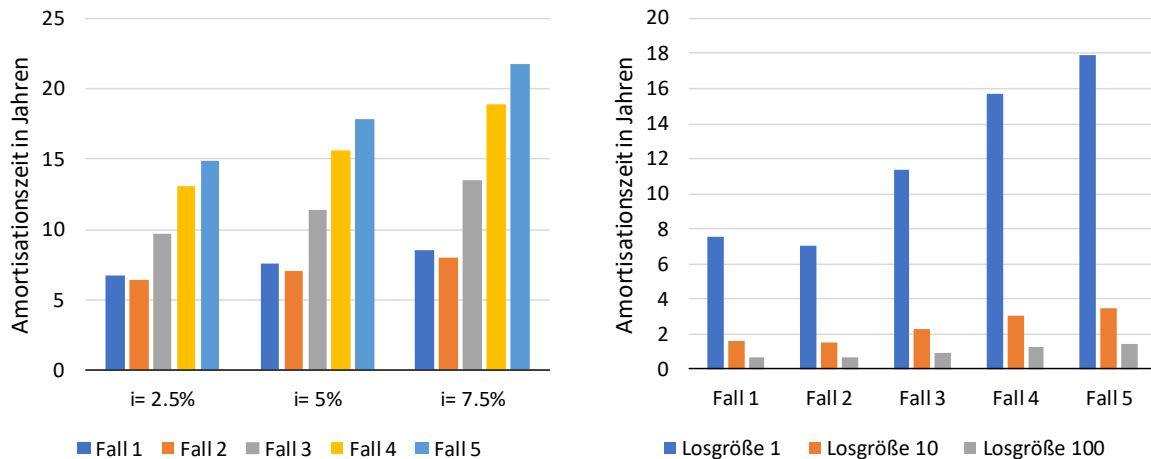


Abb. 37 Errechnete Amortisationszeit für Szenario 1. Links: in Abhängigkeit von dem Kalkulationszinssatz für Losgröße 1. Rechts: in Abhängigkeit von der Losgröße für einen Kalkulationszinssatz von 5%.

Szenario 2: Industrie - Trocknung – Das Szenario leitet sich aus den Arbeiten in AP 3 und dem dort beschriebenen Industrie–Trocknungsfall ab. Es wurde vereinfachend angenommen, dass der Betrieb der Wärmepumpe sich über die Jahre nicht ändert. Dies betrifft sowohl die Betriebsstunden als auch der berechnete COP. Für die Betriebsstunden wurde angenommen, dass die Wärmepumpe im Jahr 7.500 h betrieben wird wobei davon 90% unter Vollast und den Rest unter Teillast bei einem Teillastfaktor von 60%. Für die Quelle wurde angenommen, dass diese zwischen 60 und 100°C schwankt. Die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsberechnung in tabellarischer Form sind in Tabelle 14 im Anhang gezeigt. Die Amortisationszeit ist stark von dem betrachteten Fall und der Losgröße abhängig. Die Auswirkung des betrachteten Falls sowie des Kalkulationszinssatz bei Losgröße 1 ist in Abb. 38 links gezeigt. Die Amortisationszeit steigt mit dem betrachteten Fall an. Bei Fall 3, Quellentemperatur 80°C, ist sie am geringsten und fällt, bei Losgröße 1, in den Bereich von rund 2,6 bis 2,9 Jahre. Die Auswirkung der Losgröße bei $i=5\%$ ist in Abb. 38 rechts gezeigt. Der erwartete Skaleneffekt ist sehr ausgeprägt wodurch, beispielsweise bei Fall 3, von 2,7 bei Losgröße 1 auf 0,3 Jahre bei Losgröße 100 abfällt.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

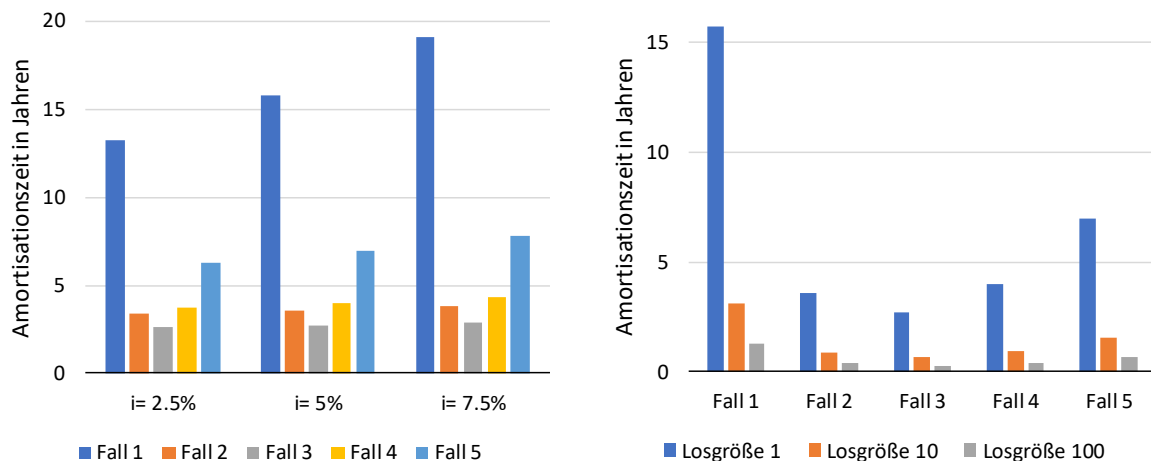


Abb. 38 Errechnete Amortisationszeit für Szenario 2. Linke: in Abhängigkeit von dem Kalkulationszinssatz für Losgröße 1. Rechts: in Abhängigkeit von der Losgröße für einen Kalkulationszinssatz von 5%.

Szenario 3: Gebäude – Raumwärme/Warmwasser – Das Szenario leitet sich aus den Arbeiten in AP 3 und dem dort beschriebenen Gebäude – Raumwärme/Warmwasser ab. Es wurde vereinfachend angenommen, dass der Betrieb der Wärmepumpe sich über die Jahre nicht ändert. Dies betrifft sowohl die Betriebsstunden als auch der berechnete COP. Für die Betriebsstunden wurde angenommen, dass die Wärmepumpe im Jahr 1.900 h unter Vollast betrieben wird. Für die Quelle wurde angenommen, dass diese zwischen -10 und 30°C schwankt. Die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsberechnung in tabellarischer Form sind in Tabelle 15 im Anhang gezeigt.

Die Amortisationszeit ist stark von dem betrachteten Fall und der Losgröße abhängig. Die Auswirkung des betrachteten Falls sowie des Kalkulationszinssatz bei Losgröße 1 ist in Abb. 39 links gezeigt. Die Amortisationszeit steigt mit dem betrachteten Fall an wobei im Fall 3 die Amortisationszeit wegen der ungünstigen Lage der COPs höher als in Fall 4 ausfällt. Bei Fall 1, Quelltemperatur -10°C, ist sie am geringsten und fällt, bei Losgröße 1, in den Bereich von rund 6,3 bis 20,5 Jahre. Die Auswirkung der Losgröße bei $i=5\%$ ist in Abb. 39 rechts gezeigt. Der erwartete Skaleneffekt ist sehr ausgeprägt wodurch, beispielsweise bei Fall 5, von 16,9 bei Losgröße 1 auf 1,4 Jahre bei Losgröße 100 abfällt.

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

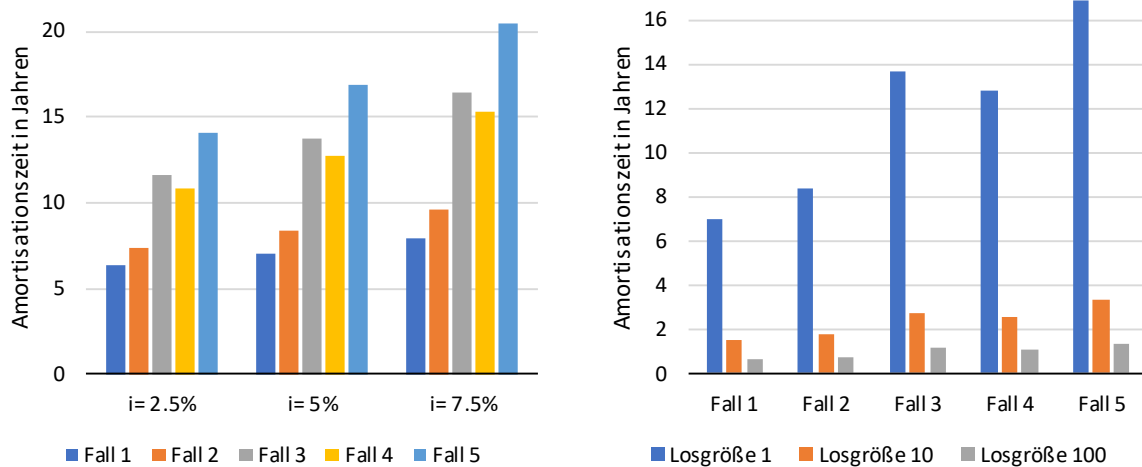


Abb. 39 Errechnete Amortisationszeit für Szenario 3. Linke: in Abhängigkeit von dem Kalkulationszinssatz für Losgröße 1. Rechts: in Abhängigkeit von der Losgröße für einen Kalkulationszinssatz von 5%.

Schlussfolgerungen und Ausblick

- Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung liefert, dass Ejektoren, bei entsprechendem Betrieb und bei ausreichend große Stückzahlen, hinsichtlich Amortisationszeit rasch in einem Bereich laden der attraktiv ist.
- Es wurden anhand der Ergebnisse aus dem Projekt Gespräche für ein auf VWE aufbauendes Projekt geführt. Insbesondere die Anforderung einer hermetischen Bauteilkonstruktion wurde mehrfach angemerkt. Diese war in der Designentwicklung in VWE nicht Hauptaugenmerk. Dies ist insbesondere in der Größe der Bauteile begründet, für welche eine geschraubte Ausführung gewählt wurde. In einem Folgeprojekt sollte, neben der bereits in VWE beachteten Konstruktionsaspekte, besonderes auf die Forderung von Wärmepumpenherstellern hinsichtlich der hermetischen Bauweise geachtet werden.

4 Schlussfolgerungen, Ausblick und Empfehlungen (Aut. K. Marx, M. Lauermann, R. Reichl, M. Popovac, C. Zenz)

Das theoretische Potential von Wirbelrohren und Ejektoren beim Einsatz in Wärmepumpen ist groß wobei besonders Anwendungen mit hohen Temperaturhuben interessant scheinen. Hier sind insbesondere Anwendungen wie industrielle Dampferzeugung, Trocknungsprozesse und Wärmepumpen in Sanierungsobjekten zu nennen. Die im Projekt untersuchten Technologien und deren technisches und wirtschaftliches Potential hat wesentliche Unterschiede zwischen Wirbelrohr und Ejektor ergeben.

Wirbelrohre bestechen durch ihren einfachen Aufbau und den antizipierten niedrigen Produktionskosten. Sie werden für Anwendungen mit Luft bereits erfolgreich eingesetzt in Wärmepumpen wurden sie allerdings bisher nicht angewendet. Die am vielversprechendste kältetechnische Verschaltung ist die so genannte „Zwischenexpansionsvariante“ welche für die Untersuchungen hier herangezogen wurde. Auf Basis - einer Literaturrecherche wurde die Kontur eines Wirbelrohrs ausgewählt und mittels CFD für die Medien Luft, Wasser und dem Kältemittel R1336mzz-Z durchgeführt. Die berechneten Strömungsprofile unterscheiden sich teilweise sehr stark, wobei jene zwischen Wasser sich von den beiden anderen Medien am stärksten unterscheiden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass Wasser ein inkompressibles Medium ist. Die errechneten Strömungsprofile zeigen bei Wasser als Medium, dass ein anderer Effekt als der Ranque-Hilsche-Effekt für die Temperaturseparation bei inkompressiblen Medien verantwortlich ist. Für Luft und Kältemittel sind die berechneten Strömungsprofile ähnlich. Bei Kältemittel fällt die Temperaturseparation allerdings deutlich geringer aus als bei Luft was auf die höhere Molare Masse und den niedrigeren Isentropenexponent zurückzuführen ist. In der Wärmepumpen-Systembetrachtung konnten mit Wirbelrohren relative Verbesserungen des COP ermittelt werden. Allerdings war für diese Fälle der absolute COP so gering, dass auf Basis des Wissens eine Wirtschaftlichkeit auch ohne Wirbelrohr nicht gegeben ist. Von der weiteren Betrachtung des Wirbelrohrs für den Einsatz im Kältekreis wurde daher im Zuge des Projektes abgesehen und der technische Ansatz wird nicht mehr weiterverfolgt.

Ejektoren sind eine interessante Technologie um die Expansionsarbeit in Wärmepumpen teilweise zurückzugewinnen und die erforderliche Verdichtungsarbeit zu reduzieren. Im Gegensatz zu Wirbelrohren ist ihr Aufbau komplexer und sie können auf unterschiedliche Arten in den Kältekreislauf integriert werden. Die Condenser Outlet Split (COS) Schaltung wurde gewählt da sie für die hier betrachteten Fälle vorteilhaft ist und mit dieser auch bei unvorteilhaften Betriebsbedingungen ein stabiler Betrieb gewährleistet wird.

Zur strömungstechnischen Untersuchung wurde ein homogenes Modell entwickelt und als User-Defined-Function (UDF) in Ansys Fluent® implementiert. Die CFD Simulation wurde mit Messdaten aus der Literatur verglichen und eine gute Übereinstimmung erreicht. Das CFD Modell lässt sich daher auch auf geänderte Geometrien anwenden. Die Geometrie des Ejektors wurde verändert und die Auswirkung der überarbeiteten Geometrie der Hochdruckdüse und Niederdruckeinlas analysiert. Ungünstige Strömungszustände mit

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

Ablösen der Strömung im Diffusor des Ejektors wurden berechnet wobei eine detaillierte Validierung anhand von experimentellen Daten unbedingt erforderlich ist. Nichtsdestotrotz eignet sich das CFD Modell zur Abschätzung ob sich eine Geometrie für einen Ejektor bei gegebenen Betriebsbedingungen eignet.

Für die technische Potentialanalyse wurde anhand von experimentellen Daten aus der Literatur ein für die Systemsimulation geeignetes Ejektormodell entwickelt, die Regelung von Wärmepumpen mit Ejektoren analysiert und erwartbare COP-Werte der Wärmepumpe berechnet. Es wurde bestätigt, dass durch den Ejektor der Wirkungsgradvorteil mit steigendem Temperaturgradienten über die zwei Verdampfer steigt. Auch wurde gezeigt, dass der Ejektor selbst bei ungünstigeren Betriebsbedingungen gegenüber Wärmepumpen ohne Ejektor keine technischen Nachteile hat und der COP unverändert ist. Für den untersuchten Fall der industriellen Trocknung bei 160°C wurde dabei eine relative COP-Steigerung sowie Heizleistungssteigerung von bis zu 11% errechnet.

Ein modulares Design eines Ejektors wurde ermittelt und das Design anhand eines Fertigungssamples analysiert. Das Sample bestätigte die Fertigbarkeit des Designs. Die Fertigungskosten des entwickelten Ejektordesigns wurde durch Preisanfragen analysiert. Im günstigsten Fall lagen die Einzelteilkosten bei Einzelfertigung bei EUR 2.362 und sanken auf EUR 330 bei einer Serie von 100 Stück. Unter Berücksichtigung von Nebenkosten wurden die Gesamtkosten eines Ejektors auf rund EUR 3.800 bzw. EUR 400 bei 100 Stück geschätzt. Mit diesen Kosten wurde eine Wirtschaftlichkeitsanalyse unter Verwendung der Kapitalwertmethode durchgeführt. Bei allen drei untersuchten Fällen wurde bereits bei einer Kleinserie von 10 Stück auch in ungünstigen Betriebsszenarien eine Amortisationszeit von weniger als 3,7 Jahren und in günstigen Betriebsfällen von weniger als einem Jahr berechnet. Für Ejektoren wird daher eine Weiterentwicklung geplant. Dazu wurden bereits Sondierungsgespräche mit Wärmepumpenherstellern und anderen Forschungseinrichtungen geführt. Die Forschungsaktivitäten fokussieren sich dabei auf Fragestellungen wie: hermetisches Ejektordesign, experimentelle Validierung des Betriebs von Ejektoren, Weiterentwicklung der Simulationsmodelle und Automatisierung der Auslegung von Ejektoren.

5 Literaturverzeichnis

- [1] Statistik Austria, 2018. *Bruttoinlandsprodukt nach Wirtschaftsbereichen*. 30.05.2018.
- [2] Statistik Austria, 2016. *Hauptergebnisse der Leistungs- und Strukturstatistik 2016 nach Klassen (4-Stellern) der ÖNACE 2008*. STATISTIK AUSTRIA Bundesanstalt Statistik Österreich, 29.06.2018.
- [3] Statistik Austria, 2017. *Außenhandel nach Gütern (CPA) und Wirtschaftszweig (NACE) Berichtsjahr 2015*. STATISTIK AUSTRIA Bundesanstalt Statistik Österreich, 30.11.2017.
- [4] Hartl, M., Biermayr, P., Schneeberger, A., Schöfmann, P., 2016. *Österreichische Technologie-Roadmap für Wärmepumpen*. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, August 2016.
- [5] S. Wolf, U. Fahl, M. Blesl, A. Voß, and R. Jakobs, 2014. *Analyse des Potenzials von Industrierärmepumpen in Deutschland*. Forschungsbericht. FKZ 0327514A. Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung (IER) (Hrsg.). Stuttgart, 2014
- [6] G. J. Ranque, 1933. *Experiments on Expansion in a Vortex with Simultaneous Exhaust of Hot and Cold Air*. Le Journal De Physique et le Radium (Paris), Vol. 4, pp. 112-114.
- [7] R. Hilsch, 1946. *Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteprozess*. Zeitschrift fuer Naturforschung A, Vol. 1(4), pp. 208-214.
- [8] Y. Xue, M., Arjomandi, R., Kelso, 2013. *The working principle of a vortex tube*. International Journal of Refrigeration, Volume 36, Issue 6, September 2013, Pages 1730-1740.
- [9] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, 2008. *Review of Ranque-Hilsch effects in vortex tubes*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12 (7), pp. 1822-1842.
- [10] R.T. Balmer, 1988. *Pressure-driven Ranque-Hilsch Temperature Separation in Liquids*. Journal of Fluids Engineering, Vol. 110(2), pp. 161-164.
- [11] R.L. Collins, R.B. Lovelace, 1979. *Experimental Study of Two-Phase Propane Expanded Through the Ranque-Hilsch Tube*. Journal of Heat Transfer, Vol. 101(2), pp. 300-305.
- [12] W. Fröhlingdorf, H. Unger, 1999. *Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42 (3), pp. 415-422.
- [13] H. H. Bruun, 1969. *Experimental investigation of the energy separation in vortex tubes*. Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 11 (6), pp. 567-582.
- [14] H.M. Skye, G.F. Nellis, S.A. Klein, 2006. *Comparison of CFD Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube*. International Journal of Refrigeration, Vol. 29(1), pp. 71-80.
- [15] T. Dutta, K.P. Sinhamahapatra, S.S. Bandyopdhyay, 2010. *Comparison of Different Turbulence Models in Predicting the Temperature Separation in a Ranque-Hilsch Vortex Tube*. International Journal of Refrigeration, Vol. 33(4), pp. 783-792.
- [16] U. Behera, P.J. Paul & S. Jacob, 2008. *Numerical Investigations on Flow Behaviour and Energy Separation in Ranque-Hilsch Vortex Tube*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51(25), pp. 6077-6089.
- [17] U. Behera, P. J. Paul, S. Kasthuriengan, R. Karunanithi, S.N. Ram, K. Dinesh, S. Jacob, 2005. *CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48 (10), pp. 1961-1973.

- [18] M. Yilmaz, M. Kaya, S. Karagoz, S. Erdogan, 2009. *A review on design criteria for vortex tubes*. Heat and mass transfer, Vol. 45 (5), pp. 613-632.
- [19] M. Mohiuddin & S. Elbel, 2014. *A Fresh Look at Vortex Tubes Used as Expansion Device in Vapor Compression Systems*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1393.
- [20] N. Li, Z. Wang, X. Han, G. Chen, 2014. *Experimental Study of the Coupling Characteristics Between Vortex Tube and Refrigerants*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1518.
- [21] X. Han, N. Li, K. Wu, Z. Wang, L. Tang, G. Chen, X. Xu, 2013. *The Influence of Working Gas Characteristics on Energy Separation of Vortex Tube*. Applied Thermal Engineering, Vol. 61, pp. 171-177.
- [22] N.H. Gay, 1931. Refrigerating System. U.S. Patent US1836318A, 15. Dezember 1931.
- [23] F. Inzoli, G. Besagni, R. Mereu, 2016. *Ejector refrigeration: A comprehensive review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 53, pp. 373-407.
- [24] S. Aphornratana, K. Chunnanond, 2004. *Ejectors: Applications in refrigeration technology*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 8, pp. 129-155.
- [25] N. Lawrence, S. Elbel, 2016. *Review of recent developments in advanced ejector technology*. International Journal of Refrigeration, Vol. 62, pp. 1-18.
- [26] K. Banasiak, M. Palacz, A. Hafner, Z. Buliński, J. Smolka, A. J. Nowak, A. Fica, 2014. *A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis*. International Journal of Refrigeration 40 (2014), pp. 328-337.
- [27] K. Banasiak, A. Hafner, E. E. Kriezi, K. B. Madsen, M. Birkelund, K. Fredslund, R. Olsson, 2015. *Development and performance mapping of a multi ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units*. Int. J. of Refrigeration 57 (2015), pp. 265-276.
- [28] K. Banasiak, A. Hafner, 2011. *1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion*. International Journal of Thermal Sciences, 2011, Bd. 50., pp. 2235-2247.
- [29] J. Smolka, Z. Bulinski, A. Fic, A. Nowak, K. Banasiak, A. Hafner, 2013. *A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach*. Applied Mathematical Modelling, Vol. 37, pp. 1208-1224.
- [30] J. Bodys, J. Smolka, M. Palacz, M. Haida, K. Banasiak, 2020. *Non-equilibrium approach for the simulation of CO2 expansion in two-phase ejector driven by subcritical motive pressure*. International Journal of Refrigeration, accepted.
- [31] M. Yazdani, A. A. Alahyari, D. Radcliff, 2012. *Numerical modelling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, pp. 5744-5753.
- [32] G. Biferi, F. Giacomelli, F. Mazzelli, A. Milazzo, 2016. *CFD modelling of the condensation inside a supersonic ejector working with R134a*. Energy Procedia, Vol. 101, pp. 1232-1239.
- [33] N. Lawrence and S. Elbel, 2013. *Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis*. International Journal of Refrigeration, vol. 36, no. 4, pp. 1220–1232, 2013.
- [34] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort, 2014. *Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*. Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 53 (6), pp. 2498-

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

2508.

- [35] C. Schlemminger, C. A. Kopp, K. Banasiak, G. Drexler-Schmid, M. Laueremann, B. Windholz, C. Zauner, A. Baumhake, 2020. *Hochtemperatur Wärmepumpe mit Ejektor* [Buchabschnitt] // 45th Annual Meeting of the Deutscher Kälte und Klimatechnischer Verein 2019: Deutsche Kälte- und Klimatagung 2019 Ulm.
- [36] Deutsches Kupferinstitut, 2007. *Kupfer-Zink-Legierungen (Messing und Sondermessing)*. Deutsches Kupferinstitut Auskunfts- und Beratungsstelle für die Verwendung von Kupfer und Kupferlegierungen, Informationsdruck i.5.
- [37] Deutsches Kupferinstitut. *Datenblatt CuZn40Pb2*. Deutsches Kupferinstitut Auskunfts- und Beratungsstelle für die Verwendung von Kupfer und Kupferlegierungen.
- [38] E-control, 2020. Energie-Control Austria für die Regulierung der Elektrizitäts- und Erdgaswirtschaft.

6 Anhang

Tabelle 13: Strompreisentwicklung [38] sowie der Berechnungswert für die weiteren Analysen in €-Cent/kWh.

Halbjahr		Haushalte bis 5.000 kWh/a	Nicht Haushalte von 70.000 MWh/a bis 150.000 MWh/a
2016	1. Halbjahr	23,733	7,831
	2. Halbjahr	24,222	8,335
2017	1. Halbjahr	21,237	7,856
	2. Halbjahr	21,451	7,779
2018	1. Halbjahr	21,275	8,180
	2. Halbjahr	21,954	8,689
2019	1. Halbjahr	22,258	9,302
	2. Halbjahr	22,098	9,337
Berechnungswert		22,279	8,414

Tabelle 14: Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse für Szenario 2.

	Einheit	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4	Fall 5
Nominalleistung		50	50	50	50	50
Quellen Eintrittstemperatur	°C	60	70	80	90	100
Betriebsstunden	h/a	7500	7500	7500	7500	7500
Volllaststunden	h/a	6750	6750	6750	6750	6750
Teillaststunden	h/a	750	750	750	750	750
Gelieferte Wärme	MWh/a	360	360	360	360	360
Stromverbrauch						
ohne Ejektor	MWh/a	295	247	195	148	116
mit Ejektor	MWh/a	291	232	176	134	107
Stromkosten						
ohne Ejektor	€/a	24847	20817	16408	12429	9720
mit Ejektor	€/a	24486	19541	14768	11281	9015
Differenz	€/a	362	1276	1640	1148	706
Amortisationszeit Losgröße 1						
i= 2.5%	a	13,21	3,37	2,60	3,76	6,31
i= 5%	a	15,76	3,57	2,72	4,00	6,97
i= 7.5%	a	19,05	3,79	2,85	4,28	7,84
Amortisationszeit Losgröße 10						
i= 2.5%	a	2,94	0,81	0,63	0,90	1,48
i= 5%	a	3,10	0,83	0,65	0,93	1,53
i= 7.5%	a	3,27	0,85	0,66	0,95	1,58
Amortisationszeit Losgröße 100						
i= 2.5%	a	1,25	0,35	0,27	0,39	0,64
i= 5%	a	1,29	0,36	0,28	0,40	0,65
i= 7.5%	a	1,33	0,37	0,29	0,41	0,67

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

Tabelle 15: Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsanalyse für Szenario 3.

	Einheit	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4	Fall 5
Nominalleistung		50	50	50	50	50
Quellen Eintrittstemperatur	°C	-10	0	10	20	30
Betriebsstunden	h/a	1900	1900	1900	1900	1900
Volllaststunden	h/a	1900	1900	1900	1900	1900
Teillaststunden	h/a	0	0	0	0	0
Gelieferte Wärme	MWh/a	95	95	95	95	95
Stromverbrauch						
ohne Ejektor	MWh/a	53	42	33	27	23
mit Ejektor	MWh/a	50	39	31	25	21
Stromkosten						
ohne Ejektor	€/a	11778	9369	7372	6004	5033
mit Ejektor	€/a	11075	8760	6964	5573	4693
Differenz	€/a	703	609	408	432	340
Amortisationszeit Losgröße 1						
i= 2.5%	a	6,34	7,41	11,58	10,87	14,10
i= 5%	a	7,01	8,34	13,69	12,78	16,90
i= 7.5%	a	7,89	9,63	16,44	15,29	20,50
Amortisationszeit Losgröße 10						
i= 2.5%	a	1,49	1,72	2,60	2,45	3,13
i= 5%	a	1,54	1,79	2,73	2,57	3,31
i= 7.5%	a	1,59	1,85	2,86	2,69	3,50
Amortisationszeit Losgröße 100						
i= 2.5%	a	0,64	0,74	1,11	1,04	1,33
i= 5%	a	0,66	0,76	1,14	1,07	1,37
i= 7.5%	a	0,67	0,78	1,17	1,10	1,42

Energieforschungsprogramm - 5. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FFG

7 Kontaktdaten

Projektleiter DI Dr. Klemens Marx, MBA

AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Giefinggasse 2 | 1210 Vienna | Austria

T +43 50550-6033 | M +43 664 88964959 | F +43 50550-6679

klemens.marx@ait.ac.at | www.ait.ac.at