

ABSCHLUSSBERICHT DES
DOKTORANDENSTIPENDIUMS

“ENTWICKLUNG EINER
DAMPFSTRAHLWÄRMEPUMPE ZUR
TRINKWARMWASSERBEREITUNG UND
DEZENTRALEN RÜCKLAUFAUSKÜHLUNG “



Gesellschaft für
Energie und Klimaschutz
Schleswig-Holstein



FH Westküste
Wirtschaft und Technik

24. FEBRUAR 2026, HEIDE

STIPENDIATIN: ÖMER KACMAZ

BETREUER: PROF. DR. OLIVER OPEL

MITBETREUER:

STIPENDIENZEITRAUM: 1. JULI 2024 – 30. NOVEMBER 2025

EINGEREICHT BEI: GESELLSCHAFT FÜR ENERGIE UND KLIMASCHUTZ
SCHLESWIG-HOLSTEIN GMBH (EKSH)

Danksagung

Dieser Abschlussbericht beschreibt die im Förderzeitraum vom 1. JULI 2024 – 30. NOVEMBER 2025 erzielten Arbeiten im Rahmen des Promotionsstipendiums von Ömer Kacmaz an der Fachhochschule Westküste, gefördert durch die Gesellschaft für Energie und Klimaschutz Schleswig-Holstein GmbH (EKSH).

Das Forschungsprojekt mit dem Titel
„ENTWICKLUNG EINER DAMPFSTRAHLWÄRMEPUMPE ZUR
TRINKWARMWASSERBEREITUNG UND DEZENTRALEN
RÜCKLAUFAUSKÜHLUNG“

wurde unter der Betreuung von Prof. Dr. Oliver Opel durchgeführt.

Ziel des Projekts war die Entwicklung und Auslegung einer effizienten Dampfstrahlwärmepumpe. Das konzipierte System soll die Energieeffizienz in individuellen Wohngebäuden erhöhen und gleichzeitig eine dezentrale Rücklaufabkühlung von Fernwärmenetzen sowie die Erwärmung von Trinkwasser ermöglichen.

Im Förderzeitraum wurden die theoretischen Grundlagen weiterentwickelt, ein mathematisches Modell untersucht und umfassende Systemsimulationen durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse bilden einen wesentlichen Bestandteil der laufenden Dissertation.

Das Projekt wurde auf der 2. Wärmekonferenz sowie auf der 3. Wärmekonferenz (gemeinsam mit Prof. Opel) vorgestellt. Aus der 2. Wärmekonferenz ist zudem eine Publikation hervorgegangen.

Das Stipendium stellte für mich eine bedeutende Unterstützung dar, da es mir ermöglichte, mich intensiv auf das Projekt zu konzentrieren. Die Phase ohne parallele Berufstätigkeit eröffnete mir zudem die Möglichkeit, neue Ideen und Konzepte zu entwickeln. Während der Förderzeit begann ich außerdem mit der schrittweisen Ausarbeitung meiner Dissertation. Insofern war das Stipendium für mich sowohl fachlich als auch persönlich von großem Wert, wofür ich mich nochmals herzlich bedanken möchte.

Die Entscheidung zur Weiterentwicklung des Projekts wurde gemeinsam mit Prof. Opel getroffen. Die Anlage befand sich zunächst in einer Konzeptphase, jedoch war es unser Ziel, die Idee in eine konkrete technische Umsetzung zu überführen. Aus diesen Überlegungen entstand schließlich das Konzept „Thermpump II“. Ziel war es, neben der Automatisierung auch eine Demonstrationsanlage zu realisieren. In diesem Zusammenhang entwickelte sich folgerichtig die Entscheidung, das Projekt weiterzuführen und auszubauen.

Keywords - Fernwärmerücklaufauskühlung, Strahlverdichter, Trinkwarmwasservorbereitung, Kältemaschine, Wärmenutzung

1. Kurzfassung

Ziel dieser Studie war es, durch die Integration von Fernwärme die Rücklauf­temperatur des Zirkulations­warmwasser­kreis­laufs zu erhöhen und somit eine energieeffiziente, kompressorlose Kältemaschine zu realisieren. Parallel dazu wurde angestrebt, die Rücklauf­temperatur des Fernwärmenetzes zu reduzieren. Die umfassende Darstellung des vorgeschlagenen Systems beinhaltet einen gründlichen Vergleich bestehender Strahlverdichteranlagen. Bei der Betrachtung dieser Anlagen ist es von entscheidender Bedeutung, dass das Massenstromverhältnis (μ) einen vordefinierten Wert nicht unterschreitet, um einen effektiven Saugstrom im Strahlverdichter zu gewährleisten.

Die Ergebnisse der Studie demonstrieren, dass unter bestimmten Bedingungen Kondensations­temperaturen oberhalb der angestrebten 55 °C erreicht werden können. Das System funktioniert und liefert vielversprechende Ergebnisse. Die erzielten Resultate stellen sicher, dass der Strahlverdichter als zentrales Element des Systems innerhalb des gewünschten Temperatur- und Druckbereichs arbeitet. Dieser innovative Ansatz birgt das Potenzial, die Effizienz von Fernwärmenetzen zu verbessern, indem sowohl der Warmwasserbedarf gedeckt als auch die Rücklauf­temperatur der Fernwärmenetze gesenkt wird.

2. Einleitung

Bei der dritten Generation von Fernwärmenetzen liegen die Temperaturen im Allgemeinen unter 100 °C . Diese dritte Generation wird manchmal als „skandinavische Fernwärmetechnologie“ bezeichnet [1]. Die Warmwasserbereitung nur durch Fernwärme ohne zusätzliche Nacherwärmung kann zu einer unzureichenden Senkung der Rücklauf­temperaturen auf der Gebäudeseite führen. Aus Gründen der Legionellenprävention kann beim Warmwasser von dem Temperaturniveau $60/55\text{ °C}$ nicht abgewichen werden. Das Legionellenwachstum wird reduziert, wenn die Temperatur über 50 °C liegt, bei über 60 °C sterben sie ab [2]. Zudem wird durch die unzureichende Absenkung der Temperatur die Effizienz des Wärmenetzes verringert. Daher werden immer wieder finanzielle Anreize für Gebäudebetreibende (bspw. Boni oder Pönalen) diskutiert, um niedrigere gebäudeseitige Rücklauf­temperaturen zu realisieren [3]. In der Literatur finden sich Untersuchungen zur Machbarkeit der Kühlung mit Wärme (Solarthermie) in einem Wärmepumpenprozess, der durch einen kompressorlosen Verdichter (Strahlverdichter) angetrieben wird [4]. Die vorliegende Studie untersucht, wie dieser Ansatz für Wärmenetze genutzt werden kann, um den gebäudeseitigen Rücklauf auszukühlen und die Wärme auf ein höheres Temperaturniveau (z.B. für die Speichernachbeladung) zu nutzen. Die Simulationsergebnisse der Analyse werden hier ebenfalls vorgestellt.

Da bislang keine Arbeiten zu dieser innovativen Idee der Nutzung eines Strahlverdichters zur Erwärmung von Zirkulations­warmwasser sowie zur gleichzeitigen Kühlung von Fernwärmenetzen vorliegen, wurde zunächst ein mathematisches Modell entwickelt. Als Arbeitsmedium wurde Propan ausgewählt. Darüber hinaus wurden auch n-Butan, iso-Butan, iso-Butan-Propan-Gemische und iso-Butan-n-Butan-Gemische in dieser Modellierung untersucht. Da die Dampfdrücke bei gleichen Temperaturen im Iso-Butan-Propan-Gemisch unterschiedlich sind und daher zusätzliche Wärmetauscher zur Trennung des Gemischs erforderlich sind, was das System komplexer macht, wird das Iso-Butan-Propan-Gemisch hier nicht näher untersucht. Das andere Gemisch, iso-Butan-n-Butan, wurde ebenfalls untersucht, aber nicht weiterverfolgt, da hier zusätzliche Wärmetauscher erforderlich wären. Die mathematische Modellierung wurde zunächst mit Propan als Kältemittel durchgeführt, und es wurde festgestellt, dass das System mit Propan als natürlichem Kältemittel betrieben werden kann. Die Tatsache, dass die Temperatur der Fernarbeitsleitungen in München im Bereich von $75\text{--}80\text{ °C}$ liegt, macht diesen Bereich für unser System wichtig. Denn das Kältemittel verdampft bei dieser Temperatur und es versteht sich von selbst, dass der Betrieb der Anlage in diesem Bereich getestet werden sollte.

Aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften von Propan, insbesondere des sehr hohen Dampfdruckniveaus bei $75\text{--}80\text{ °C}$, das sich direkt negativ auf die Kondensationstemperatur auswirkt, d.h. die gewünschten Temperaturen können nicht erreicht werden und auch die kritische Temperatur (94 °C) ist niedrig, wurde weiterhin das andere Fluid, Iso-Butan, verwendet. Die thermodynamischen Eigenschaften und Dampfdrücke von

Iso-Butan liegen bei den gewünschten Temperaturen und seine kritische Temperatur (135°C) ist ebenfalls hoch. Außerdem sollte das Kältemittel eine hohe latente Wärme im Hochtemperaturverdampfer und im Niedertemperaturverdampfer, einen nicht zu hohen Sättigungsdruck im Hochtemperaturverdampfer und einen nicht zu niedrigen Sättigungsdruck im Niedertemperaturverdampfer sowie ein relativ geringes spezifisches Volumen im Dampfzustand aufweisen [5, 6]. Isobutan war die bevorzugte Wahl. Alle nachfolgenden Untersuchungen wurden mit Iso-Butan durchgeführt. Es gibt auch Untersuchungen, die mit Iso-Butan durchgeführt wurden und in der Literatur weit verbreitet sind [7]. Daher wurde die Präferenz für die Verwendung von Isobutan festgestellt. Sämtliche Komponenten, Ergebnisparameter und alle für die Simulationen erforderlichen Parameter wurden ebenfalls unter Verwendung von Isobutan berücksichtigt.

Für das gesamt Projekt wurde zunächst die Strahlverdichter [8, 9], welche als entscheidender Bestandteil des Systems gilt, umfassend erläutert. Anschließend erfolgte eine Beschreibung der Parameter (siehe *Abbildung 1*). Zu den maßgeblichen Parametern gehören μ [10, 11], Treibtemperatur bzw. Druck, Saugtemperatur bzw. Druck, Kondensationsdruck und die Dimensionierung der Düse. Selbstverständlich stellen die genannten Parameter die Schlüsselfaktoren für den Betrieb des Strahlverdichters dar.

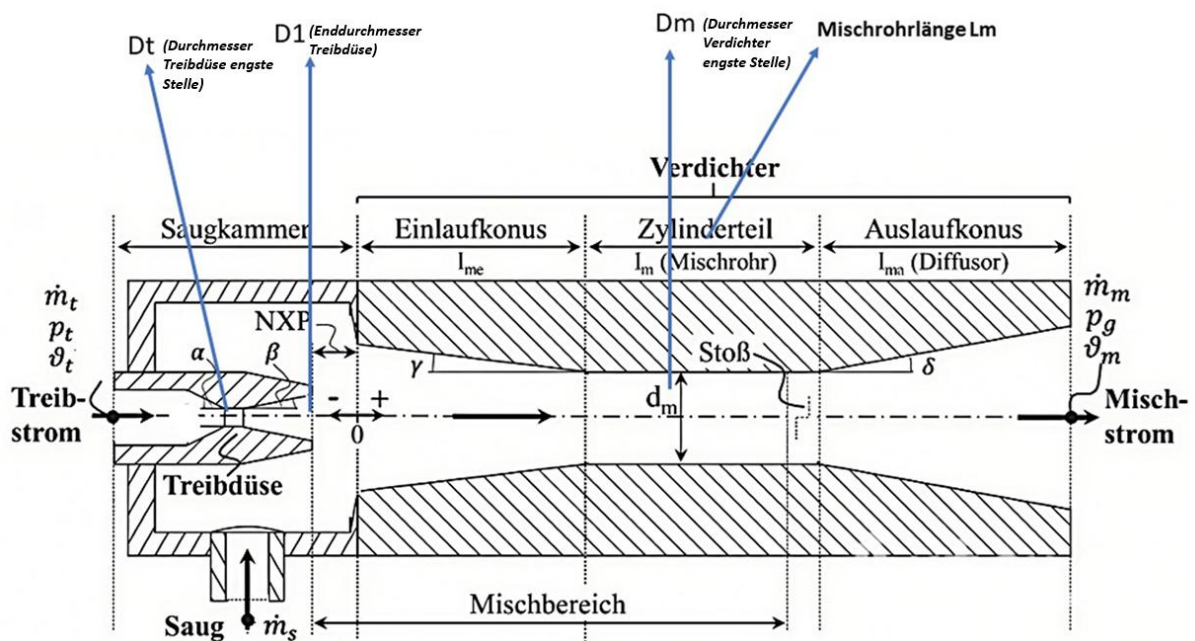


Abbildung 1: Schematische Darstellung eines Strahlverdichters[12]

Die Anlage besteht in der Regel aus zwei Wärmequellen, einem Hochdruckverdampfer und einem Niederdruckverdampfer (mit niedriger Temperatur), einem Ejektor, einem Kondensator, einer Umwälzpumpe und einem Expansionsventil. Die zentrale Komponente des Kreislaufs ist der Strahlverdichter (siehe *Abbildung 3*). Ein Strahlverdichter oder Dampfstrahlverdichter setzt sich aus zwei ineinander ragenden Laval-Düsen und einem Ansaugstutzen zusammen. Über die Jahre wurden Strahlverdichter mit verschiedenen Kältemitteln wie Wasserdampf [8], R145fa [13], Ammoniak [14] usw. untersucht. Da das Projekt umweltfreundliche Kältemittel erforderte, wurden Versuche mit Propan [6] und Isobutan [7] durchgeführt.

Im Ejektor tritt das vom Hochdruckverdampfer WÜT1 (9-0, siehe *Abbildung 3*) kommende Treibmittel mit hohem Druck und geringer Geschwindigkeit in die Treibdüse ein. Nach der Expansion verlässt es den Treibdüsenaustritt mit hoher kinetischer Energie und niedrigem statischen Druck. Dadurch wird das unter niedrigem Druck stehende (angesaugte) Fluid in die vom Niederdruckverdampfer (8-1, siehe *Abbildung 3*) des Kühlkreislaufs kommende Saugdüse gezogen, wo die Auskühlung der Fernwärme erfolgt. Aufgrund des großen Geschwindigkeitsunterschieds zwischen dem Treib- und dem Saugstrom entsteht eine Scherschicht zwischen den beiden Strömen, die zur Beschleunigung des Saugstroms führt [15]. Der Zustand, in dem das angesaugte Fluid die Schallgeschwindigkeit erreicht, wird oft als Doppelstoßbetrieb ("double shock") bezeichnet [15].

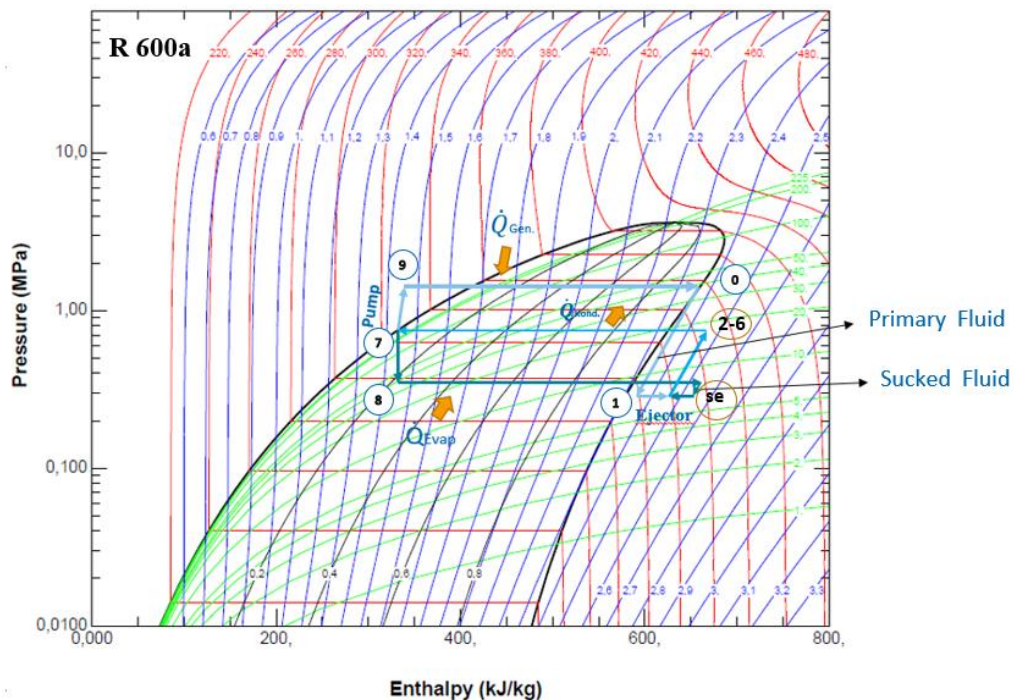


Abbildung 2: Nummeriertes $\ln(P)$ - h -Diagramm des Systems (eigene Darstellung)

Der Mischvorgang nach der Austrittsebene der Treibdüse ist recht komplex. Die Strömung des Treibstroms kann durch eine Reihe schräger/normaler Stoßwellen charakterisiert werden, die als Stoßfolge bezeichnet werden [16, 17]. Der statische Druck des Treibstroms steigt während dieses Vorgangs allmählich an, bis er sich dem Druck des angesaugten Kältemittels angleicht. Je nach Betriebsbedingungen kommt es nach Abschluss des Mischvorgangs zu einem abschließenden Stoß irgendwo im Bereich der konstanten Fläche oder am Anfang des Diffusors.

Für den gewünschten Betrieb benötigt der STV zwei Stöße. Befindet sich der STV in diesem Zustand, arbeitet er im kritischen Modus. Tritt hingegen nur ein Stoß auf, befindet sich der STV im unterkritischen Modus. Sind keine Stöße vorhanden, bedeutet dies, dass der STV keinen Saugstrom mehr aufweist. Die drei Betriebsmodi sind in *Abbildung 4* dargestellt. Der kritische Modus ist der gewünschte Betriebszustand der Anlage. In diesem Modus herrscht ein konstantes Massenstromverhältnis, und es treten zwei Stöße auf, die zur Verdichtung beitragen. Dieser Modus bleibt bestehen, bis der Kondensatordruck den kritischen Druck, also den Gegendruck, erreicht. Wird der Kondensatordruck über den kritischen Druck hinaus erhöht, beginnt sich der Stoß rückwärts in den Mischbereich zu verlagern. Dadurch wird die Vermischung von Treib- und Saugstrom gestört. Sobald dieser Gegendruck überschritten ist, geht der Prozess in den unterkritischen Modus über. In diesem Modus ist das Massenstromverhältnis nicht mehr konstant, sondern nimmt linear ab. Dies beeinflusst natürlich das gesamte System und die Gesamtdimensionierung der Anlage, bleibt aber immer noch funktionsfähig. In diesem zweiten Modus steigt der Gegendruck allmählich an, der Massenstrom wird zurückgedrängt, und der Saugstrom wird stark eingeschränkt. Beim Erreichen des μ -Werts von Null gibt es bereits keinen Saugstrom mehr, und der dritte Modus tritt ein, wodurch der Strahlverdichter nicht mehr funktioniert [12, 15, 18].

Die zentrale Rolle dieses Systems liegt im Strahlverdichter. Die Analyse der Funktionsfähigkeit erfolgte zunächst, gefolgt von einer Anpassung des mathematischen Modells. Anschließend wurde der Strahlverdichter durch Interpolation und Extrapolation mit den Daten von R245fa [13], einem in der Literatur vorhandenen Kältemittel, untersucht. Die Ergebnisse dieser Analysen wurden durch MATLAB-SimScape [19]-Analysen validiert und sind in der Veröffentlichung [20] zu finden.

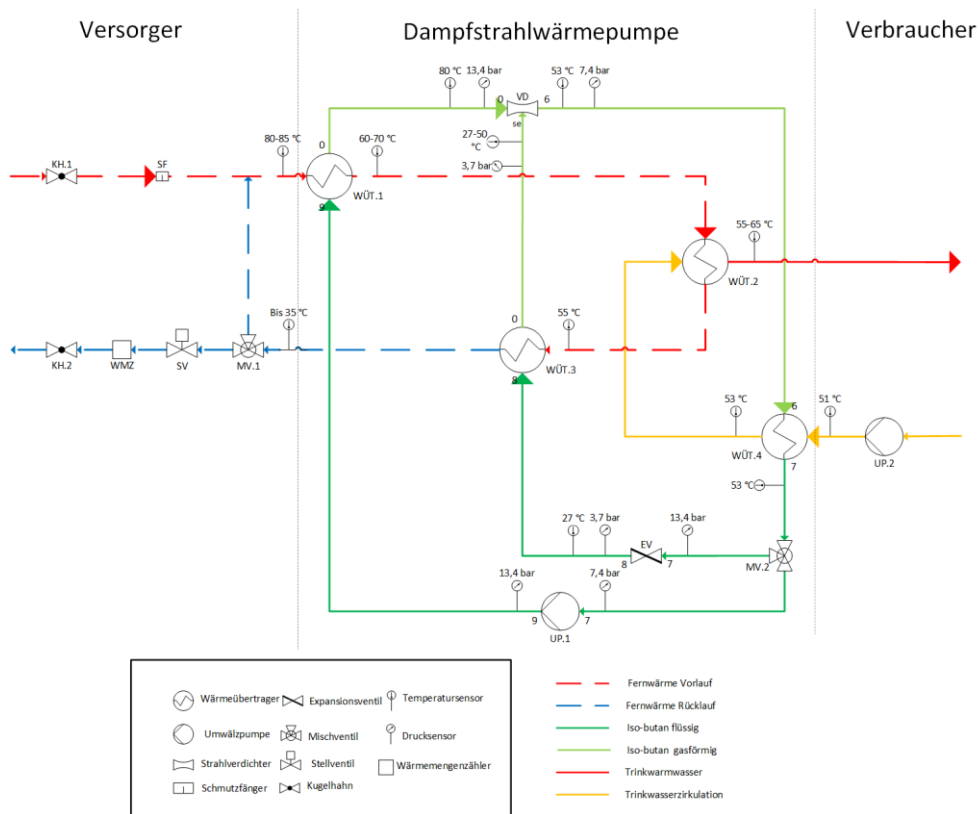


Abbildung 3: Systemschema der zu entwickelnden Dampfstrahlwärmepumpe mit Versorger und Verbraucher (Eigene Darstellung)

Das Massenstromverhältnis stellt eine fundamentale Kenngröße für die Bewertung des Strahlverdichter-Prozesses dar. Diese dimensionslose Größe quantifiziert, wie viel Saugstrom pro eingesetztem Treibstrom bei dem vorherrschenden Prozessdrücken absorbiert wird. Das Verhältnis zwischen dem Saug- und Treibstrom spiegelt das Saugvermögen des STV wider: Eine höhere Ratio bei gegebenen Prozessdrücken deutet auf einen erwünschten Kondensationsdruck und effizienten Betrieb hin. Eine kritische Bedeutung liegt dabei auf einem bestimmten Bereich für das Massenstromverhältnis, da die Anlage bei Unterschreitung dieser Werte nicht funktionsfähig ist.

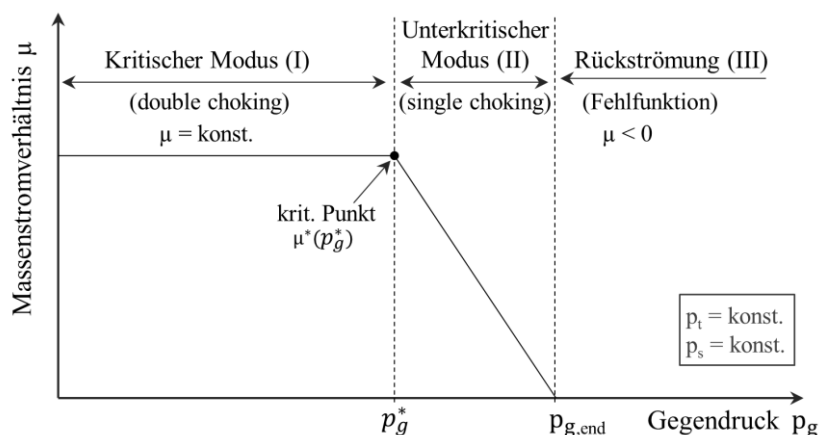


Abbildung 4: Betriebsmodus des Strahlverdichters [12]

Für die effiziente Verdampfung des Treib- und Saugstroms in dieser Anlage nehmen die Wärmetauscher eine essenzielle Position ein, besonders in Anbetracht der kompakten Struktur der geplanten Anlage und dem Ziel, die Kosten auf einem spezifischen Niveau zu halten. Mit Blick auf die Verwendung umweltfreundlicher Kältemittel wie Isobutan, für die bisher nur begrenzte oder keine Simulationen und Tests durchgeführt wurden,

wurde die Auswahl von Plattenwärmetauschern (PWT) nach umfassender Literaturrecherche und Konsultation von Industrieexperten wie der Firma Kelvion GmbH getroffen.

3. Analysen zur Effizienz des Verfahrens

In dieser eingehenden Untersuchung wurde auch die Effizienz (COP) einer Dampfstrahl-Wärmepumpe analysiert. Im Gegensatz zur Dampfstrahlkältemaschine, bei der der EER (Energy Efficiency Ratio) im Wesentlichen proportional zum Massenstromverhältnis ist, sofern die Differenzen der spezifischen Enthalpien nahezu konstant sind, zeigt sich bei der Dampfstrahl-Wärmepumpe eine bemerkenswerte Unempfindlichkeit des COP (Coefficient of Performance) gegenüber Veränderungen im Massenstromverhältnis.

Die Effizienz einer Wärmepumpe wird durch den COP dargestellt; die Bilanzierung von Nutzen und Aufwand ergibt für eine Dampfstrahlwärmepumpe:

$$COP = \frac{|\dot{Q}_K|}{\dot{Q}_{Hv} + \dot{Q}_{Nv} + \dot{W}_P}$$

Mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme unter Vernachlässigung der kinetischen und potenziellen Energie:

$$\dot{Q}_{12} + \dot{W}_{12} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

dem Massenstromverhältnis:

$$\mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t}$$

dem Mischstrom:

$$\dot{m}_m = \dot{m}_t + \dot{m}_s$$

und der Approximation des Expansionsventils als adiabate Drossel:

$$h_7 = h_8$$

ergibt sich der COP der Dampfstrahlwärmepumpe zu:

$$COP = \frac{(\mu + 1) (h_6 - h_7)}{(h_0 - h_7) + \mu (h_{se} - h_7)}$$

Die Energy Efficiency Ratio einer Dampfstrahlkältemaschine entspricht:

$$EER = \mu \frac{(h_{se} - h_7)}{(h_0 - h_7)}$$

Diese Besonderheit resultiert aus der dualen Präsenz des Massenstromverhältnisses im Zähler und Nenner des COP-Ausdrucks. Diese doppelte Präsenz bewirkt eine Kompensation, wodurch der mathematische Einfluss des Massenstromverhältnisses nahezu eliminiert wird. Anders ausgedrückt führen Veränderungen im Massenstromverhältnis praktisch zu vernachlässigbaren Auswirkungen auf den Leistungskoeffizienten der Dampfstrahl-Wärmepumpe, da es gleichermaßen in die Berechnungen der Leistung und des Energieverbrauchs einfließt [22]. Im Gegensatz zur Dampfstrahlkältemaschine, bei der der EER (Energy Efficiency Ratio) im Wesentlichen proportional zum Massenstromverhältnis ist, sofern die Differenzen der spezifischen Enthalpien nahezu konstant sind, zeigt sich bei der Dampfstrahl-Wärmepumpe eine bemerkenswerte Unempfindlichkeit des COP gegenüber Veränderungen im Massenstromverhältnis.

4. Ergebnisse

Die Untersuchung wurde in mehreren aufeinander aufbauenden Schritten durchgeführt, um die Funktionalität und Effizienz des Strahlverdichters bzw. Dampfstrahlwärmepumpe unter verschiedenen Bedingungen zu analysieren. Im Mittelpunkt standen der Massenstrom, die Kondensationstemperatur (T_{kon}) bzw. der Druck, da diese Parameter für den Betrieb der Dampfstrahlwärmepumpe von entscheidender Bedeutung sind. Diese beiden Parameter wurden auch für das Kältemittel Propan(R290) entwickelte mathematische Modell in Excel benötigt. Da es in der Literatur keine spezifischen Untersuchungen für Propan gab, wurde zunächst das Kältemittel R245fa betrachtet. In der Studie von Yen et al. [13] liegen umfassende Werte für den Temperaturbereich

zwischen der Kondensationstemperatur (T_{kon}) von 28-39 °C vor. Die fehlenden Daten für T_{kon} und μ wurden anschließend interpoliert und dann auf $T_{kon} = 60$ °C extrapoliert, da für die beabsichtigte Anwendung im Bereich Warmwasser diese Temperatur benötigt wird. Durch den Vergleich dieser Ergebnisse mit den Erkenntnissen von Hernandez [6] wurde $\mu = 0,2$ ermittelt [20].

Um die Eignung des Systems für den Einsatz von Propan zu untersuchen, wurde ein mathematisches Modell in Excel entwickelt, basierend auf dem Iterationsmodell von Eames et al [8]. und Pounds et al [23], mit dem Parameter μ . T_{kon} wird durch eine Iteration bestimmt. Das Modell bestätigte, dass $T_{kon} \geq 55$ °C mit einem angenommenen μ -Wert von 0,2 erreichbar ist, jedoch an der kritischen Grenze für Propan liegt. Berechnungen mit Isobutan wurden ebenfalls durchgeführt und Isobutan wurde aufgrund seiner thermophysikalischen Eigenschaften für die relevanten Temperaturen von Wärmenetzen und Trinkwassersystemen als erst Kältemittel gewählt.

Die Drücke des Kältemittels (Hoch- und Niederdruck) sind entscheidend, da der Gegendruck für den Kondensator von Temperaturen und Drücken abhängt. Das mathematische Modell ermöglicht auch die Bestimmung des Durchmessers der Treibdüse (Ejector), was für die Realisierung des Systems wesentlich ist. Da das mathematische Modell nicht für eine dynamische Simulation geeignet ist, wurde zusätzlich angefangen ein dynamisches Modell für die Simulation in MATLAB-SimScape zu entwickeln, insbesondere für den Strahlverdichter als wichtigsten Teil der Anlage. Allerdings war eine Validierung notwendig, da der Strahlverdichter in MATLAB SimScape erst im Jahr 2023 veröffentlicht wurde. Die Ergebnisse unterstreichen die hohe Übereinstimmung zwischen den MATLAB- und experimentellen Ergebnissen und untermauern die Zuverlässigkeit von MATLAB für Simulationen derartiger Prozesse.

Das erwartete Ergebnis dieser Studie ist die Senkung der Rücklaufemperatur in Fernwärmenetzen und die Nutzung dieser Wärmeenergie in zirkulierenden Warmwasserleitungen in Gebäuden (in zukünftigen Projekten auch in Heizsystemen). Dies erfordert eine detaillierte Untersuchung des innovativen Strahlverdichters, der wirtschaftlicher ist als ein Kompressor. Die Ergebnisse des Strahlverdichters werden mit den Ergebnissen zweier von uns entwickelter Modellrechnungen diskutiert, von denen die eine auf den Ergebnissen des mathematischen Modells und die andere auf den Ergebnissen des MATLAB-SimScape Modells beruht. Die Ergebnisse, die wir erhalten haben, waren ein Meilenstein für dieses Projekt und die Simulation des gesamten Systems in MATLAB-SimScape wurde bei dieser Gelegenheit gestartet.

4.1 GESAMTSYSTEM SIMULATIONSERGEBNISSE:

In MATLAB- SimScape [19] werden die Komponenten, die für eine Simulation benötigt werden, als Module aufbereitet und zu Kältemaschinen zusammengefügt. Alle Komponenten werden zunächst einzeln für das Dampfstrahl-Wärmepumpensystem analysiert und aus den Ergebnissen wird das Dampfstrahl-Wärmepumpensystem gebildet. Die Simulationsergebnisse des Einsatzes des Dampfstrahl-Wärmepumpensystems zur Kühlung der Fernwärmenetze und zur Erwärmung des Zirkulationswarmwassers werden in dem nächsten Abschnitt detailliert untersucht.

Die MATLAB-Modellierung beginnt mit dem Strahlverdichter (STV), der als das zentrale Element des Systems betrachtet wird. Das Modell basiert auf dem Artikel „A 1-D analysis of ejector performance“ von B.J. Huang et al [13, 24] und verwendet thermodynamische und strömungsmechanische Prinzipien, um die gewünschten Ergebnisse zu simulieren. *Abbildung 5* zeigt den Gesamtaufbau des Systems, modelliert in MATLAB-SimScape.

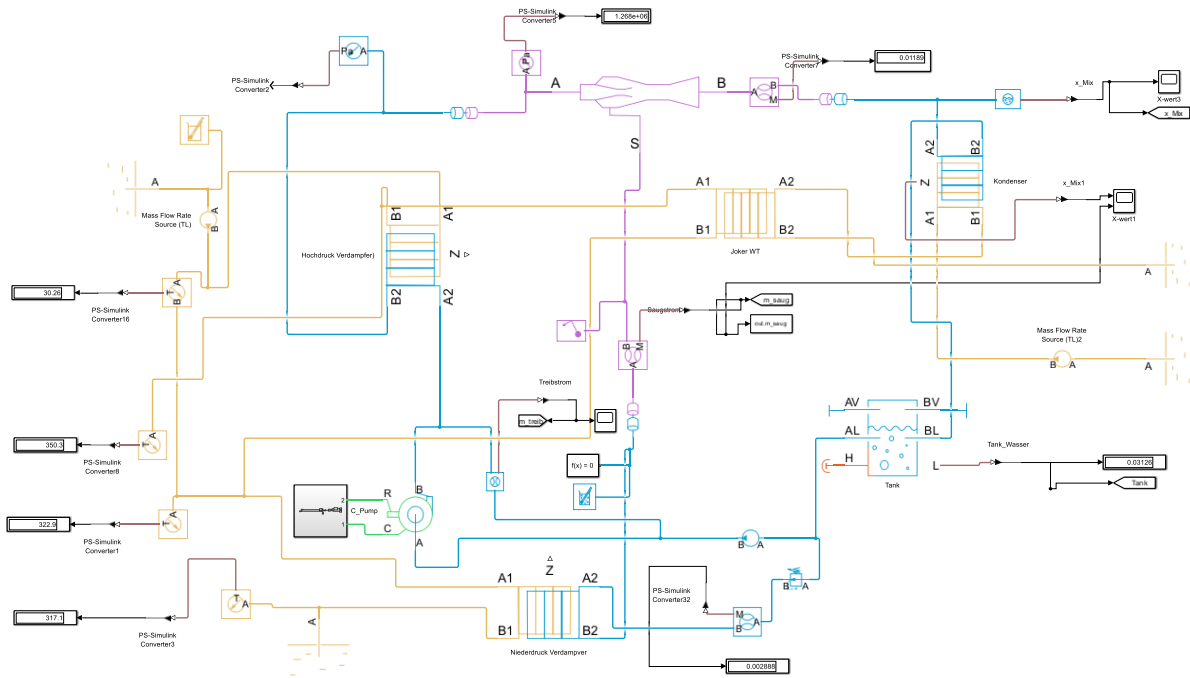


Abbildung 5: MATLAB- SimScope Simulations Schematic der Strahlpumpe mit Sensoren

Mit den durch Iteration gewonnenen Ergebnissen aus dem mit Hilfe von Pounds et al [23] und Eames

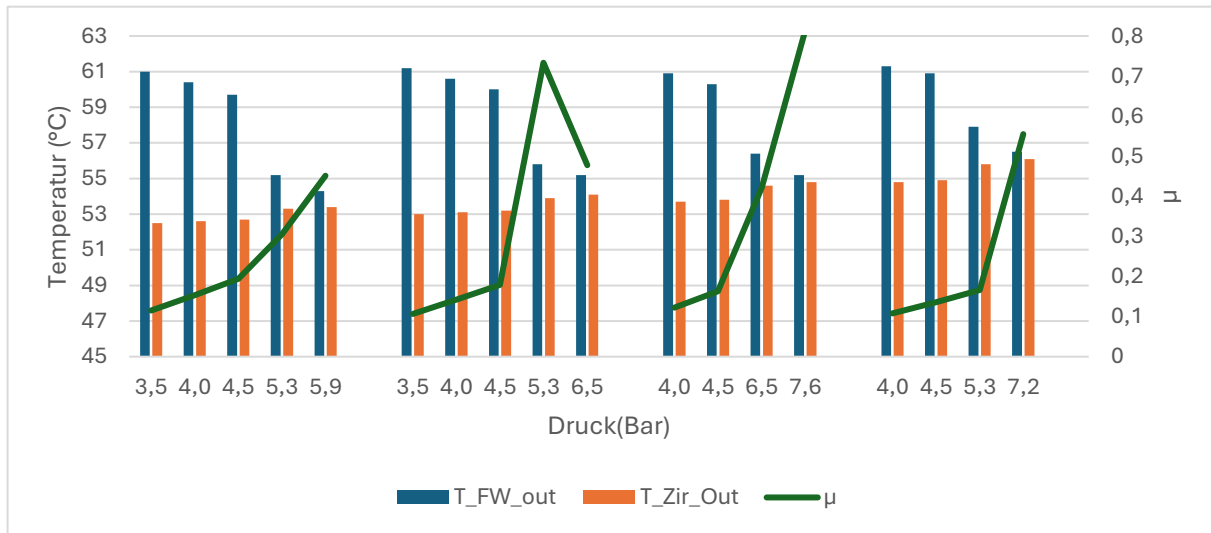


Abbildung 6: Vergleich der Fernwärmerücklauftemperatur und der Zirkulationswarmwasserrücklaufstemperatur bei unterschiedlichem Drücken durch Änderung des Durchflusses von Zirkulationswarmwasser in Matlab-SimScope.

et al [8] erstellten mathematischen Modell (wie oben erwähnt) wurde die A_t Fläche für die STV bestimmt. Parallel dazu erfolgte eine geometrische Dimensionierung des Strahlverdichters. Darüber hinaus wurde \dot{m}_{Saug} als Ergebnis des Treibstroms, der in die Treib-Düse eintritt, ermittelt. Danach wurde die Modellierung mit MATLAB- SimScope gestartet und andere Parameter und Ergebnisse wurden entsprechend den Simulationsergebnissen ermittelt. Zum Beispiel wurden \dot{m}_{FW} und \dot{m}_{ZW} entsprechend der Menge von \dot{m}_{Treib} und \dot{m}_{Saug} bestimmt.

Die Ergebnisse der Untersuchung lassen sich in zwei Kategorien einteilen: erstens die Ergebnisse vor der Optimierung und zweitens die Ergebnisse nach der Optimierung. Die Ergebnisse vor der

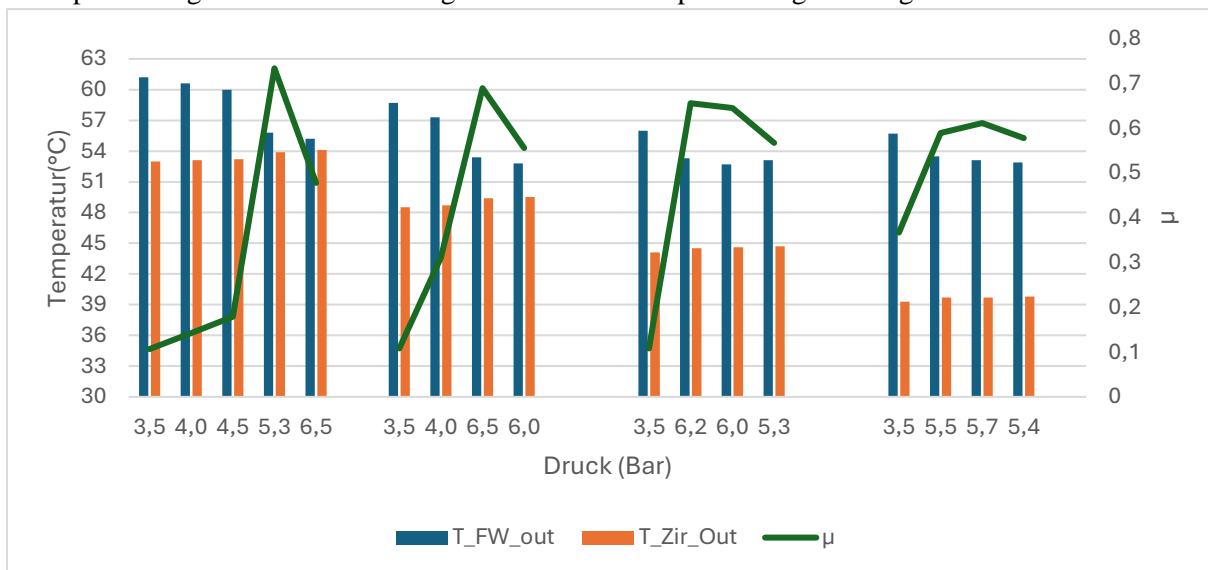


Abbildung 7: Vergleich der Fernwärmerücklauftemperatur und der Zirkulationswarmwasserrücklauftemperatur bei unterschiedlichem Drücken, durch die Änderung der Zirkulationswarmwasservorlauftemperatur in MATLAB-SimScape.

Optimierung werden ebenfalls in 3 Kategorien unterteilt. Die Parameter, die in diesen Ergebnissen konstant gehalten werden, sind die Temperatur in den Fernwärmenetzen (Siehe *Abbildung 7* für den Fernwärmeanschluss) $T_{FW_in} = 80^\circ\text{C}$, die Durchflussmenge in den Fernwärmenetzen (\dot{m}_{FW}) = 0,038 kg/s, das Verhältnis der engsten Stelle der ersten Treibdüse (Strahldüse) (A_t) zur Austrittsfläche der ersten Treibdüse (A_1), d.h. $A_1/A_t = 19$, der andere konstant gehaltene Parameter ist das Verhältnis der engsten Fläche der ersten Treibdüse (A_t) zur engsten Fläche der zweiten Treibdüse (A_m), d. h. $A_m/A_t = 20$. Nach diesen festgelegten Werten wurden die Ergebnisse durch Änderung von \dot{m}_{ZW} , T_{ZW_in} und A_t erfasst. Anschließend wird das optimierte System durch die Veränderung derselben Parameter erstellt und die Ergebnisse werden in den Diagrammen dargestellt. Im Folgenden werden die Ergebnisse all dieser variierten Parameter im Detail diskutiert.

Aus *Abbildung 7* geht hervor, dass die Temperatur in den Fernwärmenetzen 80°C und der Durchfluss $0,038\text{ kg/s}$ beträgt und die Vorlauftemperatur des Zirkulationswarmwassers dementsprechend 50°C beträgt. Verglichen werden die Massenstromverhältnisse (μ) und die Abkühlung in den Fernwärmenetzen in $^\circ\text{C}$ sowie die Änderungen der Temperatur des Zirkulationswarmwassers in $^\circ\text{C}$ als Ergebnis der Änderung der Zirkulationswarmwasser- Eintrittsmenge. Die primäre Achse der

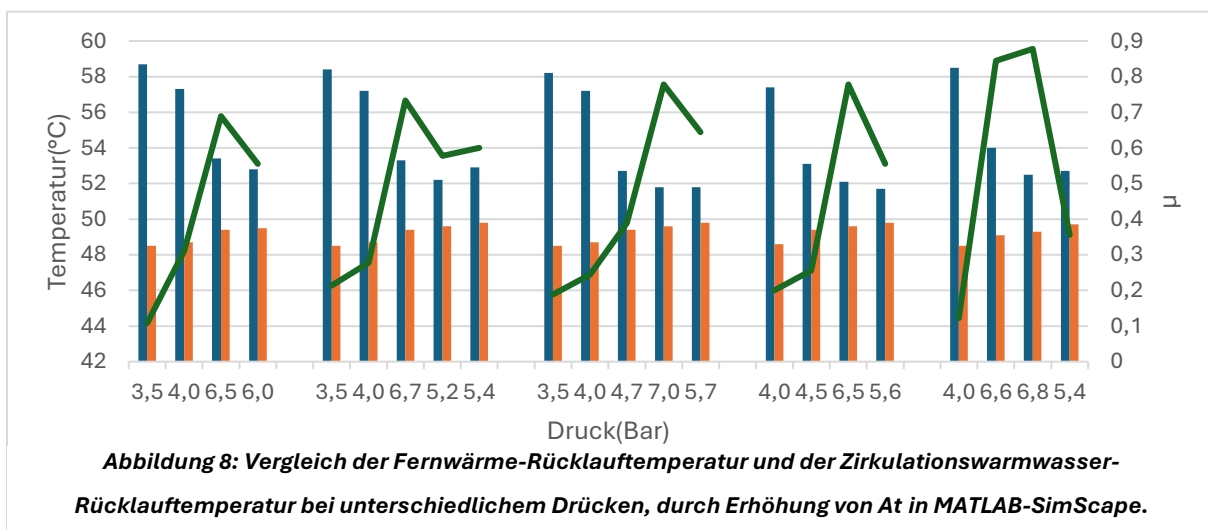


Abbildung 8: Vergleich der Fernwärme-Rücklauftemperatur und der Zirkulationswarmwasserrücklauftemperatur bei unterschiedlichem Drücken, durch Erhöhung von A_t in MATLAB-SimScape.

Abbildungen zeigen die Temperatur, die sekundäre Achse die Durchflussraten (μ), und die x-Achse stellt den Saugdruck dar. Es lässt sich erkennen, dass mit steigendem Saugdruck die Temperaturdifferenz in den Fernwärmenetzen allmählich zunimmt. Sobald der Saugdruck wieder abnimmt, verringert sich auch die Temperaturdifferenz. Gleichzeitig wird angestrebt, die Zirkulationswassertemperatur auf bis zu 55°C zu erhöhen, um die Probleme mit Legionellen zu lösen. Die Ergebnisse des nicht optimierten Systems, d. h. des **ersten Teils**, werden anschließend in drei Kategorien analysiert.

- i. Die Ergebnisse der Abnahme von m_{ZW} sind *Abbildung 6* dargestellt. Mit abnehmendem m_{ZW} steigt die T_{ZW_out} und dementsprechend versagen die Systeme bei niedrigen Saugdrücken, d. h. unter 4 bar. μ erreicht seinen höchsten Wert bei $m_{ZW} = 0,2$ kg/s. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Saugdruck, bzw. die Saugtemperatur, auf höhere Werte erhöht werden kann. Allerdings kann auch dieser P_{Saug} bis zu einem bestimmten Druck erhöht werden (je nach Parameter variiert der Saugdruck). Positiv auf μ wirkt sich hier auch die Tatsache aus, dass der Wärmetauscher WÜT.3 (siehe *Abbildung 3*) bei Niederdruckwärmetauschern die Wärme mit weniger Verlusten übertragen. Hier besteht ein Gleichgewicht: Wird m_{ZW} zu stark erhöht, wird die Temperatur der Fernwärmenetze nicht gesenkt, und wird sie zu stark gesenkt, verschlechtert sich die Kühlung im Kondensator. Dies ist problematisch, wenn das Kühlmittel, das zur Pumpe geleitet werden soll, nicht in flüssiger Form vorliegt. Außerdem kommt es in Systemen mit P_{Saug} unter 3,5 bar zu keinem Ansaugen, selbst bei $m_{ZW} = 0,2$ und 0,15 kg/s kommt es unter $P_{Saug} = 4$ bar zu keinem Ansaugen.
- ii. Die Ergebnisse bei abnehmender Temperatur T_{ZW_in} sind in *Abbildung 7* dargestellt. Wie hier zu sehen ist, sinkt mit der Verringerung von T_{ZW_in} die Temperatur am Rücklauf der Fernwärmenetze allmählich unter 54 °C und parallel dazu sinkt die Rücklauftemperatur des Zirkulationswarmwassers (T_{ZW_out}) allmählich unter 40 °C. Diese Situation führt zu besseren Ergebnissen in dem optimierten System, was im nächsten Abschnitt erläutert wird.

Dieses Absinken der T_{ZW_in} führt zu einem allmählichen Absinken des μ . Der einzige Vorteil hier ist, dass die T_{FW_out} abnimmt. Allerdings ist dieser Vorteil dadurch eingeschränkt, dass in

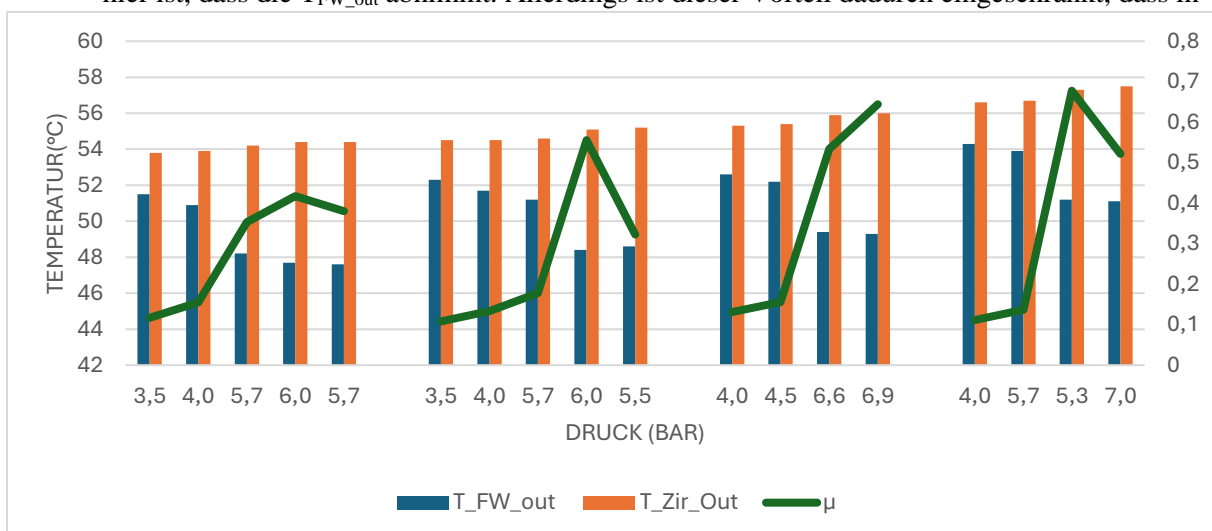


Abbildung 9: Vergleich der Fernwärmerücklauftemperatur und der Zirkulationswarmwasserrücklauftemperatur bei unterschiedlichem Drücken durch Senkung des Massenstroms von Zirkulationswarmwasser in dem optimierten System in MATLAB-SimScape.

dieser Konfiguration, außer bei einer T_{ZW_in} von über 50°C (ganz links *Abbildung 7*), die für das Abtöten der Legionellen erforderliche Temperatur nicht erreicht wird. Darüber hinaus nimmt mit sinkender T_{ZW_in} die Kondensationsmenge des Kältemittels (0,038 kg/s) allmählich

ab. Im Laufe der Zeit kann diese Abnahme zu einer unzureichenden Kühlung des Systems und folglich zum Ausfall der Pumpe und des STV führen.

- iii. In diesem Fall wurde eine Zunahme von A_t untersucht. Wie in Abbildung 8 zu sehen ist, steigt mit zunehmendem A_t der μ -Wert allmählich an. Dies führt zu mehr m_{Saug} . Da sich der Durchfluss der m_{Treib} nicht ändert, sinkt parallel dazu der P_{Treib} -Druck mit der Vergrößerung der Oberfläche und somit der Gesamtdruck am Mischpunkt der ersten Lavaldüse. Da jedoch die Gesamtmischtemperatur, bzw. der Druck, niedrig ist, kann die gewünschte Temperatur $T_{\text{FW_out}} < 50 \text{ °C}$ nicht erreicht werden.

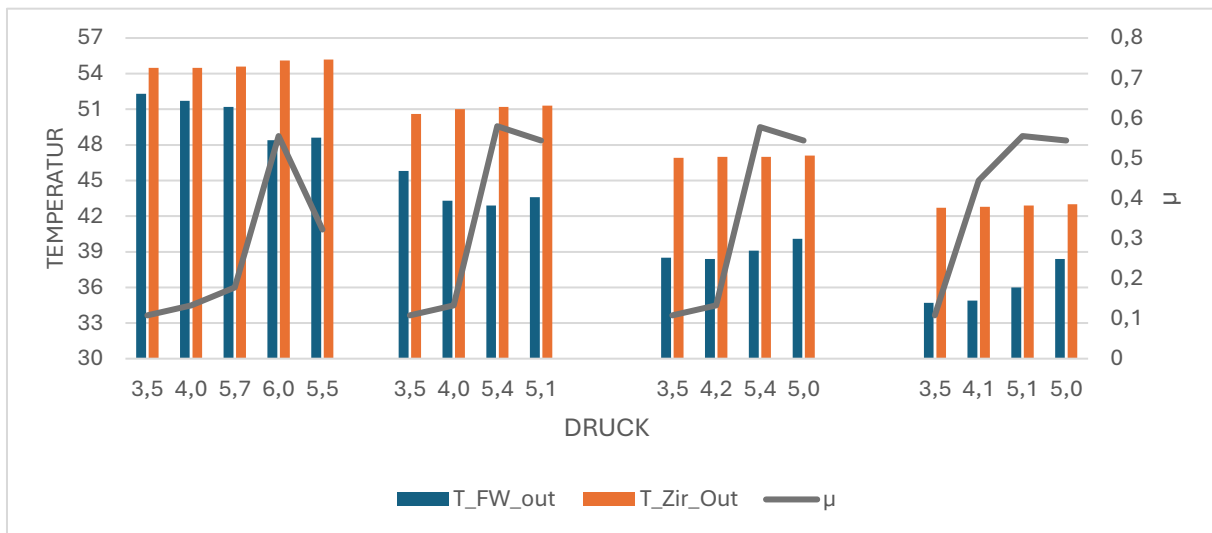


Abbildung 10: Vergleich der Fernwärmerücklauftemperatur und der Zirkulationswarmwasserrücklauftemperatur bei unterschiedlichem Drücken, durch die Änderung der Zirkulationswarmwasservorlauftemperatur in dem optimierten System in MATLAB-SimScape.

Der **zweite Teil** der Untersuchung besteht in einem Vergleich der Ergebnisse des optimierten Systems. Die Optimierung wird durch das Hinzufügen eines zusätzlichen Wärmetauschers zum System erreicht (siehe *Abbildung 3*). Der Wärmetauscher WÜT2 ist der zusätzliche Wärmetauscher für das System. In den Folgenden werden die analysierten Ergebnisse mit dem WÜT2 detailliert betrachtet.

Die Analyse erfolgt hier wie bereits oben erwähnt auch in drei Teilen.

Die Ergebnisse der m_{ZW} -Senkung sind in *Abbildung 9* dargestellt. Die $T_{\text{FW_out}}$ Temperatur wird von 61 °C auf $51,5 \text{ °C}$ und bei hohen Temperaturen, d.h. P_{Saug} , sogar auf $47,6 \text{ °C}$ reduziert. Dies bedeutet, dass die Temperatur $T_{\text{FW_out}} = 47,6 \text{ °C}$ unter die Temperatur $T_{\text{ZW_in}} = 50 \text{ °C}$ fällt. Dies wird in zukünftigen Studien genauer analysiert werden. Denn diese Temperatur ist niedriger als die für die Kondensation angegebene Temperatur des Warmwassers. Der Hauptzweck dieses Projekts bestand darin, das System ohne den Einsatz zusätzlicher Antriebsmaschinen, wie z.B. Kompressoren usw., so weit zu senken, wie es geht. Diese Ergebnisse haben zu einer weiteren Intensivierung der Forschung in dieser Richtung geführt. Bei einem Massendurchfluss $m_{\text{ZW}}=0,29 \text{ kg/}$ wurde die Temperatur $T_{\text{ZW_out}}$ auf

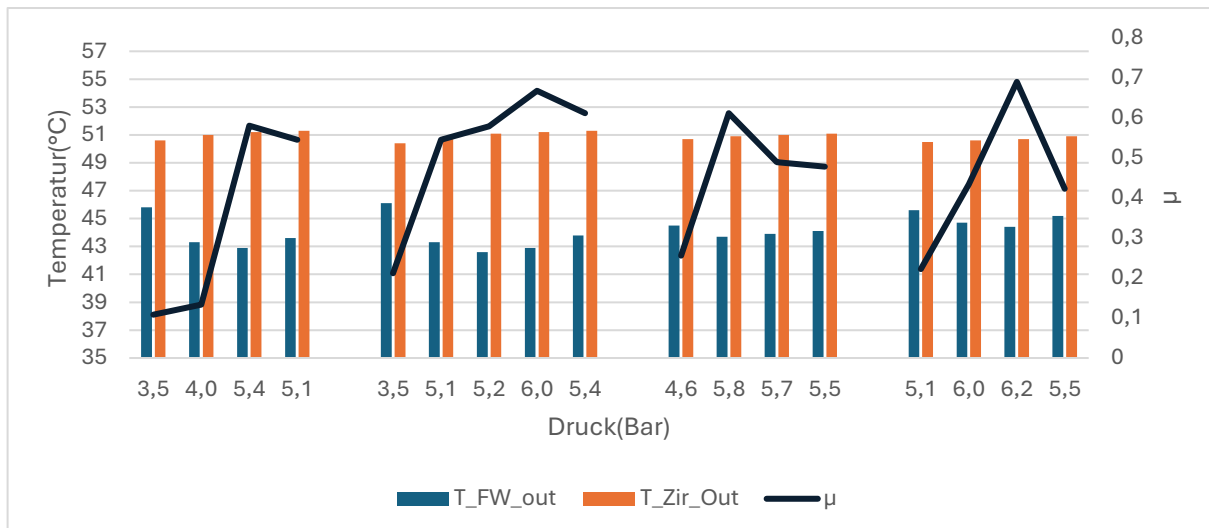


Abbildung 11: Vergleich der Fernwärme-Rücklauftemperatur und der Zirkulationswarmwasser-Rücklauftemperatur bei unterschiedlichem Drücken, durch Erhöhung von A_t in dem optimierten System in MATLAB-SimScape.

54,5 °C erhöht, während die Temperatur T_{FW_out} auf 47,6 °C gesenkt wurde. Bei einem Massendurchfluss von $m_{ZW}=0,15$ kg/s, konnte die Temperatur T_{ZW_out} auf 57 °C erhöht und T_{FW_out} auf 51 °C gesenkt werden.

Diese Optimierung führte jedoch zu einer Reduzierung der μ -Werte. Mit anderen Worten: Diese Optimierung hatte im Fall 1 positive Auswirkungen auf die Temperaturen, beeinflusste jedoch die μ -Werte negativ.

- a. Dieses System kann nicht als eine direkte Verbindung der Zirkulationswarmwassernetze betrachtet werden, sondern als ein System, bei dem das Warmwasser zunächst mit Kaltwasser gespeist und dann in das System übertragen wird. Die Grafik dazu ist *Abbildung 11* dargestellt. Hier ist die angestrebte Absenkung der Temperatur des T_{FW_out} in jeder Variante zu erkennen. Die Ergebnisse bei der Reduzierung von T_{ZW_in} im optimierten System sind in *Abbildung 10* dargestellt. Wie hier zu sehen ist, hat sich T_{FW_out} allmählich verringert, da T_{ZW_in} immer reduziert wurde.

Das andere Ziel einer Temperatur $T_{ZW_out} > 50$ °C, das für die Reduktion von Legionellen erforderlich ist, wird jedoch nur bei der Temperatur $T_{ZW_in} = 50$ °C erreicht. Eine separate Optimierung ist bei einer Temperatur von $T_{ZW_in} = 45$ °C erforderlich, um eine Temperatur von $T_{ZW_out} > 50$ °C zu erreichen.

- a. Vergleicht man dieses Diagramm (*Abbildung 11*) mit dem nicht optimierten System (*Abbildung 8*) mit der Erhöhung der A_t - Fläche, stellt man fest, dass die T_{FW_out} Temperatur in allen Varianten um ca. 20% abnimmt. Abgesehen davon kam es bei der Vergrößerung von A_t nicht zu einer Abkühlung bei T_{FW_out} , im Gegenteil, die Temperatur des Systems bei T_{FW_out} stieg noch weiter an. In diesem Diagramm ist der μ -Wert besser als der des nicht optimierten Systems. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Temperatur im System höher ist als im nicht optimierten System und daher ein besserer P_{Saug} erhalten werden kann. Dies führt jedoch nicht zu einer Verringerung der T_{FW_out} Temperatur, die eines der Hauptziele ist. Die kälteste Temperatur $T_{FW_out}=42,6$ °C wird bei $T_{ZW_out}=45$ °C und $A_t=3,6$ erreicht.

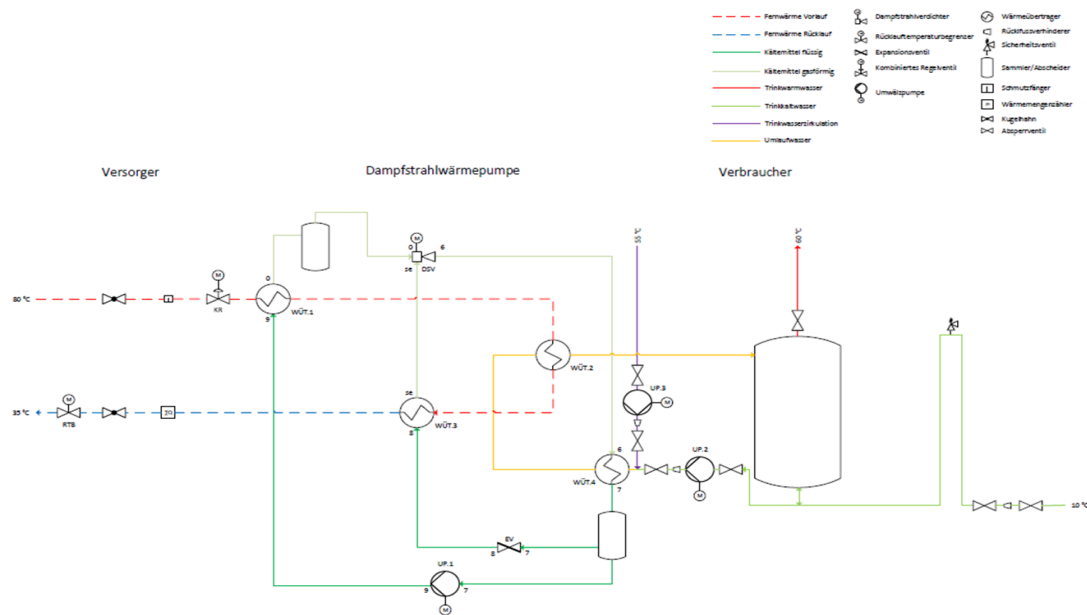


Abbildung 12: Dampfstrahlwärmepumpe mit Kaltwasser Einspeisung (eigene Darstellung).

6. Diskussion und Ausblick

Das Hauptziel dieser Studie besteht darin, durch die Integration von Fernwärme die Rücklauftemperatur des Zirkulationswarmwasserkreislaufs zu erhöhen und somit eine energieeffiziente, Kompressorlose Kältemaschine zu realisieren. Parallel dazu wird angestrebt, die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes zu reduzieren. Die umfassende Darstellung des vorgeschlagenen Systems beinhaltet einen gründlichen Vergleich bestehender Strahlverdichter Anlagen, um deren Eignung für das spezifische Projekt zu evaluieren. Bei der Betrachtung dieser Anlagen ist es von entscheidender Bedeutung, dass das Massenstromverhältnis (μ) einen vordefinierten Wert nicht unterschreitet, um einen effektiven Saugstrom in den Strahlverdichter zu gewährleisten.

Die Ergebnisse der Studie, sowohl basierend auf dem mathematischen Modell [20] als auch dem MATLAB-Modell, demonstrieren, dass unter bestimmten Bedingungen Kondensationstemperaturen oberhalb der angestrebten 55 °C erreicht werden können. Die erzielten Resultate stellen sicher, dass der Strahlverdichter als zentrales Element des Systems innerhalb des gewünschten Temperatur- und Druckbereichs arbeitet. Dieser innovative Ansatz birgt das Potenzial, die Effizienz von Fernwärmenetzen zu verbessern, indem sowohl der Warmwasserbedarf gedeckt als auch die Rücklauftemperatur der Fernwärmenetze gesenkt wird.

Der nächste Schritt dieser Forschung war die ganzheitliche Integration des Systems, bestehend aus Wärmetauschern (Hoch- und Niederdruck), Strahlverdichtern, Ventilen und Pumpen, in einer Simulationsumgebung. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass das System zuverlässig funktioniert und die erwarteten Ergebnisse liefert. Durch den erfolgreichen Simulationsaufbau und die nachfolgenden Tests konnte ein tieferes Verständnis der Funktionsweise des Systems gewonnen werden. Die Analyse der Simulationsergebnisse bestätigt die Wirksamkeit des gewählten Ansatzes.

Allerdings sind bestimmte Parameter wie A_t nur für eine Betriebstemperatur von 80 °C optimiert. In den folgenden Schritten muss jeder Parameter einzeln untersucht werden. Da es sich jedoch um eine komplexe Systemanalyse handelt, müssen zunächst A_t und anschließend Saugstrom, Fernwärmestrom, Fernwärmetemperatur, Zirkulationswarmwassertemperatur und Warmwassermenge untersucht werden. Zur detaillierten Untersuchung der relevanten Parameter wurden ergänzend MATLAB-

basierte Programmcodes entwickelt und weiterführende numerische Analysen durchgeführt. Auf Grundlage der erzielten Ergebnisse konnte eine vertiefte Systemanalyse erfolgen, wobei insbesondere die At-Fläche in feineren diskreten Schritten untersucht wurde. Darüber hinaus wurde analysiert, welche Zustands- und Systemparameter sich bei definierten Fernwärmeparametern einstellen. Insbesondere das Massenstromverhältnis μ konnte im Rahmen dieser Untersuchungen umfassender quantifiziert und in einem erweiterten Parameterbereich bewertet werden.

Die weiteren Parameter bedürfen auch Optimierung. Diese Optimierungen werden in zukünftigen Studien untersucht und die Ergebnisse für verschiedene Parametereinstellungen detailliert berichtet. Die bisherigen Erkenntnisse verdeutlichen, dass die geplante Methode zur Kühlung der Fernwärme tatsächlich umsetzbar ist.

In der nächsten Phase werden wir unsere Versuche fortsetzen, um den optimalen Betriebsbereich des Systems zu finden. Darüber hinaus muss eine Automatisierung eingerichtet werden, damit das System reibungslos funktioniert. Hierfür ist ebenfalls eine Automatisierung mittels MATLAB/Simulink vorgesehen. Darüber hinaus verschafft uns diese Automatisierung eine höhere Flexibilität, da sie sowohl für die Warmwasser- als auch für die Wärmeerzeugung eingesetzt werden kann, deren Bedarf im Tagesverlauf variiert.

7. References

- [1] H. Lund *et al.*, "4th Generation District Heating (4GDH)," *Energy*, vol. 68, pp. 1–11, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.02.089.
- [2] H. Y. Buse, M. E. Schoen, and N. J. Ashbolt, "Legionellae in engineered systems and use of quantitative microbial risk assessment to predict exposure," *Water research*, vol. 46, no. 4, pp. 921–933, 2012, doi: 10.1016/j.watres.2011.12.022.
- [3] Martin Beer, "Die Zukunft der Fernwärme. Dokumentation des Fachworkshops zum „Masterplan 100 % Klimaschutz“ am 9. Mai 2017.," Stadt Kiel, Kiel, May. 2017. [Online]. Available: kiel.de/klimaschutz
- [4] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, "Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 4, no. 1, pp. 2–8, 2009, doi: 10.1093/ijlct/ctn001.
- [5] S. Varga, P. S. Lebre, and A. C. Oliveira, "Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector," *Int. J. Low-Carbon Tech.*, vol. 10, no. 3, pp. 205–215, 2015, doi: 10.1093/ijlct/ctt026.
- [6] R. Roman and J. I. Hernandez, "Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1707–1716, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.03.006.
- [7] S. Varga *et al.*, "Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid," *International Journal of Refrigeration*, vol. 46, pp. 77–85, 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.06.016.
- [8] I. Eames, S. Aphornratana, and H. Haider, "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator," *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 6, pp. 378–386, 1995, doi: 10.1016/0140-7007(95)98160-M.
- [9] J. H. Keenan, E. P. Neumann, and F. Lustwerk, "An investigation of ejector design by analysis and experiment," *0021-8936*, 1950.
- [10] Cizungu,
"C:\DOKUME~1\CIZUNGU\EIGENE~1\DISS\TEXT\PDFVER~1\PDF\PSPDF_~1\KAP01.WP D,"
- [11] K. Chunnanond and S. Aphornratana, "Ejectors: applications in refrigeration technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 8, no. 2, pp. 129–155, 2004, doi: 10.1016/j.rser.2003.10.001.

- [12] F. Kuebel-Heising, "Untersuchung des Stofftransports in einem n-Octan/Wasser-betriebenen Dampfstrahlverdichter zur Anwendung in der Kältetechnik," 2021.
- [13] R. H. Yen *et al.*, "Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 5, pp. 1512–1520, 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.04.005.
- [14] J. Sarkar, "Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants," *Int. J. Energy Res.*, vol. 34, no. 1, pp. 84–94, 2010, doi: 10.1002/er.1558.
- [15] S. Varga, A. C. Oliveira, X. Ma, S. A. Omer, W. Zhang, and S. B. Riffat, "Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1668–1675, 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.12.020.
- [16] A. Bouhanguel, Philippe Desevaux, and E. Gavignet, "Flow visualization in supersonic ejectors using laser tomography techniques," *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid*, vol. 34, pp. 1633–1640, 2011.
- [17] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, and Y. Mercadier, "Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD," *Appl Therm Eng*, vol. 26, pp. 604–612, 2006.
- [18] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, "Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD," *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 6, pp. 1203–1211, 2009, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.01.007.
- [19] *MATLAB-SimScape*: The MathWorks, Inc., 2023. [Online]. Available: <https://matlab.mathworks.com/>
- [20] Ö. Kacmaz, M. Wiegand, and O. Opel, "Entwicklung einer Dampfstrahlwärmepumpe zur Trinkwarmwasserbereitung und dezentralen Rücklaufauskühlung in Wärmenetzen," in *Tagungsband REGWA - 30. Energie-Symposium: Nutzung regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik*, Stralsund, 2023, pp. 81–91.
- [21] Eric W. Lemmon, Ian H. Bell, Marcia L. Huber, and Mark O. McLinden, *REFPROP Documentation*. [Online]. Available: <https://www.nist.gov/srd/refprop>
- [22] J. Gulden, Ed., *Tagungsband REGWA - 30. Energie-Symposium: Nutzung regenerativer Energiequellen und Wasserstofftechnik*. Stralsund: Hochschule Stralsund, Institut für Regenerative EnergieSysteme - IRES, 2023.
- [23] D. A. Pounds, J. M. Dong, P. Cheng, and H. B. Ma, "Experimental investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 67, pp. 200–209, 2013, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2012.11.001.
- [24] Bin-Juine Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, and Vb.A. Petrenko, "A 1-D analysis of ejector performance,"