

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

15/12/2025

Projekttitle: VLESH

Projektnummer: 914844

Energieforschungsprogramm – Ausschreibung 2023

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

Ausschreibung	Ausschreibung 2023 Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/10/2024
Projektende	31/12/2025
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	14 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	AIT, TU Wien
AnsprechpartnerIn	Julian Unterluggauer
Postadresse	Giefinggasse 2, 1210 Wien
Telefon	0664 88904368
Fax	/
E-mail	Julian.unterluggauer@ait.ac.at
Website	https://www.ait.ac.at/

VLESH

Variable Load Ejector for Steam Heat-pumps

AutorInnen:

Michael Lauermann (AIT)

Francesca Mangani (TU Wien)

Michal Rezucha (AIT)

Verena Sulzgruber (AIT)

Julian Unterluggauer (AIT)

Manuel Schieder (AIT)

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	6
3	Inhaltliche Darstellung	6
3.1	Ejektorlösungen für Teillast	6
3.2	Kältekreise für die dampferzeugende Wärmepumpe	7
3.3	Zweiphasenmodellierung	10
3.3.1	Homogeneous Equilibrium Model	10
3.3.2	Homogeneous Relaxation Model	10
3.3.3	Homogeneous non-equilibrium Model with Boiling (HNB)	11
3.3.4	Volume-of-Fluid-Methode (VOF)	12
3.3.5	Vergleich von Zweiphasenmodellen	13
3.4	Schallgeschwindigkeitsmodellierung	14
3.5	Interfacial-Area-Concentration	15
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	17
4.1	Projektmanagement (WP1)	17
4.2	CFD Model für Teillast (WP3)	17
4.2.1	Verbessertes HEM model: HEM-AET	20
4.2.2	Verbesserte HNB Formulierung	23
4.3	Kältekreis einer dampferzeugenden Wärmepumpe mit Ejector (WP2 & WP4)	26
4.4	Lösung für Teillastbetrieb der dampferzeugenden Wärmepumpe (WP2 & WP4)	27
4.4.1	Swirl-Control	28
4.4.2	Needle-Control and Motive Bypass	29
4.4.3	Umgang mit Quellschwankungen	31
4.5	Usecase und technoökonomische Bewertung (WP2)	32
4.5.1	Feedmill Usecase	32
4.5.2	Pharma Usecase	35
5	Ausblick und Empfehlungen	38
6	Literaturverzeichnis	39
7	Kontakt Daten	41

Energieforschungsprogramm – Ausschreibung 2023

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

2 Einleitung

Die industrielle Dampferzeugung in Österreich ist für rund 40 % des Brennstoffeinsatzes verantwortlich, wobei in vielen Fällen Dampf unter 500°C als Wärmeträgermedium dient. Um die Klimaziele zu erreichen, ist eine CO₂-neutrale Dampferzeugung entscheidend. Hochtemperatur-Wärmepumpen bieten eine vielversprechende Alternative, um industrielle Prozesse zu dekarbonisieren, wie das Projekt AHEAD bei Takeda in Wien zeigt. Wärmepumpen, die Abwärme mit Temperaturen von 40-60 °C auf bis zu 120 °C anheben und dann mittels Mechanical-Vapor-Recompression (MVR) verdichten, haben bereits hohe Effizienzpotenziale, doch der Expansionsprozess im Carnot-Kreislauf birgt noch ungenutzte Effizienzreserven.

Eine innovative Lösung zur Effizienzsteigerung bietet der Ejektor, welcher Exergieverluste im Expansionsventil minimiert. Das Prinzip ist bereits aus CO₂-Kältemaschinen bekannt, wo Effizienzgewinne von bis zu 42 % erzielt werden können. Das AIT untersuchte in vorangegangenen Projekten erste Konzepte für Ejektoren in Wärmepumpen, doch die teils komplexe Auslegung und wechselnden Betriebsbedingungen sowie Anforderungen stellen noch Entwicklungsbarrieren dar.

Das Sondierungsprojekt „VLESH – Variable Load Ejector for Steam Heat-pumps“ zielt darauf ab, die technische und wirtschaftliche Machbarkeit von Ejektoren speziell für dampferzeugende Wärmepumpen (SGHP) bei schwankenden Betriebsbedingungen (30-100 % Heizleistung, Quellschwankungen bis 5 K) zu untersuchen. Butan wird als Kältemittel gewählt, da es aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften und Umweltfreundlichkeit vielversprechend ist. Die Wärmepumpe wird mit 1D-Simulationen analysiert, während CFD-Simulationen zur Bestimmung der Ejektor-Charakteristiken eingesetzt werden. Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf der Weiterentwicklung der Mehrphasenströmungsmodelle für Butan, um präzisere Strömungsanalysen im Ejektor zu ermöglichen.

Das Sondierungsprojekt VLESH adressiert den Ausschreibungspunkt 3.1.1 „Energieeffizienz in der Energieumwandlung“ in der Energieforschung 2023. Die im Projekt zu beforschende Fragestellung zielt darauf ab, den Wirkungsgrad und damit die Effizienz von Hochtemperaturwärmepumpen (HTWP) zur Dampfbereitstellung auch unter variablen Einsatzbedingungen, um mindestens 25 % zu steigern. HTWP sind eine strategische Komponente in der zukünftigen Prozesswärmeversorgung nationaler Industrieunternehmen, und leisten damit einen positiven Beitrag zur den Grand Challenges.

Methodisch wurden Kältekreisimulationen in Dymola sowie Strömungssimulationen (CFD) in Ansys Fluent durchgeführt.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Ejektorlösungen für Teillast

Für die dampferzeugende Wärmepumpe (Steam Generating Heat Pump; SGHP) wird der Teillastbetrieb als Reduktion des Dampfmassenstroms definiert. Alternativ lässt sich dies durch eine Verringerung des Kältemittelmassenstroms erreichen, der von den Antriebsbedingungen am Einlass sowie der Geometrie des Ejektors – insbesondere der Halsquerschnittsfläche – abhängt. Wie von Zhu et al. [2] beschrieben,

existieren verschiedene Methoden zur Massenstromregelung. Eine Möglichkeit bietet die Expansionsventilsteuierung, die sowohl in Einzel- als auch in Multi-Ejektorsystemen eingesetzt werden kann. In Multi-Ejektorsystemen ermöglichen Magnetventile die Regelung des Zu- und Abflusses paralleler Ejektoren und damit diskrete Teillaststufen. Bei Einzel-Ejektorsystemen ist der Regelbereich jedoch durch den Unterkühlungsgrad am Auslegungspunkt begrenzt, da das Arbeitsmedium beim Eintritt in den Ejektor in der flüssigen Phase verbleiben muss.

Der Multi-Ejektor-Ansatz eignet sich, wenn vordefinierte Teillaststufen ausreichen. Um jedoch einen größeren und flexibleren Betriebsbereich zu ermöglichen, wird eine variable Düsengeometrie vorgeschlagen. Diese Anpassung kann durch Veränderung des Durchmessers der Antriebsdüsenhalses mit einer beweglichen Nadel realisiert werden, wie von Elbel et al. [1] [2] für CO₂ demonstriert. Obwohl diese Methode wirksam ist, ist sie mechanisch aufwendig und führt zu zusätzlichen Reibungsverlusten, die die Systemeffizienz mindern können. Diese Nachteile sind besonders ausgeprägt bei CO₂-Ejektoren in Kältemittelkreisläufen, da diese klein sind. Hier können bereits geringe Änderungen der Nadelposition zu deutlichen Schwankungen des Massenstroms führen, und die feine Geometrie der Nadel kann Oszillationen begünstigen. Der in dieser Studie vorgeschlagene Ejektor ist hingegen deutlich größer, wodurch diese Probleme vermieden werden.

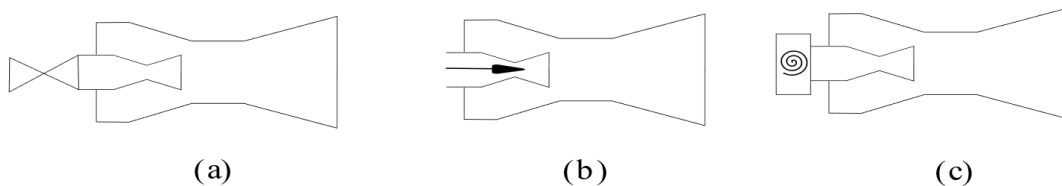


Abbildung 1: Lösungen für Massenstromregelung im Ejektor (a) Expansionsventil (Multiejektor) (b) Nadel (c) Swirl-Control

Um diese Einschränkungen bei CO₂ zu überwinden, schlugen Zhu et al. [2] eine alternative Methode vor, die auf der Veränderung der Wirbelstärke am Antriebs-Einlass basiert. Mit diesem Ansatz ließ sich eine maximale Massenstromregelung von bis zu 42 % in CO₂-Ejektoren erreichen. Bodys et al. [3] wiesen jedoch darauf hin, dass diese Methode nur bei hohen Rotationsgeschwindigkeiten am Primär-Einlass wirksam ist, was ihre Anwendbarkeit in manchen Systemen einschränken kann.

3.2 Kältekreise für die dampferzeugende Wärmepumpe

Prinzipiell gibt es drei verschiedene Arten, einen Ejektor in einen Carnot Kreislauf zu inkludieren. Dies wurden durch Lawrenz et al. [4] aufgezeigt und sind in Abbildung 2 mit ihren Vor- und Nachteilen abgebildet.

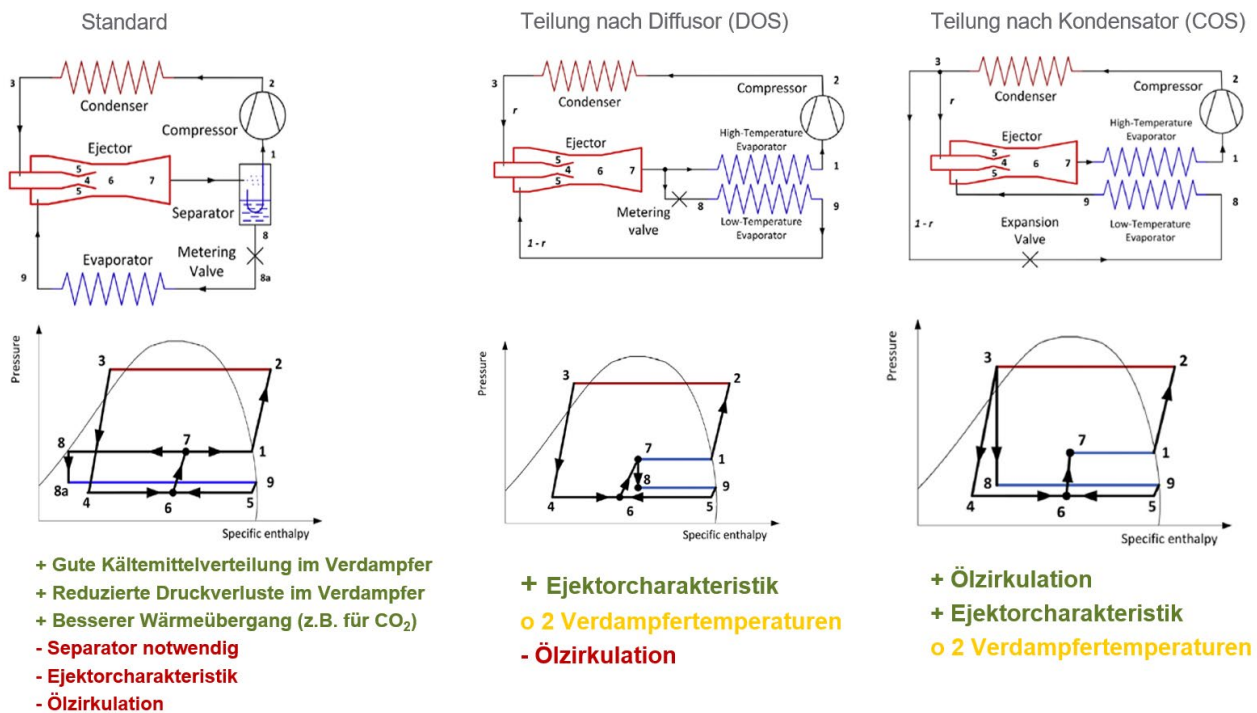


Abbildung 2: Haupttypen an Schaltungen – Standard, Teilung nach Diffusor (DOS) und Teilung nach Kondensator (COS) [1]

Die drei dargestellten Schaltungen – Standard, Teilung nach Diffusor (DOS) und Teilung nach Kondensator (COS) verfolgt unterschiedliche Ansätze zur Effizienzsteigerung und Temperaturregelung innerhalb des Systems.

Bei der Standardschaltung wird der Ejektor direkt nach dem Verdampfer platziert. Die Vorteile dieser Konfiguration sind eine gute Kältemittelverteilung im Verdampfer und ein reduzierter Druckverlust im Verdampfer. Diese Schaltung eignet sich insbesondere für Anwendungen, bei denen ein stabiler Betrieb mit moderaten Druckverlusten erforderlich ist. Ein Separator ist notwendig, um das Kältemittel effizient zu trennen, und die Ejektorcharakteristik muss gut auf den jeweiligen Anwendungsfall abgestimmt sein. Ein Nachteil ist die potenzielle Notwendigkeit einer Ölzirkulation, da diese Konfiguration das Risiko einer unzureichenden Schmierung birgt.

Bei der DOS-Variante wird der Ejektor nach dem Diffusor des Verdampfers angeordnet, wodurch die Ejektorcharakteristik stärker betont wird. Diese Lösung ermöglicht eine bessere Wärmeübertragung und eignet sich besonders für Anwendungen mit hohen Kältemittelmengen, z. B. bei CO₂-Systemen. Ein wesentlicher Vorteil ist, dass der Diffusor eine gleichmäßigere Verteilung des Kältemittels im Verdampfer ermöglicht. Auch hier wird der Einsatz eines Separators erforderlich, und die Ejektorcharakteristik muss genau abgestimmt werden, um die gewünschten Betriebseigenschaften zu erzielen. Ein weiterer Vorteil dieser Konfiguration ist die Möglichkeit einer effektiveren Steuerung der Verdampfertemperaturen.

In der COS-Variante wird der Ejektor nach dem Kondensator installiert. Diese Konfiguration bietet die Möglichkeit, die Verdampfertemperaturen besser zu kontrollieren und das System stabiler zu betreiben. Der Vorteil der COS-Schaltung liegt in der besseren Ölzirkulation und der Möglichkeit, die Ejektorcharakteristik optimal zu nutzen, was zu einer besseren Anpassung an variierende Lastbedingungen führt. Auch hier sind eine präzise Auswahl der Ejektorcharakteristik und die Optimierung der Verdampfertemperaturen entscheidend.

Gruber et al. [5] stellen weitere Entwicklungen bzw. Anwendungen dieser Schaltungen dar. Dabei ist vor allem die Anwendung des Multiejektors (z.B. Dual Ejektor) eine Ergänzung. Insgesamt erlauben Multi-Ejektorsysteme eine erweiterte Gestaltung des thermodynamischen Pfads, der über die reine Ersatzfunktion des Expansionsventils hinausgeht. Durch gezielte Platzierung zwischen Verdichterstufen, wenn vorhanden, angepasste geometrische Auslegung und lastabhängige Aktivierung mehrerer Ejektoren ergeben sich bessere Druckniveausteuerung, reduzierte Verdichterlast und gesteigerte Gesamtleistung. Dies macht Multi-Ejektorsysteme zu einer vielversprechenden Weiterentwicklung ejektorbasierter Wärmepumpen- und Kältekreisläufe.

Die Wahl des Kompressortyps im Zusammenhang mit dem Einsatz von Ejektoren in Wärmepumpen- und Kältesystemen ist von zentraler Bedeutung für die erreichbare Systemeffizienz, die Betriebssicherheit sowie die Regelbarkeit des Gesamtsystems. Ejektoren beeinflussen insbesondere den Saugdruck, den Massenstrom und den thermodynamischen Zustand des Sauggases am Kompressoreintritt. Dadurch ergeben sich spezifische Anforderungen an den eingesetzten Kompressortyp, die bei der Systemauslegung zwingend zu berücksichtigen sind. Ein wesentlicher Aspekt ist die Sauggasüberhitzung, die durch den Ejektorbetrieb sowohl reduziert als auch erhöht werden kann. Während der Ejektor einerseits flüssige Anteile aus dem Sauggasstrom abtrennen und somit den Kompressorschutz verbessern kann, besteht andererseits die Gefahr einer erhöhten Sauggasüberhitzung infolge zusätzlicher Druckverluste oder unvollständiger Phasenseparation. Der gewählte Kompressortyp muss daher einen stabilen Betrieb über einen breiten Bereich an Sauggasüberhitzungen ermöglichen und gegenüber Schwankungen im Massenstrom tolerant sein.

Verdichter mit internem Verdichtungsprozess und moderaten internen Leckagen, wie Schrauben- oder Hubkolbenkompressoren, sind besonders geeignet. Speziell Schraubenverdichter reagieren vergleichsweise unempfindlich auf Schwankungen der Sauggaszustände und erlauben einen sicheren Betrieb auch bei reduzierter oder variabler Sauggasüberhitzung. Hubkolbenkompressoren können im Zusammenspiel mit Ejektoren unter bestimmten Randbedingungen spezifische Vorteile gegenüber Schraubenkompressoren aufweisen, insbesondere in Systemen mit stark variierenden Betriebszuständen und diskontinuierlichen Lastprofilen, wobei Hubkolbenkompressoren sensibler auf Flüssigkeitsschläge sind. Ein wesentlicher Vorteil des Hubkolbenkompressors liegt in der hohen isentropen Effizienz im Teillast- und Niedermassenstrombereich. Darüber hinaus ermöglichen Hubkolbenkompressoren eine präzise Anpassung des Verdichtungsverhältnisses über Drehzahlregelung oder Zylinderabschaltung. Diese Eigenschaft ist insbesondere bei ejektorunterstützten Systemen von Vorteil, da der Ejektor den effektiven Saugdruck dynamisch beeinflusst und somit das erforderliche Druckverhältnis des Kompressors variieren kann. Hubkolbenkompressoren können auf diese Änderungen flexibler reagieren, ohne signifikante interne Verluste zu erzeugen. Ein weiterer Vorteil ist die robuste Auslegung gegenüber höheren Sauggasüberhitzungen. Im Ejektorbetrieb kann es – abhängig von Betriebszustand und Ejektorauslegung – zu erhöhten Sauggastemperaturen kommen. Hubkolbenkompressoren tolerieren diese Betriebszustände in der Regel besser, da sie konstruktiv für höhere Druckverhältnisse und Gastemperaturen ausgelegt sind. Dies ist insbesondere in Hochtemperaturwärmepumpen und dampferzeugenden Anwendungen relevant.

In ejektorunterstützten Anlagen mit komplexen Massenstromverteilungen kann dies die Stabilität der Regelung verbessern, insbesondere bei der Einstellung der Sauggasüberhitzung.

Demgegenüber weisen Schraubenkompressoren Vorteile bei sehr hohen Massenströmen und im Dauerbetrieb auf, sind jedoch im ejektorunterstützten Teillastbetrieb häufig stärker von internen Leckageverlusten und ineffizientem Teillastverhalten betroffen. Daraus ergibt sich, dass Hubkolbenkompressoren insbesondere für ejektorunterstützte Systeme mit variabler Last, hohem Temperaturhub und ausgeprägtem Teillastanteil eine technisch attraktive Alternative darstellen.

3.3 Zweiphasenmodellierung

3.3.1 Homogeneous Equilibrium Model (HEM)

Um den rechnerischen Aufwand zu verringern, wurde das HEM als Lösung von Smolka et. al [6] vorgestellt. In diesem Modell wird angenommen, dass die Flüssigkeits- und Dampfphase sich im thermischen und mechanischen Gleichgewicht befinden, was bedeutet, dass Druck, Temperatur, Geschwindigkeit, turbulente kinetische Energie und turbulente Dissipationsrate zwischen beiden Phasen im Gleichgewicht sind. Alle Eigenschaften sind eine Funktion der spezifischen Enthalpie und des Drucks. Da Ansys Fluent die Temperatur als unabhängige Variable für die Energiebilanz verwendet, muss eine auf Enthalpie basierte Energiebilanz implementiert werden, welche die spezifische Enthalpie als unabhängige Variable nutzt, siehe nachfolgende Gleichung:

$$\nabla \cdot (\rho \tilde{u} \tilde{h}) = \nabla \cdot (\Gamma_h \nabla \tilde{h}) + \dot{S}_{h1} + \dot{S}_{h2} + \dot{S}_{h3},$$

mit $\dot{S}_h$ den zusätzlichen Quelltermen und dem Diffusionskoeffizienten für die Enthalpie:

$$\Gamma_h = \frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}.$$

mit λ der thermischen Leitfähigkeit, c_p der spezifischen Wärmekapazität, μ_t der turbulenten Viskosität und σ_t der turbulenten Prandtl Zahl. Die genaue Formulierung der Quellterme in Polarkoordinaten sowie in kartesischen Koordinaten kann in Schieder et al. [7] nachgelesen werden.

3.3.2 Homogeneous Relaxation Model (HRM)

Bei subkritischen Primärdrücken und in einem unterkühlten Zustand führt der HEM-Ansatz zu einer Unterschätzung des Massenstroms der Primärdüse und zu Stabilitätsproblemen. Daher kann das HRM verwendet werden, um metastabile Effekte zu berücksichtigen.

In diesem Ansatz wird die Relaxationszeit verwendet, um die tatsächliche Dampfqualität zu berechnen, wobei der Nicht-Gleichgewichts-Phasenübergang berücksichtigt wird, wie von Downar-Zapolski et al. [8] beschrieben. Die tatsächliche Dampfqualität kann definiert werden als:

$$\frac{\partial(\rho \bar{X})}{\partial t} = \rho \frac{\bar{X}_{equ} - \bar{X}}{\theta},$$

mit $\bar{X}$ als instantaner Massenanteil des Dampfes welcher durch metastabile Effekte vom Gleichgewichtswert $\bar{X}_{equ}$ abweicht. Die Relaxationszeit:

$$\theta = \theta_0 \alpha^a \phi^b,$$

ist ein empirisch für diverse Medien kalibrierter Wert mit dem Volumsanteil an Dampf:

$$\alpha = \frac{\overline{Xp}}{\rho_{sat}},$$

Und der dimensionslosen Druckdifferenz:

$$\phi = \left| \frac{\overline{p}_{sat}(s_{MN}) - \overline{p}}{p_{crit} - \overline{p}_{sat}(s_{MN})} \right|,$$

Der Einfluss der empirisch zu bestimmenden Faktoren θ_0 , a und b wurde durch Haida et al. [10] evaluiert. In Tabelle 1 sind diverse Werte aus der Literatur zusammengefasst.

Tabelle 1: Koeffizienten für Brennen-Model

	θ_0	a	b
H ₂ O (Downar-Zapolski et al. [8])	3.84e-07	-0.54	-1.76
CO ₂ (Angielczyk et al. [9])	2.14e-07	-0.54	-1.76
CO ₂ (Haida et al. [10])	9.00e-06	-0.67	-1.73

3.3.3 Homogeneous non-equilibrium Model with Boiling (HNB)

Das Homogeneous non-equilibrium Model with Boiling Model (HNB) wurde von Yasdani et al. [11] entwickelt, von Bodys et al. [12] evaluiert und basiert auf der Herz-Knudsen-Schrage Gleichung. Eine detaillierte Darstellung findet sich in Carey [13]. Allerdings fand man im Rahmen der Prüfung der unterschiedlichen Formulierung einige Inkonsistenzen. Der Phasenwechsel, welcher wie bei Carey [13] eigentlich durch die Massenstromdichte am Interface in der Herz-Knudsen-Schrage Gleichung beschrieben wird, wurde von der Literatur nicht entsprechend abgebildet. Auch ist ein Faktor 2, welcher in der Originalquelle von Carey angeführt wurde, in späteren Publikationen zum Modell nicht mehr enthalten. Teile dieser Inkonsistenz in der Modellbildung wurden bereits von Long et al. [14] angeführt.

Für ein einheitliches Kältemittel ist die Sättigungstemperatur eindeutig durch den Druck bestimmt, was bedeutet, dass $T_{sat} = T$, wenn sich der thermodynamische Zustand im Zweiphasenbereich befindet. Der modifizierte Ausdruck für den Quellterm lautet somit:

$$R = \frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} A_i \sqrt{\frac{M}{2\pi GT}} (p_{sat} - p),$$

Basierend auf der Arbeit von Long et al. [14] wird der Sättigungsdruck p_{sat} als Funktion der metastabilen Flüssigkeitsenthalpie berechnet:

$$h_{ml} = \frac{h - xh_v}{1 - x},$$

dabei ist h die Enthalpie berechnet mit dem HEM Model, sprich im Gleichgewicht.

Der Akkommodationskoeffizient ist ein experimentell zu kalibrierender Parameter. In diesem Projekt war vorgesehen, ihn für Butan anhand der verfügbaren Messdaten aus einem Vorgängerprojekt zu bestimmen. Bei der Auswertung zeigte sich jedoch, dass diese Messdaten nicht konsistent bzw. nicht belastbar genug sind, um eine hinreichend genaue Kalibrierung des Modells zu ermöglichen. Aus diesem Grund wurden geeignete Alternativen in der Literatur recherchiert und herangezogen. Die daraus übernommenen bzw. abgeleiteten Kennwerte sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Mögliche Daten zur Kalibrierung eines HNB-Modells

Quelle	Kältemittel	Kommentar
AIT intern	Butan	Messdaten nicht konsistent, bzw. ausreichend für vollständige Kalibrierung
AIT intern bzw. [16]	R1233zdE	Nur vier Stabile Punkte mit niedrigen Betriebsdrücken $p/p_{crit} = 0.25$
Lawrence [17]	R134a	Niedriges subcooling
SUT Gliwice, Bodys [12]	CO ₂	Messdaten für zwei Geometrien mit ausreichend Betriebspunkten und wechselndem Subcooling
SUT Gliwice, Fingas [18]	Propan	Messdaten nicht konsistent, bzw. ausreichend für vollständige Kalibrierung

3.3.4 Volume-of-Fluid-Methode (VOF)

Der Volume-of-Fluid-(VoF-)Ansatz gehört zu den *interface-capturing*-Methoden und wurde 1979 von Hirt und Nichols [15] entwickelt. Er ermöglicht eine effiziente Simulation von Strömungen mit komplexen freien Oberflächen. Die Phasen werden über eine Euler'sche Markerfunktion f beschrieben, die im gesamten Rechengebiet definiert ist und sich gemäß der Advektionsgleichung mit der lokalen Geschwindigkeit entwickelt. Der Wert von f repräsentiert die Volumenfraktion einer Phase. Da das Gebiet diskretisiert ist, wird die Zellgröße der Markerfunktion f_{mix} als volumengemittelter Wert in der jeweiligen Rechenzelle bestimmt. Initialisiert wird f typischerweise als Heaviside-Funktion. Wegen des sprunghaften Übergangs sind spezielle Advektionsschemata erforderlich, um numerische Diffusion und damit eine künstliche Verwischung der Phasengrenze zu vermeiden. Hierzu nutzen VoF-Verfahren Informationen aus Nachbarzellen, um die Lage und Form der Grenzfläche zu rekonstruieren. Je nach Rekonstruktionsmethode werden geometrische und algebraische VoF-Ansätze unterschieden. Wie bei anderen *interface-capturing*-Methoden werden topologische Änderungen wie Zerfall oder Koaleszenz automatisch behandelt; ihre physikalisch korrekte Auflösung ist jedoch durch die numerische Rekonstruktion begrenzt. Ein wesentlicher Vorteil des VoF-Verfahrens ist die exakte Massenerhaltung der einzelnen Phasen.

Der Einsatz des VoF-Ansatzes zur Simulation von zweiphasigen oder kondensierenden Strömungen in überschallverdichtenden Ejektoren ist mit erheblichen methodischen Einschränkungen verbunden:

- Schlechte Auflösung der Schockstrukturen: Überschallströmungen enthalten scharfe Gradienten und Schockfronten, deren exakte Abbildung eine sehr hohe Gitterauflösung erfordert. Das VoF-Verfahren führt aufgrund seiner diffusen Grenzflächenbeschreibung typischerweise zu einer numerischen Glättung von Schocks, wodurch Druckverhältnisse und Schubspannungen im Ejektor unphysikalisch werden.
- Unzureichende Beschreibung von Nichtgleichgewichtsphänomenen: In Ejektoren treten Verdampfung, Kondensation und Relaxationsprozesse auf Zeitskalen auf, die nicht im thermodynamischen Gleichgewicht ablaufen (non-equilibrium condensation). Das VoF-Modell beschreibt jedoch lediglich die geometrische Lage der Phasengrenze, nicht aber die dahinterliegenden mikrophysikalischen Phasenübergänge. Dadurch werden:
 - Onset der Kondensation,
 - Tropfengrößen,
 - Keimbildung und
 - Relaxationsverzögerungen

nicht korrekt vorhergesagt.

- Probleme bei sehr dünnen oder teilverdampften Schichten: Ejektoren mit Zweiphasenströmungen weisen häufig dünne Filmschichten, Nebelbildung oder diskontinuierliche Phasenanteile auf. VoF benötigt jedoch eine zusammenhängende, auflösbare Grenzfläche. In stark gestreckten oder fein fragmentierten Zweiphasengeometrien entsteht ein nicht physikalischer Mischzonenbereich (smearing).
- Instationäre Schock–Interface-Interaktion: Die Wechselwirkung zwischen Schockfronten und Phasengrenzen ist ein zentrales Element der Ejektorphysik. Das VoF-Verfahren ist für solche Schock–Interface-Interaktionen numerisch instabil oder liefert inkonsistente Druck- und Dichteverteilungen.
- Hoher Rechenaufwand für realistische Gitterauflösung: Um die oben genannten Probleme zu reduzieren, wäre ein sehr feines Gitter erforderlich, insbesondere in der Primärdüse, im Mischrohr und im Diffusor. Dies führt besonders in 3D zu sehr hohen Rechenzeiten, die für Entwicklungs- und Designstudien nicht praktikabel sind.
- Fehlende Eignung für transsonische Strömungen und Ablösungen: Ejektoren arbeiten häufig im instationären Bereich (Switching, critical und subcritical mode). VoF zeigt dabei starke numerische Sensitivität gegenüber geringsten Änderungen von Druck, Phasenanteil und Interfaceform, was zu nicht reproduzierbaren Ergebnissen führt.

3.3.5 Vergleich von Zweiphasenmodellen

In der folgenden Tabelle werden die betrachteten Zweiphasenmodelle anhand mehrerer relevanten Kriterien bewertet.

Tabelle 3 Bewertungsmatrix Zweiphasenmodelle für Ejektor

Kriterium	HEM	HRM	HNB	VoF
Nichtgleichgewichtsphasenwechsel	✗ thermodynamisches Gleichgewicht wird angenommen	☒ Nichtgleichgewicht modelliert (verzögerte Verdampfung)	☒ Nichtgleichgewicht modelliert (verzögerte Verdampfung)	✗ Submodelle erforderlich
Grenzflächenauflösung	✗ nicht vorhanden (homogenes Gemisch)	✗ nicht vorhanden (homogenes Gemisch)	✗ nicht vorhanden (homogenes Gemisch)	☒ vorhanden
Rechenaufwand	gering	mittel	mittel	hoch
Anwendbarkeit bei stark kompressiblen Strömungen	möglich	möglich	möglich	herausfordernd
Eignung für supersonische Ejektoren	Referenzmodell	geeignet	geeignet	herausfordernd
Reifegrad in der Literatur	umfangreich	zunehmend	mittel	umfangreich

3.4 Schallgeschwindigkeitsmodellierung

Die Schallgeschwindigkeit für einen Gleichgewichtszustand eines isentropen Prozesses ist definiert durch

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s}$$

Im zweiphasigen Bereich wird die Schallgeschwindigkeit durch die stark erhöhte Kompressibilität des Flüssig-Dampf-Gemischs bestimmt. Die Ableitung wird aufgrund von Phasenumwandlung sehr klein, weshalb die Schallgeschwindigkeit stark abnimmt.

Im zweiphasigen Bereich berechnet man die Schallgeschwindigkeit mit einem Modell, das Dampfanteil, Flüssigkeitsanteil und deren Druckabhängigkeit berücksichtigt.

In vielen kommerziellen CFD-Codes wird daher die von Wallis [19] entwickelte Formulierung:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho_m \left(\frac{\alpha}{\rho_v c_v^2} + \frac{(1-\alpha)}{\rho_l c_l^2} \right)}}$$

verwendet. Dabei wird eine Mischdichte mit entsprechend gewichteten Termen für Flüssigkeit und Dampf multipliziert. Dieses Modell wurde für ein homogenes Gemisch (eine gemeinsame Geschwindigkeit beider Phasen) entwickelt und vernachlässigt Massen- und Wärmetransporte zwischen den Phasen. Die Anwendung beschränkt sich damit auf Zweiphasenzonen, ohne starke Verdampfung/Kondensation mit schnellen Druckschwankungen. Giacomelli et al. verweisen deshalb auf die allgemeinere Formulierung nach Brennen, welche für schnelle Verdampfung/Kondensation mit ausgeprägten Nichtgleichgewichtseffekt geeignet ist. Hierbei wird die Schallgeschwindigkeit wie folgt berechnet:

$$c = \sqrt{\frac{1}{\rho_m \left(\frac{\alpha}{p} + (1-\alpha) \frac{\varepsilon_L g^* p_c^\eta}{p^{1+\eta}} \right)}}$$

Dabei wird ε_L dazu benutzt zwischen den Extremfällen Homogenius Frozen Flow ($\varepsilon_L=0$) und Homogenes Equilibrium Flow ($\varepsilon_L=1$) zu unterscheiden. Basierend auf Messungen für Wasser und CO₂ schlussfolgert Brennen, dass $\varepsilon_L = \alpha$ oder $\alpha/2$ eine gute Wahl darstellt. Die Parameter g^* und η welche den Liquidindex g_L beschreiben, sind fluidspezifisch und können mit:

$$g_L = \frac{\partial \ln \rho_L}{\partial \ln p} + \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) \frac{h_L}{L} \frac{\partial \ln h_L}{\partial \ln p} - \frac{p}{L \rho_L},$$

berechnet werden.

Tabelle 4 Konstanten für Brennen-Model für verschiedene Kältemittel

Fluide	g^*	η
Wasser	1,67	0,73
CO ₂	2,1	0,566
Butan	3,3	0,59

Abschließend ist festzustellen, dass eine korrekte Abbildung der Schallgeschwindigkeit die numerische Lösung indirekt, jedoch maßgeblich beeinflusst. Der Effekt wirkt sich einerseits auf die Wahl des automatischen Zeitschritts aus und andererseits – über den Druckkorrekturfaktor für kompressible Strömungen – auf die Druck-Geschwindigkeits-Kopplung. Eine hinreichend genaue Beschreibung der Schallgeschwindigkeit ist daher Voraussetzung, um eine stabile und konvergente Lösung zu erhalten.

3.5 Interfacial-Area-Concentration

Die Modellierung der internen Phasenwechselvorgänge (über die Interfacial-Area-Concentration, IAC), stellt eine große Herausforderung aufgrund der Vielzahl an Strömungsphänomenen in einer zweiphasigen Überschallströmung dar. Obwohl in der Literatur verschiedene auf Transportgleichungen basierende Modelle vorgeschlagen werden, sind diese aufgrund ihrer Komplexität und der Vielzahl an experimentell kalibrierten Modellkoeffizienten für die vorliegende Anwendung nicht praktikabel. Daher wird das algebraische symmetrische Modell mit einigen Modifikationen verwendet.

Da im betrachteten System nur zwei Phasen auftreten (Flüssigkeit und Dampf), ersetzt die volumetrische Dampffraktion α die beiden Phasenanteile der Originalformulierung, sodass gilt: $\alpha_p = 1 - \alpha_q = \alpha$. Die charakteristische Längenskala, die dem mittleren Blasen- bzw. Tropfendurchmesser entspricht, wird mit d_{eff} bezeichnet. Der IAC-Term wird anschließend wie folgt berechnet:

$$A_i = \frac{6\alpha(1 - \alpha)(\alpha + f_{v,g})}{d_{\text{eff}}}.$$

Dabei repräsentiert $f_{v,g}$ einen sehr geringen Anteil (<1%) an nicht kondensierbaren Gasen, welche durch die Reinheit des Kältemittels bestimmt wird.

Die Strömung durch die Primärdüse ist durch einen großen Druckabfall und eine damit einhergehende starke Geschwindigkeitszunahme gekennzeichnet. Aus diesem Grund ist es sehr schwierig, einen einzigen effektiven Blasen- bzw. Tropfendurchmesser zu bestimmen. Daher wird ein eigens im Projekt entwickeltes Modell verwendet, um

$$d_{\text{eff}} = (1 - \alpha) d_{\text{bubble}} + \alpha d_{\text{droplet}}$$

auf Basis der Hinze–Kolmogorov-Theorie abzuschätzen. Genauere Ausführungen zum Modell können in der im Rahmen des Projekts entstandenen Master-Arbeit von Blunár [23], welche im Juni 2026 veröffentlicht wird, nachgelesen werden.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

4.1 Projektmanagement (WP1)

Neben grundlegenden Projektmanagementtätigkeiten sind aus den Ergebnissen aus dem Projekt auch folgende Publikationen entstanden:

- Schieder, M., Unterluggauer, J., Supersonic multiphase flow ejectors for high temperature heat-pumps, CADFEM Konferenz 2024, 2024
- Schieder, M., Unterluggauer, J., Integration von bikubischen Stoffdaten-Splines zur Simulation eines Ejektors, CADFEM Konferenz 2025, 2025
- Unterluggauer, J., Schieder, M., Rezucha, M. Sulzgruber, V., Lauermann, M., Part-load strategies for a steam-generating ejector heat-pump using numerical simulations, 15th IEA Heat-Pump Conference, Wien, 2026 (Paper submitted)

Wissenschaftliche Arbeiten:

- Kellerlioglu, N., Numerical implementation of n-butane thermophysical properties in heat pumps Ejectors, Bachelor Thesis, TU Wien, 2025
- Blunár, T., Numerical Simulations of a Supersonic Multiphase Ejector for High-Temperature Heat Pumps, Master Thesis, SLOVENSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA V BRATISLAVE, 2026 (Fertigstellung Juni 2026)
- Georgiev, H., Numerical and Analytical Modelling of Ejector Flow Physics for High Temperature Heat Pumps, Master Thesis, TU Wien, 2026 (ongoing)

4.2 CFD Modell für Teillast (WP3)

Das klassische HEM-Modell, das in Abschnitt 3.3.1 dargestellt ist, wurde eingesetzt, um vorläufige Simulationen der Strömung im Ejektor unter Verwendung von Butan unter mehreren Betriebsbedingungen durchzuführen. Im Folgenden werden Ergebnisse für eine repräsentative Betriebsbedingung präsentiert, die durch Druck- und Enthalpieniveaus innerhalb eines typischen Arbeitsbereichs gekennzeichnet ist. Insbesondere betragen die an den Primär- und Saugseinlass sowie am Auslass vorgegebenen Druckwerte $p_{\text{mot}} = 2\,139\,000\text{ Pa}$, $p_{\text{suc}} = 430\,000\text{ Pa}$ und $p_{\text{out}} = 584\,500\text{ Pa}$. Die Enthalpiewerte, die den Primär- und Saug-Einlass charakterisieren, sind $h_{\text{mot}} = 508\,590\text{ J/kg}$ und $h_{\text{suc}} = 508\,590\text{ J/kg}$.

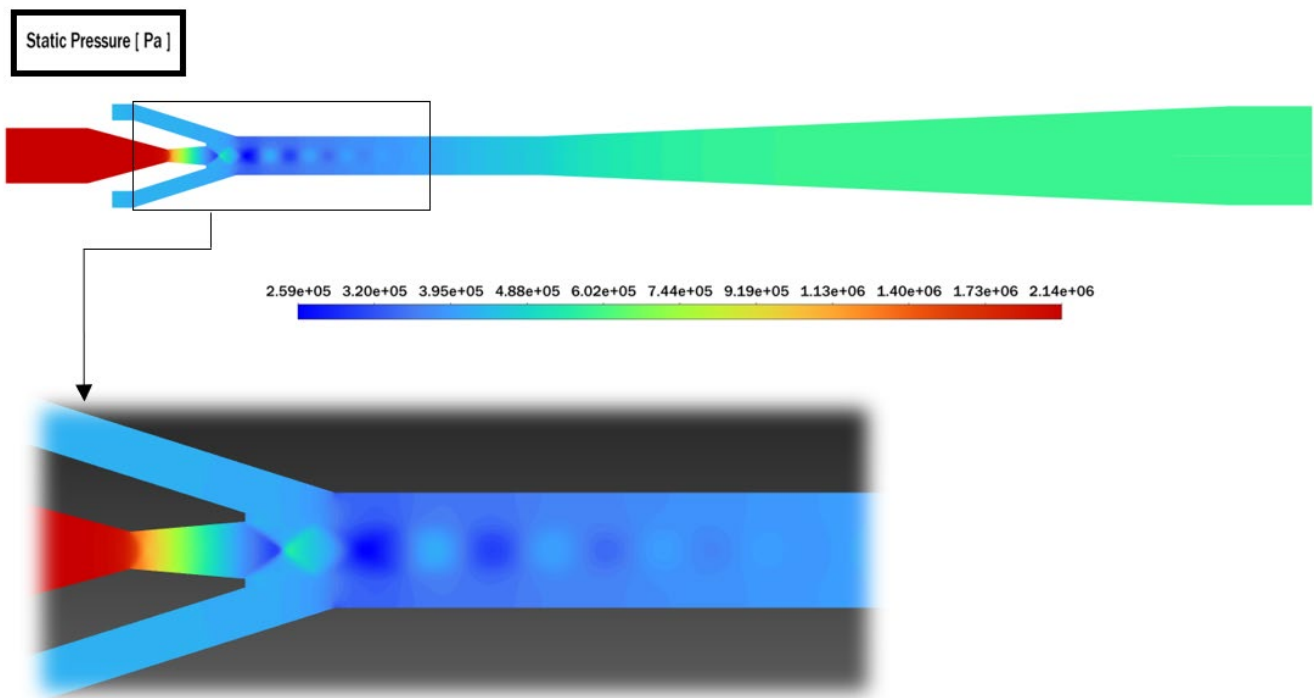


Abbildung 3: Druckfeld im Ejektor, ermittelt mit dem HEM-Modell

In Abbildung 3 ist das Druckfeld entlang des Ejektors dargestellt. Es ist ein kontinuierlicher Druckabfall über die Düse und die Mischzone hinweg zu beobachten, gefolgt von einer Druckrückgewinnung im Diffusor.

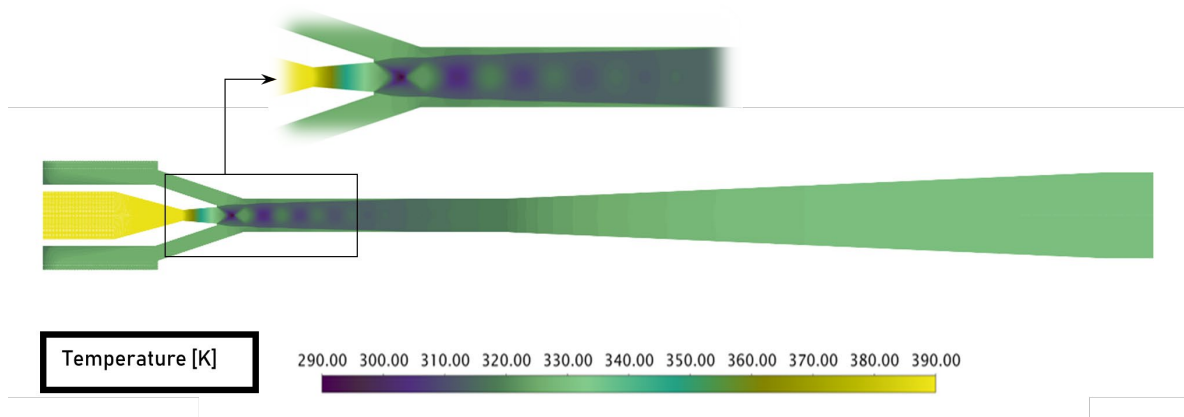


Abbildung 4: Temperaturfeld im Ejektor, ermittelt mit dem HEM-Modell

In Abbildung 4 ist das Verhalten des Temperaturfeldes zu erkennen. Der Primärmassenstrom tritt mit der höchsten Temperatur (etwa 387 K) ein und bildet stromabwärts des Düsenaustritts einen warmen Kern. Der Saugstrom, der mit einer niedrigeren Temperatur (etwa 326 K) zugeführt wird, mischt sich beim Mitreißen mit dem Primärstrahl. Die anfänglich scharfe thermische Grenzfläche zwischen den beiden Strömen diffundiert entlang des Mischabschnitts allmählich infolge turbulenter Durchmischung und Impulsaustausch.

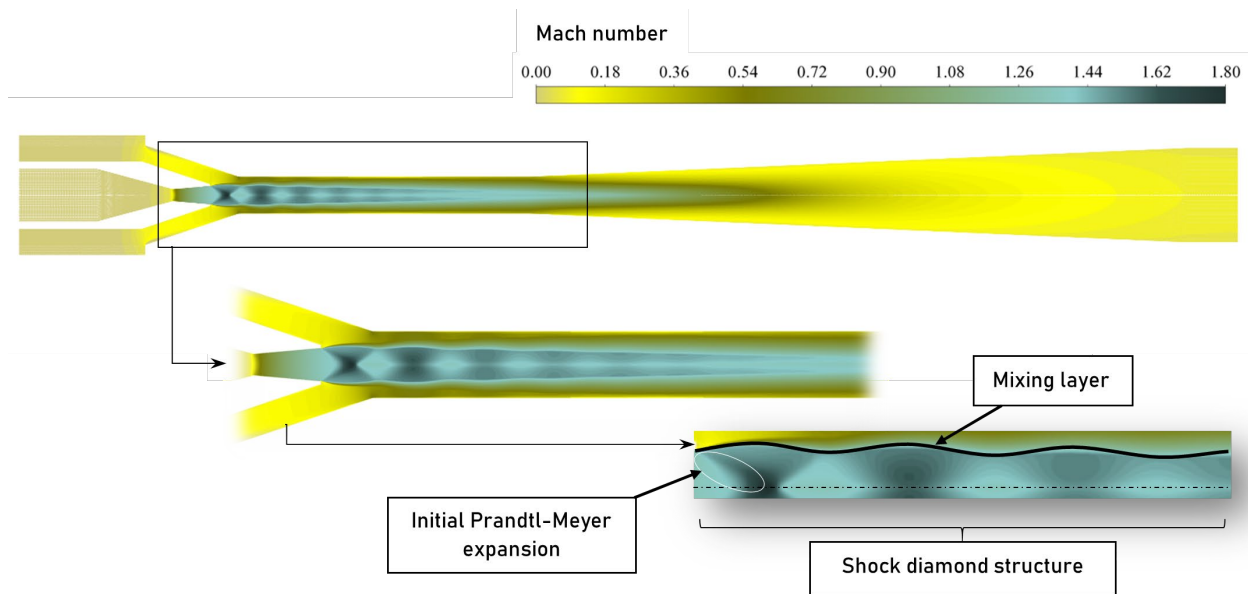


Abbildung 5: Machzahlfeld im Ejektor, ermittelt mit dem HEM-Modell

Die Machzahlverteilung in Abbildung 5 verdeutlicht wesentliche Merkmale der kompressiblen Strömung. Die Strömung beschleunigt im Düsenhals der Primärdüse bis zu Schallgeschwindigkeit und durchläuft stromabwärts anschließend eine Abfolge von Expansionen und Kompressionen, wodurch sich ein ausgeprägtes Stoßmuster ausbildet. Ein schmaler Überschallkern reicht bis in den frühen Diffusorbereich hinein, während die umgebende Strömung bereits in den Unterschallbereich übergeht. Dies ist für die Diffusorleistung vorteilhaft, da überwiegend Unterschall am Diffusoreintritt eine effektive Druckrückgewinnung ermöglichen.

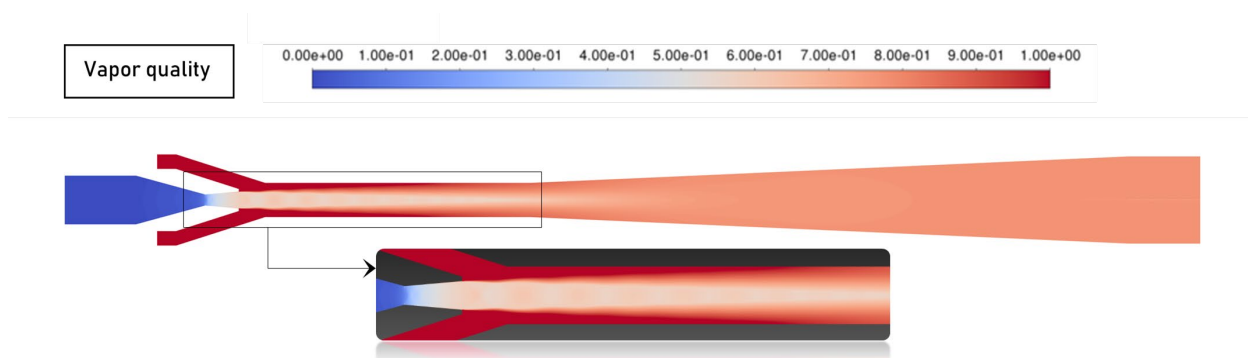


Abbildung 6: Dampfgehaltsfeld im Ejektor, ermittelt mit dem HEM-Modell

Der Dampfgehalt in Abbildung 6 zeigt, dass der Phasenwechsel unmittelbar stromabwärts der Primärdüse infolge der starken Expansion und des damit verbundenen Druckabfalls einsetzt, wodurch das Fluid in den Zweiphasenbereich überführt wird. Der resultierende Zweiphasenstrahl mit einem anfänglichen Dampfgehalt von etwa $x \approx 0.5$ dringt in die Mischkammer ein, wo er mit dem rein gasförmigen Saugstrom interagiert. Entlang der entstehenden Scherschicht fördern Impuls- und Stoffaustausch die Durchmischung und verändern schrittweise die lokale Phasenzusammensetzung. Nachdem die Strömung den Diffusoreintritt passiert hat, wird das Gemisch zunehmend homogener und erreicht am Ejektorausstritt einen Dampfgehalt von etwa $x \approx 0.78$.

Diese Ergebnisse stimmen mit den in der Literatur sowie in früheren Projekten berichteten Resultaten überein.

Die mit dem klassischen HEM-Modell erzielten Ergebnisse wurden als Referenz herangezogen, um die Resultate innovativer Modellierungsansätze zu bewerten, die im Rahmen des Projekts entwickelt wurden. Im Folgenden werden diese Ansätze zusammengefasst.

4.2.1 Verbessertes HEM model: HEM-AET

Eine modifizierte Version des HEM-Modells wurde vorgeschlagen, um die physikalische Modellierung der Strömung im Ejektor zu verbessern und gleichzeitig den rechnerischen Aufwand gering zu halten. Dieses neue Modell wird als HEM-AET (Homogeneous Equilibrium Model with Artificially Enhanced Thermodynamics) bezeichnet und zielt darauf ab, metastabile Effekte im Zusammenhang mit dem Flash-Verdampfungsprozess abzubilden, die mit der klassischen HEM-Formulierung nicht erfasst werden können. Die Verdampfung unter Berücksichtigung metastabiler Effekte wird durch eine künstliche Modifikation der thermodynamischen Stoffeigenschaften innerhalb des Zweiphasengebiets und in der Nähe der Sättigungslinie modelliert. Folglich ist dieser Ansatz insbesondere für Anwendungen geeignet, bei denen die Stoffeigenschaften in Form von thermodynamischen Tabellen vorliegen.

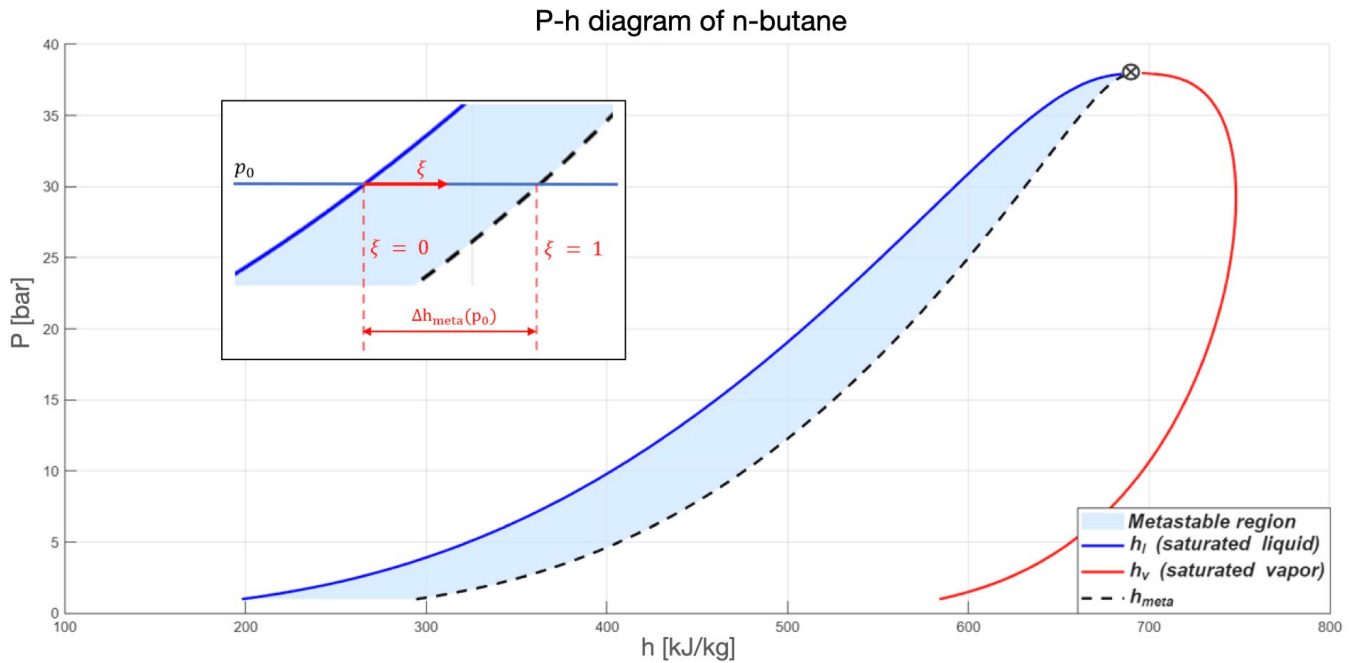
Das metastabile Verhalten wird durch die Annahme beschrieben, dass der Phasenübergang von der flüssigen in die gasförmige Phase nicht unmittelbar an der Sättigungslinie einsetzt, sondern zeitlich bzw. zustandsmäßig leicht verzögert erfolgt. Diese Verzögerung wird durch die Einführung eines metastabilen Bereichs in unmittelbarer Nähe der Sättigungslinie repräsentiert. Der metastabile Bereich wird durch den Parameter ζ charakterisiert, welcher die Lage der metastabilen Enthalpieschwelle h_{meta} definiert. Dieser Parameter ist frei einstellbar und besitzt folgende physikalische Bedeutung:

Eine Erhöhung von ζ verstärkt die metastabilen Effekte und ermöglicht es dem Fluid, über einen größeren Zustandsbereich in flüssiger Form zu verbleiben; eine Verringerung von ζ reduziert hingegen den Einfluss der Metastabilität und damit die Verzögerung des Verdampfungsprozesses.

Unter Verwendung des Parameters ζ kann schließlich ein Ausdruck für die metastabile Enthalpie h_{meta} hergeleitet werden als:

$$h_{meta}(P) = h_l + \zeta(h_v - h_l).$$

Die Anwendung dieser Gleichung auf alle Druckniveaus führt zu einem geschlossenen Bereich, in dem sich die überhitzte Flüssigkeit befinden kann, wie in Abbildung 7 hellblau dargestellt.



Wir definieren die Position innerhalb des metastabilen Bereichs mithilfe einer lokalen dimensionslosen Koordinate ξ . Für jedes Druckniveau ist ξ an der Sättigungslinie gleich null und erreicht am metastabilen Grenzzustand den Wert $\xi = 1$, wie im Ausschnitt von Abbildung 7 dargestellt. Sämtliche thermodynamischen Stoffeigenschaften müssen im metastabilen Bereich angepasst werden. Im Folgenden wird das Anpassungsverfahren exemplarisch für die Dichte beschrieben, da diese aufgrund der ausgeprägten Unterschiede zwischen Flüssig- und Dampfzustand besonders kritisch ist. Zur Bestimmung der angepassten Dichteverteilung ρ_{adj} für ein diskretes Druckniveau p_o wird ein Extrapolationsverfahren angewendet.

Zunächst wird der Wert $\rho(p_o, x = 0^+)$ extrahiert; anschließend wird der zugehörige Punkt $\rho(p_o, h|_{\xi=1})$ bestimmt; schließlich wird der bezüglich der Sättigungslinie gespiegelte Wert $\rho(p_o, h|_{\xi=-1})$, ermittelt. Der Dichtegradient wird näherungsweise als:

$$\frac{d\rho}{dh_{p_o}} \approx \frac{\rho(\xi = -1) - \rho(\xi = 0)}{h(\xi = -1) - h(\xi = 0)},$$

angenommen. Damit kann die angepasste Dichteverteilung zu:

$$\rho_{adj}(p_o, \xi) = \rho(p_o, \xi = 0) - \left(\frac{\Delta\rho}{\Delta h} \right)_{p_o} \xi,$$

berechnet werden. Der endgültige Ausdruck für die Dichte im metastabilen Bereich ergibt sich anschließend als gewichtete Summe der ursprünglichen Dichtefunktion, ρ_{TT} (Dichte aus den ursprünglichen thermodynamischen Tabellen) und der angepassten Dichte, ρ_{adj} , wie folgt:

$$\rho_{HEM-AET} = \Pi(p_o, \xi) \rho_{adj}(p_o, \xi) + (1 - \Pi(p_o, \xi)) \rho_{TT}(p_o, \xi).$$

Die Gewichtung erfolgt über eine Wahrscheinlichkeitsfunktion Π welche die Wahrscheinlichkeit beschreibt, dass der Phasenübergang von Flüssigkeit zu Gas noch nicht stattgefunden hat. Diese Wahrscheinlichkeit strebt gegen 1 beim Annähern an die Sättigungsgrenze (kein Phasenübergang) und gegen 0 beim Annähern an die metastabile Grenze (Phasenübergang erfolgt). Das resultierende Dichteverhalten im metastabilen Bereich ist in Abbildung 8 dargestellt.

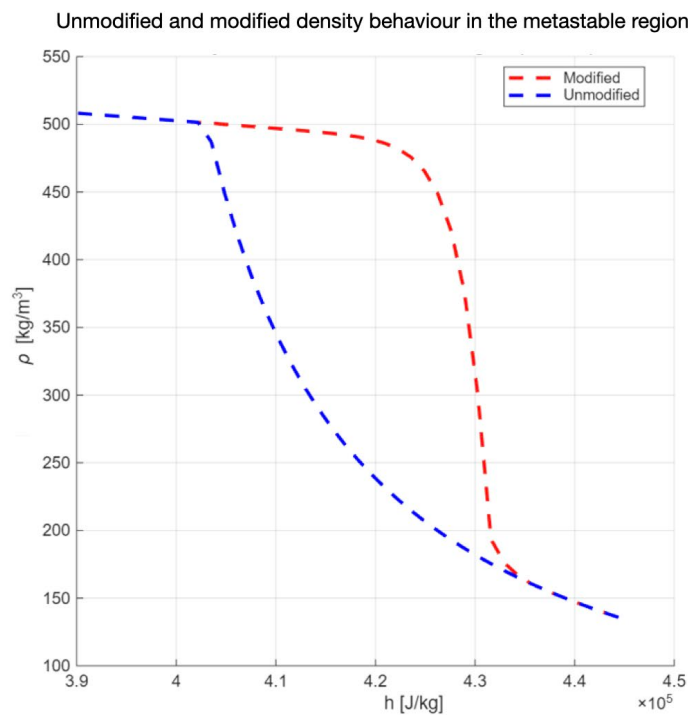


Abbildung 8: Modifiziertes Dichteverhalten gemäß dem HEM-AET-Modell (rote gestrichelte Linie) im Vergleich zum unveränderten Verhalten auf Basis der ursprünglichen thermodynamischen Tabellen (blaue gestrichelte Linie).

Das Verhalten aller übrigen thermodynamischen Stoffeigenschaften wird anhand eines analogen Verfahrens bestimmt, wie es oben beschrieben wurde. Die numerischen Simulationen wurden unter Verwendung des HEM-AET-Modells durchgeführt, und die Ergebnisse wurden mit jenen des klassischen HEM-Modells verglichen.

In Abbildung 9 werden die mit dem klassischen HEM- sowie mit dem neuen HEM-AET-Modell berechneten Dichtefelder gegenübergestellt. Die wesentlichen Unterschiede treten im Bereich des Düsenhalses auf, wie in den vergrößerten Darstellungen ersichtlich ist. Es zeigt sich, dass die mit dem HEM-Modell berechnete Abnahme der Dichte im Bereich des Düsenhalses bei Anwendung des HEM-AET-Modells leicht nach rechts stromabwärts entlang der Ejektorachse verschoben ist. Dieses Verhalten deutet darauf

hin, dass der Übergang von der Flüssig- in die Gasphase gegenüber dem Düsenhals nach stromabwärts verlagert ist und die Verdampfung somit räumlich verzögert einsetzt.

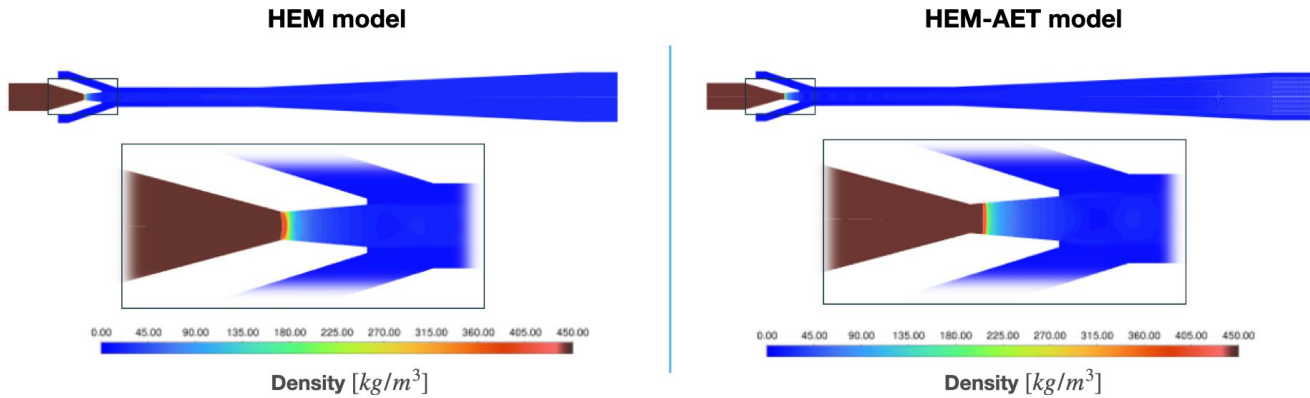


Abbildung 9: Vergleich der mit dem klassischen HEM-Modell (links) und dem neuen HEM-AET-Modell (rechts) berechneten Dichtefelder.

Abbildung 10 zeigt einen Vergleich der mit dem HEM- und dem HEM-AET-Modell berechneten Dampfgehaltsfelder. In Übereinstimmung mit den Dichteergebnissen ist zu erkennen, dass die Strömung im HEM-AET-Modell in einem kleinen Bereich stromabwärts des Düsenhalses weiterhin im flüssigen Zustand verbleibt. Im Gegensatz dazu sagt das klassische HEM-Modell einen Flüssig-Gas-Übergang voraus, der nahezu mit der Lage des Düsenhalses zusammenfällt.

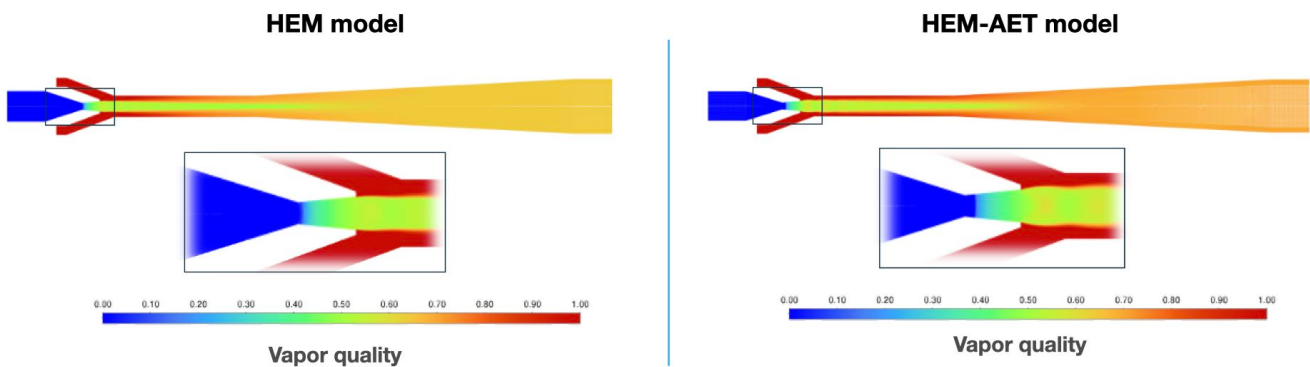


Abbildung 10: Vergleich der mit dem klassischen HEM-Modell (links) und dem neuen HEM-AET-Modell (rechts) berechneten Dampfgehaltsfelder.

Diese Ergebnisse zeigen, dass sich das HEM-AET-Modell wie erwartet verhält, indem es den Verdampfungsprozess in der Primärdüse des Ejektors räumlich verzögert.

4.2.2 Verbesserte HNB-Formulierung

Abbildung 11 zeigt den Akkommodationskoeffizienten für CO_2 basierend auf den experimentellen Messdaten von Boyes et al. [12]. Im Vergleich zur ursprünglichen Formulierung ist der hier verwendete

Zusammenhang nicht mehr von Enthalpie und Eintrittsdruck abhängig, sondern wird ausschließlich als Funktion des Sättigungsdrucks beschrieben. Dadurch wird die Parametrisierung vereinfacht und direkt an die Sättigungszustandsgröße gekoppelt.

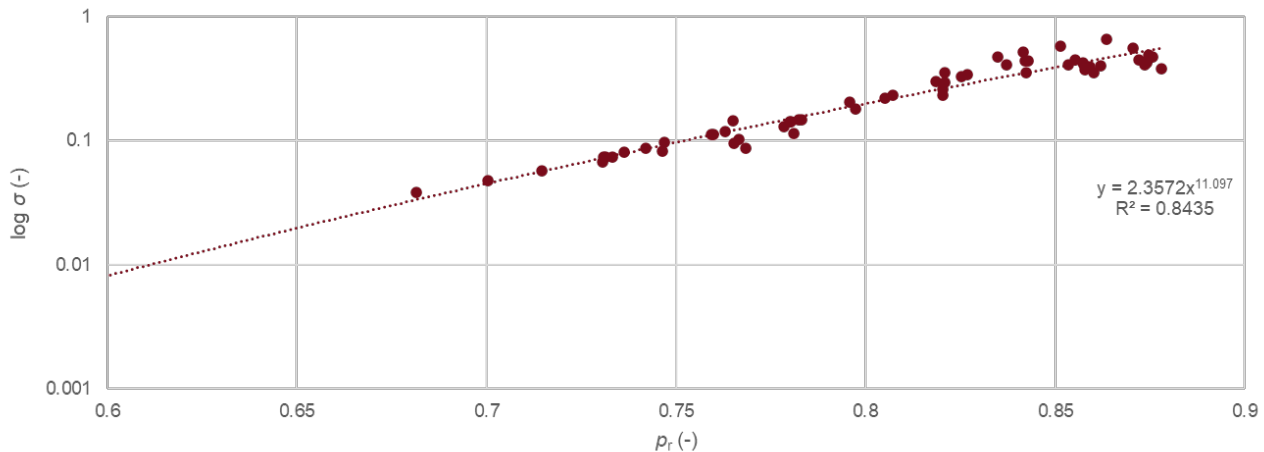


Abbildung 11: Accommodation Coefficient σ basierend auf CO_2 Messungen

Abbildung 12 zeigt einen Dichte-Contour-Plot im Vergleich der beiden Modelle HEM (oben) und HNB (unten). Im HNB-Fall ist eine verzögerte Verdampfung stromab des engsten Querschnitts (Düsenhals/Throat) erkennbar. Dadurch bleibt die Strömung über einen längeren Bereich dichter bzw. weniger zweiphasig, was zu einer höheren mittleren Dichte und damit – bei vergleichbarer Strömungsgeometrie und Druckdifferenz – zu einem erhöhten Massenstrom führt.

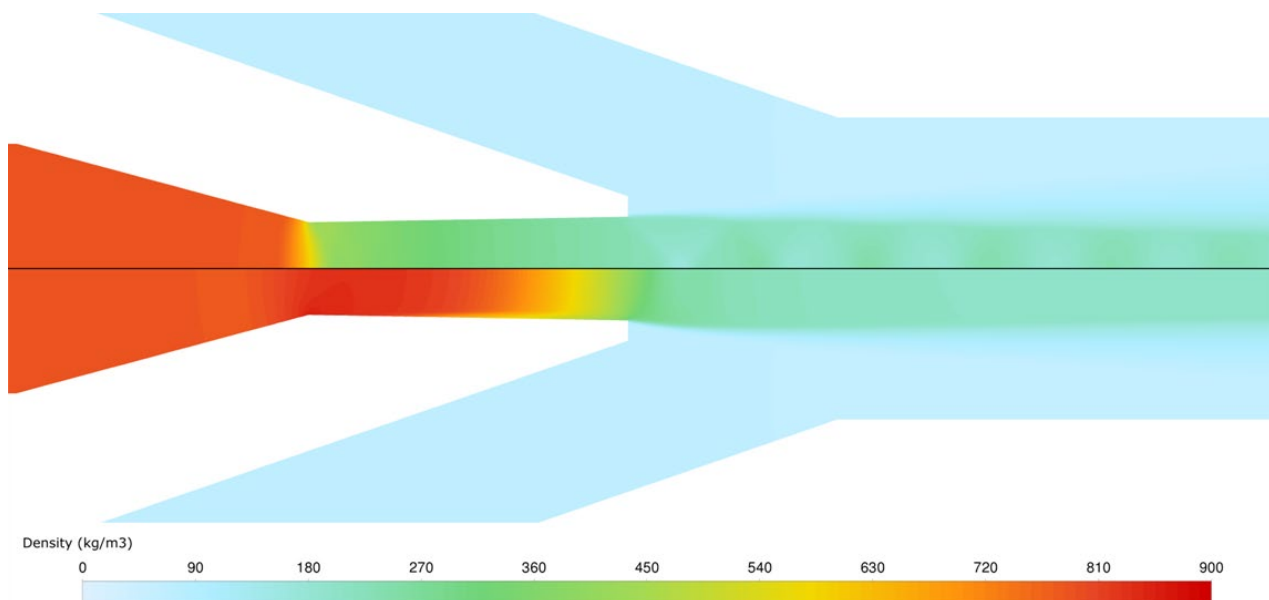


Abbildung 12: Dichte Contour-Plot HEM oben und HNB unten

Diese Verzögerung wird durch den im HNB-Modell eingeführten Quellterm verursacht, der in Abbildung 13 dargestellt ist. Es ist erkennbar, dass der Quellterm ausschließlich im divergenten Teil der Düse aktiv ist. Außerhalb dieses Bereichs zeigt der Term keine Aktivität und bewirkt entsprechend keiner

Veränderungen im Strömungsfeld. Damit wird die verzögerte Phasenumwandlung gezielt auf den Expansionsbereich beschränkt.

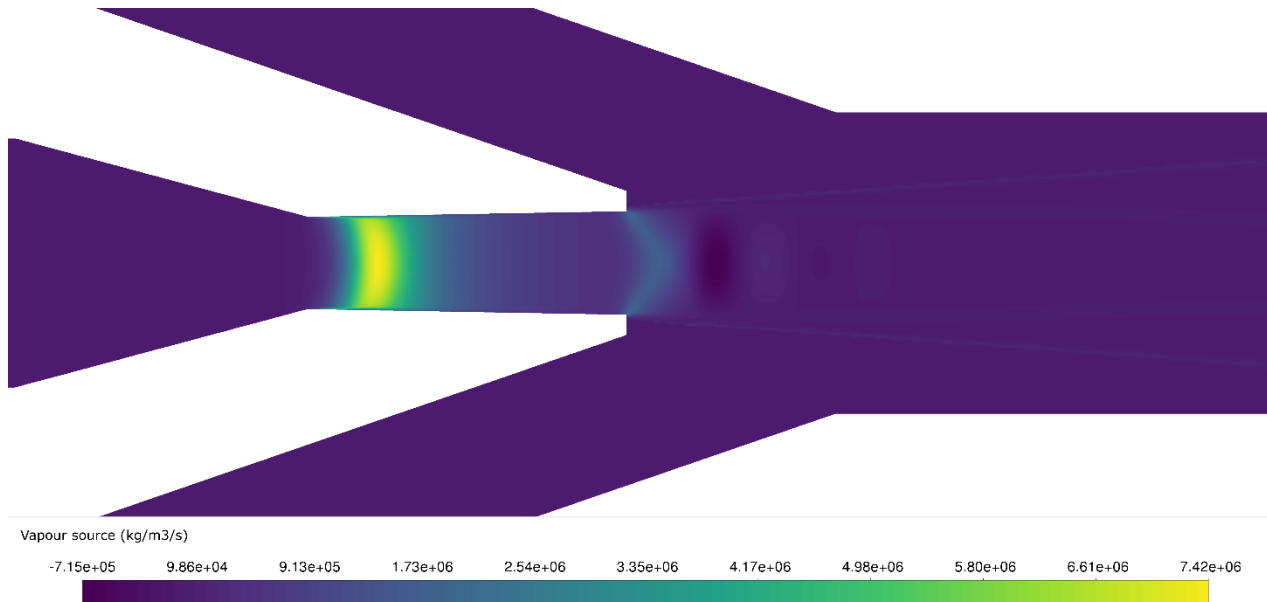


Abbildung 13: Quellterm HNB

Abbildung 14 zeigt den Verlauf der Dampfqualität entlang der Düsenachse für einen definierten Betriebspunkt im Vergleich zwischen dem HEM-Modell und dem HNB-Modell. Während das HEM-Modell aufgrund der Gleichgewichtsannahme eine nahezu sofortige Verdampfung vorhersagt, verzögert das HNB-Modell die Phasenumwandlung insbesondere im divergenten Teil der Düse. Am Düsenaustritt liegt der Dampfanteil im HNB-Fall daher zunächst unter dem Wert der HEM-Lösung. Im weiteren Strömungsverlauf kommt es jedoch zu einer Nachverdampfung, sodass sich in der Mischzone schließlich ein sehr ähnlicher Dampfgehalt wie in der HEM-Lösung einstellt.

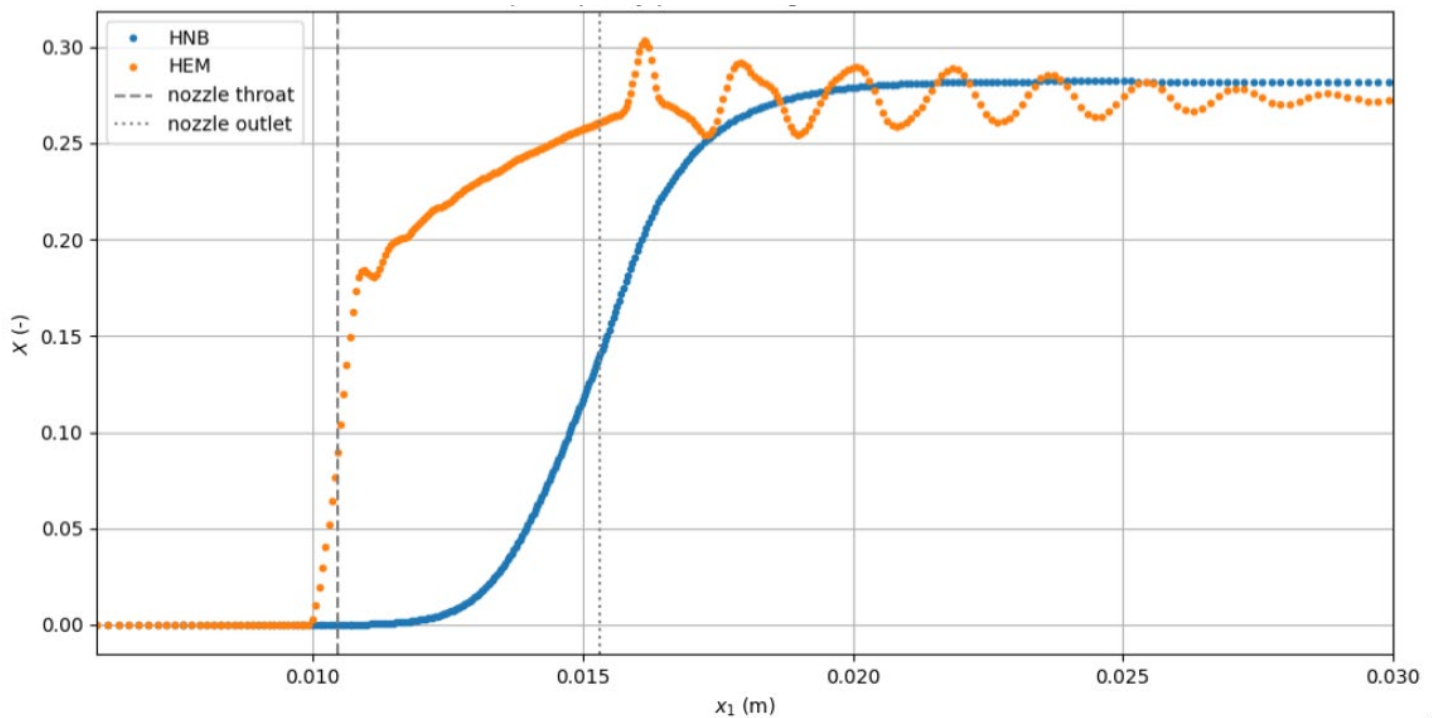


Abbildung 14: Druckverlauf entlang der Achse

4.3 Kältekreis einer dampferzeugenden Wärmepumpe mit Ejektor (WP2 & WP4)

Das Funktionsprinzip eines Ejektors besteht darin, dass am Primäreinlass ein Hochdruck beaufschlagter, unterkühlter Zustand herrscht, der in einer konvergierenden-divergierenden Düse weiter auf Überschallgeschwindigkeit beschleunigt wird. Nach der Düse tritt der beschleunigte und teilweise verdampfte Kältemitteldampf in den Mischbereich ein, wo ein Druckumfeld entsteht, das einen niedrigeren Druck als der gasförmige Kältemitteldampf am Sauganschluss aufweist, wodurch der Kältemitteldampf auf der Saugseite mitgerissen wird. Im Mischbereich werden Impuls und Energie übertragen und der Strömungszustand wird subsonisch, bevor die Strömung in den Diffusor eintritt, in dem die kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt wird, um einen Ausgangsdruck zu erreichen, der zwischen dem Antriebs- und dem Saugdruck liegt. Dieser Druckanstieg beeinflusst direkt den Leistungskoeffizienten (Coefficient of Performance, COP), indem er den erforderlichen Druckhub für den Verdichter verringert und somit den Stromverbrauch reduziert.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie der SGHP-Kreis für den Einsatz eines Ejektors angepasst werden kann [5]. In dieser Studie wurde die in Abbildung 15 dargestellte Konfiguration gewählt.

Es handelt sich dabei um einen Standard Ejektorkreis, ergänzt um einen Internal Heat Exchanger (IHEx) sowie einen Subcooler. Der IHEx sorgt für notwendige Unterkühlung des Ejektoreintritts und gleichzeitige Erhöhung der Sauggasüberhitzung für den Kompressor, was eine gängige Variante bei Hochtemperaturwärmepumpen ist, um die Effizienz zu steigern. Der Subcooler nutzt die überschüssige Wärme des Kreislaufs, um das Speisewasser vorzuwärmen. Dies sorgt für eine erhöhte Effizienz des Verdampfers und damit zu weiter weiteren COP-Steigerung. Zusätzlich wird der Ejektoreintritt noch weiter

unterkühlt was sich positiv auf das Formen von Gasblasen beim Eintritt, welche den Massenstrom negativ beeinflussen würden, auswirken kann.

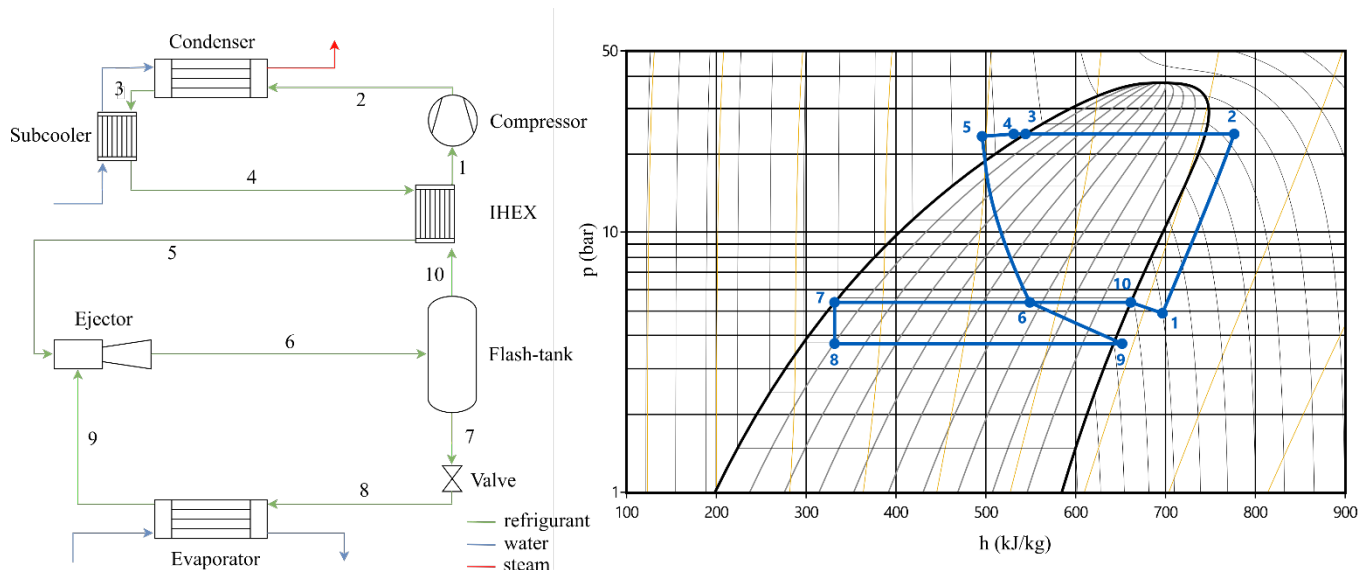


Abbildung 15: Ausgewählter Kältekreis und dazugehörigen Log(p)-h Diagramm

Um den Flüssigkeitseintrag in den Verdichter (1) zu verhindern, tritt das Arbeitsmittel in einem leicht überhitzten Zustand ein. Das Hochdruckfluid (2) kondensiert anschließend (2–3), wobei Wärme für die Dampferzeugung auf der Senkenseite freigesetzt wird, bevor es durch einen Unterkühler (3–4) geht. Dieser Unterkühlungsschritt verbessert den COP, indem er das Speisewasser vor der Zufuhr zum internen Wärmetauscher (IHEX) vorwärmt (4). Im IHEX wird das Fluid weiter unterkühlt, bevor es in den Ejektor (5) gelangt und gleichzeitig vor dem Verdichter (10-1) überhitzt wird, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Im Ejektor wird der Niederdruck Dampf aus dem Quellzyklus (9) mitgerissen und auf einen höheren Druck (6) komprimiert. Das resultierende zweiphasige Gemisch fließt in einen Entspannungsbehälter (Flashtank), in dem die Dampfphase abgetrennt und zum Verdichter (10) geleitet wird, während die Flüssigphase zur Quellseite an Punkt (8) zurückgeführt wird.

Bezogen auf die Ejektorlösung für die Teillastfähigkeit der dampferzeugenden Wärmepumpe wurden verschiedene Varianten analysiert und verglichen. Da bei einer Multiejektorlösung nur ein Verstellen in Stufen möglich gewesen wäre, wurde dies Möglichkeit nicht favorisiert.

4.4 Lösung für Teillastbetrieb der dampferzeugenden Wärmepumpe (WP2 & WP4)

Im Rahmen der Untersuchungen wurden die verschiedenen Varianten der Massenstromregelung systematisch analysiert und in einer Bewertungsmatrix (grün = gut, orange = mittel, rot = schlecht) gegenübergestellt. Diese Bewertung diente als Entscheidungsgrundlage für die Auswahl des geeigneten Regelungskonzepts.

Schon in den ersten Analysen zeigte sich, dass ein Bypass-System für den angestrebten Regelbereich nicht geeignet ist, da es die geforderten Anforderungen nicht erfüllen konnte. Ebenfalls wurde deutlich, dass eine Multiejektor-Lösung aufgrund ihrer baulichen Größe und der damit verbundenen hohen Kosten nur in speziellen Ausnahmefällen in Betracht gezogen werden kann.

Für die Realisierung einer stufenlosen Verstellung im gewünschten Betriebsbereich (30–100 % Heizleistung) blieben somit nur zwei Optionen übrig: der Einsatz von Swirl-Control sowie die Regelung mittels einer Nadel. Während die Nadel als vielversprechende Lösung erschien, wurde die Regelbarkeit des Swirl-Control-Mechanismus als „schlecht“ eingestuft. Die Gründe für diese Bewertung und die damit verbundenen Herausforderungen werden im folgenden Kapitel detailliert erläutert.

	Kosten	Regelbarkeit stufenlos	Regelbarkeit in Stufen	Größe	Komplexität
Swirl-Control					
Nadel					
Suction Bypass					
Motive Bypass					
Multiejector					

Abbildung 16: Bewertungsmatrix Ejektor Lösungen

4.4.1 Swirl-Control

Um die Machbarkeit der Massenstromregelung über Swirl-Control zu bewerten, wurde der Ejektor in 3D simuliert. Wie in Abbildung 17 gezeigt, führte die Injektion von fast 80 % des gesamten Massendurchsatzes über zwei tangentielle Einlässe nur zu einer Reduzierung des primären Massendurchsatzes um 2,5 %. Dieser geringe Effekt wird dem hohen Grad der Flüssigkeitsunterkühlung zugeschrieben, im Gegensatz zu den von Zhu und Elbel [2] berichteten Bedingungen. Bei Betrieb mit einphasiger Flüssigkeit hängt die Swirl-Control davon ab, einen Dampfkern zu bilden, der den kritischen Massendurchsatz an der Düse verringert. Eine starke Unterkühlung unterdrückt jedoch die Bildung des Dampfkerns und erhöht daher die erforderliche Wirbelintensität (Rotationsgeschwindigkeit) für den Beginn. Da eine erhöhte Unterkühlung für die Zuverlässigkeit des Kompressors und zur Aufrechterhaltung eines hohen COP erforderlich ist, ist eine Reduzierung dieser nicht als praktikable Option in diesem System anzusehen. Folglich ist unter den angestrebten Betriebsbedingungen die Wirbelkontrolle ineffektiv.

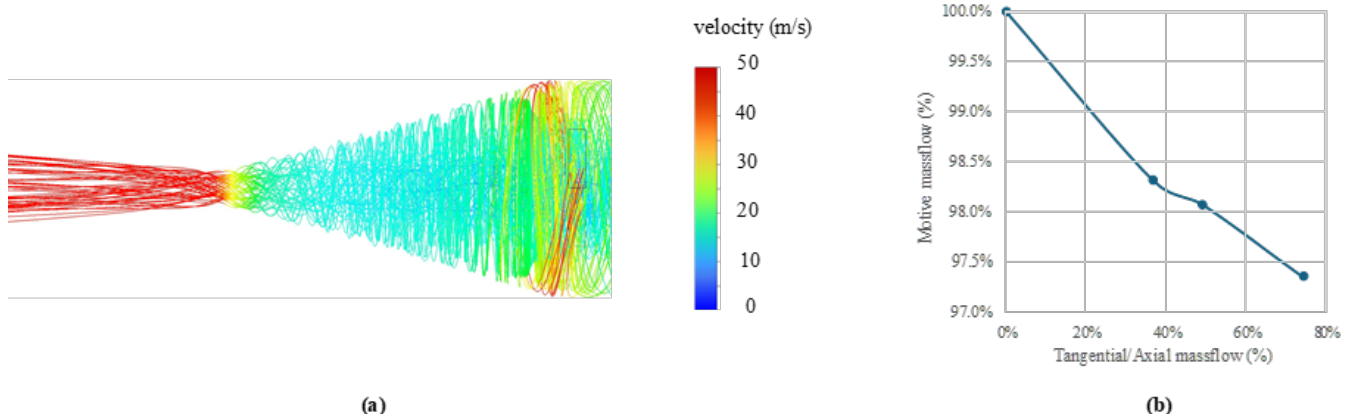


Abbildung 17: (a) 3D Stromlinien (b) Primärmassenstrom in Abhängigkeit vom tangential eintretenden Teil des Massenstroms

4.4.2 Massenstromregelung mit Nadel und Primärbypass

Um den Massendurchsatz im Ejektor zu steuern, wurde eine Nadel mit einem Durchmesser von 10 mm entwickelt und in das System integriert. Diese Modifikation zielt darauf ab, die Strömungseigenschaften durch die Einführung einer physischen Obstruktion zu regulieren, die den Strömungsquerschnitt verringert. Abbildung 18 (a) veranschaulicht die Beziehung zwischen der Wärmebelastung (Q) und der Nadelinsertion (z), wobei der Messpunkt am Düsende beginnt. Mit zunehmender Nadelinsertion wird der effektive Querschnitt der Düse reduziert, was wiederum den Massendurchsatz im Ejektor beeinflusst.

In einer Laval-Düse unter choked flow-Bedingungen wird der Massendurchsatz üblicherweise durch die engsten Querschnittsfläche der Düse und den Druckunterschied zwischen dem Primär- und dem Saugseitenstrom bestimmt. Choked flow tritt auf, wenn die Strömungsgeschwindigkeit an der engsten Stelle der Düse die Schallgeschwindigkeit erreicht, wodurch der Massenstrom unabhängig von weiteren Erhöhungen des Druckunterschieds begrenzt wird. Durch das Einführen der Nadel wird die Querschnittsfläche an der Düse effektiv verringert, was zu einer Einschränkung des verfügbaren Strömungspfad führt. Diese Verringerung des Durchmessers bewirkt, dass die Strömung weiter eingeschränkt und der Massenstrom durch den Ejektor limitiert wird. Dies ist besonders vorteilhaft, um den Gesamtsystemmassenstrom bei verschiedenen Lastbedingungen zu steuern.

Abbildung 18 (b) zeigt die resultierenden Ejektoreffizienzen in Abhängigkeit von verschiedenen Nadelinsertionen. Da der divergierende Abschnitt der Düse nicht für niedrige Massenströme optimiert ist, verschlechtert sich die Leistung des Ejektors unter Teillastbedingungen. Diese Verschlechterung wird besonders bei etwa 50 % der Heizkapazität deutlich, da Stabilitätsprobleme auftreten, die durch die Diskrepanz zwischen den Strömungseigenschaften und dem Düsendesign verursacht werden. In diesen Bedingungen nimmt die Fähigkeit des Ejektors, die kinetische Energie des Primärstroms in einen erhöhten Druck umzuwandeln, ab, was zu einer verringerten Leistung führt.

Um diese Leistungsprobleme zu mindern, schlagen die Autoren vor, einen Bypass für den Primärstrom bei 60 % der gesamten Ejektorlänge einzuführen. Der Bypass dient dazu, einen Teil des Primärstroms aus der Düse abzuleiten, wodurch der Druckabfall im System verringert und die Gesamtleistung unter Teillastbedingungen verbessert wird. Diese Modifikation verbessert den Betrieb bei einer Last von 45 %, bei der das System ansonsten erhebliche Leistungsverluste erleiden würde.

Abbildung 18 (c) vergleicht die Wärmepumpenschaltung mit dem Ejektor und einem herkömmlichen Wärmepumpenkreislauf. Im Standardkreislauf steigt der COP unter Teillastbedingungen, da die Temperaturdifferenzen (ΔT) zwischen dem Kältemittel im Kondensator und Verdampfer sinken. Dadurch verringert sich der gesamte Temperaturhub, der von der Wärmepumpe benötigt wird, was zu einer verbesserten Effizienz führt. Im Wärmepumpenkreislauf wird dieser erwartete COP-Anstieg jedoch durch die verringerte Ejektoreffizienz ausgeglichen. Der Effizienzverlust entsteht durch die Einschränkungen, die durch die veränderten Strömungsbedingungen auferlegt werden, da der Ejektor bei niedrigeren Massenströmen nicht optimal arbeitet, bedingt durch den Einschub der Nadel und die darauffolgende Reduzierung des Düsendurchmessers. Dieses komplexe Zusammenspiel zwischen der Regelung des Massenstroms und der Ejektorleistung verdeutlicht die Herausforderungen bei der Optimierung des Systems für Teillastbedingungen, da die thermischen Effizienzgewinne durch die Abnahme der mechanischen Effizienz des Ejektors ausgeglichen werden.

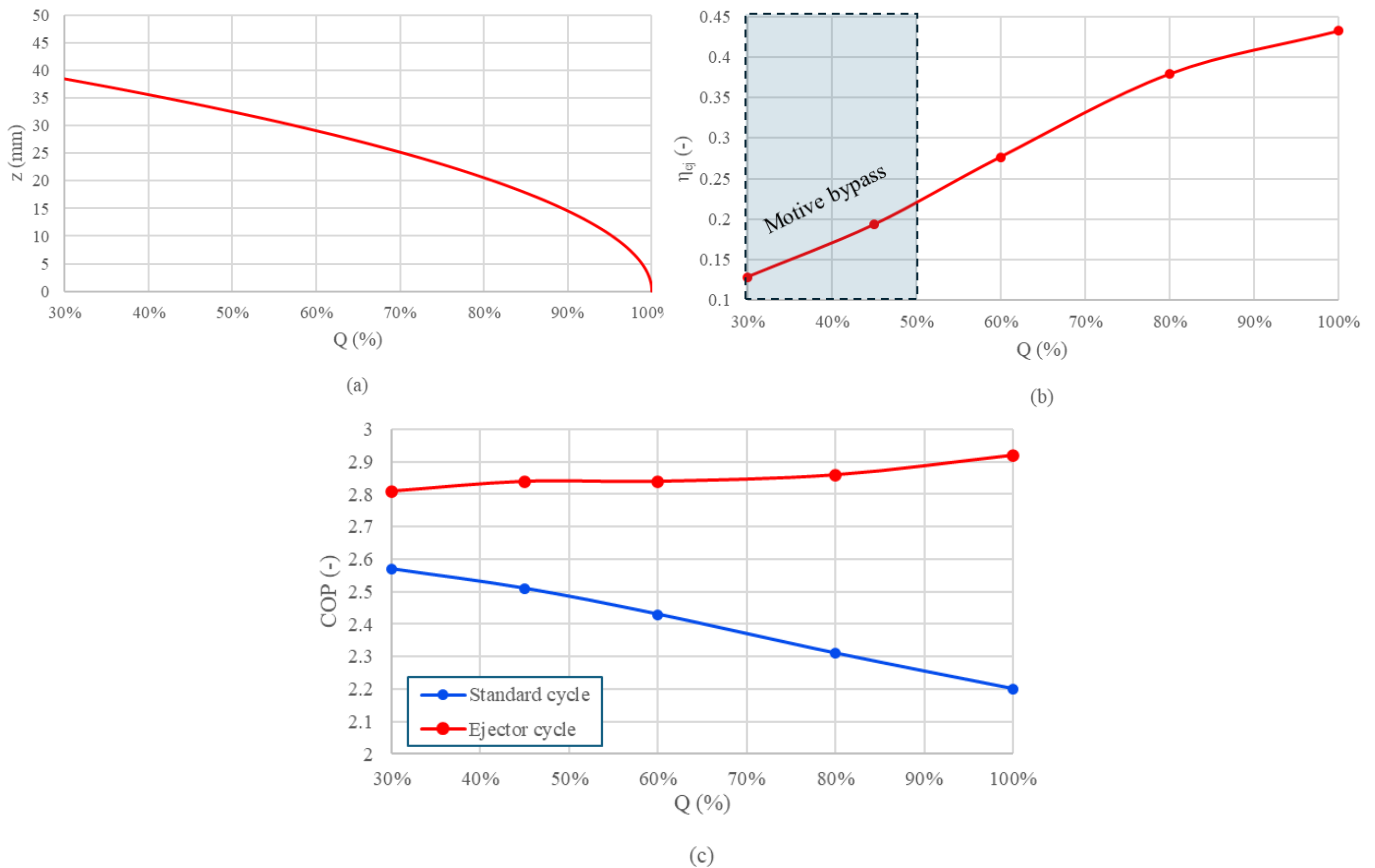


Abbildung 18: (a) Nadeleinschub; (b) Ejektoreffizienz; (c) Vergleich COP mit Standardkreislauf [24]

Abbildung 19 veranschaulicht das Strömungsverhalten im Ejektor bei drei unterschiedlichen Heizleistungen. Am Entwurfsarbeitspunkt verbleibt die graue Nadel in ihrer Ruhezustellung, und der Schock tritt am Ausgang des divergierenden Abschnitts der Düse auf. Wenn die Last auf 60 % reduziert wird, verschiebt sich der Schock weiter stromaufwärts in die Düse. Obwohl diese Verschiebung die Ejektorleistung nicht signifikant beeinflusst, zeigt sie, dass die Nadelposition zwar erfolgreich den Massenstrom steuert, der divergierende Abschnitt jedoch nicht für den Betrieb außerhalb des Entwurfsbereichs optimiert ist. Bei Heizleistungen deutlich unter 50 % wird die Situation kritischer. Beispielsweise tritt bei 300 kW der Schock nach nur etwa 50 % des divergierenden Abschnitts auf, was zu einer ineffektiven Saugleistung und einem Versagen der Aufrechterhaltung des gewünschten Ausgangsdrucks führt. Unter solchen niedrigen Teillastbedingungen empfehlen die Autoren die Implementierung eines Bypasses für die primäre Düse, um den Betrieb zu stabilisieren und einen ausreichenden Saugstrom zu gewährleisten. Simulationen zeigten jedoch Konvergenzprobleme unter diesen Bedingungen, wobei Schwankungen von etwa 20 % im angesaugten Massenstrom auftraten. Dies deutet auf potenzielle Stabilitäts- und Steuerungsprobleme hin, die einer weiteren Untersuchung oder systemweiten Entschärfungsstrategien bedürfen.

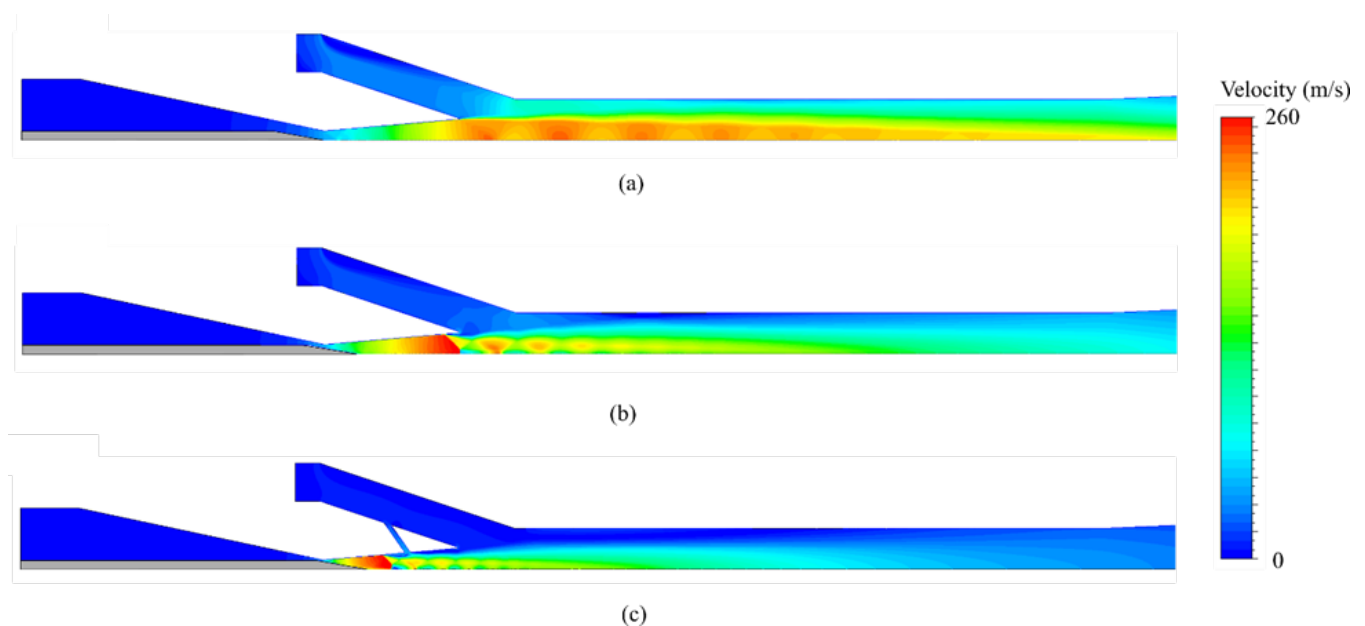


Abbildung 19: Geschwindigkeit bei (a) $Q=100\%$; (b) $Q=60\%$; (c) $Q=30\%$ [24]

4.4.3 Umgang mit Quellschwankungen

Da Industriewärmepumpen teilweise Schwankungen der Quelltemperatur ausgesetzt sind, war es auch Ziel des Projekts, die Auswirkungen dieser Schwankungen auf den Teillastbetrieb des Ejektors und der Wärmepumpe zu untersuchen. Abbildung 20 zeigt den COP in Abhängigkeit von Quelltemperaturschwankungen (± 5 K). Im Teillastbetrieb steigt der Einfluss dieser Schwankungen von etwa 7 % auf ca. 10 %. Bei einer Leistung von 300 kW tritt insbesondere bei einer Erhöhung der Quelltemperatur auf 55 °C ein instabiles Verhalten auf, sodass die Ergebnisse in diesem Bereich nicht dargestellt werden konnten. Dieser Punkt, insbesondere im Zusammenhang mit dem Primärbypass, sollte weiter untersucht werden und erfordert eine detailliertere Betrachtung im Hinblick auf die spezifischen Anforderungen.

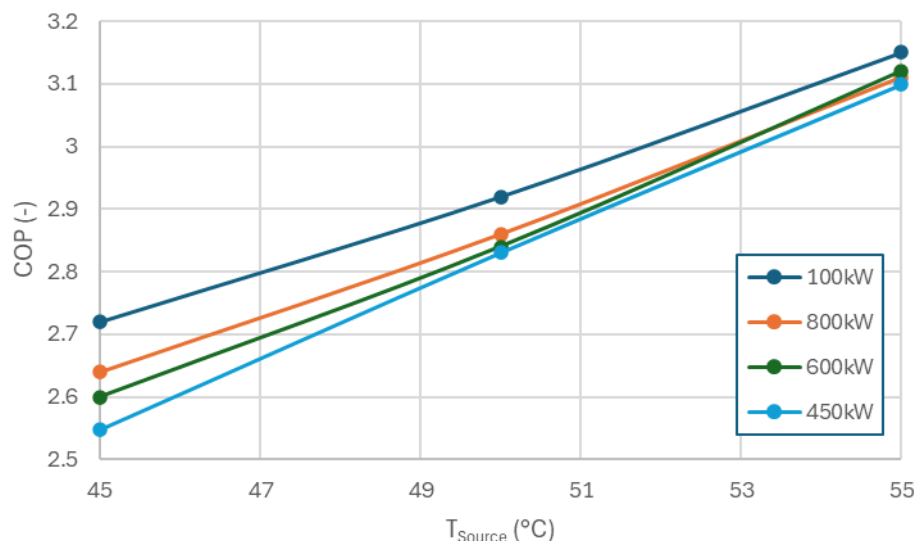


Abbildung 20: COP der dampferzeugenden Wärmepumpe in Abhängigkeit der Quellschwankungen

4.5 Usecase und technoökonomische Bewertung (WP2)

4.5.1 Feedmill Usecase

In Abbildung 21 ist ein typischer Prozess in einem Futtermittelwerk dargestellt. Für die Konditionierung des Rohmaterials, bevor es in die Vermahlung gelangt, werden etwa 1 MW Satttdampf bei 120 °C benötigt. Nach der Vermahlung wird das Produkt mit Umgebungsluft gekühlt und getrocknet, wodurch ein Abwärmestrom von etwa 1000 m³/h bei 68 °C und 60 % relativer Luftfeuchte entsteht. Dieser Strom liefert ungefähr 650 kW an einen intermediären Wasserkreislauf, der als Wärmequelle für eine Wärmepumpe dienen kann. Der Prozess ist ein hochautomatisierter Chargenbetrieb, dessen Zykluszeiten – abhängig von der Rezeptur – zwischen ein und vier Stunden liegen. Die Anlage läuft an fünf Tagen pro Woche und durchläuft typischerweise ein bis drei Rezeptwechsel pro Tag. Jeder Rezeptwechsel dauert etwa 10 Minuten, davon fünf Minuten zum Entleeren des Kühlers und fünf Minuten zum Wiederbefüllen mit neu verarbeitetem Material. Während der ersten fünf Minuten eines Rezeptwechsels ist Abwärme weiterhin verfügbar, aber es wird kein Dampf benötigt, da kein Produkt in die Konditionierungszone gelangt. In der zweiten Hälfte des Wechsels ist der Kühler leer, sodass keine Abwärme zur Verfügung steht, aber Dampf bereits benötigt wird.

Da sich Wärmepumpen nicht gut für häufige Start/Stopp-Zyklen eignen, wird ein intelligentes thermisches Speicherkonzept benötigt, um sie gegenüber herkömmlichen Gasdampfkesseln wettbewerbsfähig zu machen. Um dieses Problem zu lösen, wird vorgeschlagen, die Wärmepumpe während der zehn Minuten des Rezeptwechsels im Teillastbetrieb zu fahren. Während der ersten fünf Minuten – wenn kein Dampf benötigt wird und das Dampfventil geschlossen bleibt – wird der Mantel des Kondensators, in dem Wasser verdampft wird, als kurzfristiger Dampfpufferspeicher genutzt.

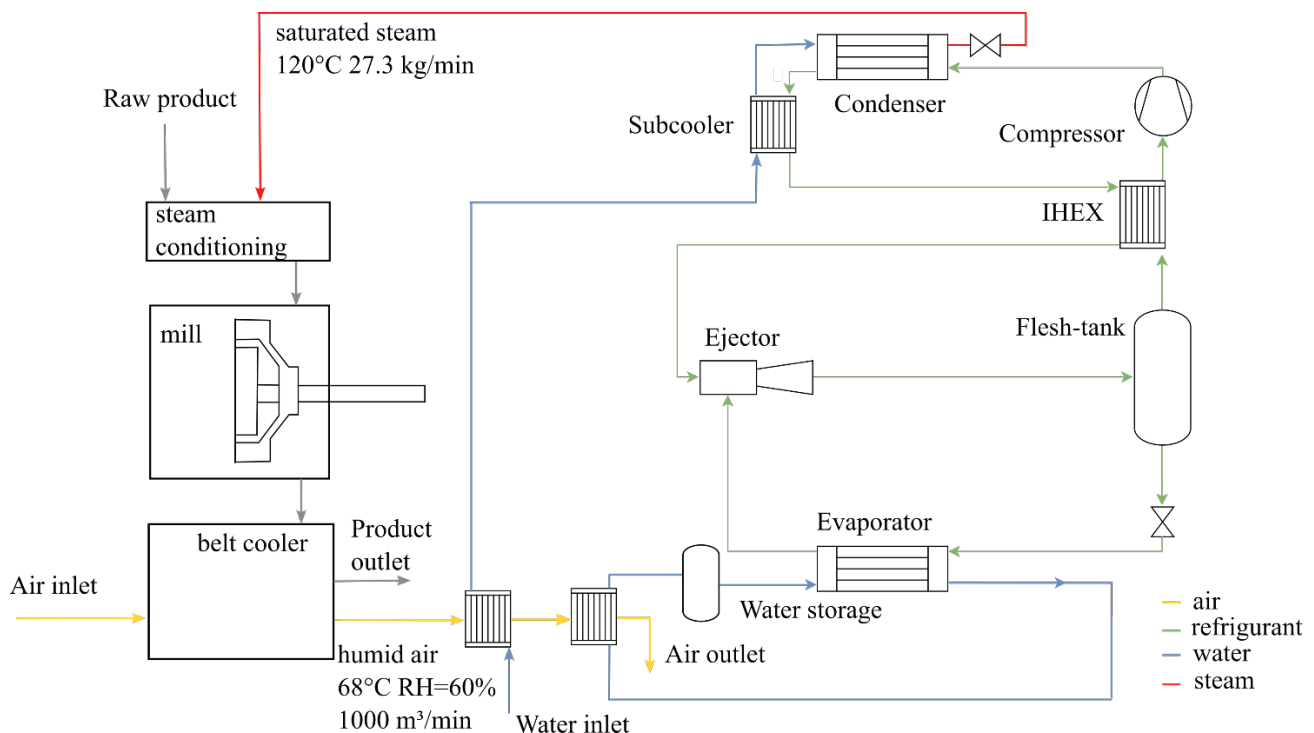


Abbildung 21: Schema einer Futtermühle mit Wärmepumpenintegration

Es gibt zwei Möglichkeiten, den Mantel des Wärmetauschers als Pufferspeicher zu nutzen:

- Direkte Dampfspeicherung, bei der Dampf im Mantel erzeugt wird. Dadurch steigen Druck und Verdampfungstemperatur, was dickere Mantelwände und höhere Kondensationsdrücke des Kältemittels erfordert.
- Sensible Wärmespeicherung, bei der der Wassermassenstrom erhöht wird, sodass keine Verdampfung stattfindet und Wärme im zusätzlichen Wasser gespeichert wird. Dies senkt den Wärmeübergangskoeffizienten, erhöht jedoch leicht die Temperaturdifferenz.

In beiden Fällen muss das Mantelvolumen vergrößert werden, um entweder zusätzlichen Dampf (bei nahezu konstantem Druck) oder zusätzliche Wassermenge aufnehmen zu können.

Die sensible Wärmespeicherung wäre im Teillastbetrieb weniger kritisch, da nur etwa die halbe Wärmeleistung übertragen werden muss und die größere Temperaturdifferenz den geringeren Wärmeübergang teilweise ausgleicht. Sie bringt jedoch keinen Vorteil für den Gesamtprozess, da sie nur die Vorwärmung im Unterkühler ersetzt.

Daher wird in dieser Studie die Dampfspeicherung im vergrößerten Mantel (40 % größerer Durchmesser) als Kurzzeitspeicher untersucht. Während der zweiten Hälfte des Rezeptwechsels – ohne verfügbare Abwärme, aber mit Dampfbedarf – muss ein Heißwasserspeicher im Zwischenkreislauf installiert werden. Dieser lädt sich in den ersten fünf Minuten und versorgt den Verdampfer in den zweiten fünf Minuten. Danach läuft die Wärmepumpe wieder bei 100% Leistung.

In Abbildung 22 wird ein Vergleich der Speicherlösung zum Betrieb ohne Speicher gezeigt, bei dem der Dampf während der ersten fünf Minuten über Dach abgelassen wird (Venting). Hierbei gibt es zwei betrachtete Fälle, einmal das Venting bei 30% Verdichterleistung und einmal bei voller Leistung (gepunktete Linie für 30 % Teillast, gestrichelte Linie ohne Teillastfähigkeit).

Abbildung 22 (a) zeigt den COP während des Wechsels, der durch höheren Kondensationsdruck und geringere Ejektorleistung sinkt. Hierbei ist anzumerken, dass für die Berechnung des COP nicht die Heizleistung der Wärmepumpe, sondern die benötigte Leistung der Futtermühle herangezogen wurde. In den ersten fünf Minuten fällt der COP deshalb auf 0 während in den folgenden fünf Minuten die Speicherlösung einen erhöhten COP aufweist, weil zuvor gespeicherter Dampf ausgespeichert wird.

Abbildung 22 (b) zeigt Verdichterleistung und Wärmeleistung, aus Sicht der Wärmepumpe.

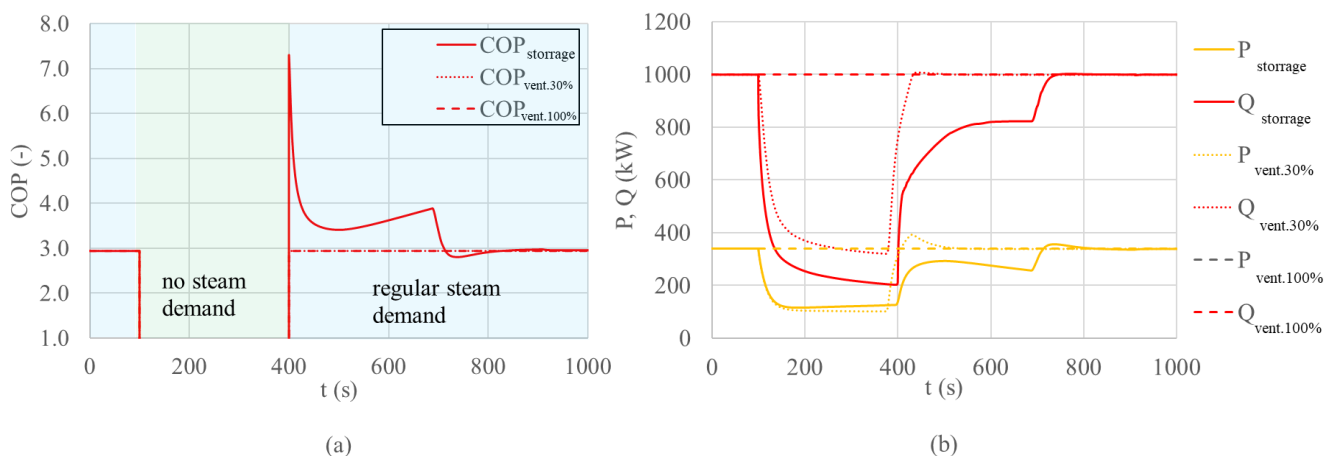


Abbildung 22: (a) COP während Produktwechsel; (b) Wärmeleistung und elektrische Leistung [24]

Im Fall der Dampfspeicherung zeigt sich zu Beginn der Phase ohne Dampf bzw. ohne Dampfbedarf ein schneller Abfall der Wärmeleistung. Dies liegt daran, dass der Verdichter auf Mindestdrehzahl geregelt wird und der Wärmeübergangskoeffizient sinkt, da weniger Wasser verdampft und die Durchmischung geringer ist. Die Verdichterleistung fällt daher zunächst ab und steigt danach langsam wieder an, weil der Kältemittelkondensationsdruck zunimmt, um die steigende Verdampfungstemperatur des Wassers zu decken. Bei der Speicherlösung schaltet der Verdichter nach fünf Minuten auf mittlere Drehzahl, da nun weniger Leistung benötigt wird: Im Mantel des Verdampfers befindet sich gespeicherter Dampf, der genutzt wird. Während dieser Zeit sinken sowohl der Druck im Mantel als auch der Kältemitteldruck leicht, wodurch die Verdichterleistung etwas abnimmt. Die Wärmeleistung steigt entsprechend, liegt aber durch die Nutzung des gespeicherten Dampfes weiterhin deutlich unter 1 MW. Kurz vor Ende des Rezeptwechsels wird die Verdichterdrehzahl so angepasst, dass nach dem Wechsel die benötigte Wärmeleistung wieder erreicht wird. Ohne Dampfspeicher fällt die Wärmeleistung zu Beginn des Wechsels weniger stark, da Verdampfungs- und Kondensationsdruck (Wasser/Kältemittel) nicht ansteigen. Allerdings geht die erzeugte Wärme vollständig als abgeblasener Dampf an die Umwelt verloren. Die Verdichterleistung sinkt zwar durch die Mindestdrehzahl, bleibt aber während der Phase ohne Dampfbedarf konstant, weil der Kondensationsdruck gleichbleibt. Kurz vor Ende dieser Phase wird der Verdichter hochgeregelt, um wieder 1 MW Wärmeleistung zu liefern.

Das Speicherkonzept reduziert den Energieverbrauch um etwa 20 % gegenüber der Entlüftungsstrategie bei 30 % Wärmelast. Im Vergleich zur Entlüftung bei 100 % Wärmelast ergibt sich sogar eine Einsparung von rund 70 %. Damit zeigt sich, dass die Zwischenspeicherung insbesondere bei hohen Entlüftungsanteilen ein deutlich effizienteres Betriebsregime ermöglicht.

Abbildung 23 zeigt eine vereinfachte Kapitalwertrechnung (NPV) unter der Annahme eines Erdgas-zu-Strom-Preisverhältnisses von 2,6 und zusätzlicher CO₂-Kosten von 80 €/t. Der Zinssatz beträgt 5 %/Jahr, die Kosten der Wärmepumpe wurden mit 600 EUR/kW, die des Ejektors (basierend auf Prototypangeboten) mit 65 EUR/kW angesetzt. Zwar macht das Speicherkonzept die Lösung technisch realisierbar, doch ist eine COP-Verbesserung durch einen Ejektor entscheidend, um die wirtschaftlichen Ziele ($ROI < 5$) zu erreichen und die Technologie für die Praxis attraktiv zu machen.

Eine technisch ebenfalls realisierbare Option neben der Lösung mit der verstellbaren Nadel ist ein Multiejektorkonzept, bei dem in diesem Fall zwei Ejektoren parallel bzw. passend verschaltet eingesetzt werden (Dual ejector). Diese Variante führt jedoch zu leicht erhöhten Gesamtkosten, da ein zweiter Ejektor gefertigt sowie eine geeignete hydraulische und regelungstechnische Verschaltung umgesetzt werden muss. Die Analysen zeigen, dass der Vorteil des etwas höheren COP über den gesamten Batch-Prozess hinweg keinen entscheidenden Einfluss auf die Gesamtkosten hat. Der dominante wirtschaftliche Hebel bleibt der COP im Volllastbetrieb (100 % Heizleistung), da dieser den größten Anteil der Jahresarbeitszeit sowie der energetischen Einsparungen bestimmt.

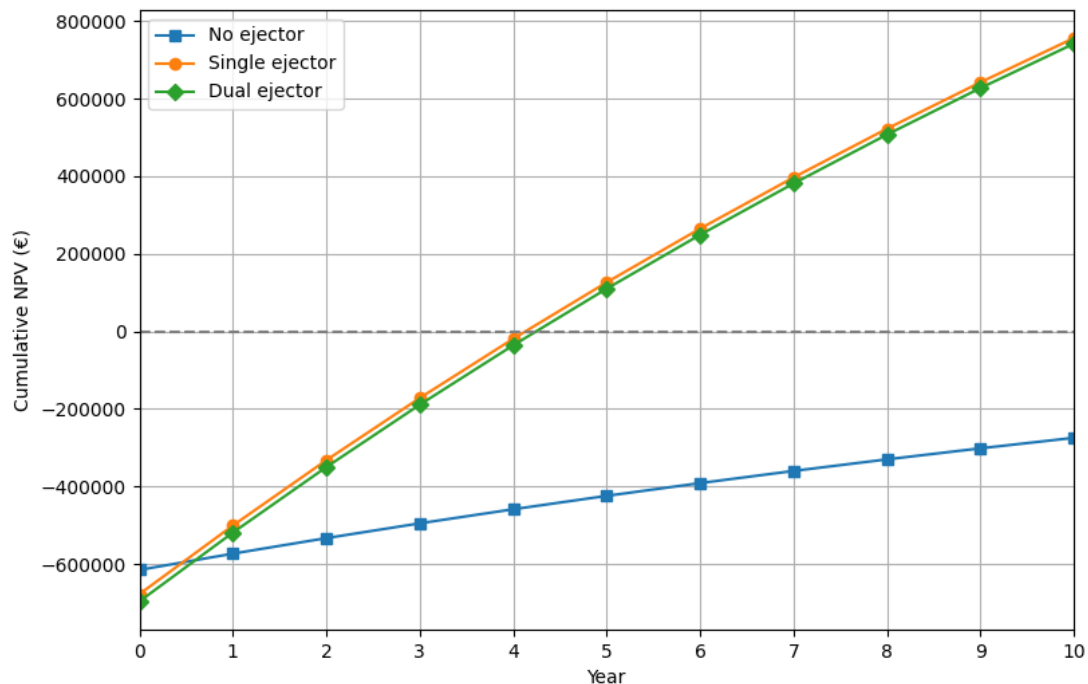


Abbildung 23: NVP ohne Ejektor mit Ejektor und mit Dual-Ejektor Lösung

4.5.2 Pharma Usecase

Im betrachteten Pharma Usecase wird der Dampfbedarf eines repräsentativen pharmazeutischen Produktionsstandorts detailliert analysiert. Grundlage der Auswertung bilden zwei charakteristische Betriebstage: ein Winter-/Herbsttag sowie ein Sommer-/Frühlingstag. Aus diesen beiden Lastprofilen wird ein repräsentatives Jahresprofil des Dampfbedarfs abgeleitet, welches sowohl saisonale Schwankungen als auch typische Produktionszyklen berücksichtigt. Zur Deckung dieses Dampfbedarfs wird eine Wärmepumpenkaskade ausgelegt, die Sattdampf auf einem Temperaturniveau von 180 °C bereitstellt. Die erste Stufe der Kaskade bildet eine dampferzeugende Hochtemperaturwärmepumpe auf Basis des Arbeitsmediums Butan, wie sie im Rahmen des Projekts entwickelt wurde. Diese Wärmepumpe erzeugt Sattdampf auf einem Temperaturniveau von rund 120 °C und ist auf einen Auslegungspunkt von 2 t/h dimensioniert. Die weitere Anhebung des Dampfdrucks und der Sattdampftemperatur von 120 °C auf 180 °C erfolgt über nachgeschaltete Mechanical-Vapor-Recompression (MVR) Anlagen. Zur gezielten Einstellung des gewünschten Sattdampfzustands wird zusätzlich Wasser eingespritzt. Kurzzeitige Dampfleistungsspitzen, die über die Auslegungskapazität der Wärmepumpenkaskade hinausgehen, werden durch einen elektrisch betriebenen Dampfkessel abgedeckt.

Abbildung 24 (a) und (b) zeigen den Dampfbedarf an einem repräsentativen Sommer- und Wintertag. Der deutlich höhere Heizbedarf im Winter ist maßgebend für die Dimensionierung der Wärmepumpe.

Abbildung 24 (c) und (d) zeigen nun den Verlauf des gesamten COP des Systems bestehend aus dampferzeugender Wärmepumpe, MVR und Elektroheizer über den betrachteten Betriebsbereich, jeweils mit und ohne Einsatz eines Ejektors. Zusätzlich ist noch der Einbau einer Multiejektorlösung betrachtet. Hierbei ist ein Ejektor für den Sommerbetrieb und einer für den Winterbetrieb angedacht. Allerdings ist zu bedenken, dass beide Ejektoren massenstromvariabel ausgeführt werden müssen (VLESH-Konzept).

Dabei wird deutlich, dass der Einsatz des Ejektors insbesondere im Teillastbetrieb zu einer signifikanten Effizienzsteigerung führt und somit einen wesentlichen Beitrag zur Reduktion des elektrischen Energieeinsatzes im pharmazeutischen Dampfsystem leistet. Dies wird auch nochmals in Abbildung 24 (e) und (f) verdeutlicht, wo die elektrische Leistung dargestellt wird.

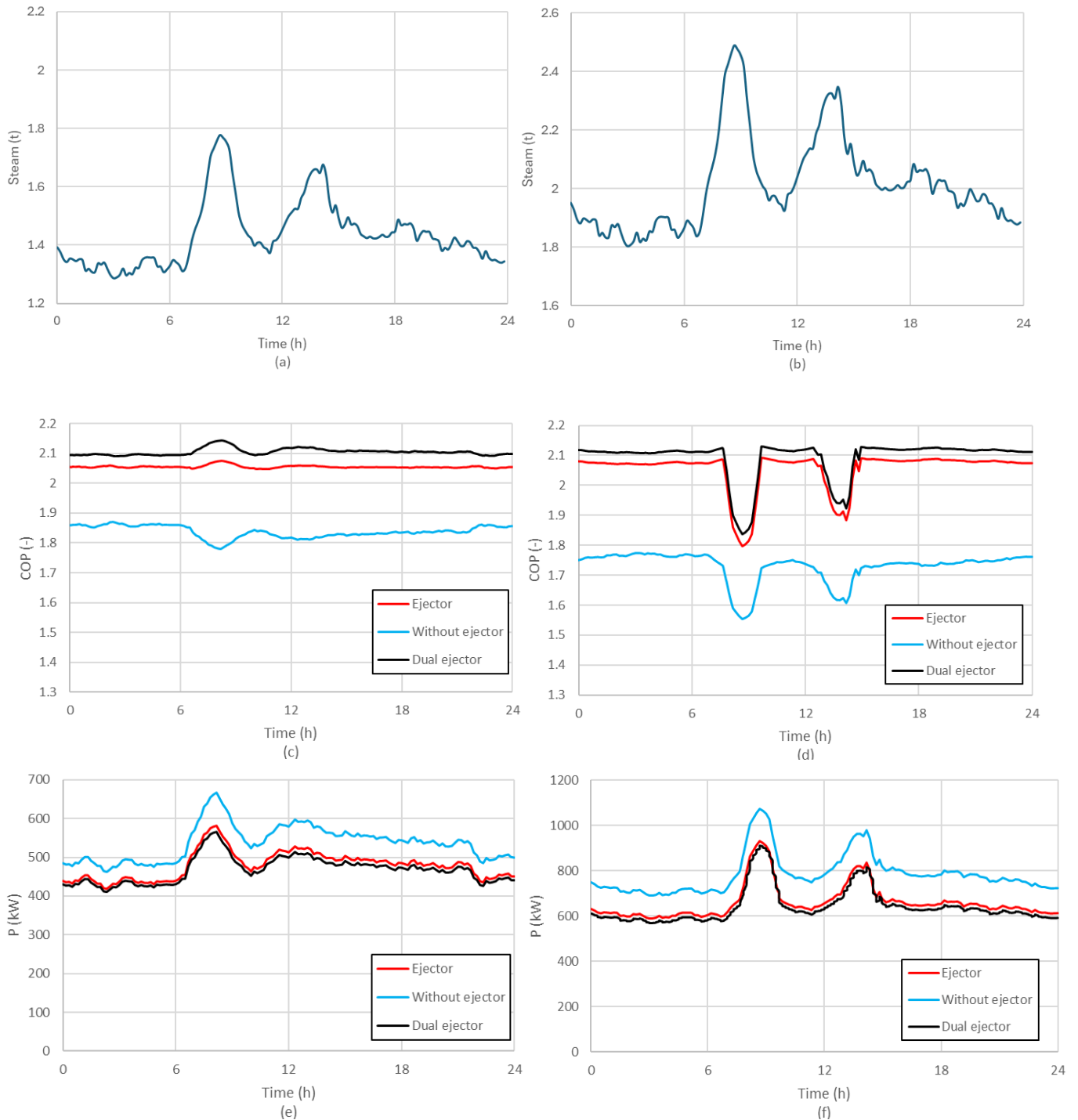


Abbildung 24: (a) und (b) Dampferverbrauch, (c) und (d) COP-Verlauf, (e) und (f) elektrische Leistungsaufnahme für einen repräsentativen Sommer- und Wintertag

Abbildung 25 zeigt die Entwicklung des kumulierten Net-Präsent-Value (NVP) über einen Betrachtungszeitraum von zehn Jahren bei einem Kalkulationszinssatz von 5 %. Den Berechnungen liegt ein Strom-zu-Gas-Preisverhältnis von etwa 2 sowie ein CO₂-Preis von 80 EUR/t zugrunde. Die weiteren Randbedingungen entsprechen weitgehend denen des Uscases Futtermühle.

Es ist erkennbar, dass sich das System ohne Ejektor trotz der vergleichsweise günstigen Rahmenbedingungen wirtschaftlich nicht rechnet. Der kumulierte NPV bleibt über den gesamten Betrachtungszeitraum deutlich negativ. Auch eine Reduktion der Investitionskosten durch CAPEX-Subventionen kann diesen Nachteil nicht kompensieren, da die im Verhältnis hohen Betriebskosten (OPEX) zu einer sehr langen Amortisationszeit führen. Unter diesen Voraussetzungen ist ein solches Anlagenkonzept nicht wirtschaftlich darstellbar.

Durch den Einsatz eines Ejektors verbessert sich die Wirtschaftlichkeit hingegen deutlich. Sowohl für die Variante mit Single-Ejektor als auch mit Dual-Ejektor wird der Break-even nach etwa sechs Jahren erreicht. Eine derart verkürzte Payback-Time stellt für industrielle Anwendungen einen entscheidenden Fortschritt dar und macht das Projekt grundsätzlich wirtschaftlich attraktiv.

Der zusätzliche Nutzen eines Dual-Ejektors gegenüber einem Single-Ejektor fällt jedoch gering aus. Die NPV-Verläufe beider Varianten liegen sehr nahe beieinander, sodass die wirtschaftliche Verbesserung durch den zweiten Ejektor nur marginal ist und im Gesamtkontext kaum ins Gewicht fällt.

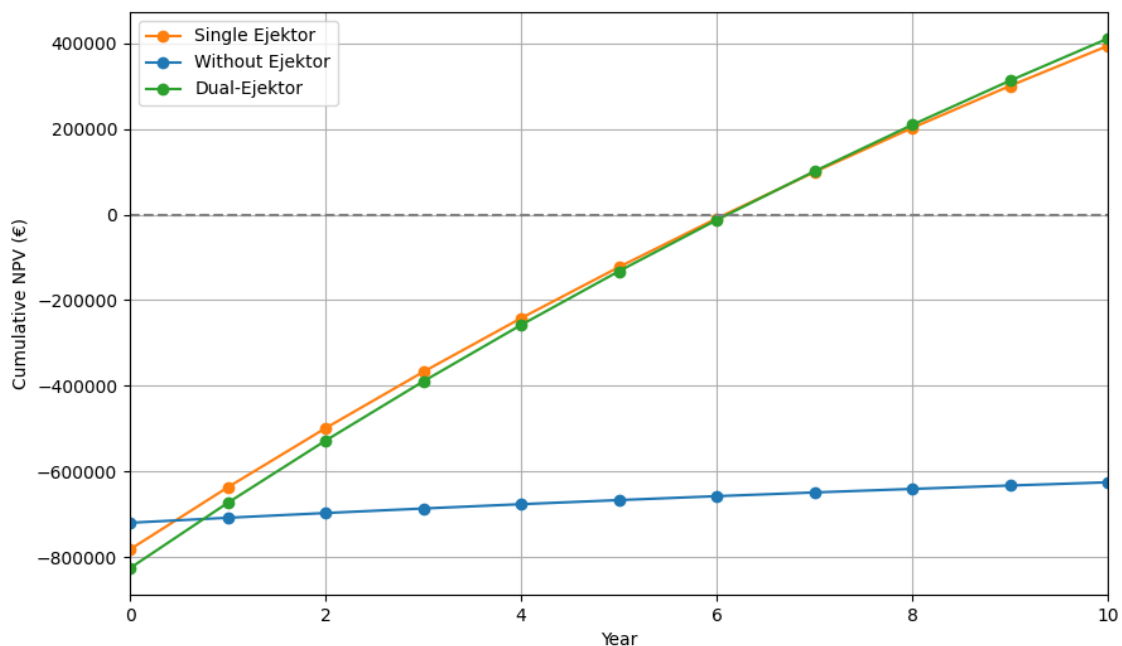


Abbildung 25: NVP ohne Ejektor mit Ejektor und mit Dual-Ejektor Lösung

5 Ausblick und Empfehlungen

Der Einsatz eines Ejektors mit Nadelverstellung und Bypass kann eine präzisere Regelung des Massenstroms im Bereich von zirka 50 % bis 100 % der Heizlast ermöglichen. Wäre eine Teillastfähigkeit darunter notwendig, müsste auf eine Bypasslösung bzw. die teure Alternative eines zweiten Ejektors zurückgegriffen werden. Die in VLESH favorisierte komplexe Primärbypass Lösung für eine Reduktion des Massenstroms auf 30 % könnte auch durch einen technisch einfachen Saugbypass ersetzt werden. Dies hängt jedoch auch stark von der Anwendung ab und müsste noch weiter im Detail untersucht werden.

Das entwickelte HNB-Modell ermöglicht nun eine Bestimmung des Massenstroms, der näher an der realen Physik liegt als die bestehenden Modelle in der Literatur. Leider fehlen die entsprechenden Messdaten, um eine umfassende Kalibrierung durchzuführen. Für das Kältemittel CO₂ existieren in der Literatur eine Vielzahl von Messdaten für unterschiedliche Hochdrücke. Die verfügbaren Messdaten für Butan aus dem Projekt HighButane wurden aufbereitet und für eine Kalibrierung evaluiert. Dabei zeigte sich jedoch, dass entscheidende Unsicherheiten, insbesondere bei der Messung der Subcooling-Werte beim Eintritt in den Ejektor, durch die Verwendung von Anlagefühlern zu einer zu geringen oder unsicheren Datenlage führten. Um eine ähnliche Kalibrierung für CO₂ wie für Butan durchführen zu können, sind weiterführende Messungen an Anlagen notwendig, damit das entwickelte HNB-Modell zuverlässig im Designprozess eingesetzt werden kann.

Für die Weiterverwertung der Projektergebnisse konnte das Konsortium bereits SPH Sustainable Process Heating aus Deutschland gewinnen, einen weltweit führenden Hersteller von dampferzeugenden Wärmepumpen und deren Kompressoren, um ein nachfolgendes Forschungsprojekt einzureichen. Die Idee des VLESH-Ejektor-Wärmepumpenkreislaufs wurde im Oktober 2025 im Rahmen des CETP-Calls eingereicht, unter dem Projektnamen VLESH+ (CETP-2025-00189), mit Beteiligung von Deutschland (SPH), Österreich (AIT, TU Wien) und Polen (Silesian University of Technology, Marani). Ziel dieser Einreichung ist es, das VLESH-Konzept für die dampferzeugende Wärmepumpe in die Praxis umzusetzen und im Labor zu testen.

6 Literaturverzeichnis

- [1] Elbel, S. and Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31(3):411–422. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013>.
- [2] Zhu, J., & Elbel, S. (2020). Experimental investigation into the influence of vortex control on transcritical R744 ejector and cycle performance. *Applied Thermal Engineering*, 164, 114418.
- [3] Bodys, J., Smolka, J., Palacz, M., Haida, M., Banasiak, K., Nowak, A. J., & Hafner, A. (2016). Performance of fixed geometry ejectors with a swirl motion installed in a multi-ejector module of a CO2 refrigeration system. *Energy*, 117, 620-631.
- [4] Lawrence, N., & Elbel, S. (2019). Experimental investigation on control methods and strategies for off-design operation of the transcritical R744 two-phase ejector cycle. *International Journal of Refrigeration*, 106, 570-582.
- [5] Gruber, S., Rola, K., Urbanc, D., & Goričanec, D. (2024). Recent advances in ejector-enhanced vapor compression heat pump and refrigeration systems—a review. *Energies*, 17(16), 4043.
- [6] Smolka, J., Bulinski, Z., Fic, A., Nowak, A. J., Banasiak, K., & Hafner, A. (2013). A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach. *Applied Mathematical Modelling*, 37(3), 1208-1224.
- [7] Schieder, M., Zenz, C., Unterluggauer, J., Lauermann, M., Buruzs, A., Wilk, V., ... & Reichl, C. (2023, May). Characterization of the fluid flow phenomena in an ejector for a high temperature heat pump. In *Proceedings of the 14th IEA Heat Pump Conference*, The Royal Society London, Chicago, IL, USA (pp. 15-18).
- [8] Downar-Zapolski, P., Bilicki, Z., Bolle, L., & Franco, J. (1996). The non-equilibrium relaxation model for one-dimensional flashing liquid flow. *International journal of multiphase flow*, 22(3), 473-483.
- [9] Angielczyk, W., Bartosiewicz, Y., Butrymowicz, D., & Seynhaeve, J. M. (2010). 1-D modeling of supersonic carbon dioxide two-phase flow through ejector motive nozzle.
- [10] Haida, M., Smolka, J., Hafner, A., Palacz, M., Banasiak, K., & Nowak, A. J. (2018). Modified homogeneous relaxation model for the R744 trans-critical flow in a two-phase ejector. *International Journal of Refrigeration*, 85, 314-333.
- [11] Yazdani, M., Alahyari, A. A., & Radcliff, T. D. (2012). Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(21-22), 5744-5753.
- [12] Bodys, J., Smolka, J., Palacz, M., Haida, M., & Banasiak, K. (2020). Non-equilibrium approach for the simulation of CO2 expansion in two-phase ejector driven by subcritical motive pressure. *International Journal of Refrigeration*, 114, 32-46.
- [13] Carey, V. P. (2020). *Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment*. CRC Press.
- [14] Long, J., Yu, B., Wang, D., Shi, J., & Chen, J. (2025). Effects of nozzle eccentricity on performance of varying geometry two-phase R744 ejectors. *Applied Thermal Engineering*, 268, 125964.
- [15] Hirt, C. W., & Nichols, B. D. (1981). Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of computational physics*, 39(1), 201-225.

- [16] Unterluggauer, J., Buruzs, A., Schieder, M., Sulzgruber, V., Lauermann, M., & Reichl, C. (2025). Design of Ejectors for High-Temperature Heat Pumps Using Numerical Simulations. *Processes*, 13(1), 285.
- [17] Lawrence, N. (2013). Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants (Doctoral dissertation, University of Illinois at Urbana-Champaign).
- [18] Fingas, R., Haida, M., Smolka, J., Croci, L., Bodys, J., Palacz, M., & Besagni, G. (2025). Experimental analysis of the R290 variable geometry ejector with a spindle. *Applied Thermal Engineering*, 258, 124632.
- [19] Wallis, G. B. (2020). *One-dimensional two-phase flow*. Courier Dover Publications.
- [20] Giacomelli, F., Mazzelli, F., Banasiak, K., Hafner, A., & Milazzo, A. (2019). Experimental and computational analysis of a R744 flashing ejector. *International Journal of Refrigeration*, 107, 326-343.
- [21] Brennen, C. E. (2005). *Fundamentals of multiphase flow*.
- [22] Hinze, J. O. (1955). Fundamentals of the hydrodynamic mechanism of splitting in dispersion processes. *AIChE journal*, 1(3), 289-295.
- [23] Blunár, T., Numerical Simulations of a Supersonic Multiphase Ejector for High-Temperature Heat Pumps, Master Thesis, SLOVENSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA V BRATISLAVE, 2026
- [24] Unterluggauer, J., Schieder, M., Rezucha, M. Sulzgruber, V., Lauermann, M., Part-load strategies for a steam-generating ejector heat-pump using numerical simulations, 15th IEA Heat-Pump Conference, Wien, 2026 (Paper submitted)

7 Kontaktdaten

Projektleiter Julian Unterluggauer

AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Giefinggasse 2 | 1210 Wien

M +43 664 88904368

julian.unterluggauer@ait.ac.at | www.ait.ac.at

Francesca Mangani

TU Wien/E322- Institut für Strömungsmechanik und Wärmeübertragung

Getreidemarkt 9 | 1060 Wien

T +43 1 58801 32237

francesca.mangani@tuwien.ac.at | <https://www.tuwien.at/mwbw/fluid>