



Erforschung einer Einheit aus Ejektor, Verdampfer und Separator zur Effizienzsteigerung von CO₂-Wärmepumpenwäschetrocknern

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt, gefördert unter
dem AZ: 33816/01 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt

22. Januar 2021

Förderkennzeichen:	33816/01
Projektleiter:	Niklas Brandt
Wissenschaftliche Leitung:	Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Verfasser:	Niklas Brandt Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff
Antragsteller:	TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik

gefördert durch



Deutsche
Bundesstiftung Umwelt

www.dbu.de

Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben:

Erforschung einer Einheit aus Ejektor, Verdampfer und Separator zur Effizienzsteigerung von CO₂-Wärmepumpenwäschetrocknern

Projektleitung:

Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Institut für Thermodynamik

Niklas Brandt / Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff / Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Hans-Sommer-Str.5, 38106 Braunschweig

Tel.: +49 (0)531 / 391 - 2627

E-Mail: ift@tu-bs.de

Internet: www.ift-bs.de

Projektpartner:

Miele & Cie. KG

Dr.-Ing. Stefan Siepmann

Tel.: +49 (0)5241 89 - 4783

stefan.siepmann@miele.de

Carl-Miele-Straße 29, 33332 Gütersloh

TLK-Thermo GmbH

Dr. Andreas Varchmin

Tel.: +49 (0)531 39076-11

a.varchmin@tlk-thermo.de

Hans-Sommer-Str.5, 38106 Braunschweig

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	33816/01	Referat	24/0	Fördersumme	306.141 €
----	-----------------	---------	-------------	-------------	------------------

Antragstitel Erforschung einer Einheit aus Ejektor, Verdampfer und Separator zur Effizienzsteigerung von CO₂-Wärmepumpentrocknern

Stichworte Energie, Wärmepumpe

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
3 Jahre	23.10.2017	23.10.2020	1

Zwischenberichte

Bewilligungsempfänger	Technische Universität Braunschweig	Tel	+49 531 391 2627
	Institut für Thermodynamik	Fax	+49 531 391 7814
	Hans-Sommer-Str. 5	Projektleitung	
	38106 Braunschweig	Prof. Dr. Jürgen Köhler	
		Bearbeiter	
		M.Sc. Niklas Brandt	

Kooperationspartner Miele & Cie. KG
Carl-Miele-Straße 29, 33332 Gütersloh

TLK-Thermo GmbH
Dr. Andreas Varchmin, a.varchmin@tlk-thermo.de
Hans-Sommer-Str. 5, 38106 Braunschweig

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Im DBU Projekt AZ 31753 wurde festgestellt, dass beim Einsatz vom Kältemittel CO₂ im Wärmepumpenwäschetrockner ein ähnlich effizienter Trocknungsprozess erreicht werden kann, wie mit dem umweltschädlichen Kältemittel R134a. Zudem wurde weiteres Verbesserungspotential identifiziert, insbesondere beim Expansionsvorgang. Durch den Einsatz einer Einheit aus Ejektor, Verdampfer und Separator und die Anwendung einer optimalen Steuerung soll die Effizienz des Wärmepumpenprozesses weiter gesteigert werden. Mit diesen Maßnahmen soll sowohl eine Reduktion des Energieverbrauchs durch Wäschetrockner als auch der zukünftige Einsatz umweltfreundlicher Kältemittel gefördert werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Das Projektziel soll mithilfe numerischer und experimenteller Methoden erreicht werden. Die numerischen Methoden beinhalten die Verwendung eines validierten Wäschetrockner- und Ejektor-Modells, basierend auf der objektorientierten Modellierungssprache Modelica. Es wird mit validierten Komponentenmodellen ein dynamisches Berechnungsmodell der EVS-Einheit erstellt und in das Wäschetrocknermodell integriert. Die experimentellen Methoden beinhalten die Auslegung und Konstruktion der EVS-Einheit sowie den Aufbau eines Versuchsstands, an dem diese Einheit systematisch untersucht werden kann. Die Messdaten dienen sowohl der Validierung der Simulationen als auch dem Vergleich mit (von Miele bereitgestellten) Referenztrocknern, die mit den Kältemitteln R134a und Propan arbeiten. Für das Simulationsmodell wird von der TLK-Thermo GmbH eine nachhaltige und robuste Werkzeugkette zur numerischen Lösung von Optimalsteuerungsproblemen entwickelt. Diese Werkzeugkette basiert auf dem internationalen FMI-Standard. Sie soll dazu geeignet sein, in den Produktentstehungsprozess hocheffizienter und umweltfreundlicher Wärmepumpensysteme eingebunden zu werden. Abschließend wird der neue CO₂-Wärmepumpentrockner mit EVS-Einheit - basierend auf detaillierten Messungen, Simulationen und Optimierungsrechnungen - unter energetischen, ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten bewertet.

Ergebnisse und Diskussion

Untersucht wurde die Effizienzsteigerung eines CO₂-Kleingewerbetrockners mittels neuartiger Topologien aus Ejektor, Separator und Verdampfer. Aus Voruntersuchungen war bekannt, dass CO₂ sich als Kältemittel für den Wärmepumpentrockner eignet, insbesondere aufgrund der thermophysikalischen Eigenschaften von CO₂, mit denen hohe Lufttemperaturen und damit kurze Trocknungszyklen effizient erreicht werden können. Dies ist in Bezug auf Kleingewerbetrockner besonders interessant, da diese besonders hohe Anforderungen an die Trocknungsgeschwindigkeit und somit an die Leistung der Wärmepumpe stellen. Mittels des Ejektors sollten im Rahmen des Projekts die hohen Drosselverluste, die einer hohen Effizienz der Wärmepumpe entgegenstehen, gesenkt werden.

Eine simulative Systemanalyse des neu aufgebauten Systemmodells mit Ejektor und Separator hat gezeigt, dass der Ejektor die Effizienz des Systems (bestehend aus Standardkomponenten) steigern kann. Es haben sich zwei entscheidende Nachteile herausgestellt. Zum einen fällt durch den Separator die Überhitzung vor dem Verdichter weg. Diese Überhitzung ist notwendig, um hohe Temperaturen am Austritt des Verdichters und somit auch hohe Prozesslufttemperaturen und eine schnelle Trocknung zu erreichen. Zum anderen hat sich gezeigt, dass die Drosselverluste durch den Ejektor nicht merklich verringert werden. Dies liegt daran, dass der Massenstrom insgesamt ansteigt. Der positive Effekt des Ejektors ist nur auf die geringere Druckdifferenz am Verdichter zurückzuführen. Eine Topologieoptimierung mit anschließender ausführlicher Exergieanalyse hat gezeigt, dass der Einsatz eines internen Wärmeübertragers mehr Vorteile mit sich bringt, da die Drosselverluste leicht gesenkt werden können und zusätzlich die für die Trocknungsgeschwindigkeit wichtige hohe Überhitzung beibehalten werden kann. Eine Kombination aus Ejektor, Separator und innerem Wärmeübertrager bringt laut Simulation nur weitere Vorteile, wenn das Ziel die Effizienzsteigerung ist und die Trocknungsdauer nicht im Vordergrund steht. Um die Simulationsergebnisse zu validieren wurde ein Ejektor ausgelegt, gefertigt und zusammen mit dem Separator in die Wärmepumpe eines Kleingewerbewäschetrockners integriert. An einem Ejektorprüfstand wurde eine Effizienz von ca. 35% für den Ejektor gemessen. Anhand der Messungen konnten die Ergebnisse der Systemsimulation bestätigt werden. Die Verschaltung mit innerem Wärmeübertrager hat Vorteile gegenüber der Verschaltung mit Ejektor und Separator. Die Kombination aus Ejektor, Separator und IHX zeigt in der Simulation für die Systemeffizienz Vorteile, die sich experimentell schwer nachweisen lassen. Von der TLK-Thermo GmbH wurde eine robuste Werkzeugkette für die Berechnung einer Optimalsteuerung entwickelt, die einfach in den Optimierungsprozess des Trockners integriert werden konnte. Aufgrund des geringen Einflusses der thermischen Massen im Trockner und der kurzen Aufheizphase hat das Ergebnis der Optimalsteuerung eine relativ konstante Steuertrajektorie gezeigt. Im simulativen Vergleich mit R134a und Propan konnten mit CO₂ mit optimierter Topologie bei gleicher Trocknungsdauer vergleichbar hohe Systemeffizienzen erzielt werden. Ein Vorteil bietet CO₂ für eine kurze Trocknungsdauer. Diese ist mit R134a oder Propan nur mit deutlich höherem Hubvolumen bzw. höherer Verdichterdrehzahl und einem dafür angepassten System darstellbar.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Brandt, N., Alpögger, T., Tegethoff, W., Bockholt, M., Möhlenkamp, A., Köhler, J.: Exergetic analysis of different R744 heat pump tumble dryer system topologies. Applied Thermal Engineering, Volume 161, 2019, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114107.

Möhlenkamp, A.; Bockholt, M.; Brandt, N.; Tegethoff, W.; Köhler, J.: Energetische Einordnung des Kältemittels R290 für Wäschetrockner. DKV-Tagung, Deutsche Kälte- und Klimatagung 2019, DKV-Tagungsberichte, Aachen, November 2019.

Fazit

Im Rahmen des Projektes konnte gezeigt werden, dass eine Kombination aus Ejektor, Separator und Verdampfer die Systemeffizienz eines CO₂-Wärmepumpentrockners steigern kann. Es hat sich herausgestellt, dass der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers energetisch als sinnvoller anzusehen. Ejektor und Separator können eine sinnvolle Alternative sein, wenn diese im Vergleich zum inneren Wärmeübertrager günstiger gefertigt werden könnten und somit der ökonomische Nutzen überwiegen würde. Bei der Zielvorgabe kurzer Trocknungszyklen, wie sie für (Klein-)Gewerbetrockner üblich ist, sollte CO₂ gegenüber R134a und Propan bevorzugt werden. Ist die Trocknungsdauer nur zweitrangig und wird die maximale Kältemittelmenge von 150g für brennbare Kältemittel nicht überschritten, hat Propan Vorteile bei der Energieeffizienz gegenüber CO₂ und R134a.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	6
Tabellenverzeichnis	9
Nomenklatur	10
1 Zusammenfassung	12
2 Einleitung	13
3 Wärmepumpenwäschetrockner mit CO₂ als Kältemittel	16
3.1 Wärmepumpen in Wäschetrocknern	16
3.2 Kältemittel CO ₂ im Wärmepumpentrockner	18
3.3 Ejektor und Separator im Wärmepumpentrockner	19
3.4 Modellerstellung und Validierung	20
4 Topologieoptimierung und Exergieanalyse	25
4.1 Topologieoptimierung	26
4.2 Exergie- und Systemanalyse	28
5 Auslegung der EVS-Einheit	35
5.1 Ejektor	35
5.2 Separator	40
5.3 Verdampfer	41
6 CO₂ -Wärmepumpentrockner-Prototyp mit Ejektor	43
6.1 Aufbau Prüfstand und Randbedingungen der Messungen	43
6.2 Ejektoreffizienz	45
6.3 Vergleich der Systemtopologien	47
7 Nachhaltige Werkzeugkette zur robusten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen	51
7.1 FMI-basierte Werkzeugkette zur parallelen, robusten Simulation	51
7.2 Werkzeugkette zur robusten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen für den industriellen Einsatz	54
8 Optimalsteuerung des Trockners	57
9 Simulativer Vergleich zwischen CO₂ , Propan und R134a und abschließende Bewertung	61
10 Fazit und Ausblick	65

Abbildungsverzeichnis

Abb. 3.1	Die verschiedenen Trocknerarten im Vergleich: Im Ablufttrockner und im Kondensations-trockner wird die Luft über ein elektrisches Heizregister erwärmt. Im Wärmepumpentrockner erfüllt die Wärmepumpe einen Doppelnutzen: Durch sie wird die Luft im Gaskühler erwärmt und im Verdampfer sensible und latente Wärme zurückgewonnen.	16
Abb. 3.2	Schematische Darstellung eines Wärmepumpenwäschetrockners. Das Kühlergebläse wird erst ab einem gewissen Druck eingeschaltet und verhindert unzulässige Betriebszustände durch zu starkes Erwärmen.	17
Abb. 3.3	Die Zustände des Kältemittels (a) und der Luft (b) an den in Abbildung 3.2 eingezeichneten nummerierten Punkten sind in einem p-h-Diagramm (a) bzw. Mollier-Diagramm (b) dargestellt.	18
Abb. 3.4	Verschiedene Verschaltungsmöglichkeiten eines Ejektors in einer Wärmepumpe: a) klassische Verschaltung des Ejektors in Kombination mit einem Separator zur Phasentrennung mit optionalem Mitteldruckverdampfer. b) ohne Separator und dafür mit einem zweiten Verdampfer zur Überhitzung des Kältemittels. c) Expansion zum Teil im Ejektor und zum Teil im Expansionsventil. Überhitzung durch zweiten Verdampfer.	19
Abb. 3.5	Schematische Darstellung eines Wärmepumpenwäschetrockners mit Ejektor, Separator und Drosselventil.	21
Abb. 3.6	Kältemittel und Luftzustände äquivalent zu Abbildung 3.3 bezogen auf die Verschaltung mit Ejektor und Separator aus Abbildung 3.5. Die gestrichelte Linie stellt die direkte Verbindung der treib- und saugseitigen Zustände des Kältemittels am Eintritt in den Ejektor mit dem Zustand am Ejektoraustritt dar.	21
Abb. 3.7	Vereinfachtes Objektdiagramm des CO ₂ -Wärmepumpenwäschetrockners mit innerem Wärmeübertrager basierend auf Komponenten der TIL-Bibliothek für Modelica	22
Abb. 3.8	Validierung des Systemmodells mittels Messdaten. a) Drücke und Temperaturen in der Wärmepumpe. b) Temperatur und relative Feuchte der Luft im Trockner.	23
Abb. 4.1	Dargestellt sind die für die Exergie- und Systemanalyse untersuchte Topologien. Der Prozessluftkreislauf und die Durchströmung des Kühlers sind in allen Topologien unverändert. Die Konfiguration "Standard" besteht nur aus den vier Standardkomponenten einer Wärmepumpe. Bei "IHX" und "Ejektor/IHX" ist ein innerer Wärmeübertrager zwischen Hoch- und Niederdruck integriert, bei "Ejektor" und "Ejektor/IHX" ist der Verdampfer anstelle des Expansionsventils in eine Kombination aus Ejektor, Separator und Drossel eingebunden.	25
Abb. 4.2	Darstellung mittels der Systemsimulation berechneten Pareto-Fronten der Unterschiedlichen Topologien aus Abbildung 4.1 und der Referenzmessung, bei dem das Systemmodell validiert wurde (siehe Kapitel 3).	27
Abb. 4.3	Energie- und Exergiebilanz eines exemplarischen Bilanzraums mit ein- und austretendem Massenstrom, zugeführtem Wärmestrom und abgeführter Leistung.	28
Abb. 4.4	Kumulierte Exergievernichtung der Komponenten eines CO ₂ -Wärmepumpen-wäschetrockners basierend auf Systemsimulation der Standardverschaltung	30
Abb. 4.5	Vergleich der Topologien "IHX" und "Ejektor" im ph-Diagramm und im Mollier-Diagramm. Die dargestellten Zustandspunkte entsprechen einer Momentaufnahme nach einständiger Trocknung.	33

Abb. 5.1	Darstellung der Komponenten eines modularen Ejektors mit Richtung der Durchströmung	35
Abb. 5.2	Schnittdarstellung eines Ejektors mit den charakteristischen Geometrieparametern . . .	37
Abb. 5.3	Vergleich der zwei im Prüfstand eingesetzten Separatoren. Zuerst wurde ein Abscheider mit zusätzlicher Bohrung für den Flüssigauslass (a) verbaut. In späteren Versuchsreihen wurde der Abscheider durch einen kommerziell verfügbaren Separator (b) ersetzt.	40
Abb. 5.4	(a) neue Verschaltung der Wärmepumpe mit Ejektor, Separator und einem geteilten Verdampfer. (b) Simulationsergebnisse der Mehrzieloptimierung mit neuer Systemverschaltung im Vergleich zu den Ergebnissen für die Verschaltung mit Ejektor/Separator mit nur einem Verdampfer und mit zusätzlichem inneren Wärmeübertrager (siehe Abbildung 4.2).	42
Abb. 6.1	RI-Fließbild des Wärmepumpentrockners mit Ejektor. Der Prüfstand wurde mit zwei Dreiwegeventilen und zwei Absperrhähnen so angepasst, dass Versuche mit und ohne Ejektor durchgeführt werden können. Zudem kann mit einem Bypassventil der innere Wärmeübertrager gebypassed werden. Die gestrichelten Linien im Fließbild stellen Rohrleitungen dar, die in der dargestellten Ventilstellung nicht durchströmt werden.	44
Abb. 6.2	a) und b) zeigen die Verläufe von Temperatur und Druck am Eintritt und Austritt des Ejektors über der Zeit. Unter c) sind die unter der Annahme stationärer Betriebsweise bilanziell berechneten Verläufe von Entrainment Ratio und Effizienz aufgetragen. Es sind fünf Messpunkte farbig markiert, an denen der Ejektor auf einem Ejektorprüfstand vermessen wurde. Nach ca. 2200 Sekunden beginnt der quasistationäre Betriebsbereich, in dem den bilanziell berechneten Werten vertraut werden kann.	46
Abb. 6.3	Dargestellt ist der Energieverbrauch und die Trocknungsdauer der durchgeführten Versuche. Unter a) sind die Ergebnisse der unterschiedlichen durchgeführten Versuchsreihen dargestellt. In b) werden die Ergebnisse mit den Messdaten für andere Systemtopologien aus dem DBU Projekt AZ 31753 verglichen. In c) sind Messdaten mit einem einstufigen Verdichter aufgetragen.	48
Abb. 7.1	Der Wert der Zustandsableitung in der ersten Zeile ist in diesem Beispiel mehr als zehnmal so groß wie der nächste. Die Parametrierung der Komponente "junction_Leak_Evap_out", die im Trocknermodell zwischen Verdampfer und Verflüssiger angeordnet ist, sollte überprüft werden.	52
Abb. 7.2	Struktur des Optimierungswerkzeugs: Nutzerseitige Ein- und Ausgaben sowie der Anschluss verschiedener Optimierer sind sowohl über C++ als auch über Python möglich. Zur industrienahen Verwendung hat sich die Verwendung von Python als sinnvoll erwiesen.	54
Abb. 7.3	Diskretisierung einer Steuertrajektorie $u(t)$, stückweise konstant (links) und stückweise linear (rechts)	55
Abb. 7.4	Prototypische Optimalsteuerungslösungen in Abhängigkeit der Diskretisierung der Steuergrößen (Diskretisierung von 1, 3, 6 und 12)	56
Abb. 8.1	Validierung des Systemmodells mit Ejektor mittels Messdaten. a) Temperaturen in der Wärmepumpe und Leistungen der Verbraucher. b) Temperaturen und Drücke um den Ejektor. c) Temperatur und relative Feuchte der Luft im Trockner.	58

- Abb. 8.2 a) zeigt die vier Messpunkte, mit denen das Simulationsmodell validiert wurde und zwei Kurven, die eine Abhängigkeit des Simulationsergebnisses von der Verdichterdrehzahl darstellen, jeweils für 0% (durchgezogen) und 1% Restfeuchte (gepunktet). Unter b) ist die Pareto-Front der Optimierung der Drehzahltrajektorie im Vergleich zur 0%-Kurve aus a) dargestellt. c) zeigt die Drehzahltrajektorie des rot markierten Punktes aus b) und die vergleichbare konstante Drehzahl der 0%-Kurve bei gleicher Trocknungsdauer. 59
- Abb. 9.1 Ergebnisse der Pareto-Optimierung von Energieverbrauch und Trocknungsdauer. Für Propan und R134a wurde nur die Standard-Topologie untersucht, für CO₂ neben der Standard-Verschaltung auch eine Konfiguration mit IHX und eine mit IHX und Ejektor/Separator. 62

Tabellenverzeichnis

Tab. 1	Kumulierte Exergievernichtung und Exergievernichtungsrate der Trocknerkomponenten bei unterschiedlicher Systemtopologie. Die untersuchten Simulationen entsprechen denen auf der gestrichelten Linie in Abbildung 4.2.	32
Tab. 2	Übersicht über die Düsengeometrie und die Druck-Randbedingungen der ausgewerteten Studien zum Einfluss der Geometrie auf die Ejektoreffizienz	37
Tab. 3	Ergebnisse optimaler Geometrieverhältnisse für maximale Ejektoreffizienz einzelner Studien	38
Tab. 4	Messunsicherheit der eingesetzten Sensoren	43
Tab. 5	Durchgeführte Versuchsreihen mit unterschiedlicher Systemkonfiguration und Betriebsweise	47
Tab. 6	Parametrisierung des Systemmodells für den Vergleich der Kältemittel	61

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A	Fläche	(m^2)
d	Durchmesser	(m)
E	Energieverbrauch	(kWh)
E	Exergie	(J)
\dot{E}	Exergiestrom	(W)
g	Stoffspezifischer Koeffizient nach Brennen	$(-)$
h	Spezifische Enthalpie	$(J\ kg^{-1})$
l	Länge	(m)
L	Charakteristische Länge	(m)
\dot{m}	Massenstrom	$(kg\ s^{-1})$
M	Molare Masse	$(kg\ mol^{-1})$
Nu	Nußelt-Zahl	$(-)$
p	Druck	(Pa)
P, \dot{W}	Leistung	(W)
Pr	Prandtl-Zahl	$(-)$
\dot{Q}	Wärmestrom	(W)
R	ideale Gaskonstante	$(J\ K^{-1}\ mol^{-1})$
R_s	Spezifische Gaskonstante	$(J\ K^{-1}\ kg^{-1})$
Re	Reynolds-Zahl	$(-)$
\dot{S}	Entropiestrom	$(J\ s^{-1}\ K^{-1})$
s	Spezifische Entropie	$(J\ kg^{-1}\ K^{-1})$
s	Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr	(m)
T	Temperatur	(K)
t	Zeit, Trocknungsdauer	(s)
W	Nennfüllmenge	(kg)
x	Stoffmengenanteil	$(-)$
y^*	Exergievernichtungsrate	$(-)$

Griechische Symbole

α	Wärmeübertragungskoeffizient	$(W\ m^{-2}\ K^{-1})$
α	Winkel	$(^{\circ})$
η	Effizienz	$(-)$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$(W\ m^{-1}\ K^{-1})$
μ	Restfeuchte	$(\%)$
ξ	Massenanteil	$(-)$
π	Geometrieverhältnis Ejektor	$(-)$
ρ	Dichte	$(kg\ m^{-3})$
ϕ	Entrainment Ratio	$(-)$

Indizes

<i>acc</i>	aufintegriert über den Trocknungsvorgang
<i>crit</i>	am kritischen Punkt
<i>c</i>	Komponente des Trockners
<i>d</i>	Diffusor
<i>D</i>	Vernichtung
<i>e</i>	Einschnürung der Strömung an der Treibdüsen Spitze
<i>eff</i>	effektiv
<i>end</i>	Ende des Trocknungsvorgangs
<i>flow</i>	Ströme über die Systemgrenze
<i>f</i>	Ende Trocknungszyklus
<i>i</i>	Anfang Trocknungszyklus
<i>i</i>	Massenströme über die Systemgrenze
<i>isen</i>	isentropie Zustandsänderung
<i>j</i>	Wärmeströme über die Systemgrenze
<i>k</i>	Komponenten einer Mischung
<i>m</i>	Mischrohr
<i>m</i>	gemessen
<i>prod</i>	produziert
<i>s</i>	Sattdampf
<i>s</i>	Saugdüse
<i>system</i>	innerhalb der Systemgrenze
<i>t</i>	Treibdüse
<i>tot</i>	komplettes System
<i>v</i>	gasförmig
<i>Vd</i>	Verdichter
<i>Vd</i>	Verdampfer
<i>w</i>	Wasser
<i>work</i>	Arbeit, beispielsweise mechanische oder elektrische
*	Umgebungszustand, mechanisches und thermisches Gleichgewicht
0	Umgebungszustand, mechanisches, thermisches und chemisches Gleichgewicht
0	Nennwert

Abkürzungen

<i>EVS</i>	Ejektor, Verdampfer, Separator
<i>FMU</i>	Functional Mockup Unit
<i>GWP</i>	Treibhauswirkung (Global Warming Potential)
<i>IHX</i>	innerer Wärmeübertrager (Internal Heat eXchanger)

1 Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes wurde die Eignung eines Ejektors in einem CO₂-Wärmepumpenwäschetrockner erstmals sowohl simulativ als auch experimentell untersucht. Ziel war ein optimales Zusammenspiel von Ejektor, Separator und Verdampfer als gebündelten EVS-Einheit. Um dieses Ziel zu erreichen wurde ein Simulationsmodell eines CO₂-Wärmepumpenwäschetrockners angepasst, mittels vorhandener Messdaten validiert und um Ejektor und Separator erweitert. Die vielversprechendsten Topologien wurden hinsichtlich der Trocknungsdauer und des Energieverbrauch multikriteriell optimiert. Die Verschaltung mit zusätzlichem Ejektor und Separator hat dabei Vorteile sowohl für Energieverbrauch als auch für die Trocknungsdauer gegenüber der Standard-Verschaltung gezeigt. Der Einsatz eines IHX hat sich für eine kurze Trocknungsdauer als noch effizienter herausgestellt. Die Kombination der zusätzlichen Komponenten Ejektor, Separator und IHX hatte gegenüber dem IHX nur bei längerer Trocknungsdauer einen geringeren Energieverbrauch. Die Ergebnisse der Pareto-Optimierung wurden mittels einer Exergie-Analyse genauer untersucht. Dabei wurden unter anderem die Auswirkungen der Verschaltung auf die Verluste in den einzelnen Komponenten des Trockners aufgezeigt und die Rückkopplungseffekte der Wärmepumpe mit dem Prozessluftkreislauf sichtbar gemacht. Auf Basis der Simulationsergebnisse und relevanter Literatur wurde der Ejektor für den Prüfstand ausgelegt und gefertigt. Ejektor und Separator wurden am Prüfstand in die CO₂-Wärmepumpe des Trockners integriert, mit Messstellen instrumentiert und experimentell untersucht. Die Messergebnisse zeigen, dass die Topologie mit IHX alle anderen Topologien bezüglich Effizienz und Trocknungsdauer übertrifft. Die in den Simulationen vorhergesagte höhere Energieeffizienz bei langen Trocknungszyklen konnte nicht nachgewiesen werden. An einem Ejektorprüfstand wurden für den ausgelegten Ejektor Werte von 32-36% für die Effizienz und zwischen 0,48 und 0,78 für das Massenstromverhältnis gemessen. Mit Hilfe der Messdaten vom Prüfstand wurde das Simulationsmodell mit Ejektor und Separator für einen möglichst breiten Drehzahlbereich angepasst und validiert. Von der TLK-Thermo GmbH wurde eine Werkzeugkette für die robuste Lösung von Optimalsteuerungsproblemen numerisch komplexer Systeme entwickelt. Dabei wurden Trockner-spezifische Herausforderungen, wie eine unbekannte Endzeit der Simulation oder die stückweise erhöhte Diskretisierung der Steuergrößen für eine schrittweise Annäherung an das Optimum, berücksichtigt. Die mit der Werkzeugkette und dem validierten Simulationsmodell entwickelte Optimalsteuerung hat aufgrund des geringen instationären Verhaltens des Trockners keine signifikante Effizienzsteigerung erreicht. Im abschließenden simulativen Vergleich des Wärmepumpentrockners mit den Kältemitteln CO₂, Propan und R134a wurden die Potentiale und Unterschiede der Kältemittel aufgezeigt. Die CO₂-Wärmepumpe mit optimierter Topologie erreicht auch bei langen Trocknungsvorgängen annähernd die gleiche Effizienz wie eine Wärmepumpe mit R134a oder Propan. Kürzere Trocknungsvorgänge können mit CO₂ mit kleinerem Hubvolumen bzw. geringer Drehzahl des Verdichters erreicht werden kann.

Das Projekt wurde in Zusammenarbeit mit dem Kooperationspartner Miele & Cie. KG in Gütersloh und der TLK-Thermo GmbH aus Braunschweig bearbeitet. Die Förderung erfolgte von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Förderkennzeichen AZ 33816.

2 Einleitung

In diesem Kapitel wird die Ausgangssituation von Wäschetrocknern in Deutschland anhand von statistischen Daten erläutert. Daraus werden die Zielsetzung und die Aufgabenstellung dieses Forschungsvorhabens im Hinblick auf die Auswirkungen auf die Umwelt abgeleitet und verdeutlicht.

Die Technologie und damit der Energieverbrauch von Wäschetrocknern hat sich innerhalb der letzten Jahre stark verändert: Die erste Generation von Wäschetrocknern mit einem elektrischen Heizregister hat einen Energieverbrauch von 3,5-4,4kWh [ZVEI (2014)]. Der hohe Energieverbrauch ist dadurch bedingt, dass die Wärme der feuchten Abluft nicht genutzt wird, sondern die Abluft entweder an die Umgebung abgeführt wird (Ablufttrockner) oder mit Umgebungsluft gekühlt wird, so dass das gebundene Wasser auskondensiert (Kondensationstrockner). In der zweiten Generation konnte durch den Einsatz einer Wärmepumpe im Trockner die latente und sensible Wärme der feuchten Luft aus der Trommel nutzbar gemacht werden. Dadurch konnte der Energieverbrauch auf 1,5-2kWh gesenkt werden [ZVEI (2014)], was einem Energieverbrauch von unter 0,3kWh pro Kilo Wäsche entspricht.

Derzeit sind laut einer Umfrage etwa 43% der Privathaushalte mit einem Wäschetrockner ausgestattet [Statistisches Bundesamt(2020)]. Das bedeutet, es gibt in Deutschland etwa 18,2 Millionen Trockner, was bei einem jährlichen Absatz von Wäschetrocknern im Jahr 2018 von 1,15 Millionen Geräten [ZVEI (2019)] auf eine Nutzungsdauer von ca. 16 Jahren schließen lässt. Da der Absatzanteil für Wärmepumpentrockner im Jahr 2010 noch mit 21% [ZVEI (2016)] angegeben wird und sich erst in den letzten Jahren auf über 70% [ZVEI (2016)] erhöht hat, ist davon auszugehen, dass viele Trockner in den Haushalten noch Geräte der ersten Generation mit hohem Energieverbrauch sind. Der Anteil der Bevölkerung mit Zugang zu einem Trockner ist in den Jahren 2016 bis 2019 kontinuierlich von 53,2% auf 57,1% [VuMA (2019)] stetig gewachsen, was darauf hinweist, dass der Markt noch nicht gesättigt ist. Das zeigt auch eine Umfrage unter der Bevölkerung, von denen im Jahr 2019 5,8% angeben, innerhalb der nächsten 12 Monate einen Trockner kaufen zu wollen [VuMA (2019)]. Es ist zu erwarten, dass der Absatzanteil von Trocknern mit Wärmepumpe in Zukunft weiter ansteigen wird und die weniger effizienten Wäschetrockner ohne Wärmepumpentechnologie an Bedeutung verlieren werden. Dazu tragen auch die Vorschriften der EU bei. So müssen beispielsweise seit November 2013 laut EU-Verordnung 932/2012/EU [Europäische Kommission(2012)] alle Neugeräte im Handel mindestens die Anforderungen der Energieeffizienzklasse C erfüllen. Seit November 2015 müssen alle Kondensationstrockner mindestens den Anforderungen der Energieeffizienzklasse B entsprechen [Europäische Kommission(2012)]. Im Jahr 2021 werden die Energielabel für viele Haushaltsgeräte weiter verschärft, sodass Geräte der Effizienzklasse B dann beispielsweise nur noch der Effizienzklasse E entsprechen. 2024 sind von dieser Neudeklarierung voraussichtlich auch Wäschetrockner betroffen [Verbraucherzentrale(2019)].

Für die Umweltbilanz der Geräte ist neben dem Energieverbrauch beim Betrieb auch die sachgemäße Entsorgung von großer Bedeutung. Durch unsachgemäße oder illegale Entsorgung, beispielsweise durch den Export von Altgeräten nach Asien oder Afrika [Öko-

Institut e.V. (2008)], werden die in der Wärmepumpe des Trockners eingesetzten Kältemittel in die Atmosphäre freigesetzt. Bei den derzeit oftmals noch als Kältemittel verwendeten fluorierten Kohlenwasserstoffen wie R134a und R407C bedeutet das einen starken Einfluss auf den Treibhauseffekt. R134a hat beispielsweise ein 1430 mal höheres Treibhauspotential als der Referenzstoff CO₂. Durch den größeren Absatz von Wärmepumpentrocknern mit diesen Kältemitteln steigen auch die klimaschädlichen Emissionen an und machen die ansonsten gute Ökobilanz der Wärmepumpentrockner zunichte. Aus vergleichbarem Grund wurde der Gebrauch des Kältemittels R134a im Automobilbereich für Neuzulassungen ab 2015 bereits verboten [Europäisches Parlament (2006)]. Auch die 2015 in Kraft getretene F-Gas-Verordnung strebt die Reduktion des Verbrauchs fluorierter Treibhausgase an, was unter anderem durch ein Verbot von Kältemitteln mit sehr hohem Treibhauspotential erreicht werden soll [Europäisches Parlament (2014)].

Neben R134a wird mittlerweile auch das natürliche Kältemittel Propan in Wärmepumpentrocknern eingesetzt. Propan (R290) bietet sich wegen seiner Umweltverträglichkeit (GWP von 3) und seiner guten thermophysikalischen Eigenschaften als Ersatz für R134a an. Jedoch ist der Einsatz aufgrund seiner Brennbarkeit in manchen Ländern verboten oder auf eine Kältemittelmenge von 150g beschränkt [IEC 60335-2-11 (2015)], wodurch gleichzeitig die maximal erreichbare Leistung begrenzt wird. Dies bedeutet, dass Propan nur mit zusätzlichem Sicherheitsaufwand in gewerblichen Trocknern (ausgelegt auf schnellere Trocknung mit einer größeren Leistung) und großen Industrietrocknern eingesetzt werden kann. Auch in Haushaltstrocknern führt die limitierte Kältemittelmenge beim Einsatz von Propan zu größeren konstruktiven Hürden und einer Beschränkung der maximalen Leistung.

Eine weitere umweltfreundliche und aussichtsreiche Alternative zu R134a stellt das umweltfreundliche Kältemittel CO₂ (R744) dar. Es ist ein natürlich vorkommendes Gas, welches weder giftig noch brennbar ist und keine ozonschädigende Wirkung besitzt. In mehreren Anwendungsbereichen wird R744 bereits erfolgreich getestet bzw. kommerziell eingesetzt, sowohl im Bereich geringer (Klimaanlage im Auto), mittlerer (Busklimatisierung) und hoher Leistungen (Supermarktkälte). Jedoch erfordert die Verwendung von CO₂ einen hohen konstruktiven Aufwand, da viele Komponenten für die hohen Drücke und das niedrige spezifische Volumen des Kältemittels im relevanten Betriebsbereich angepasst werden müssen. Deshalb ist CO₂ als Kältemittel in vielen Anwendungsbereichen noch nicht Stand der Technik. Zukünftig könnte der verstärkte Einsatz von R744 insbesondere in der Automobilindustrie zu einer Kostenreduktion sowie einer Steigerung der Verfügbarkeit der Komponenten führen. Die grundsätzliche Eignung von CO₂ als Kältemittel im Wärmepumpenwäschetrockner konnte bereits von Alpögger gezeigt werden ([Alpögger et al.(2017)], [Alpögger et al.(2016)], [Alpögger et al.(2016)]).

Eine große Herausforderung stellt weiterhin die Auslegung der Komponenten der Wärmepumpe auf den Einsatz von CO₂ als Kältemittel dar. Einer der größten Verluste im System ist durch die Expansion des Kältemittels im Expansionsventil bedingt. Bei der isenthalpen Expansion im Ventil wird die Expansionsarbeit des Kältemittels vollständig in Wärme umgewandelt. Da beim Einsatz von CO₂ als Kältemittel besonders hohe Drücke für die Prozessführung erforderlich sind, ist der Druckverlust bei der Expansion und so-

mit auch der Verlust von Expansionsarbeit besonders groß. Eine weitere Herausforderung stellt der transiente Trocknungsvorgang im Allgemeinen dar. Die Betriebsstrategie muss für CO_2 neu angepasst werden, um einen geringen Energieverbrauch pro Trocknung zu gewährleisten.

Ziel dieses Forschungsprojekts ist es zu einer Verbesserung der Umweltbilanz von Wäschetrocknern beizutragen. Der Einsatz des umweltfreundlichen Kältemittels CO_2 zu einer und eine auf das Kältemittel CO_2 abgestimmte Topologie und Betriebsweise zum anderen sollen dies möglich machen. Den hohen Drosselverlusten bei der Expansion, soll mit Hilfe einer neuartigen Einheit aus Ejektor, Separator und Verdampfer, der EVS-Einheit, begegnet werden. Sie soll so ausgelegt sein, dass sie für den Betriebsbereich und das transiente Verhalten des Trocknungsvorgangs optimiert ist und einen effizienten Betrieb gewährleisten kann. Um das zu ermöglichen soll eine optimale Betriebsstrategie entwickelt werden. Entscheidend dabei ist das Zusammenspiel der Komponenten der EVS-Einheit untereinander und mit den anderen Komponenten des Trockners. Kleine Unterschiede der Querschnittsfläche der Treibdüse des Ejektors haben beispielsweise schon große Auswirkungen auf die Massenströme im System und bewirken ein stark verändertes Betriebsverhalten.

Zu den Aufgaben innerhalb des Forschungsprojektes gehören folgende Teilaufgaben:

- Detaillierte simulative Analyse des Gesamtsystems aus CO_2 -Wärmepumpenwäschetrockner mit integrierter EVS-Einheit
- Bewertung und Auswahl unterschiedlicher Verschaltungskonzepte
- Auslegung und Konstruktion der EVS-Einheit unter Berücksichtigung neuartiger Fertigungsmethoden
- Aufbau eines Prüfstands, Messtechnische Untersuchung und Validierung der Ergebnisse
- Entwicklung einer optimalen Betriebsstrategie mit Hilfe einer neu entwickelten Werkzeugkette zur robusten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen
- Vergleich mit den Kältemitteln R134a und Propan und abschließende Bewertung des Projektes

3 Wärmepumpenwäschetrockner mit CO₂ als Kältemittel

3.1 Wärmepumpen in Wäschetrocknern

Der Stand der Technik hat sich bei Wäschetrocknern in den letzten Jahren stark gewandelt. Allen Trocknern gemein ist, dass der Wäsche mittels heißer trockener Luft die Feuchtigkeit entzogen wird, indem die Luft Wärme an die Wäsche abgibt und die Feuchtigkeit an der Oberfläche der Wäsche verdunstet und von der Luft aufgenommen wird. Die von der Luft abgegebene Wärmemenge bestimmt dabei, wie viel Wasser verdunsten kann. Je wärmer und trockener die Luft am Eintritt in die Wäschetrommel ist, desto mehr Feuchtigkeit kann aufgenommen werden, bis die limitierende Feuchtkugeltemperatur im Sättigungszustand erreicht wird.

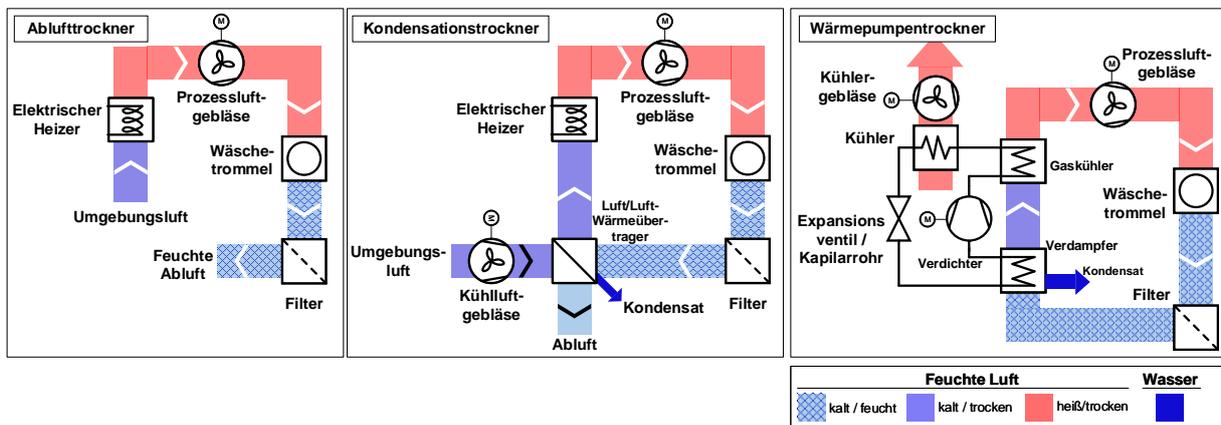


Abbildung 3.1: Die verschiedenen Trocknerarten im Vergleich: Im Ablufttrockner und im Kondensationstrockner wird die Luft über ein elektrisches Heizregister erwärmt. Im Wärmepumpentrockner erfüllt die Wärmepumpe einen Doppelnutzen: Durch sie wird die Luft im Gaskühler erwärmt und im Verdampfer sensible und latente Wärme zurückgewonnen.

In der ersten Generation der Wäschetrockner, den Ablufttrocknern (siehe Abbildung 3.1), wird Umgebungsluft mit einem elektrischen Heizregister erwärmt und mit Hilfe eines Prozessluftgebläses durch die Trommel geleitet. Im Anschluss eines Filters wird die Luft über einen Abluftschlauch in die Umgebung entlassen. Mit dieser Abluft geht sowohl sensible als auch latente Wärme verloren, die im Prozess nicht weiter genutzt werden kann. Zudem muss der Abluftschlauch im Gebäude nach außen geführt werden, da sonst die Luftfeuchtigkeit im Aufstellort stark ansteigen würde. Um diese Limitierung bei der Aufstellung zu vermeiden wurde in der zweiten Generation der Wäschetrockner ein zusätzliches Kühltluftgebläse integriert, mit dessen Hilfe die feuchte Abluft aus der Trommel mit Umgebungsluft gekühlt wird, so dass die Temperatur der Abluft den Taupunkt unterschreitet und das aufgenommene Wasser wieder auskondensiert. Die Prozessluft kann somit in einem Kreislauf geführt werden und die Notwendigkeit eines Abluftschlauches entfällt. Die Effizienz der Trocknung ändert sich hingegen nicht. Mittlerweile wurden diese Trockner beim Absatz von der dritten Generation der Wäschetrockner, den Wärmepumpenwäschetrocknern (oder kurz Wärmepumpentrockner) verdrängt. Im Wärmepumpen-

trockner wird sowohl das Erwärmen der Luft, als auch das Kondensieren der Feuchtigkeit aus der Abluft von der integrierten Wärmepumpe übernommen. Somit kann die sensible und latente Wärme der Abluft aus der Trommel von der Wärmepumpe genutzt und auf ein höheres Temperaturniveau angehoben werden und im Anschluss an den Luftstrom zurückgegeben werden. Dies ist deutlich effizienter als die Verwendung eines Heizregisters, da der Verdichter im Vergleich zum Heizregister viel weniger Energie benötigt. Da der Wärmepumpenprozess und der Prozessluftkreislauf direkt miteinander gekoppelt sind und bis auf kleine Leckagen und Wärmeverluste über die Oberfläche kein Austausch mit der Umgebung stattfindet, heizt sich der Wärmepumpentrockner während des Trocknungsvorgangs immer weiter auf. Dadurch steigen auch die Drucklagen in der Wärmepumpe immer weiter an. Um schädliche Betriebszustände zu vermeiden muss Wärme an die Umgebung abgegeben werden. Bei Geräten der betrachteten Kleingewerbeseerie wird dies über einen zusätzlichen Kühler-Wärmeübertrager erreicht. Mit einem Kühlergebläse wird ein Luftstrom durch den Kühler geleitet, der die Wärme abführt.

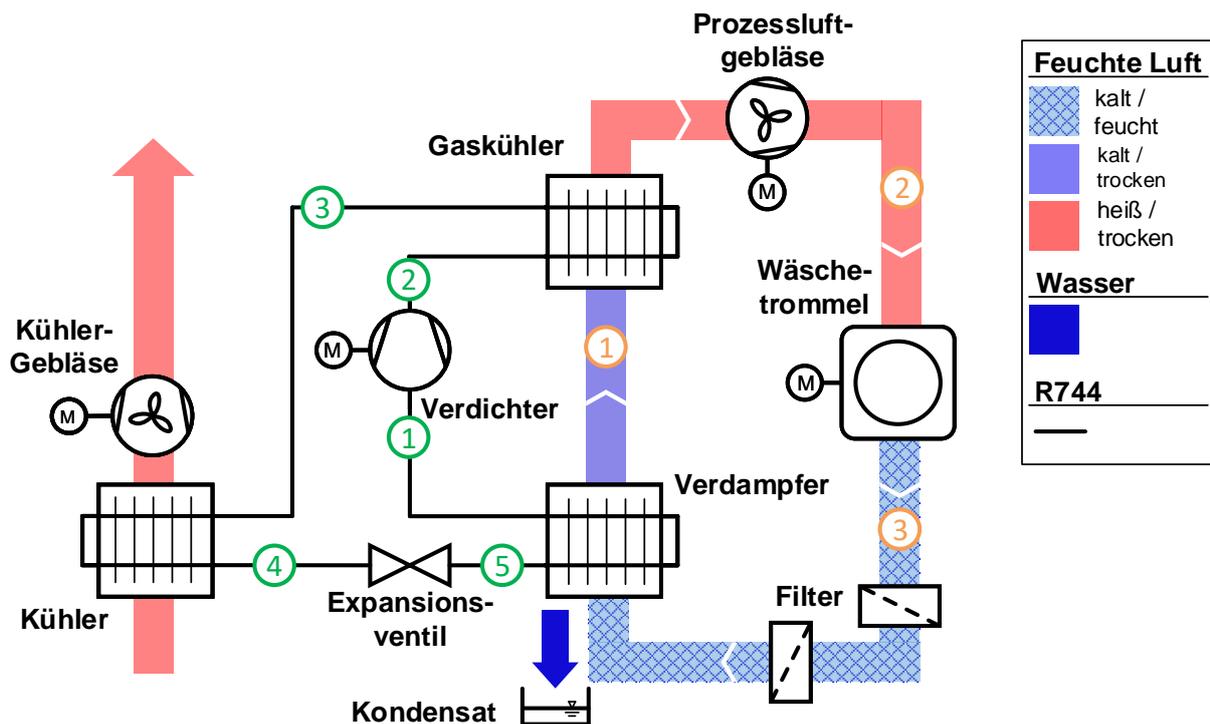


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung eines Wärmepumpenwäschetrockners. Das Kühlergebläse wird erst ab einem gewissen Druck eingeschaltet und verhindert unzulässige Betriebszustände durch zu starkes Erwärmen.

Der Wärmepumpenprozess besteht aus 5 Zustandsänderungen (siehe Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3). Im Verdampfer wird das Kältemittel auf einen höheren Druck verdichtet und erwärmt sich dabei. Daraufhin wird im Gaskühler Wärme an die Prozessluft übertragen und die Temperatur des Kältemittels sinkt. Im Kühler wird Wärme an die Umgebungsluft abgeführt, wodurch die Temperatur weiter abnimmt. Anschließend wird das Kältemittel im Expansionsventil isenthalp auf einen geringeren Druck entspannt. Dabei

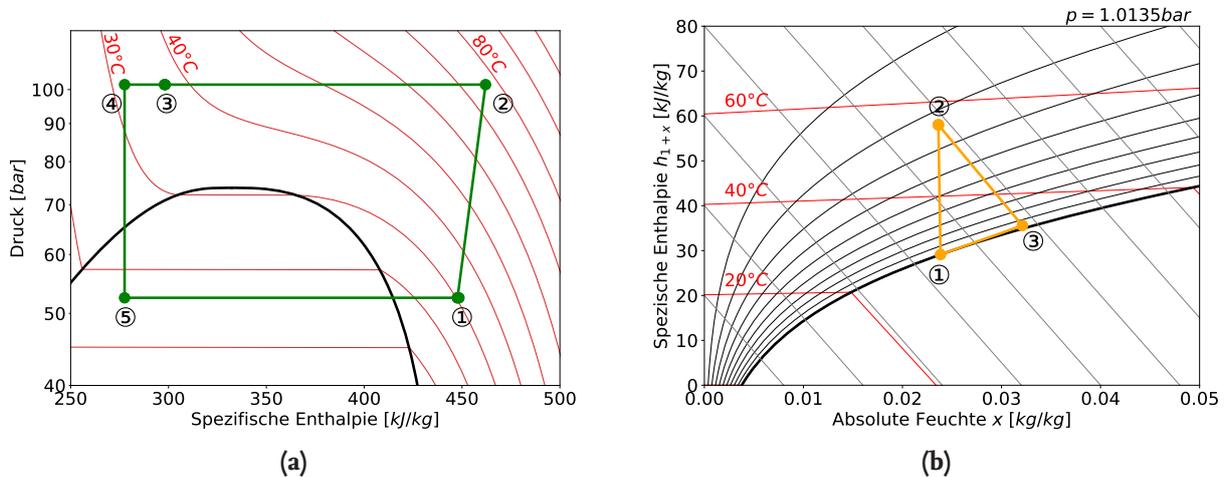


Abbildung 3.3: Die Zustände des Kältemittels (a) und der Luft (b) an den in Abbildung 3.2 eingezeichneten nummerierten Punkten sind in einem p-h-Diagramm (a) bzw. Mollier-Diagramm (b) dargestellt.

sinkt auch die Temperatur des Kältemittels stark ab. Im Verdampfer wird Wärme vom Kältemittel aufgenommen und das Kältemittel verdampft. Die Prozessluft aus der Trommel wird dadurch abgekühlt, erreicht den Sättigungszustand und es kondensiert Wasser aus.

3.2 Kältemittel CO₂ im Wärmepumpentrockner

Der Einsatz von CO₂ als Kältemittel im Wäschetrockner wurde unter anderem von Mancini et al., Honma et al. und Sian et al. untersucht. Mancini et al. haben einen CO₂ -Wärmepumpentrockner mit einem R134a-Wärmepumpentrockner verglichen. Dabei wurde eine vergleichbare Effizienz und eine Verlängerung der Trocknungszeit um 9% festgestellt [Mancini et al.(2011)]. Honma et al. haben einen CO₂ -Wärmepumpentrockner gebaut und 59,2% weniger Energieverbrauch und eine um 52,5% verkürzte Trocknungszeit im Vergleich zu einem elektrisch beheizten Trockner festgestellt [Honma et al.(2006)]. Sian et al. haben mittels des Simulationsmodells eines Wärmepumpenwäschetrockners die Kältemittel CO₂ und R134a miteinander verglichen. Dabei wurden mit CO₂ um 16°C bzw. 6°C höhere Temperaturen der Abluft aus der Wäschetrockner bzw. der Wäsche festgestellt. Eine im Vergleich zu R134a 13% erhöhte "Specific Moisture Extraction Rate" (SMER) hatte eine um 15% geringere Trocknungsdauer zur Folge [Sian et al.(2019)]. Alpögger et al. haben einen Prototyp eines CO₂ -Wärmepumpentrockners aufgebaut und optimiert und einen im Vergleich zum R134a-Referenzgerät um 17% geringeren Energieverbrauch bei um 6% verlängerter Trocknungsdauer gemessen [Alpögger et al.(2017)].

Ein weiteres Potential für die Senkung des Energieverbrauchs wurde von Alpögger et al. in der Reduzierung der Verluste bei der Expansion des Kältemittels aufgezeigt. Aufgrund der thermophysikalischen Eigenschaften von CO₂, insbesondere dem kritischen Punkt bei einer vergleichsweise geringeren Temperatur von ca. 31°C, ergeben sich bei typischen Randbedingungen sehr hohe Druckdifferenzen zwischen Hoch- und Niederdruckseite der

Wärmepumpe. Dadurch geht bei der Entspannung des Kältemittels im Expansionsventil viel Exergie verloren. Die Arbeitsfähigkeit des Kältemittels bei der Expansion kann in Expansionsmaschinen nutzbar gemacht werden.

3.3 Ejektor und Separator im Wärmepumpentrockner

In Kältekreisläufen mit CO₂ werden als Expansionsorgan häufig Ejektoren eingesetzt, da diese keine beweglichen Teile aufweisen und somit sehr robust gegenüber hohen Drücken und veränderlichen Randbedingungen sind. In mehreren Bereichen hat sich der Einsatz eines Ejektors als vorteilhaft erwiesen. Beispielsweise in Haushaltswärmepumpen oder im Bereich der Supermarktkälte. Ejektoren funktionieren nach dem Venturi-Effekt. Der Treibmassenstrom tritt auf hohem Druckniveau in den Ejektor ein. In der Treibdüse findet durch die Querschnittsverengung eine Beschleunigung des Kältemittels statt. Dadurch nimmt der dynamische Druck zu und der hydrostatische Druck nimmt dementsprechend ab. Durch das Absinken des Druckes entsteht ein Differenzdruck zum Druck auf der Saugseite des Ejektors. Der Saugmassenstrom wird infolgedessen in der Saugdüse angesaugt und vermischt sich anschließend im Mischrohr mit dem Treibmassenstrom. Der Gesamtmassenstrom wird im Diffusor verlangsamt, wodurch der dynamische Druck stark abnimmt und der hydrostatische Druck ansteigt. Dieser Druckanstieg ist gleichzeitig auch der Nutzen des Ejektors. Vereinfacht gesagt wird die Arbeitsfähigkeit des Treibmassenstroms genutzt um den Saugmassenstrom vorzuverdichten. Dadurch muss der Verdichter bei ansonsten gleichen Randbedingungen nur eine geringere Druckdifferenz bewirken und benötigt somit weniger Antriebsleistung. In Kapitel 5 wird auf die Auslegung des Ejektors eingegangen.

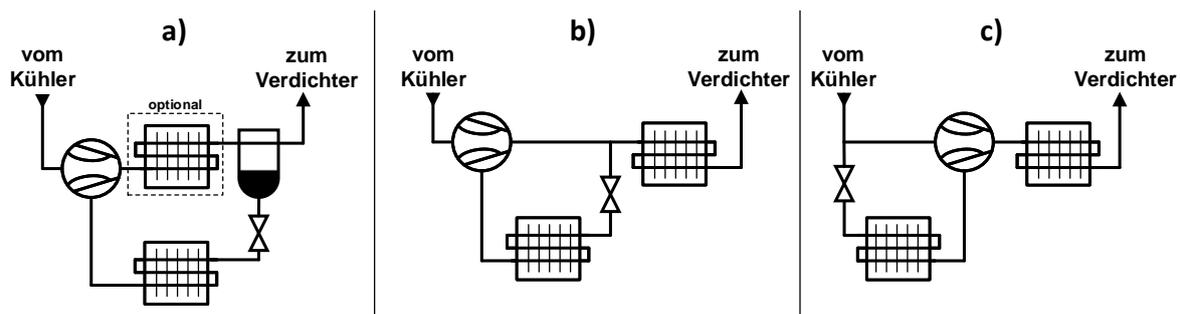


Abbildung 3.4: Verschiedene Verschaltungsmöglichkeiten eines Ejektors in einer Wärmepumpe:
a) klassische Verschaltung des Ejektors in Kombination mit einem Separator zur Phasentrennung mit optionalem Mitteldruckverdampfer.
b) ohne Separator und dafür mit einem zweiten Verdampfer zur Überhitzung des Kältemittels.
c) Expansion zum Teil im Ejektor und zum Teil im Expansionsventil. Überhitzung durch zweiten Verdampfer.

Der Ejektor führt durch die Anhebung des Druckes ein drittes Druckniveau ein, ähnlich wie bei einem zweistufigen Kreislauf mit zwei Verdichtern. Es gibt mehrere Möglichkeiten den Ejektor in einer Wärmepumpe mit den sonstigen Komponenten zu verschalten, um die Expansionsarbeit nutzbar zu machen. In Abbildung 3.4 sind einige dieser Ver-

schaltungen dargestellt. Verschaltung a) ist die klassische Verschaltung des Ejektors mit einem Separator. Die Verdampfung findet auf dem niedrigen Druckniveau statt. Durch die Phasentrennung im Separator hat das Kältemittel am Eintritt in den Verdampfer je nach der Güte des Separators einen sehr geringen Dampfgehalt. Dadurch reicht ein geringerer Massenstrom durch den Verdampfer für die Wärmeübertragung aus. Am Austritt des Ejektors kann optional ein zusätzlicher Mitteldruckverdampfer integriert werden, um die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Luft bei der Verdampfung zu verringern. Die Verschaltung b) kommt ohne Separator aus, benötigt jedoch in jedem Fall zwei Verdampfer. Das zweiphasige Kältemittel am Ejektorausstritt wird zum einen gedrosselt und im Niederdruckverdampfer verdampft und zum anderen direkt durch den Mitteldruckverdampfer geleitet. Ein Nachteil dieser Verschaltung ist der hohe Dampfgehalt am Eintritt in die Verdampfer, der mit einem höheren Druckverlust einher geht. Zudem muss der Mitteldruckverdampfer ausreichend groß dimensioniert sein, damit das Kältemittel überhitzt wird. Bei der dritten Verschaltung c) werden ebenfalls zwei Verdampfer benötigt. Das Kältemittel aus dem Kühler teilt sich in Treibmassenstrom und einen Massenstrom, der in einem Expansionsventil gedrosselt und anschließend im Niederdruckverdampfer verdampft und vom Ejektor angesaugt wird. Am Austritt vom Ejektor wird das Kältemittel direkt in den Mitteldruckverdampfer geleitet. Vorteil dieser Verschaltung ist, dass der Saugmassenstrom durch das Expansionsventil direkt beeinflusst werden kann. Der Nachteil ist allerdings, dass die Arbeitsfähigkeit des Massenstroms, der im Expansionsventil entspannt wird, verloren geht und somit nicht das vollständige Potential ausgeschöpft wird. Aufgrund der einfacheren Integration in den Kältekreislauf und des geringen Dampfgehalts des Kältemittels am Eintritt in den Verdampfer wurde im Weiteren die Verschaltung a) weiter verfolgt. Dabei wurde zuerst die vereinfachte Verschaltung ohne Mitteldruckverdampfer untersucht, da hierfür das Bodenmodul des Trockners nicht mit erheblichem Aufwand neu konstruiert werden musste. In Kapitel 5 wird auch auf den Nutzen eines zusätzlichen Mitteldruckverdampfers eingegangen.

Abbildung 3.5 zeigt die Verschaltung von Ejektor und Separator in der Wärmepumpe des Trockners. An den ersten drei Zustandsänderungen ändert sich nichts. Das Kältemittel wird verdichtet, überträgt Wärme an die Prozessluft und anschließend an die Umgebungsluft. Der Zustandspunkt 4 bildet die Treibseite des Ejektors. Im Ejektor finden zwei Zustandsänderungen parallel statt, die im Diagramm gestrichelt dargestellt sind. Der Zustand 5 am Austritt des Ejektors liegt wie bei den meisten Wärmepumpenanwendungen im Zweiphasengebiet. Daher ist ein Separator nötig, um die flüssige von der gasförmigen Phase zu trennen. Während die gasförmige Phase (Zustand 1) direkt verdichtet werden kann, wird die flüssige Phase (Zustand 6) in einer Drossel expandiert. Im Verdampfer wird das Kältemittel anschließend verdampft und überhitzt. Das überhitzte Kältemittel wird daraufhin in der Saugdüse des Ejektors angesaugt.

3.4 Modellerstellung und Validierung

Um die Auswirkungen einer Systemverschaltung mit Ejektor simulieren zu können, wird ein Systemmodell benötigt, das den Trockner möglichst genau abbildet. Die Systemsimulation findet vor experimentellen Versuchen statt, da anhand der Simulationsergebnisse

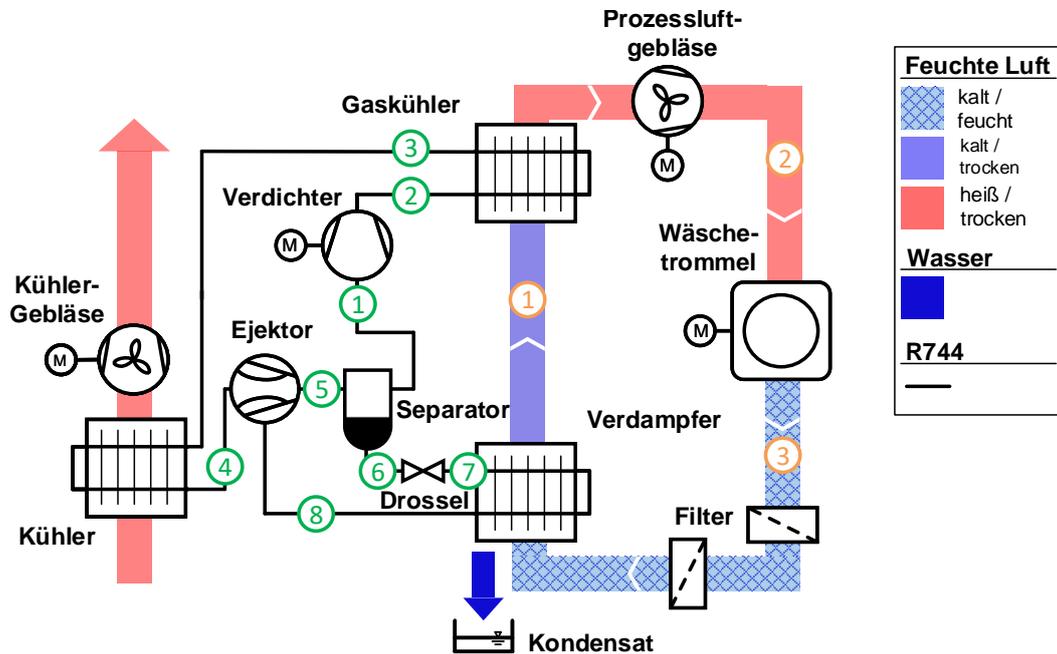


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung eines Wärmepumpenwäschetrockners mit Ejektor, Separator und Drosselventil.

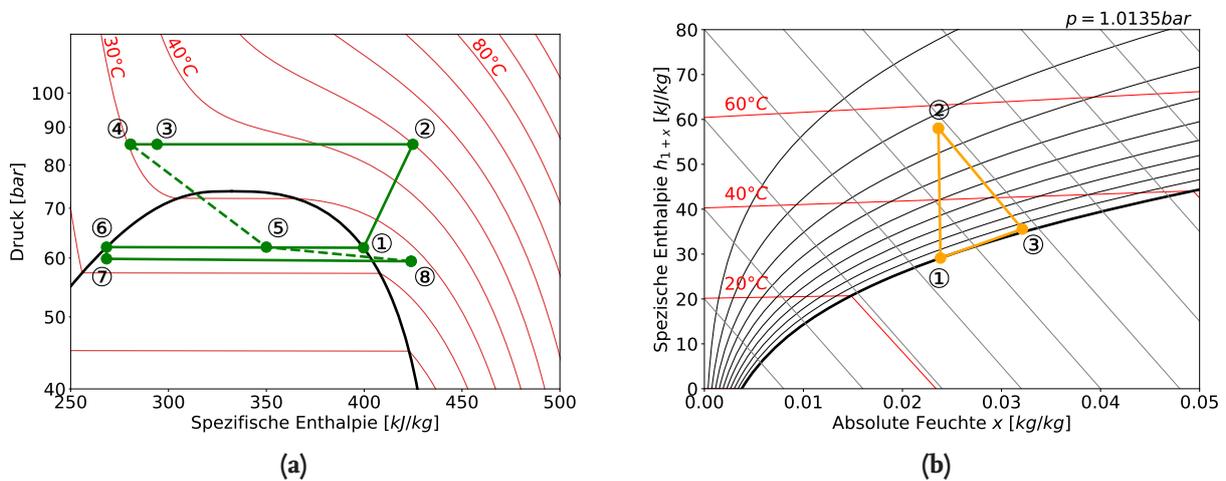


Abbildung 3.6: Kältemittel und Luftzustände äquivalent zu Abbildung 3.3 bezogen auf die Verschaltung mit Ejektor und Separator aus Abbildung 3.5. Die gestrichelte Linie stellt die direkte Verbindung der treib- und saugseitigen Zustände des Kältemittels am Eintritt in den Ejektor mit dem Zustand am Ejektoraustritt dar.

Aussagen über die beste Verschaltung und die Auslegung der Systemkomponenten getroffen werden sollen. Daher ergeben sich folgende Schritte Für die Modellerstellung:

- 1) Weiterentwicklung eines bestehenden Trockner-Systemmodells bezüglich der Genauigkeit einzelner Systemkomponenten

- 2) Validierung des Systemmodells anhand vorhandener Messungen eines CO₂-Wärmepumpenprototyps
- 3) Erweiterung des validierten Systemmodells um zusätzliche Komponenten (z.B. Ejektor, Separator)
- 4) Simulation und Bewertung verschiedener Systemtopologien mittels des jeweils angepassten validierten Systemmodells (Kapitel 4)

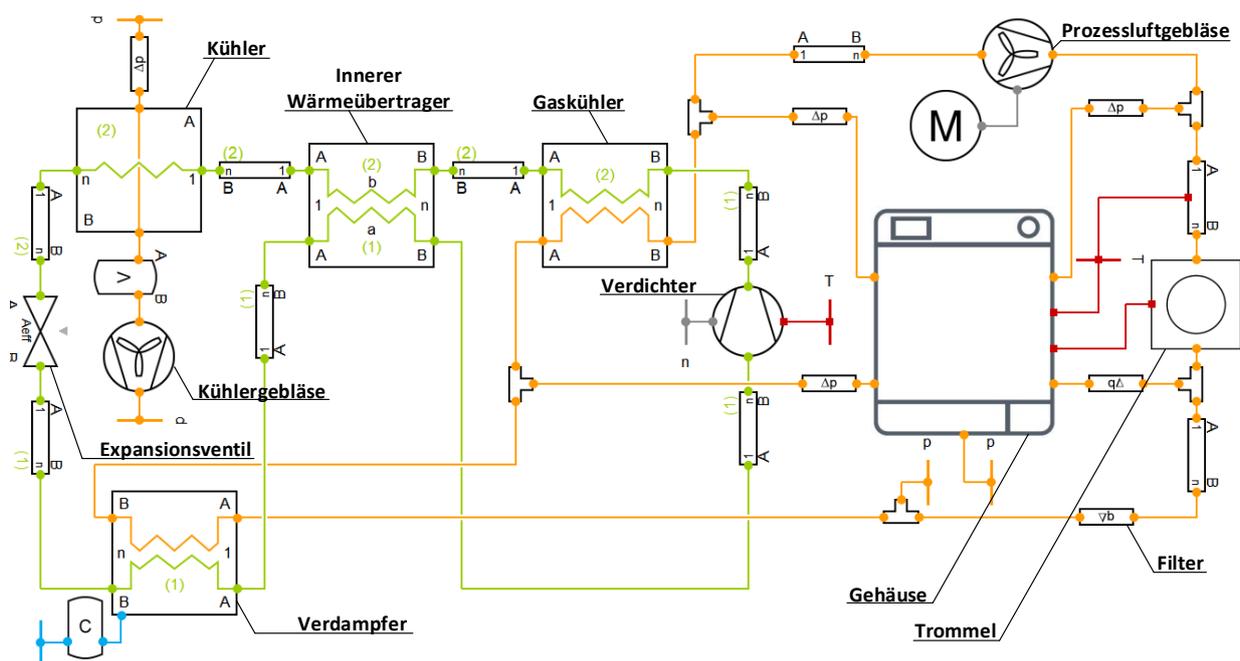


Abbildung 3.7: Vereinfachtes Objektdiagramm des CO₂-Wärmepumpenwäschetrockners mit innerem Wärmeübertrager basierend auf Komponenten der TIL-Bibliothek für Modelica

Im Rahmen des DBU Projektes AZ 31753 wurde ein Systemmodell eines CO₂-Wärmepumpenwäschetrockners erstellt. Dazu wurden Modelle der einzelnen Trockner-spezifischen Komponenten erstellt, beispielsweise die Wäschetrommel, das Gehäuse und der Flusenfilter. Die restlichen Komponenten, vor allem die der Wärmepumpe, wurden der TIL-Bibliothek entnommen. Das Systemmodell aus diesem Projekt wurde übernommen und teilweise im Detailgrad der Abbildung noch etwas erhöht. Beispielsweise wurde im Modell der Wäschetrommel für den Wärmeübergangswiderstand eine vom Volumenstrom abhängige Berechnung eingeführt. Dieser berechnet sich jetzt nach Gleichung 1 und 2, einer allgemeinen Beziehung für den Konvektiven Wärmeübergang. Die Parameter des Trommelmodells wurden anschließend an Messdaten unterschiedlicher Randbedingungen gefittet.

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{L} \quad (1)$$

$$Nu = CRe^n Pr^m \quad (2)$$

Das Systemmodell des CO₂-Wärmepumpenwäschetrockners ist in Abbildung 3.7 vereinfacht dargestellt. Der Kältemittelkreislauf bestehend aus Verdichter, Expansionsventil und den Wärmeübertragern ist in grün, der Luftkreislauf mit Prozessluftgebläse, Wäschetrommel, Filter und Gehäuse in orange abgebildet. Vor der Verknüpfung der Komponenten zu einem System wurden Komponentenmodelle wie der Verdichter, das Prozessluftgebläse und die Trommel an Messdaten bzw. Kennlinien angefitet. Beim Fitting des Systemmodells wurden vor allem Wärmewiderstände und Druckverluste zwischen den Komponenten und zur Umgebung angepasst, um die Dynamik des Trocknungsvorgangs abzubilden. Beispielsweise haben die Wärmewiderstände des Gehäuses und der Rückseite des Trockners, die separat modelliert ist, zur Umgebung einen erheblichen Einfluss darauf, wie schnell sich der Trockner in der Simulation aufheizt. Über Leckagen im Luftpfad wird unter anderem der Feuchteverlust an die Umgebung beeinflusst.

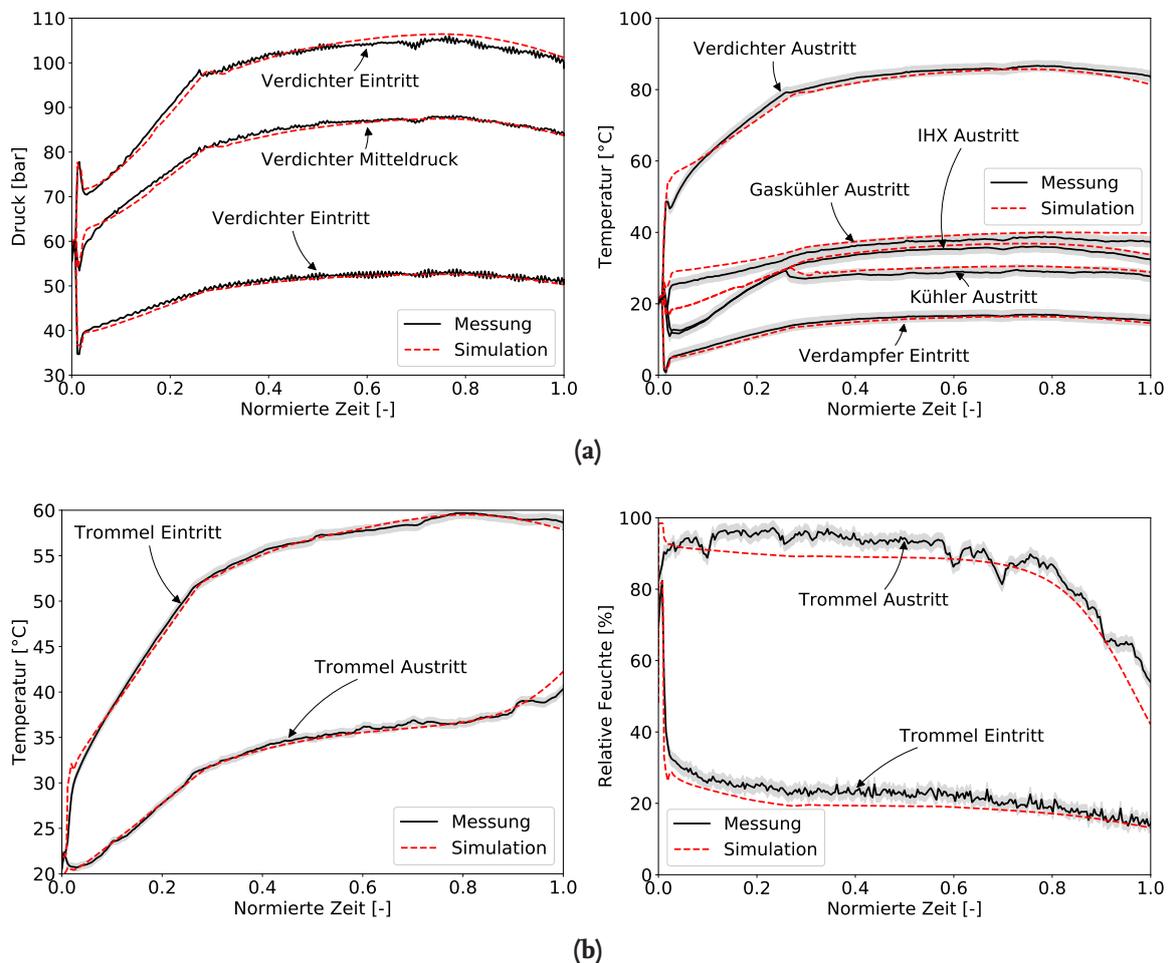


Abbildung 3.8: Validierung des Systemmodells mittels Messdaten. a) Drücke und Temperaturen in der Wärmepumpe. b) Temperatur und relative Feuchte der Luft im Trockner.

Ausgangslage für die Validierung ist eine Messung vom Prototyp eines CO₂-Wärmepumpenwäschetrockners aus dem DBU Projekt AZ 31753. Der Trocknungsvorgang wurde bei dieser Messung mit einer Wäschebelastung von 7kg und einer Anfangsfeuchte von 60%

durchgeführt. Der Versuch endete mit 6,984kg Wäschegewicht (leichte Übertrocknung), einer Kondensatmenge von 3,953 kg bzw. einem Feuchteverlust von 5,93% und einem Energieverbrauch von 1.672kWh. In Abbildung 3.8 werden die Messdaten des Trocknungszyklus mit den Simulationsergebnissen des validierten Systemmodells bei identischen Randbedingungen verglichen. Die oberen beiden Diagramme zeigen zum einen die Drucklagen der Wärmepumpe repräsentiert durch die gemessenen Drück am Verdichter und zum anderen die Temperaturen des Kältemittels an verschiedenen Positionen der Wärmepumpe. Alle Drücke und Temperaturen sind über der normieren Zeit aufgetragen, das heißt 0.0 entspricht im Diagramm dem Start des Trockners und 1.0 dem Erreichen der relativen Feuchte der Wäsche von -0.11%. Die Messunsicherheit der Sensoren ist für die Messdaten als grauer Bereich markiert. Zu erkennen sind minimale Abweichungen der Temperaturen bei der Aufwärmphase und sehr gute Übereinstimmungen ab dem quasistationären Bereich mit dem Einschalten des Kühlergebläses. Ab diesem Zeitpunkt weicht die Temperatur am Austritt des inneren Wärmeübertragers auf der Hochdruckseite von der Austrittstemperatur am Kühler ab. Die unteren beiden Diagramme in Abbildung 3.8 zeigen die Temperaturen und relativen Feuchten am Ein- und Austritt in die Trommel. Anhand der Verläufe sind die 3 Trocknungsphasen gut zu erkennen. In der Aufwärmphase erwärmen sich die Wäsche und der Trockner und die Differenz der Wasserbeladung des in die Trommel ein- und austretenden Luftstroms nimmt zu. Im mittleren Trocknungsabschnitt in etwa ab dem Einschalten des Kühlergebläses wird ähnlich viel Wärme nach außen abgeführt, wie durch die elektrische Leistung zugeführt wird. Dadurch bleiben Temperatur und relative Feuchte relativ konstant. Es kann immer genug Feuchtigkeit durch Kapillarkräfte an die Wäscheoberfläche transportiert werden. Im letzten Trocknungsabschnitt steigen die Stofftransportwiderstände in der Wäsche an, da die Kapillarkräfte nicht mehr ausreichen, um die Feuchtigkeit an die Oberfläche der Wäsche zu befördern. Dadurch sinkt der von der Wäsche abgegebene Wassermassenstrom deutlich ab. Da weniger Wasser verdunstet und von der Luft aufgenommen wird, sinkt in der Folge die relative Feuchte am Austritt der Trommel und die Luft kühlt sich weniger stark ab. Dieses Verhalten wird durch das validierte Simulationsmodell gut wiedergegeben. Im Verlauf der relativen Feuchte am Austritt der Trommel kann man bei der Messung kleine Einbrüche feststellen. Diese entstehen dadurch, dass sich gelegentlich Wäschestücke aufrollen und einen Klumpen bilden. Es verringert sich die aktiv am Wärme- und Stofftransport mit der Luft teilnehmende Oberfläche der Wäsche und infolgedessen verdunstet weniger Wasser. Dieses zufällig auftretende Phänomen lässt sich mit dem verwendeten Komponentenmodell nicht abbilden.

Für die Erweiterung des Systemmodells um einen Ejektor und einen Separator wurde ebenfalls auf Komponenten der Bibliothek TIL zurückgegriffen. Die physikalische Abbildung des Ejektors wird im Kapitel 5 genauer erläutert.

4 Topologieoptimierung und Exergieanalyse

Mit Hilfe des validierten Systemmodells wurden vier verschiedene Topologien der Wärmepumpe für den Trockner simulativ untersucht und miteinander verglichen. Im Anschluss wurden ausgewählte Simulationsergebnisse bei vergleichbarer Trocknungsdauer mit Hilfe einer Exergieanalyse genauer betrachtet.

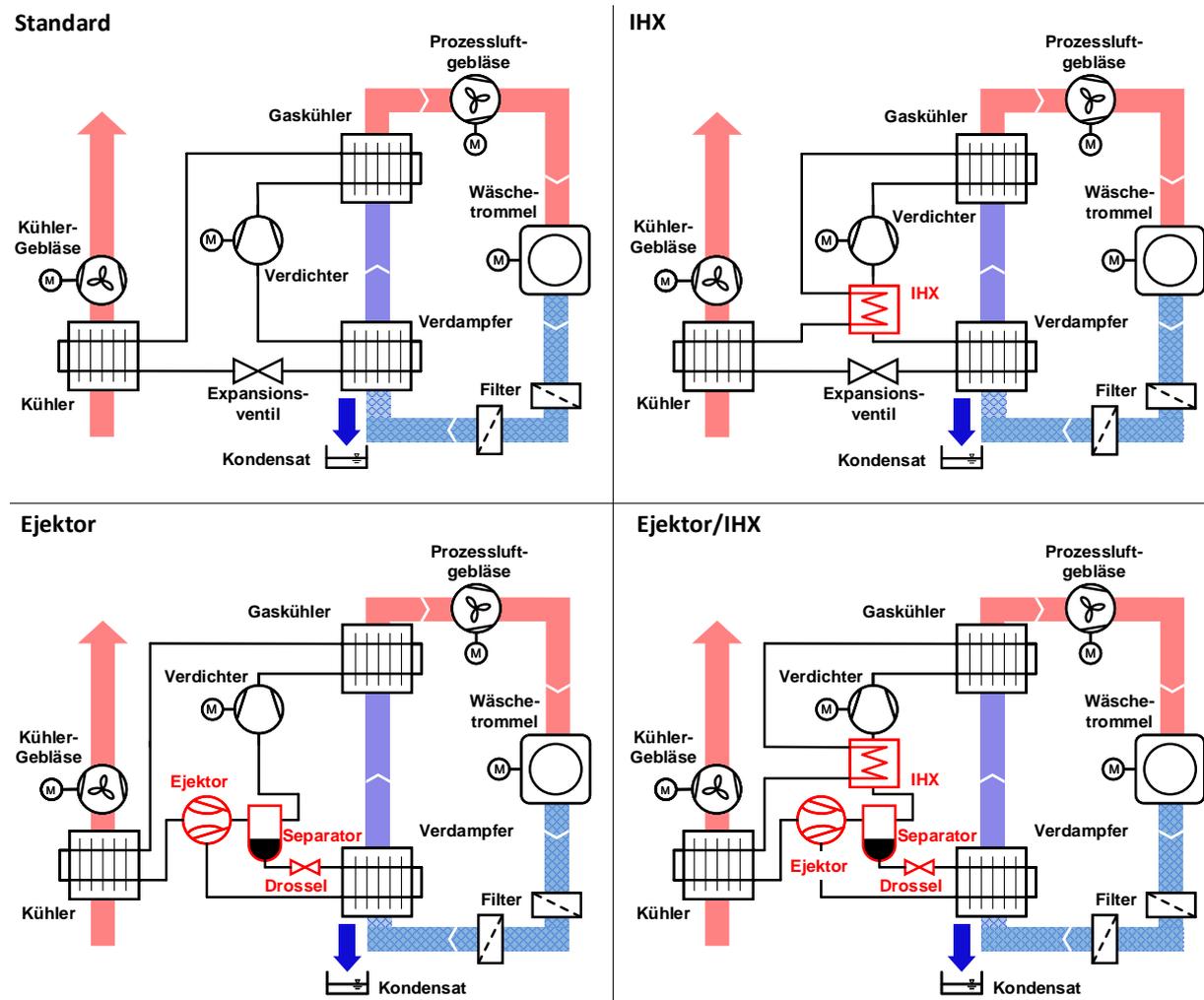


Abbildung 4.1: Dargestellt sind die für die Exergie- und Systemanalyse untersuchte Topologien. Der Prozessluftkreislauf und die Durchströmung des Kühlers sind in allen Topologien unverändert. Die Konfiguration “Standard” besteht nur aus den vier Standardkomponenten einer Wärmepumpe. Bei “IHX” und “Ejektor/IHX” ist ein innerer Wärmeübertrager zwischen Hoch- und Niederdruck integriert, bei “Ejektor” und “Ejektor/IHX” ist der Verdampfer anstelle des Expansionsventils in eine Kombination aus Ejektor, Separator und Drossel eingebunden.

4.1 Topologieoptimierung

Neben der "Standard"-Verschaltung sind in Abbildung 4.1 die weiteren untersuchten Systemverschaltungen dargestellt. In der ersten alternativen Verschaltung (IHX) ist ein innerer Wärmeübertrager zwischen Gaskühler und Kühler auf der Hochdruckseite bzw. zwischen Verdampfer und Verdichter auf der Niederdruckseite integriert. Im inneren Wärmeübertrager wird das aus dem Verdampfer strömende Kältemittel überhitzt, wodurch vermieden wird, dass der Verdichter durch Tropfenschlag geschädigt wird. Als Folge muss der Verdampfer das Kältemittel nicht mehr überhitzen und kann geflutet werden, was zu einer besseren Ausnutzung der Wärmeübertragungsfläche führt. Ein weiterer Vorteil des Inneren Wärmeübertragers ist die stärkere Unterkühlung auf der Hochdruckseite. Dadurch wird zum einen der Dampfgehalt in den Verdichter verringert und zum anderen die Exergievernichtung im Expansionsventil verringert, da die Differenz einer isenthalpen zur isentropen Zustandsänderung mit sinkenden Eintrittstemperatur ins Expansionsventil abnimmt. Durch beide Effekte kann die Systemeffizienz gesteigert werden. Die zweite alternative Verschaltung (Ejektor) beinhaltet den Einsatz eines Ejektors und eines Separators wie bereits in Kapitel 3 beschrieben. Im Ejektor wird die Expansionsarbeit bei der Entspannung des Treibmassenstroms genutzt, um den Saugmassenstrom auf ein höheres Druckniveau zu verdichten. Das Kältemittel verlässt den Ejektor zweiphasig und wird im Separator in flüssige und gasförmige Phase getrennt. Das gasförmige Kältemittel wird ohne Überhitzung in den Verdichter geleitet. Durch die geringere Druckdifferenz im Verdichter benötigt dieser eine geringere Leistung. In der dritten Verschaltungsvariante (Ejektor/IHX) werden die Verschaltungsvarianten IHX und Ejektor kombiniert. Der innere Wärmeübertrager befindet sich zwischen Separator und Verdichter auf der Niederdruckseite und zwischen Gaskühler und Kühler auf der Hochdruckseite. Somit wird der innere Wärmeübertrager ausschließlich für die Überhitzung des Kältemittels verwendet.

Um alle vier Topologien miteinander vergleichen zu können, wurden sie jeweils unter identischen Randbedingungen multikriteriell optimiert. Die Ziele dieser multikriteriellen Optimierung waren zum einen ein möglichst geringer Energieverbrauch und zum anderen eine möglichst kurze Trocknungsdauer. Für die Optimierung wurden die Systemmodelle, welche in der Programmiersprache Modelica vorliegen, mittels der Modelica-Python-Schnittstelle an Optimierungsalgorithmen der Optimierungsbibliothek Pygmo gekoppelt. Dabei wurde der Optimierungsalgorithmus "Multi Objective Evolutionary Algorithms by Decomposition" (MOEA/D) [Zhang et al.(2007)] für die Optimierung der Systeme genutzt. Für jede Topologie wurden 30 Individuen mit zufälligen Werten aus dem Gültigkeitsbereich der Parameter als Startwerte genutzt. Variiert wurden während der Optimierung folgende Größen:

- 40 – 60[Hz] Drehzahl des Verdichters
- 0.1 – 2[mm²] Durchmesser des Expansionsventils / der Drossel
- 0.5 – 0.7[kg] Kältemittelmenge
- 0.5 – 0.7[mm] Treibdüsendurchmesser des Ejektors

Das Kühlergebläse wurde in den Simulationen mit einem PI-Regler so geregelt, dass ein Hochdruck von 110bar wenn möglich nicht überschritten wird. Werte des Hochdrucks über 120bar wurden in der Optimierung durch Strafen in der Kostenfunktion verhindert. Zudem durfte die Überhitzung in den Topologien ohne Separator nicht unter einem Kelvin liegen. In Abbildung 4.2 sind die aus der Optimierung resultierenden Populationen der einzelnen Systemtopologien dargestellt. Die einzelnen Individuen/Punkte zeigen jeweils minimale Kombinationen der beiden Zielfunktionen Energieverbrauch und Trocknungsdauer und bilden zusammen die jeweilige Pareto-Front der Topologie. Zusätzlich ist das Endergebnis der Messung dargestellt, mit der das Systemmodell des Trockners validiert wurde (siehe Kapitel 3 Abbildung 3.8).

Wie in der Abbildung zu erkennen ist, geht eine kurze Trocknungszeit mit einem hohen Energieverbrauch einher und andersherum. Maßgeblich für die Trocknungsdauer ist dabei die Verdichterdrehzahl. Eine geringe Verdichterdrehzahl führt zu einer geringeren Kältemittelmassenstrom und einer kleineren Druckdifferenz und somit auch zu einer geringeren Verdichterleistung. Jedoch geht dies ebenso mit einer geringeren Heiz- bzw. Kälteleistung der Wärmepumpe einher, was den Trocknungsvorgang in die Länge zieht. Je länger die Trocknung der Wäsche dauert, desto stärker fallen die Nebenverbraucher, wie z.B. der Trommelmotor und das Prozessluftgebläse, ins Gewicht. Daher gibt es einen Punkt, ab dem ein weiteres Verzögern des Trocknungsvorgangs zu einem Anstieg des Energieverbrauchs führen würde und bei dem die Pareto-Front somit endet. Eine Minimale Trocknungsdauer wird bei konstanter Drehzahl des Prozessluftgebläses dann erreicht, wenn die Prozessluft am Eintritt in die Trommel eine hohe Temperatur aufweist bzw. die Prozessluft im Verdampfer auf niedrige Temperaturen gekühlt wird. Limitierend dafür sind vor allem Hoch- und Niederdruck der Wärmepumpe und letztendlich der Betriebsbereich des Verdichters. Die schnellste Trocknung kann mit der Verschaltung mit IHX erreicht werden. Dies lässt sich mit der starken Überhitzung am Eintritt in den Verdichter erklären, durch die hohe Temperaturen am Verdichteraustritt und somit auch hohe Prozesslufttemperaturen möglich werden. Hier zeigt sich auch ein Nachteil der Verschaltung mit Ejektor: Der Eintrittszustand in den Verdichter liegt bedingt durch die Phasentrennung im Separator direkt auf der Taulinie. Somit sind nur vergleichsweise geringe Temperaturen am Austritt des Verdichters möglich. Der geringste Energieverbrauch bei gleichzeitig längster Trocknungsdauer lässt sich laut Simulation mit der kombinierten Verschaltung mit

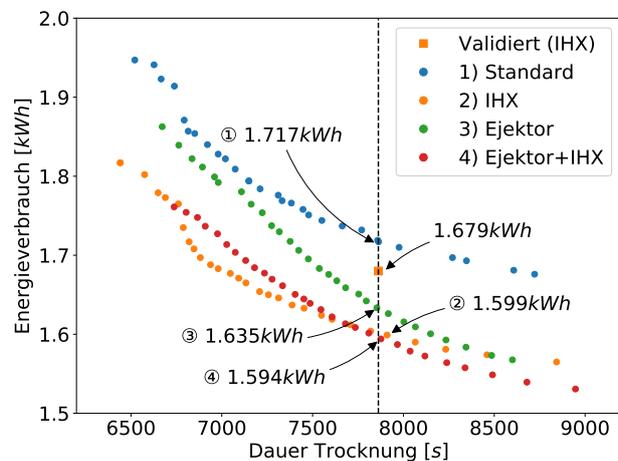


Abbildung 4.2: Darstellung mittels der Systemsimulation berechneten Pareto-Fronten der unterschiedlichen Topologien aus Abbildung 4.1 und der Referenzmessung, bei dem das Systemmodell validiert wurde (siehe Kapitel 3).

Ejektor und IHX erreichen. Jedoch wirkt sich die Verschaltung gegenüber der Verschaltung nur mit IHX lediglich bei längeren Trocknungszyklen positiv aus. Ist das Ziel eine schnelle Trocknung, bringt der Ejektor keinen Vorteil zum IHX. Dies zeigt, dass eine ausreichende Überhitzung essenziell ist für die Trocknungsgeschwindigkeit.

4.2 Exergie- und Systemanalyse

Um genauere Aussagen über die einzelnen Topologien treffen zu können wurde eine exergetische Analyse der einzelnen Topologien durchgeführt. Dazu wurden Simulationsergebnisse mit annähernd gleicher Trocknungsdauer miteinander verglichen (siehe Abbildung 4.2). Jedes Komponentenmodell des Trockner-Systemmodells wurde um eine Exergiebilanz ergänzt. In Abbildung 4.3 ist beispielhaft eine Komponente mit einem über die Bilanzgrenze ein- austretendem Massenstrom, einem zugeführtem Wärmestrom und einer abgegebenen Leistung dargestellt. Sowohl die Energie- als auch die Exergiebilanz sind für diesen Fall schematisch abgebildet.

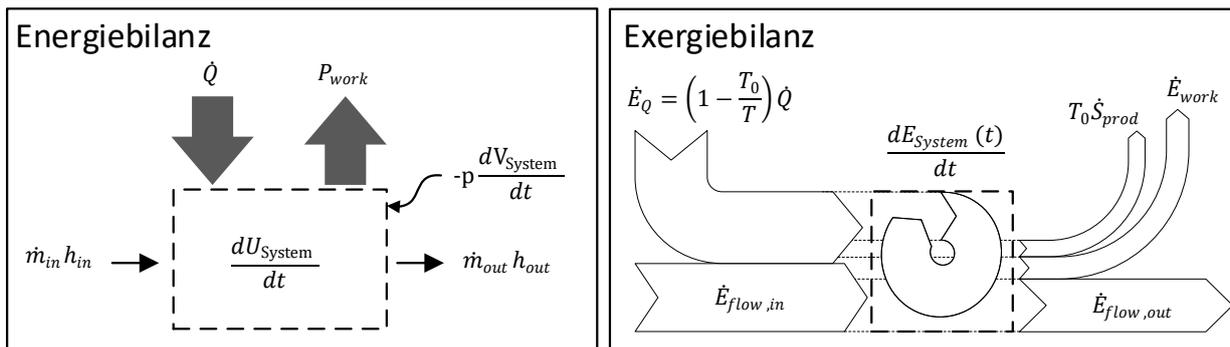


Abbildung 4.3: Energie- und Exergiebilanz eines exemplarischen Bilanzraums mit ein- und austretendem Massenstrom, zugeführtem Wärmestrom und abgeführter Leistung.

Die Exergiebilanz in Gleichung 3 beschreibt die Veränderung der Exergie des Systems durch die Exergieflüsse über die Systemgrenze und die Vernichtung der Exergie durch Entropieproduktion innerhalb des Systems. Über die Systemgrenze bilanziert werden die Exergie von Massen- und Wärmeströmen, sowie die Exergie die mit elektrischer oder mechanischer Leistung einher geht.

$$\frac{dE_{system}}{dt} = \sum_i \dot{E}_{flow,i} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - T_0 \dot{S}_{prod} + \dot{E}_{work} \quad (3)$$

Die Exergie der Massenströme in Gleichung 4 stellt eine allgemeine Form für Reinstoffe und Idealgasmische wie feuchte Luft dar.

$$\dot{E}_{flow} = \dot{m} \left[[h - h^*] - T_0 \left(s - s^* - \frac{R}{M} * \sum_k x_k \ln \left(\frac{x_k}{x_{0,k}} \right) \right) \right] \quad (4)$$

Die 0 im Index impliziert, dass Gleichgewichtsbedingungen mit der Umgebung vorliegen. Die Zustandsgrößen mit einem * (restricted dead state, siehe [Bejan(2016)]) befinden

sich im thermischen und mechanischen Gleichgewicht mit der Umgebung. Bei diesen Zustandsgrößen liegt jedoch kein stoffliches Gleichgewicht vor, da das chemische Potential dem des betrachteten Systems entspricht und unter Umständen von der Umgebung abweicht (z.B. $h^*(T_0, p_0, \mu)$).

$$\begin{aligned} h^* &= \sum_k \xi_k h_{0,k} \\ s^* &= \sum_k \xi_k s_{0,k} - \frac{R}{M} x_k \ln(x_k) \end{aligned} \quad (5)$$

Für die Entropieproduktion \dot{S}_{prod} wurden die drei wichtigsten Ursachen in thermischen Systemen herangezogen: Wärmeübertragung bei endlicher Temperaturdifferenz, Druckverluste aufgrund von Reibung und Mischungsverluste. Weitere Verlustarten wurden vernachlässigt. Die Exergie entspricht der maximalen Arbeit, die ein Prozess leisten kann, wenn ein betrachtetes System ins Gleichgewicht mit der Umgebung gebracht wird. Beispielsweise hat die feuchte Wäsche in einem Raum mit 50% relativer Feuchte mehr Exergie, als in einem Raum, in dem sich gesättigte Luft befindet. Da es sich beim Wärmepumpenwäschetrockner bis auf geringe Leckagen um ein geschlossenes System handelt, ist die Wahl der Umgebungsbedingungen nicht eindeutig festgelegt. Daher sollen hier die gewählten Umgebungsbedingungen kurz erläutert werden. Für den Gleichgewichtszustand wurde angenommen, dass die Wäsche in den Trockner gelegt wird und sich nach längerer Zeit ohne Trocknung ein Gleichgewicht einstellt. Es stellt sich Umgebungstemperatur ein und der Druck für den Luftkreislauf entspricht dem atmosphärischem Druck. Des weiteren wird sich die Luft in der Trommel komplett mit Wasser sättigen.

$$\begin{aligned} T_0 &= T_{initial,dryer} \\ p_0 &= p_{initial,dryer} \\ x_0 &= \frac{R_{s,air}}{R_{s,water}} \frac{p_s(T_0)}{p_0 - p_s(T_0)} \end{aligned} \quad (6)$$

Das Kältemittel befindet sich in einem geschlossenen System. Somit stellt sich nur mit der Temperatur der Umgebung ein Gleichgewicht ein. Da angenommen wird, dass das Kältemittel am Anfang des Trocknungsprozesses im System zweiphasig vorliegt, entspricht der Gleichgewichtsdruck dem Sättigungsdampfdruck des Kältemittels bei Umgebungstemperatur.

$$p_0 = p_s(T_0) \quad (7)$$

Durch die Wahl eines anderen Referenzdrucks für das Kältemittel können die Exergieströme von Kältemittel und Luft leichter miteinander verglichen werden, da sie so die gleiche Größenordnung haben. Auf die Exergievernichtung hat der unterschiedliche Referenzdruck hingegen keinen Einfluss, da diese nur von der Referenztemperatur, also der Umgebungstemperatur, abhängt.

Für das flüssige (Kondens-)Wasser müssen die gleichen Zustandsgrößen als Referenz dienen, wie für das in der Luft gebundene gasförmige Wasser. Flüssiges Wasser bei Umgebungstemperatur und -Druck besitzt eine Arbeitsfähigkeit, solange der Wasserdampf-Partialdruck der Luft unterhalb des Sättigungsdampfdrucks liegt. Bei der Verdunstung

von Wasser expandiert es von Absolut- auf Partialdruck und es kann entsprechend Expansionsarbeit genutzt werden. Für die Exergie des flüssigen Wassers in Gleichung 8 ist folglich der Partialdruck der Umgebungsluft $p_{0,w}$ der Referenzdruck.

$$\dot{E}_{flow,water} = \dot{m} [h_w(T, p) - h_{w,0}(T_0, p_{0,w}) - T_0 (s_w(T, p) - s_0(T_0, p_{0,w}))] \quad (8)$$

Die Exergieanalyse kann genutzt werden um zu sehen, in welcher Komponente eines Systems die Exergievernichtung besonders hoch ist und wo dementsprechend das meiste Potential für Verbesserungen besteht. Beim Wärmepumpentrockner ist der Vergleich zu einzelnen Zeitpunkten aufgrund der unterschiedlichen Dynamik nicht immer sinnvoll. Stattdessen wurden die Exergieströme in den Komponenten über die gesamte Trocknungsdauer nach Gleichung 9 aufintegriert. Somit erhält man zeitunabhängige Werte für die vernichtete Exergie, die wiederum aufsummiert dem Energieverbrauch des Trocknungsvorgangs entsprechen.

$$E_{flow,acc} = \int_0^{t_{end}} \dot{E}_{flow} dt \quad (9)$$

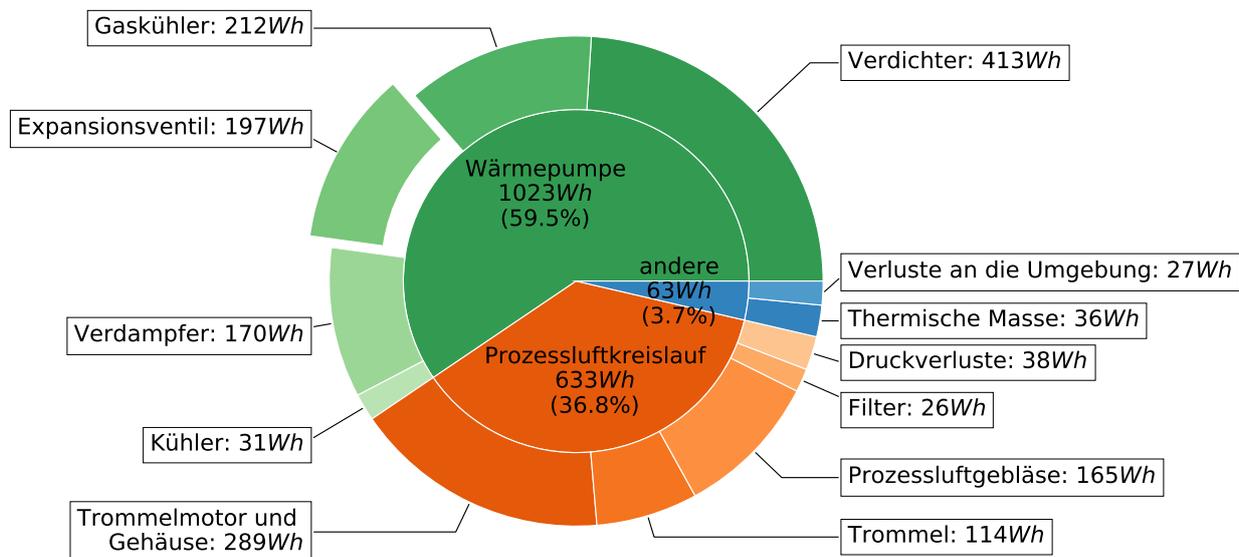


Abbildung 4.4: Kumulierte Exergievernichtung der Komponenten eines CO₂-Wärmepumpenwäschetrockners basierend auf Systemsimulation der Standardverschaltung

In Abbildung 4.4 ist die vernichtete Exergie anteilig für die einzelnen Komponenten des Wärmepumpenwäschetrockners dargestellt. Etwa 60% der Exergie werden in den Komponenten der Wärmepumpe vernichtet (Verdampfer und Gaskühler gehören in dieser Betrachtung nur zur Wärmepumpe). Weitere 37% der Exergievernichtung tritt im Luftkreislauf auf und der restliche Anteil entfällt auf die Exergieverluste an die Umgebung und die Exergie, die am Ende der Trocknung in allen aufgeheizten Komponenten steckt. Der größte Anteil unter den Komponenten der Wärmepumpe entfällt auf den Verdichter, gefolgt vom Gaskühler und dem Expansionsventil. Im Luftkreislauf wird die meiste Exergie

durch Dissipation bei der Trommelrotation im Gehäuse vernichtet. Weitere Quellen für die Exergievernichtung sind die Mischung in der Trommel und die Dissipation bei der Rotation des Prozessluftgebläses.

In Tabelle 1 ist die kumulierte Exergievernichtung in den einzelnen Komponenten für die unterschiedlichen Topologien aufgelistet. Zusätzlich ist der modifizierte Exergievernichtungsquotient nach Gleichung 10 für jede Komponente angegeben, der dem prozentualen Anteil an der gesamten Exergievernichtung entspricht.

$$y_c^* = \frac{\int_0^{t_{end}} \dot{E}_{D,c} dt}{\int_0^{t_{end}} \dot{E}_{D,tot} dt} \quad (10)$$

Der Vergleich der Topologien zeigt, dass unterschiedliche Konfigurationen der Wärmepumpe geringe Auswirkungen auf den Luftkreislauf haben. Die gesamte Exergievernichtung der Komponenten im Luftkreislauf bleibt im Bereich von 0.63-0.64 kWh relativ konstant und es zeigen sich nur geringe Schwankungen bei den einzelnen Komponenten. Den größten Einfluss auf diese Komponenten haben daher die Drehzahl des Trommelmotors und des Prozessluftgebläses, die in den Simulationen konstant gelassen wurden. Es ist jedoch erstaunlich, dass die Topologien kaum Einfluss auf die Exergievernichtung in der Trommel haben. Aufgrund der unterschiedlichen Verschaltung variiert die Temperatur am Verdichteraustritt und damit auch die Temperatur am Eintritt in die Trommel deutlich.

Vergleicht man die Topologien "Standard" und "IHX" bezüglich der Exergievernichtung in den Komponenten der Wärmepumpe, zeigt sich eine Abnahme in allen Komponenten durch den Einsatz des inneren Wärmeübertragers. Durch den inneren Wärmeübertrager wird das Kältemittel überhitzt, so dass diese Überhitzung nicht mehr im Verdampfer stattfinden muss und dieser geflutet werden kann. Das wiederum bedeutet einen größeren Ventilquerschnitt und somit kleinere Druckdifferenzen zwischen Niederdruck und Hochdruck, die zu einer geringeren Exergievernichtung im Verdichter führen. Die Drosselverluste sinken ebenso, da das Kältemittel im inneren Wärmeübertrager stärker unter bzw. gekühlt wird und der Unterschied zwischen isentroper (also idealer) und der isenthalpen Prozessführung in der Drossel bei geringen Temperaturen aufgrund der veränderten Steigung der Isentropen abnimmt. Dadurch wird bei der Drosselung weniger Exergie vernichtet. Der Prozess im Verdampfer wird verbessert, da dort der begrenzende Pinch-Point bei der Wärmeübertragung zwischen Überhitzungstemperatur und Lufttemperatur liegt. Durch die Verringerung der Überhitzung im Verdampfer kann die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Luft verringert werden. Diese ist maßgeblich für die Entropieproduktion und somit für die Exergievernichtung. Ähnliches passiert im Gaskühler, in dem die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Luft ebenfalls verringert werden kann. Die zusätzliche Exergievernichtung im inneren Wärmeübertrager ist kleiner als die Einsparung in den restlichen Komponenten, wodurch der Trocknungszyklus mit innerem Wärmeübertrager insgesamt weniger Energie verbraucht.

Die Topologie "Ejektor" führt im Vergleich mit "Standard" ebenfalls zu einer geringeren Exergievernichtung in den meisten Komponenten der Wärmepumpe. Durch die Vorverdichtung des Kältemittels im Ejektor muss der Verdichter eine geringere Druckdifferenz

Komponente	Kumulierte vernichtete Exergie [Wh]				Exergievernichtungsrate [%]			
	Standard	IHX	Ejektor	Ejektor/IHX	Standard	IHX	Ejektor	Ejektor/IHX
Verdichter	413	355	323	320	24.9	23.0	20.5	20.9
Gaskühler	212	198	201	199	12.8	12.9	12.8	13.0
EV/Drossel	197	183	20	18	11.9	11.9	1.3	1.2
Ejektor	0	0	177	145			11.3	9.5
Verdampfer	170	121	144	126	10.3	7.9	9.2	8.2
Kühler	31	20	65	43	1.9	1.3	4.1	2.8
IHX	0	24	0	39		1.6		2.5
Wärmepumpe insgesamt	1023	901	931	891	61.8	58.6	59.2	58.2
Trommelmotor & Gehäuse	289	292	291	291	17.5	19.0	18.5	19.0
Trommel	114	115	119	119	6.9	7.5	7.6	7.7
Prozessluftgebläse	165	166	166	166	10.0	10.8	10.6	10.8
Filter	26	27	27	27	1.6	1.7	1.7	1.7
Druckverluste	38	38	39	39	2.3	2.5	2.5	2.5
Prozessluftkreislauf insgesamt	633	638	641	641	38.2	41.4	40.8	41.8
Vernichtung insgesamt	1656	1539	1573	1532				
Verluste an Umgebung	27	24	29	26				
Thermische Masse	36	37	33	36				
Insgesamt	1719	1600	1635	1593				

Tabelle 1: Kumulierte Exergievernichtung und Exergievernichtungsrate der Trocknerkomponenten bei unterschiedlicher Systemtopologie. Die untersuchten Simulationen entsprechen denen auf der gestrichelten Linie in Abbildung 4.2.

überwinden und damit deutlich weniger Arbeit verrichten. Das macht sich in einer geringen Exergievernichtung im Verdichter bemerkbar. Ähnlich wie bei der Topologie "IHX" zeigt sich eine geringe Exergievernichtung im Verdampfer und im Gaskühler, die ebenfalls auf geringere mittlere Temperaturdifferenzen zurückzuführen sind, jedoch in geringerem Ausmaß. Interessant ist, dass der Ejektor und das Drosselventil zusammen genauso viel Exergie vernichten wie das Expansionsventil. Eigentlich würde man erwarten, dass durch die Nutzung der Expansionsarbeit im Ejektor auch die Exergievernichtung abnimmt. Dass dies nicht der Fall ist, hängt mit den veränderten Massenströmen zusammen. Bedingt durch den Separator liegt der Eintrittszustand in den Verdichter auf der Taulinie. Somit ergibt sich am Verdichteraustritt eine geringere Temperatur und der Massenstrom muss zunehmen, damit der übertragene Wärmestrom im Vergleich nicht abnimmt. Der Einfluss der Systemdynamik auf den Energieverbrauch zeigt sich bei der Exergievernichtung im Kühler. Bei der Topologie mit Ejektor heizt sich der Trockner schneller auf, was zu einem früheren Einschalten des Kühlergebläses und damit einer höheren Exergievernichtung führt.

Die Topologie mit Ejektor und IHX weist einen ähnlichen Energieverbrauch der Trocknung auf wie die Topologie nur mit IHX. Mit Ejektor sinkt die Exergievernichtung im

Verdichter und auch im Ejektor und in der Drossel wird zusammen weniger Exergie vernichtet. Allerdings steigt die Exergievernichtung im Verdampfer, Kühler und IHX an, so dass sich in Summe keine nennenswerte Veränderung des Energieverbrauchs ergibt.

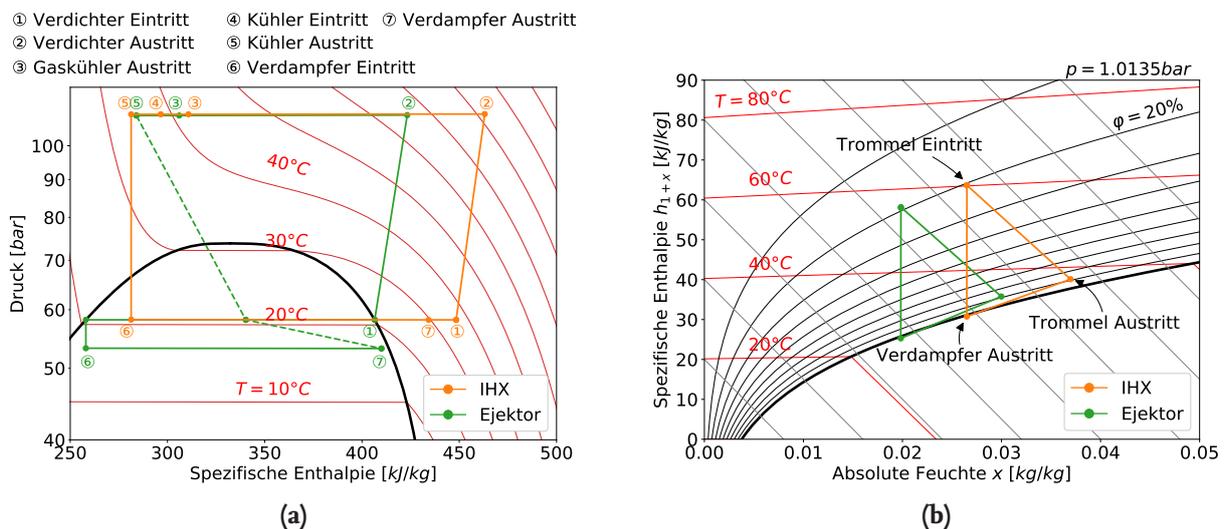


Abbildung 4.5: Vergleich der Topologien “IHX” und “Ejektor” im ph-Diagramm und im Mollier-Diagramm. Die dargestellten Zustandspunkte entsprechen einer Momentaufnahme nach einstündiger Trocknung.

Ein Vergleich zwischen Ejektor- und IHX-Topologie soll die Ursachen dafür aufzeigen, warum Einsatz des inneren Wärmeübertragers zu einer höheren Systemeffizienz führt, als der Einsatz des Ejektors mit Separator. In Abbildung 4.5 sind dafür nach einstündiger Trocknung die Zustände beider Topologien im ph- und Mollier-Diagramm dargestellt. Im ph-Diagramm fällt sofort der große Unterschied bei der Überhitzung auf. Normalerweise ist eine hohe Überhitzung nicht unbedingt empfehlenswert, da sie mit einer steileren Isentrope und damit höherem Arbeitsaufwand bei der Verdichtung einher geht. Zudem führt die hohe Überhitzung zu hohen Temperaturen bei der Verdichtung und damit auch zu höheren Wärmeverlusten an die Umgebung. Im Trockner gibt es jedoch komplexe Wechselwirkungen des Kältekreislaufs mit dem Prozessluftkreislauf. Die höhere Temperatur am Austritt des Verdichters ermöglicht eine höhere Temperatur am Eintritt in die Trommel. Bei höheren Temperaturen kann die Luft mehr Wasser aufnehmen und das Verhältnis von zugeführter Wärme im Gaskühler zu aufgenommener Wassermenge verbessert sich, wodurch die Trocknungseffizienz steigt. Dieses bessere Verhältnis zeigt sich in einem flacheren Winkel der Zustandsänderung im Verdampfer in Abbildung 4.5 b). Ein noch größerer Vorteil der höheren Überhitzung liegt jedoch darin, dass die Enthalpiedifferenz bei der Wärmeabgabe im Gaskühler größer ist. Bei gleicher Heizleistung ist ein geringerer Massenstrom notwendig. Dadurch sinken die Verluste bei der Verdichtung und bei der Expansion des Kältemittels. Beim Einsatz des Ejektors ist das Gegenteil der Fall: Durch die Verringerung der Überhitzung aufgrund des Austritts aus dem Separator auf der Taulinie wird ein höherer Massenstrom benötigt, um die gleiche Heizleistung zu erreichen. Dadurch wird der positive Einfluss des Ejektors auf die Effizienz des Systems

gemindert. Ein weiterer Effekt, der sich sowohl in Tabelle 1 als auch in Abbildung 4.5 a) zeigt, ist der Unterschied bei der Wärmeabgabe an die Umgebung im Kühler. Die Enthalpiedifferenz und die Exergievernichtung im Kühler sind mit Ejektor deutlich größer. Dieser Effekt ist auf die Dynamik des Trocknungsvorgangs zurückzuführen. Mit Ejektor und Separator steigt der Druck in der Wärmepumpe schneller an, da im Gaskühler durch die zuvor erklärten Auswirkungen der nicht vorhandenen Überhitzung weniger Wärme an die Prozessluft abgegeben wird und sich das System aufheizt, bis genug Wärme abgegeben werden kann. Das geregelte Kühlergebläse muss früher anspringen, um die Wärme abzuführen und einen zu hohen Druck zu vermeiden. Dadurch geht Exergie an die Umgebung verloren.

5 Auslegung der EVS-Einheit

In diesem Kapitel wird die Auslegung und Konstruktion der EVS-Einheit beschrieben. Dafür werden Daten aus der Literatur und Ergebnisse aus der Systemsimulation herangezogen.

5.1 Ejektor

Ein Ejektor kann in mehrere funktionale Abschnitte unterteilt werden: Treibdüse, Saugdüse, Mischrohr und Diffusor. Er kann entweder aus einem Stück gefertigt werden oder modular aufgebaut sein (siehe Abbildung 5.1). Der Vorteil beim modularen Aufbau besteht vor allem in der Austauschbarkeit der einzelnen Komponenten, was eine schnellere Anpassung der Geometrieverhältnisse am Prüfstand ermöglicht.

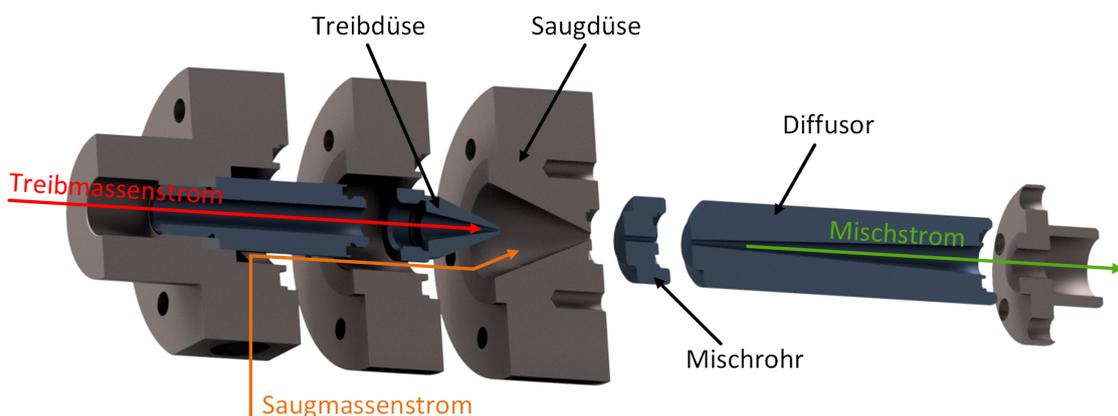


Abbildung 5.1: Darstellung der Komponenten eines modularen Ejektors mit Richtung der Durchströmung

In der Treibdüse wird der Treibmassenstrom, der auf einem hohen Druckniveau vorliegt, auf einen geringen Druck entspannt und damit stark beschleunigt. Die Treibdüse kann auf verschiedene Weise konstruiert werden. Bei allen Formen wird der Querschnitt in der Düse zuerst bis auf den kleinsten Querschnitt verjüngt, beispielsweise mit einem konstanten Winkel. An diesem Punkt des geringsten Querschnitts wird die Schallgeschwindigkeit erreicht. Eine Variante ist nun eine Bohrung mit konstantem Durchmesser bis zum Düsenaustritt. Eine andere Variante ist eine konische Bohrung mit einer Querschnittserweiterung zum Düsenaustritt. Bei der Laval-Düse hingegen sind der konvergente und der divergente Düsenteil durch eine geschwungene für die Strömung optimierte Kontur abgebildet. Bei den letzten beiden Varianten wird die Geschwindigkeit des Kältemittelstroms durch die Entspannung im divergenten Teil weiter erhöht, so dass am Austritt der Düse Überschallströmung vorliegt. Der höhere Geschwindigkeitsgradient führt zu einem größerem Impulsaustausch aber gleichzeitig auch höheren Reibungsverlusten.

Im Mischrohr findet Impulsaustausch zwischen Saug- und Treibmassenstrom an der Grenzfläche statt. Der Treibmassenstrom im Kern wird abgebremst und der Saugmassenstrom

beschleunigt. Der Querschnitt und die Länge des Mischrohrs haben großen Einfluss auf die Ejektoreffizienz. Der optimale Querschnitt ist dabei von mehreren Faktoren abhängig. Er hängt zum Beispiel stark von den Eintrittsbedingungen in die Düse und vom Austrittsquerschnitt, aber auch vom Gegendruck ab. Ein höherer Treibdruck führt zu einer breiter aufgefächerten Strömung am Austritt der Düse. Somit muss auch der Querschnitt der Mischkammer ansteigen, damit die Wandreibung im Mischrohr nicht zu stark ansteigt. Im Extremfall tritt in der Mischkammer ebenfalls eine blockierte Strömung auf, was zu einem starken Absinken der Effizienz führt. Der Gegendruck bestimmt dabei ebenfalls wie stark der Treibmassenstrom expandieren kann. Bei geringerem Gegendruck fächert sich die Strömung durch die Nachexpansion breiter auf. Es gilt also tendenziell: Ein höherer Saugdruck ermöglicht einen kleineren Mischrohrquerschnitt. Für den optimalen Impulsaustausch ist die Mischrohlänge zu optimieren. Ist das Mischrohr zu kurz kann der Impulsaustausch nicht stattfinden und verlagert sich in den Diffusor. Bei zunehmender Länge des Mischrohrs steigen jedoch die Reibungsverluste an. Ab einer gewissen Länge findet durch die Wandreibung die Verzögerung hauptsächlich im Mischrohr und nicht im Diffusor statt.

Der Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr bestimmt den Saugdäsenquerschnitt. Bei kleiner werdendem Abstand wird der engste Saugdäsenquerschnitt kleiner, wodurch der Saugmassenstrom stärker expandiert. Dadurch wird auch der Gegendruck bei der Expansion des Treibstrahls abgesenkt, was zu einer stärkeren Nachexpansion führen kann. Bei einem kleinem Mischrohrdurchmesser kann es in der Folge zu höherer Wandreibung kommen. Bei einem großen Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr kann der nachexpandierende Treibstrahl auf den konischen Teil beim Übergang zwischen Saugdäse und Mischrohr treffen, was zu Rückströmungen und zusätzlicher Reibung führt.

Im Anschluss an die Vermischung im Mischrohr wird der Kältemittelmassenstrom im Diffusor verzögert. Dabei nimmt die Geschwindigkeit des Kältemittels ab und der Druck steigt an. Für die Effizienz des Diffusors ist der Öffnungswinkel des Diffusors und dessen Länge relevant. Ist der Öffnungswinkel zu groß wird die Strömung zu schnell verzögert, so dass es zu Verdichtungsstößen aufgrund von Überschallströmung kommen kann. Ist der Öffnungswinkel zu klein steigt die Länge des Diffusors bei konstantem Austrittsquerschnitt stark an, was zu höheren Reibungsverlusten führt.

Die wesentlichen Größen, welche die Geometrie des Ejektors charakterisieren sind in Abbildung 5.2 dargestellt. [Lucas et al.(2012)] haben dimensionslose Verhältnisse für einen Vergleich der Messergebnisse benutzt: zum einen die das Flächenverhältnis von Mischrohr zu Treibdäsenquerschnitt (Gleichung 11) und zum anderen das Verhältnis von Länge zu Durchmesser des Mischrohrs (Gleichung 12). Weitere Größen sind der Diffusorwinkel α_d und der Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr s . Der Einfluss der Winkel der konischen Zuläufe von Treib- und Saugdäse auf die Effizienz wurde bisher nicht wissenschaftlich untersucht.

$$\pi_1 = \frac{A_m}{A_t} = \frac{d_m^2}{d_t^2} \quad (11)$$

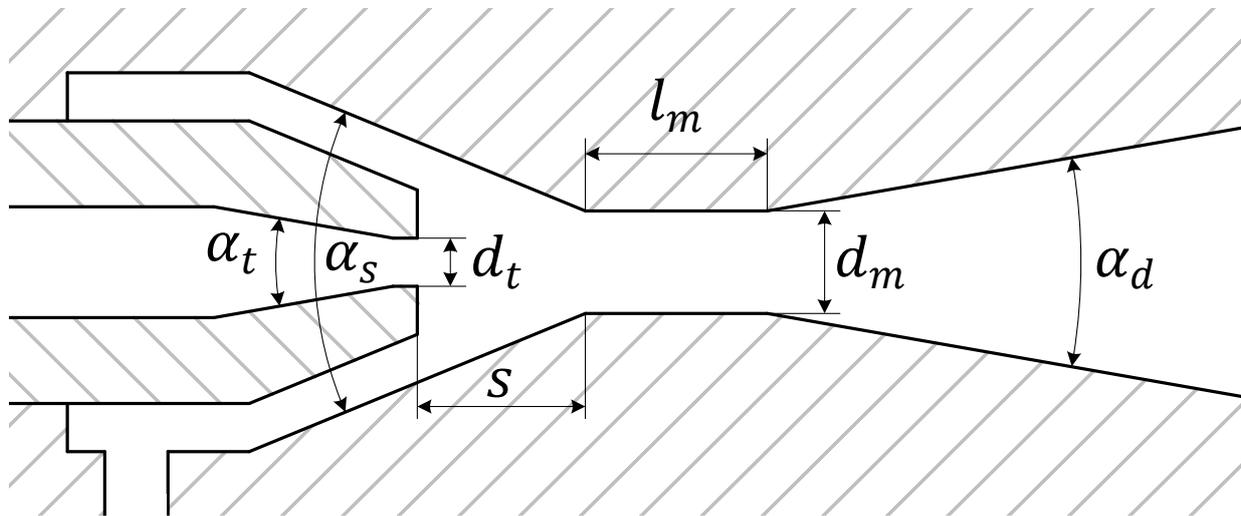


Abbildung 5.2: Schnittdarstellung eines Ejektors mit den charakteristischen Geometrieparametern

$$\pi_2 = \frac{l_m}{d_m} \quad (12)$$

Der Einfluss dieser Geometrieparameter auf die Effizienz eines Ejektors für zweiphasiges CO₂ wurde unter anderem von [Banasiak et al.(2012)], [Elbel (2010)], [Nakagawa et al.(2012)] und [Lucas et al.(2012)] untersucht. Dabei haben die Versuche von allen Autoren unterschiedliche Randbedingungen, was einen Vergleich der Messergebnisse erschwerte. So haben Banasiak et al. und Elbel einen Ejektor mit konischer Düse untersucht, Nakagawa et al. einen Platten-Ejektor und Lucas et al. einen Ejektor mit Düse ohne divergente Querschnittserweiterung. Auch die Randbedingungen unter denen die Versuche stattgefunden haben variieren sehr stark mit Treibdrücken im Bereich von 80-120bar und Saugdrücken von 26-38 bar. Eine Auflistung der Randbedingungen ist in Tabelle 2 gegeben.

Tabelle 2: Übersicht über die Düsengeometrie und die Druck-Randbedingungen der ausgewerteten Studien zum Einfluss der Geometrie auf die Ejektoreffizienz

Autor	Art	Düse		Randbedingungen	
		Einschnürung	Austritt	Treibdruck	Saugdruck
Banasiak et al.	konische Düse	0.9mm	1.03mm	80-115bar	35.5bar
Elbel	verstellbare Düse mit Nadel			100-120bar	36-38bar
Nakagawa et al.	rechteckiger Querschnitt	0.42mm	0.8mm	90-115bar	
Lucas et al.	konische Düse	0.62mm	0.62mm	80-95bar	26bar,34bar

Die untersuchten Geometrieverhältnisse sind in Tabelle 3 aufgeführt. Die fett gedruckten Zahlen geben die Werte an, bei denen überwiegend die höchste Ejektoreffizienz erreicht

wurde.

Bei dem Diffusorwinkel ist dabei eine eindeutige Tendenz zu sehen. Kleinere Winkel führen zu einer höheren Effizienz des Ejektors. In Modellberechnung von Banasiak et al. lag das Maximum bei ca. 3° , eine weitere Verringerung des Winkels führte zu einem Absinken der Effizienz.

Bei dem Verhältnis der Querschnittsflächen von Treibdüse und Mischrohr reicht das Optimum von 4.22 bis 8.48. Dabei ist das Optimum stark abhängig von Treib- und Saugdruck. Bei allen Autoren zeigt sich: Ein höherer Treibdruck führt zu einem Optimum bei einem größeren Wert für π_1 . Lucas et al. zeigen auch den Einfluss des Saugdrucks auf das Optimum. Bei geringerem Saugdruck ist ein größeres Verhältnis ebenfalls sinnvoll. Der Trend bei der Temperatur des Treibstroms wird bei Nakagawa et al. sichtbar. Dort zeigt sich ein Trend hin zu einem größeren Flächenverhältnis bei kleineren Temperaturen.

Die Ergebnisse für das optimale Verhältnis von Mischrohrlänge zu -Durchmesser zeigen je nach Randbedingung eine sehr weite Spanne von 2.68 bis 13.5. Allerdings ist das sehr geringe Verhältnis von 2.68 bei den Ergebnissen von Elbel möglicherweise auf den geringen Saugdüsenswinkel zurückzuführen, der zu einem großen Abstand zwischen Treibdüse und Mischrohr führt. In allen Publikationen scheint das Verhältnis weitgehend unabhängig von den Randbedingungen zu sein. Dies deutet darauf hin, dass es eine optimale Länge für den Mischungsvorgang gibt, die unabhängig von der Strömungsform ist.

Tabelle 3: Ergebnisse optimaler Geometrieverhältnisse für maximale Ejektoreffizienz einzelner Studien

	π_1			π_2				α_d
Banasiak et al.	3.77	8.48	23.56	5	10	20		5 10 20
Elbel				2.68	11.61	20.54	29.46	5 10 15
Nakagawa et al.	4.22	7.03	9.84	4.5	13.5	22.6		
Lucas et al.	5.1	6.66	8.53	10.41	0	5	10	20

Um den engsten Querschnitt der Düse des Ejektors auszulegen wurden Simulationen des Wärmepumpenwäschetrockners mit einem Ejektormodell durchgeführt. In dem Simulationsmodell des Ejektors wird der Treibmassenstrom anhand der Eintrittsparameter in den Ejektor berechnet. Dies geschieht mithilfe einer Kombination aus Energiebilanz und Zweiphasenschallgeschwindigkeit. Es werden die Annahmen getroffen, dass der Ejektor gegenüber der Umgebung adiabat ist und die Eintrittsgeschwindigkeit in die Düse vernachlässigbar klein ist. Daraus ergibt sich für den Massenstrom des Verdichters die Gleichung 13.

$$\dot{m}_t = A_{eff} \rho_e \sqrt{2(h_t - h_e)} \quad (13)$$

A_{eff} ist die effektive Querschnittsfläche der Treibdüse an der Einschnürung. Die beiden Unbekannten in der Gleichung sind die Dichte und die Enthalpie des Kältemittels an der Einschnürung. Da an diesem Punkt die Schallgeschwindigkeit erreicht wird kann für die Berechnung eine Korrelation für die Zweiphasenschallgeschwindigkeit genutzt werden.

Die Korrelation von Brennen beruht auf einer Expansion die zwischen isentroper und isenthalper Expansion liegt und von stoffspezifischen Größen abhängig ist (siehe Gleichung 14) [Brennen(2005)].

$$\frac{1}{2\rho_e(h_t - h_e)} = \frac{q_e\rho_e}{\rho_{v,e}p_e} + \frac{\left(1 - \frac{q_e\rho_e}{\rho_{v,e}}\right) \frac{q_e\rho_e}{\rho_{v,e}} g p_{crit}^{0.566}}{p_e^{1.566}} \quad (14)$$

Damit lassen sich die Unbekannten h_e und ρ_e bestimmen. Mit Hilfe einer konstanten aus den in Experimenten von [Lucas et al.(2012)] abgeschätzten Ejektoreffizienz von 30% lässt sich der Saugmassenstrom in den Simulationen berechnen. Bei der Ejektoreffizienz wird dabei die Definition nach Köhler et al. benutzt (Gleichung 15).

$$\eta = \frac{\dot{m}_s h_{s,isen} - h_s}{\dot{m}_t h_t - h_{t,isen}} = \phi \frac{h_{s,isen} - h_s}{h_t - h_{t,isen}} \quad (15)$$

Aus der Systemsimulation lässt sich so der Treibdüsendurchmesser bestimmen, bei dem die Effizienz des Systems maximal ist (aus Ergebnissen der Pareto-Optimierung in Kapitel 4). Dabei hat sich ein Treibdüsendurchmesser von ca. $d_t = 0.55mm$ als optimal herausgestellt. Für den Mischrohrdurchmesser ($d_m = 1.65mm$) wurde ein relativ großes Verhältnis von $\pi_1 = 9$ gewählt, damit auch hohe Treibdrücke, wie sie beim Betrieb der Wärmepumpe im Trockner zu erwarten sind, nicht zu einem starken Abfall der Effizienz führen. Ein weiterer Vorteil ist, dass eine Rückströmung im Bereich des Übergangs zwischen Saugdüse und Mischrohr weniger wahrscheinlich ist. [Lucas et al.(2012)] hat zudem in Simulationen gezeigt, dass mit größerem Flächenverhältnis ein höheres Entrainment Ratio mit hoher Effizienz erreicht werden kann. Als Länge wurden $l = 10mm$ gewählt, was einem Verhältnis von $\pi_2 = 6.06$ entspricht und damit in der Mitte des Wertebereichs aus der Literatur liegt. Auf der Grundlage der Daten aus der Literatur wurde ein Diffusorwinkel von 4° gewählt. Mit dem Mischrohrdurchmesser von 1.65mm und dem Austrittsdurchmesser von 8mm (Rohrleitungsquerschnitt) ergibt sich eine Diffusorlänge von ca. 94mm.

Alle Teilkomponenten des Ejektors wurden modular gefertigt, um ein Austauschen einzelner Komponenten zu ermöglichen. Die Düse hat eine konische Verjüngung mit einem Winkel von 20° (Vollwinkel), die mit einem konischen Bohrer gefertigt wurde. Der engste Querschnitt wurde durch eine zylindrische Bohrung in die Düse eingebracht. Die Außenseite der Treibdüse hat ebenso wie die Saugdüse einen Vollwinkel von 45° . Die Kontur des Diffusors wurde ebenfalls mit einem konischen Bohrer in das Werkstück gebohrt. Der Diffusor wurde dabei in zwei einzelne Bauteile geteilt, die durch Anpressdruck und einen Dichtungsring nach außen abgedichtet werden. Dies war nötig, da bei einem entsprechend langen Werkstück der Bohrer durch die Torsionskräfte an der Spitze leicht abbrechen kann. Um zusätzliche Belastung für den konischen Bohrer zu vermeiden wurde das Werkstück mit zylindrischen Bohrern vorgebohrt. Alle Teilkomponenten werden mit Gewindestangen miteinander verspannt und über O-Ringe abgedichtet.

5.2 Separator

Der Separator sorgt dafür, dass der zweiphasige Kältemittelmassenstrom aus dem Austritt des Ejektors in Gas- und Flüssigphase getrennt wird. Der Separator hat ein Eigenvolumen, in dem sich flüssiges Kältemittel zusammen mit dem Verdichteröl sammelt. Ein zu starkes Absinken des Flüssigkeitsspiegels sollte aus mehreren Gründen vermieden werden. Würde der Separator während der Trocknung leerlaufen, würde zweiphasiges Kältemittel in den Verdampfer geleitet werden und aufgrund dessen der Druckverlust zu- und die Verdampferleistung abnehmen. Zudem verfügen Abscheider und Separatoren über ein Steigrohr, mit dem die Gasphase Öl, welches sich am Boden sammelt, ansaugen und mit sich ziehen kann. Somit kann nur bei einem ausreichenden Flüssigkeitsspiegel eine kontinuierliche Schmierung des Verdichters gewährleistet werden. Jeder reale Separator hat einen Bereich des Flüssigkeitsspiegels, in dem die Abscheidung der Phasen am besten funktioniert. Bei einem zu hohen Flüssigkeitsspiegel gelangen vermehrt Flüssigtropfen in die Gasphase und bei einem zu geringen Flüssigkeitsspiegel enthält die Flüssigphase zunehmend mehr Gasblasen.

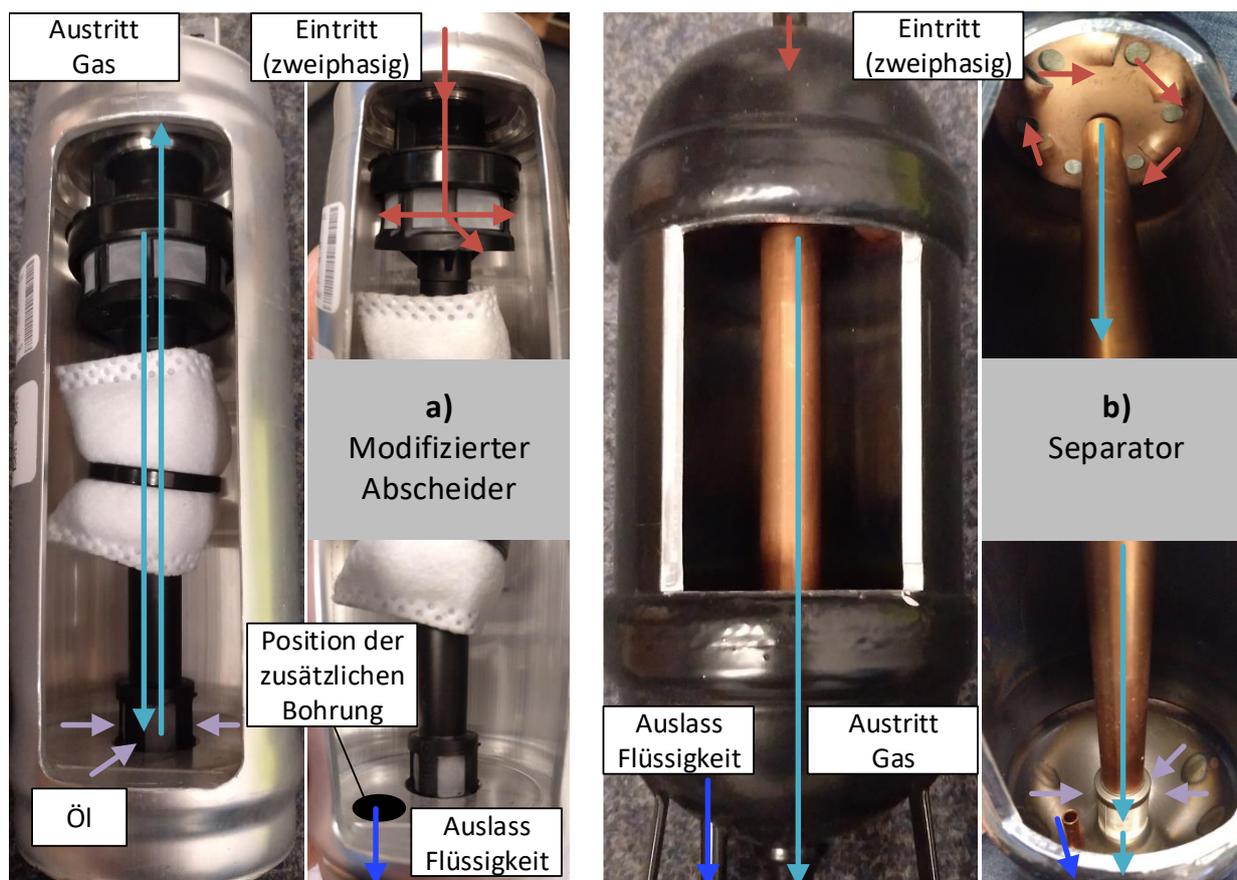


Abbildung 5.3: Vergleich der zwei im Prüfstand eingesetzten Separatoren. Zuerst wurde ein Abscheider mit zusätzlicher Bohrung für den Flüssigauslass (a) verbaut. In späteren Versuchsreihen wurde der Abscheider durch einen kommerziell verfügbaren Separator (b) ersetzt.

In den Simulationen für die Systemanalyse (Kapitel 4) hat sich gezeigt, dass ein Separatorvolumen von 500mL für Verlagerung des Kältemittels während des Trocknungsvorgangs ausreichend ist. In der Simulation konnte nur eine ideale Trennung der beiden Phasen angenommen werden, da zum Wirkungsgrad der eingesetzten Separatoren im Vorhinein keine Daten verfügbar waren. Aufgrund der mangelnden Verfügbarkeit von CO_2 -Separatoren auf dem Markt, wurde für die ersten Versuche ein Abscheider aus dem Automobilbereich für den Prüfstand genutzt. Der Abscheider wurde mit einer Bohrung am Boden so modifiziert, dass ein zusätzlicher Auslass entsteht, über den die flüssige Phase zum Verdampfer geleitet werden kann (siehe Abbildung 5.3 a)). In den Versuchen hat sich gezeigt, dass der Abscheidegrad nicht ausreichend ist. Mit einem Schauglas konnten Gasblasen im Flüssigstrom beobachtet werden. Zudem konnte aus den Messdaten geschlossen werden, dass die Gasphase in erhöhtem Maße Tröpfchen mitführt. Beides beeinflusst das Systemverhalten negativ. Der modifizierte Abscheider konnte durch einen Separator ersetzt werden, der üblicherweise in einer CO_2 -Haushaltswärmepumpe verbaut ist. Jeweils ein baugleicher Abscheider (a) und Separator (b) sind in Abbildung 5.3 zu sehen. Sie wurden aufgeschnitten, um den Aufbau im inneren und insbesondere die Strömungsrichtungen nachzuvollziehen. Zu sehen sind jeweils die Rohre für die Gasphase im Inneren, in denen das Gas das Öl am Boden ansaugen und mit sich ziehen soll. Beim Abscheider befindet sich der Auslass am oberen Teil, wohingegen beim Separator der Gasauslass am Boden angeordnet ist. Der Abscheidevorgang erfolgt jeweils im oberen Teil durch Netzstrukturen, an denen sich die Flüssigtröpfchen ablagern und nach unten abtropfen.

5.3 Verdampfer

Mit den Erkenntnissen aus Kapitel 4 hat sich die Ejektor-Verschaltung a) aus Abbildung 3.4 als nicht optimal herausgestellt. Dies liegt vor allem an der Phasentrennung im Separator, aus der eine geringe Überhitzung vor dem Verdichter resultiert. Diese Überhitzung hat sich gerade für hohe Trocknungsgeschwindigkeiten als essenziell herausgestellt. Ziel ist es, den vorhandenen Bauraum optimal zu nutzen und dennoch vom Vorteil des Separators, nämlich einem geringen Dampfgehalt am Eintritt in den Verdampfer, zu profitieren zu können. Um dies zu erreichen wurde eine Kombination aus den Verschaltungen a) und b) aus Abbildung 3.4 simulativ untersucht. Diese Verschaltung ist in Abbildung 5.4 (a) dargestellt. Der Verdampfer ist in zwei Teile geteilt. Der eine Teil des Verdampfers wird nach wie vor von flüssigem Kältemittel aus dem Separator durchströmt. Der andere Teil ist der Mitteldruckverdampfer. Er ist nicht wie ursprünglich geplant zwischen Ejektor und Separator angeordnet, sondern zwischen Separator. Der feuchte Luftstrom aus der Wäschtrommel wird erst durch den kleineren Teil des Verdampfers geleitet und dort abgekühlt. Durch die abgegebene Wärme der feuchten Luft wird das gasförmige Kältemittel vor dem Eintritt in den Verdichter überhitzt. Anschließend wird Luftstrom durch den zweiten Teil des Verdampfers geleitet, wo ebenfalls latente und sensible Wärme abgegeben werden. Beide Teile müssen thermisch voneinander entkoppelt sein, da sie sich auf unterschiedlichen Temperaturniveaus befinden. Für die Systemsimulation wurde das Verhältnis der Anzahl der Rohrreihen der Verdampferteile auf 3:1 festgelegt. Die Simulationsergebnisse der Mehrzielanalyse sind in Abbildung 5.4 (a) im Vergleich zur Ejektor-Verschaltung mit

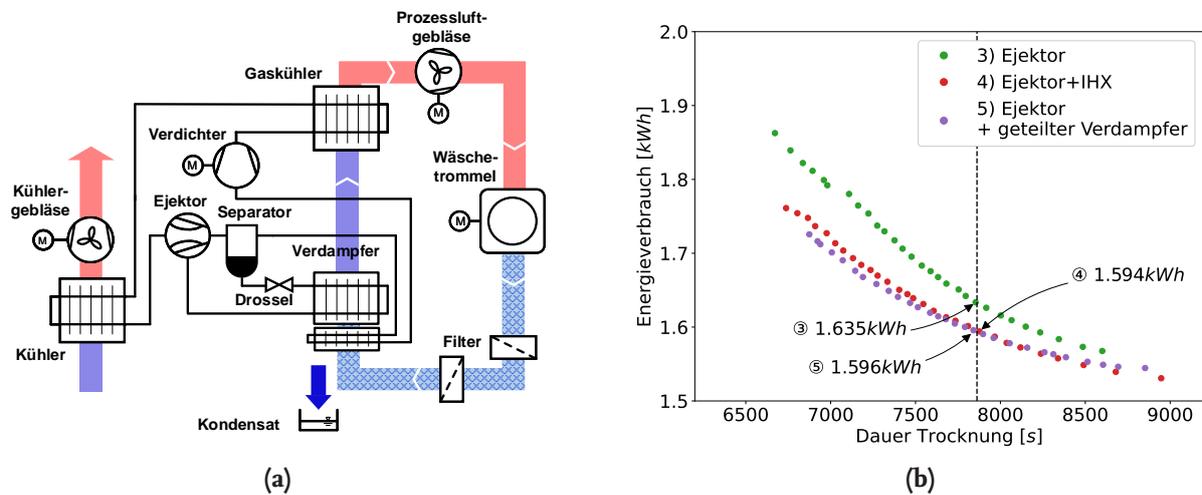


Abbildung 5.4: (a) neue Verschaltung der Wärmepumpe mit Ejektor, Separator und einem geteilten Verdampfer. (b) Simulationsergebnisse der Mehrzieloptimierung mit neuer Systemverschaltung im Vergleich zu den Ergebnissen für die Verschaltung mit Ejektor/Separator mit nur einem Verdampfer und mit zusätzlichem inneren Wärmeübertrager (siehe Abbildung 4.2).

nur einem Verdampfer und zu der Verschaltung mit Ejektor und zusätzlichem innerem Wärmeübertrager dargestellt. Es wird deutlich, dass mit der optimierten Verschaltung der Energieverbrauch deutlich gesenkt werden kann und die Pareto-Front etwa den gleichen Verlauf hat, wie die Topologie mit Ejektor/Separator und innerem Wärmeübertrager.

6 CO₂ -Wärmepumpentrockner-Prototyp mit Ejektor

6.1 Aufbau Prüfstand und Randbedingungen der Messungen

Der Prüfstand aus dem DBU Projekt AZ 31753 wurde als Ausgangsbasis für die Versuche mit veränderter Topologie genommen, um die neuen Messungen mit Ejektor mit den aus diesem Projekt bereits vorhandenen Messdaten vergleichen zu können. Im Vergleich zum alten Prüfstand wurden folgende Veränderungen vorgenommen: Der in Kapitel 5 ausgelegte Ejektor wurde gefertigt und in den Prüfstand integriert. Als Separator diente mangels erwerbbarer Alternativen bei der ersten Versuchsreihe der in Kapitel 5 beschriebene Abscheider aus dem Automobilbereich, der mit einer Bohrung im Boden um einen zusätzlichen Flüssigauslass erweitert wurde. Bei späteren Versuchsreihen wurde dieser modifizierte Abscheider mit einem Separator ersetzt, der sonst in Haushaltswärmepumpen verbaut wird. Der Ejektor wurde an allen drei Ein- bzw. Auslässen mit Druck und Temperaturmessstellen versehen und mit einem Filter vor der Treibdüse vor einer möglichen Verblockung im Betrieb geschützt. Der Separator wurde ebenfalls mit Temperaturmessstellen versehen. Die Anordnung der Bauteile ist im RI-Fließbild in Abbildung 6.1 zu sehen. Mit zwei Dreiwegeventilen und zwei Absperrhähnen ist es möglich, den Ejektor und den Separator komplett zu umgehen und so Versuche mit der ursprünglichen Verschaltung durchzuführen. Weiterhin wurde ein Bypassventil eingebracht, mit dem der innere Wärmeübertrager gebypassed werden kann. Dadurch ist es möglich Versuche mit einem deutlich geringen Einfluss des inneren Wärmeübertragers durchzuführen. Diese Versuche stehen exemplarisch für die Topologie nur mit Ejektor und Separator. Durch das überwachte langsame Bypassen des inneren Wärmeübertragers per Hand wird eine sichere Betriebsweise ermöglicht, bei der eine minimale Überhitzung vor dem Verdichter gewährleistet ist und eine möglicherweise auftretende unvollständige Phasentrennung im Separator nicht zu Schäden am Verdichter führt. Die Messunsicherheiten der Sensoren sind in Tabelle 4 dargestellt.

Tabelle 4: Messunsicherheit der eingesetzten Sensoren

Messgröße	Messunsicherheit	Einheit
Temperatur Kältemittel	$\pm 1,5$	K
Temperatur Luft	$\pm 0,3$	K
Niederdruck	$\pm 0,1$	bar
Mittel- und Hochdruck	$\pm 0,16$	bar
Absolutdruck Luft	$\pm 3,2$	mbar
Differenzdruck Luft	$\pm 0,3$	mbar
Relative Luftfeuchte	± 2	%
Wirkleistung einzeln	$\pm 7,5$	W
Wirkleistung gesamt	$\pm 2,1$	W
Kondensat- und Wäschemasse	$\pm 0,2$	g

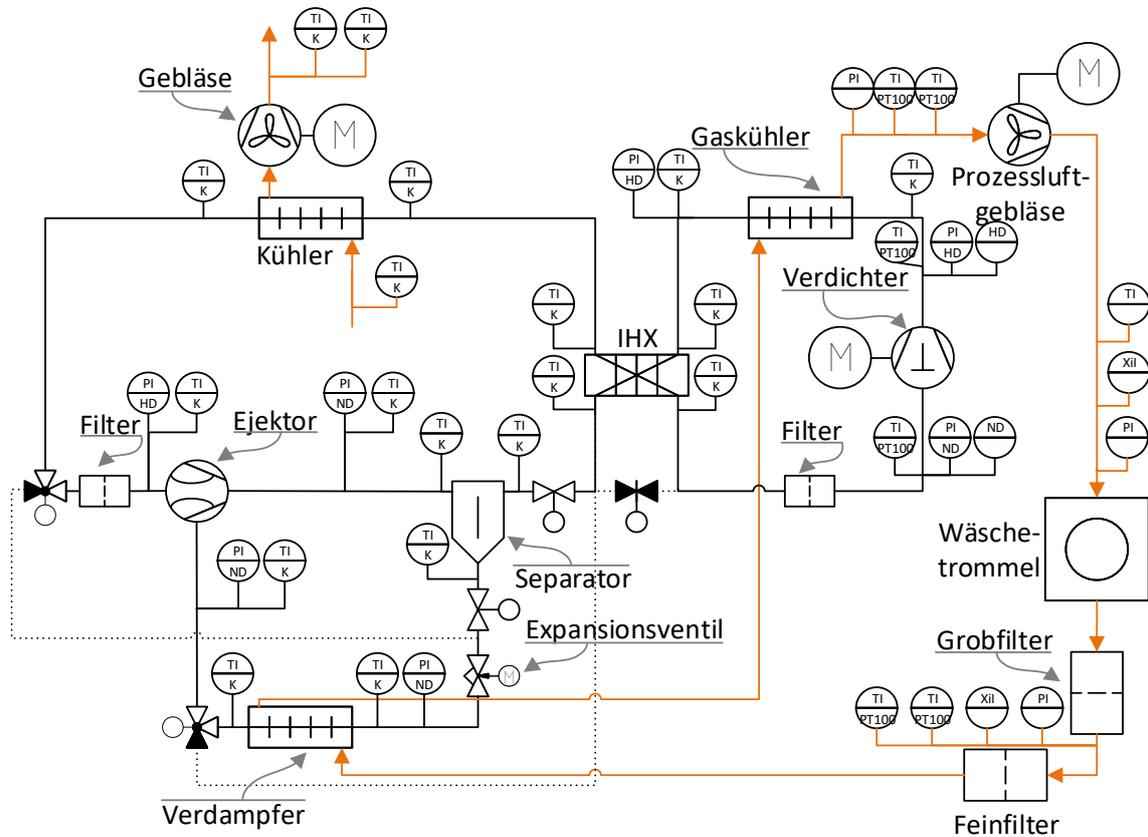


Abbildung 6.1: RI-Fließbild des Wärmepumpentrockners mit Ejektor. Der Prüfstand wurde mit zwei Dreiwegeventilen und zwei Absperrhähnen so angepasst, dass Versuche mit und ohne Ejektor durchgeführt werden können. Zudem kann mit einem Bypassventil der innere Wärmeübertrager gebypassed werden. Die gestrichelten Linien im Fließbild stellen Rohrleitungen dar, die in der dargestellten Ventilstellung nicht durchströmt werden.

Die Messungen am Prüfstand wurden alle mit einer Wäschebelastung von 7kg Wäsche mit einer relativen Feuchte von 60% durchgeführt. Dies entspricht einem Gesamtgewicht der Wäsche von 11,2kg zu Beginn der Trocknung. Die Umgebung wurde nach Möglichkeit vorkonditioniert, beispielsweise durch Erhöhen der Luftfeuchtigkeit mit einem Befeuchter, um für alle Versuche vergleichbare Umgebungsbedingungen zu schaffen. Die Zielwerte der Vorkonditionierung entsprechen den Vorgaben der Norm DIN EN 61121: Eine Umgebungstemperatur von $(23 \pm 2)^\circ\text{C}$ und eine Umgebungsfeuchte von $(55 \pm 5)\%$. Am Ende der Versuche wurde jeweils die von der Kondensatpumpe abgeführte Feuchtigkeit und das Gewicht der Wäsche gemessen, um den Feuchteverlust und die Restfeuchte zu berechnen. Die Restfeuchte bei den Versuchen schwankt aufgrund der verbauten Feuchtesensorik. Die Werte für den Energieverbrauch und die Trocknungsdauer wurden gemäß der Gleichungen 16 und 17 nach Norm korrigiert.

$$E = E_m \frac{(\mu_{i,0} - \mu_{f,0}) * W}{(\mu_i - \mu_f) * W_0} \quad (16)$$

$$t = t_m \frac{(\mu_{i,0} - \mu_{f,0}) * W}{(\mu_i - \mu_f) * W_0} \quad (17)$$

6.2 Ejektoreffizienz

Die Effizienz des Ejektors (siehe Gleichung 15 in Kapitel 5) kann am Wärmepumpentrocknerprüfstand nicht direkt gemessen werden, da eine genaue Messung von Saug- und Treibmassenstrom ohne hohen zusätzlichen Aufwand nicht möglich ist. Zum einen könnten zusätzliche Massenstromsensoren durch ihre thermische Masse das dynamische Verhalten bei der Trocknung beeinflussen. Zum anderen hat der eingesetzte Verdichter eine hohe Ölwurftrate, was den gemessenen Massenstrom stark verfälschen würde. Auch eine Berechnung über den Zustand am Austritt des Ejektors ist nicht möglich. Da der Zustand im Zweiphasengebiet liegt, ist dort zusätzlich zur Temperatur oder dem Druck die Kenntnis über den Massendampfgehalt notwendig. Der Massendampfgehalt kann jedoch in diesem Aufbau nicht direkt gemessen werden, da hierfür ein zusätzlicher Sekundärkreislauf mit aufwändiger Bilanzierung notwendig wäre, der das dynamische Verhalten des Prüfstands beeinflussen würde. Um dennoch Rückschlüsse auf die Ejektoreffizienz ziehen zu können und bei unterschiedlichen Randbedingungen Vergleiche anstellen zu können, werden vereinfachende Annahmen getroffen: Jeder Zustand wird als quasistationär angenommen. Damit werden die Einflüsse der thermischen Massen und der Volumina zu jedem Zeitpunkt vernachlässigt. Zudem wird angenommen, dass der Separator die Phasen ideal trennen kann, die Zustände an den Auslässen des Separators also auf der Siede- und Tauline liegen. Mit diesen Annahmen ergibt sie eine vereinfachte Energiebilanz zu:

$$\dot{Q}_{\text{Verdampfer}} = \dot{Q}_{\text{Gaskuehler}} + \dot{Q}_{\text{Kuehler}} + \dot{W}_{\text{Verdichter}} - \dot{Q}_{\text{Verdichter}} \quad (18)$$

Die Wärmeströme und die zugeführte Verdichterleistung können mittels der Enthalpiedifferenzen berechnet werden (Gleichung 19).

$$\dot{m}_s (h_{Vd,aus} - h_{Vd,ein}) = \dot{m}_d (h_{Gk,aus} - h_{Gk,ein}) + \dot{m}_d (h_{K,aus} - h_{K,ein}) + \dot{m}_d (h_{V,aus} - h_{V,ein}) \quad (19)$$

Mit Hilfe dieser Energiebilanz lässt sich nun das Entrainment Ratio berechnen, das dem Verhältnis aus Saug- zu Treibmassenstrom entspricht.

$$\phi = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_d} = \frac{\Delta h_{Gk} + \Delta h_K + \Delta h_V}{\Delta h_{Vd}} \quad (20)$$

Außerhalb des Zweiphasengebiets können alle Enthalpien mittels Stoffdaten durch Druck- und Temperaturmessungen vor und nach den Komponenten eindeutig bestimmt werden (siehe die Messstellen in Abbildung 6.1). Als Enthalpie am Eintritt des Verdampfers wird die Enthalpie auf der Siedelinie beim Druck am Austritt des Ejektors angenommen. In Abbildung 6.2 sind die Verläufe der Drücke (a) und Temperaturen (b) am Ein- und Austritt in den Ejektor exemplarisch Anhand eines Trocknungsversuchs mit einer Verdichterdrehzahl von 40Hz dargestellt. Die Überhitzung am Eintritt in den Ejektor wurde bei dem Versuch so geregelt, dass 5 Kelvin erreicht werden. Die mithilfe der Gleichungen 18,18

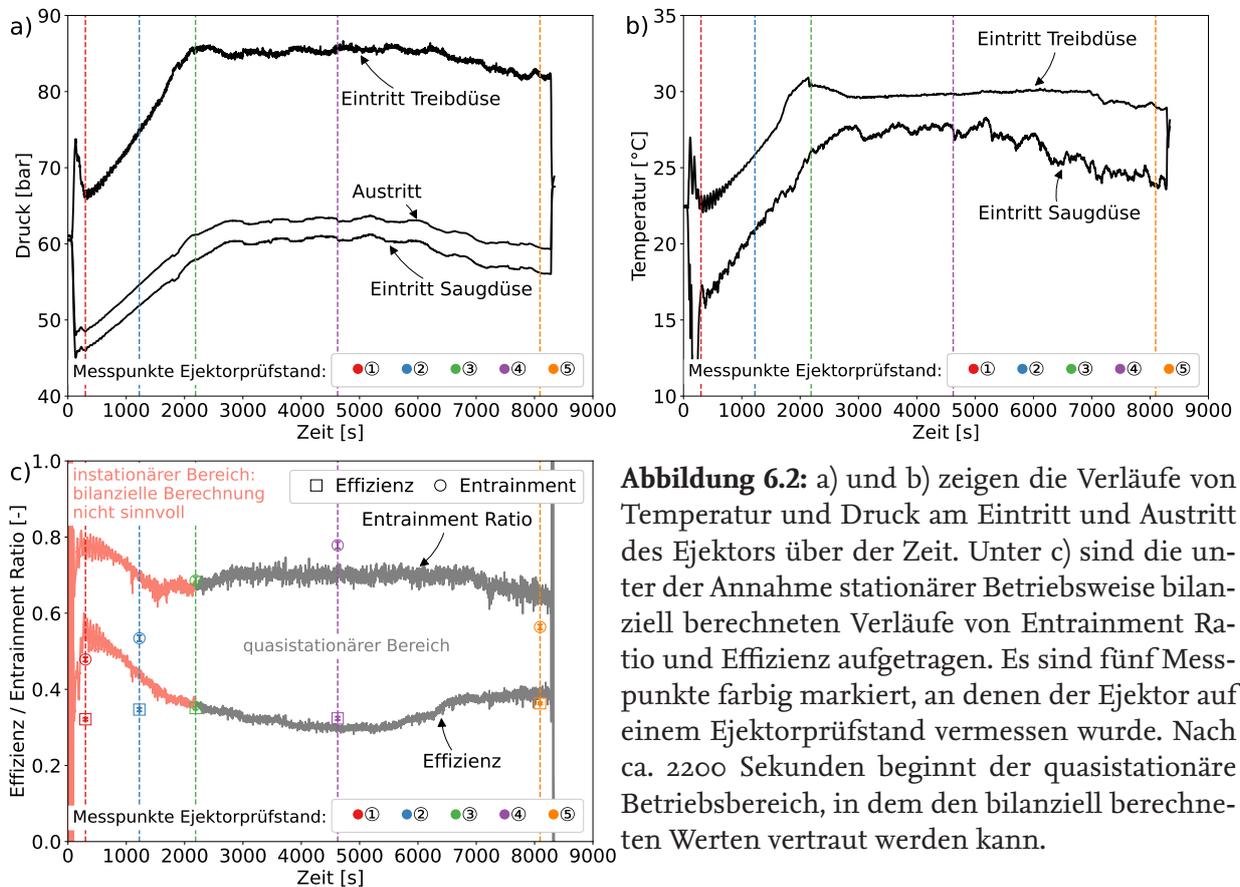


Abbildung 6.2: a) und b) zeigen die Verläufe von Temperatur und Druck am Eintritt und Austritt des Ejektors über der Zeit. Unter c) sind die unter der Annahme stationärer Betriebsweise bilanziell berechneten Verläufe von Entrainment Ratio und Effizienz aufgetragen. Es sind fünf Messpunkte farblich markiert, an denen der Ejektor auf einem Ejektorprüfstand vermessen wurde. Nach ca. 2200 Sekunden beginnt der quasistationäre Betriebsbereich, in dem den bilanziell berechneten Werten vertraut werden kann.

und 19 ermittelten Werte für die Ejektoreffizienz und das Entrainment Ratio sind unter (c) aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass sich anhand der mit der Energiebilanz errechneten Werte im Durchschnitt ein Entrainment Ratio von etwa 0,7 und eine Ejektoreffizienz von ca. 36% einstellt. In der Aufwärmphase sind die Werte deutlich höher und nehmen in der Mitte des Trocknungszyklus ab. Zum Ende des Trocknungszyklus steigt die Ejektoreffizienz trotz sinkendem Entrainment Ratio an. Um die berechneten Werte validieren zu können wurde der ausgelegte und im Trocknerprüfstand eingesetzten Ejektor an einem institutseigenen Ejektorprüfstand vermessen. Dazu wurden aus der Messung des Trocknungsvorgangs 5 unterschiedliche Prüfpunkte ausgewählt:

1. nach dem ersten Einschwingen des Kreislaufs nach dem Start des Trocknungsvorgangs
2. während des Aufwärmvorgangs
3. kurz nach dem Einschalten des Kühlergebläses
4. im quasistationären Abschnitt mit annähernd konstanten Temperaturen und Drücken
5. am Ende des Trocknungsvorgangs

Die Punkte, an denen die Werte für die Ein- und Austrittsrandbedingungen des Ejektors gewählt wurden, sind in Abbildung 6.2 a)-c) als gestrichelte Linien dargestellt. Am Prüfstand können die Drücke und Temperaturen am Eintritt und Austritt des Ejektors festgelegt werden und die resultierenden Massenströme der Treib- und Saugseite gemessen werden. Die Vermessung erfolgte mit Ölzirkulationsraten unter 2%, d.h. nahezu ölfrei. Mithilfe der gemessenen Massenströme kann das Entrainment Ratio und die Ejektoreffizienz nach Gleichung 15 in Kapitel 5 berechnet werden. Es ergeben sich Entrainment Ratios von 0.48-0.78 und Ejektoreffizienzen zwischen 32% und 36%. Die ersten beiden Messpunkte weichen deutlich von den mit Hilfe der Energiebilanz berechneten Werten ab. Dies lässt sich damit erklären, dass die thermischen Massen in der Bilanz vernachlässigt wurden und sich der Trockner während dieser Zeit kontinuierlich aufgeheizt hat. Das Entrainment Ratio wird in der bilanziellen Berechnung im quasistationären Bereich unter- und am Ende des Trocknungsvorgangs überschätzt. Insgesamt stimmen die drei Messpunkte nach dem Aufwärmvorgang bei der Effizienz gut mit den Werten vom Ejektorprüfstand überein. Die Ejektoreffizienz liegt im Bereich des Effizienzmaximums aus bisherigen Veröffentlichungen (Beispielsweise 35% bei [Lucas et al.(2015)] und 31% bei [Banasiak et al.(2012)]). Der Ejektor erreicht für den gesamten Betriebsbereich ausreichend hohe Effizienzen.

6.3 Vergleich der Systemtopologien

Am Prüfstand wurden unterschiedlichste Systemkonfigurationen untersucht und Betriebsweisen miteinander verglichen. Die unterschiedlichen Versuchsreihen sind in Tabelle 5 zu sehen. Als Vergleichskriterien wurden wie bei der Mehrzieloptimierung in Kapitel 4 der Energieverbrauch und die Trocknungsdauer herangezogen.

Tabelle 5: Durchgeführte Versuchsreihen mit unterschiedlicher Systemkonfiguration und Betriebsweise

Versuchsreihe	Verdichter	Separator	Treibdüse Ejektor		Expansionsventil
			Durchmesser	Düsenöffnung	
1	zweistufig	modifizierter Abscheider	0.55mm	zylindrisch	konstant
2	zweistufig	Separator	0.45mm	zylindrisch	konstant
3	zweistufig	Separator	0.45mm	zylindrisch	geregelt
4	zweistufig	Separator	0.45mm	zylindrisch erodiert	geregelt
5	zweistufig	Separator	0.45mm	konisch erodiert	geregelt
6	einstufig	Separator	0.55mm	zylindrisch	geregelt

In der ersten Versuchsreihe war anstelle eines Separators noch ein modifizierter Abscheider verbaut. Der Durchmesser der Treibdüse lag bei den in Kapitel 5 ausgelegten 0,55mm. Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass sich bei niedrigen Drehzahlen ein sehr hoher Austrittsdruck nach der ersten Stufe des Verdichters einstellt. Der vom Hersteller angegebene Mindestdruckhub in der zweiten Stufe von 5bar konnte nicht eingehalten werden. Teilweise war der Druckhub sogar negativ, so dass das Kältemittel in der zweiten Verdichterstufe expandiert ist. Daher konnten nur Versuche mit einer Verdichterdrehzahl von mindestens

65Hz durchgeführt werden mit dementsprechend hohem Energieverbrauch. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 6.3 a) als grüne Kreuze dargestellt. Zudem hat sich gezeigt, dass der provisorisch eingesetzte modifizierte Abscheider die Phasen nicht optimal trennt. Mit einem für einige Versuche in den Prüfstand integrierte Schauglas konnten großen Mengen Gasblasen in der Flüssigleitung beobachtet werden.

Für die zweite Versuchsreihe wurde eine kleinere Treibdüse für den Ejektor gefertigt und eingesetzt, um auch mit geringeren Drehzahlen den Mindestdruckhub von 5bar in der zweiten Stufe des Verdichters erreichen zu können. Zudem wurde der modifizierte Abscheider durch einen Separator ersetzt. Die Messergebnisse in Abbildung 6.3 a) (orange) zeigen eine deutlich höhere Energieeffizienz bei gleichzeitig verkürzter Trocknungsdauer bei identischer Drehzahl. Mit einer Reduzierung der Drehzahl in 5Hz Schritten von 65Hz bis 50Hz konnte der Energieverbrauch stetig gesenkt werden, jedoch steigt dabei wie erwartet die Trocknungsdauer kontinuierlich an.

In der dritten Versuchsreihe wurden Versuche bei 50Hz Verdichterdrehzahl mit geregelttem Expansionsventilquerschnitt durchgeführt. Das elektronische Expansionsventil wurde so geregelt, dass konstant 5 Kelvin Überhitzung erreicht werden. Die Versuchsergebnisse in Abbildung 6.3 a) (lila) zeigen eine leichte Tendenz hin zu geringerer Trocknungsdauer bei etwas höherem Energieverbrauch.

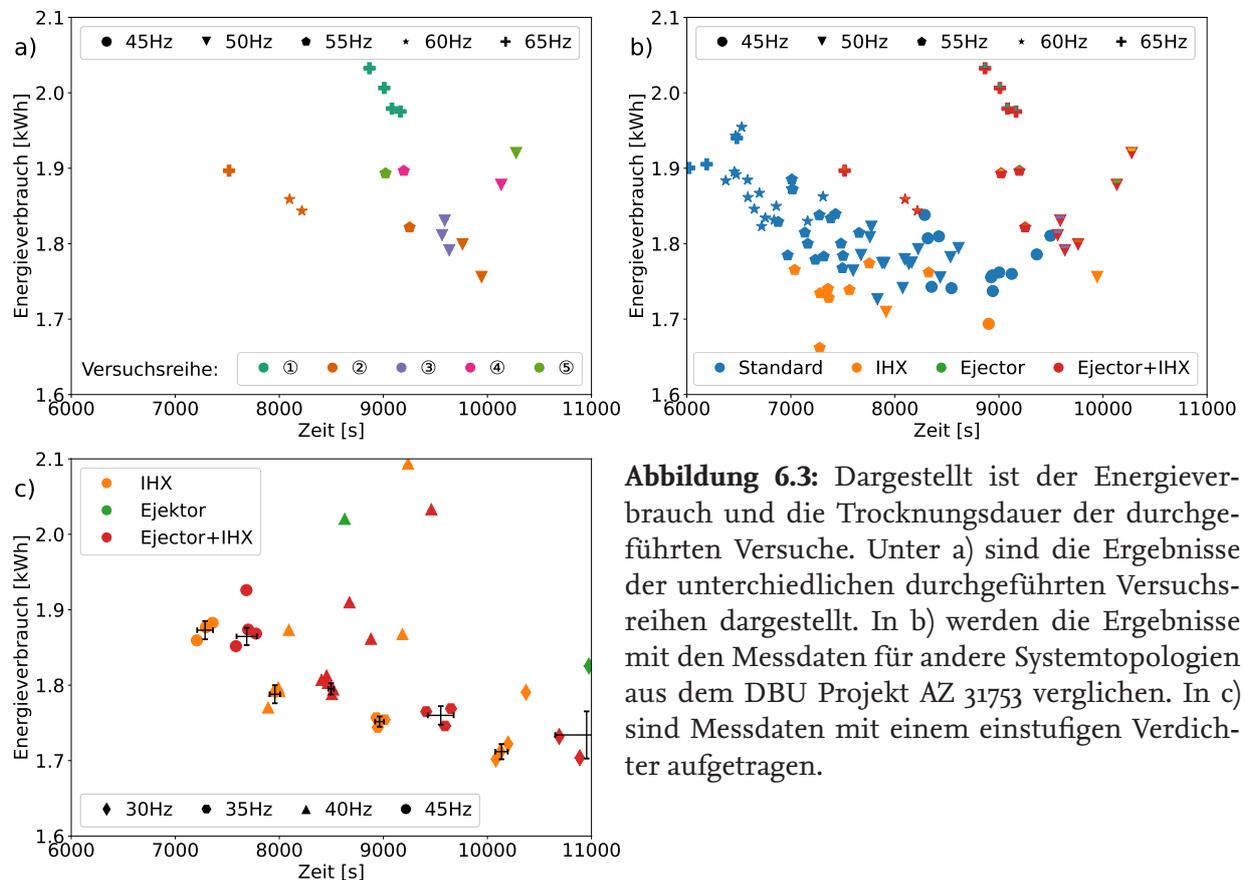


Abbildung 6.3: Dargestellt ist der Energieverbrauch und die Trocknungsdauer der durchgeführten Versuche. Unter a) sind die Ergebnisse der unterschiedlichen durchgeführten Versuchsreihen dargestellt. In b) werden die Ergebnisse mit den Messdaten für andere Systemtopologien aus dem DBU Projekt AZ 31753 verglichen. In c) sind Messdaten mit einem einstufigen Verdichter aufgetragen.

Durch die Messung des Düsenquerschnitts des Ejektors unter der Messlupe ist aufgefallen, dass der gemessene Querschnitt von dem bei der Fertigung angestrebten Düsenquerschnitt erheblich abweicht. Anstelle von 0,45mm wurden 0,5mm gemessen. Um die Fertigungstoleranzen zu verkleinern wurde anstelle einer klassischen Bohrung bei erneuter Fertigung der Düse das Drahterosionsverfahren angewandt. Zusätzlich wurde eine Düse mit konisch divergierender Düsenöffnung ebenfalls mittels Drahterosion gefertigt. Mit diesen beiden Düsen wurden in Versuchsreihen 4 (zylindrisch) und 5 (konisch) ebenfalls Messungen bei zwei Drehzahlen durchgeführt. Die Ergebnisse beider Versuchsreihen (Abbildung 6.3 a) (rosa und hellgrün)) zeigen eine Verschlechterung gegenüber den Versuchsreihen 2 und 3. Dies hängt damit zusammen, dass durch geringeren Fertigungstoleranzen bei der Drahterosion der Düsenquerschnitt geringer ist als bei der Düse mit zylindrischer Bohrung. Ein noch geringerer Düsenquerschnitt scheint sich negativ auf den Energieverbrauch und die Trocknungsdauer auszuwirken. Der Unterschied zwischen der konischen und der zylindrischen Düse ist nicht signifikant, allerdings wurden auch nur wenige Messungen mit den beiden Düsen durchgeführt. Das primäre Ziel war die Verringerung der Energieeffizienz und Trocknungsdauer, die mit beiden Düsen nicht erreicht werden konnte.

Die Messpunkte der Versuchsreihe wurden mit den Ergebnissen aus früheren Messungen ohne Ejektor (DBU Projekt AZ31753) verglichen, die als Referenz dienen sollten (Abbildung 6.3 b)). Auffallend ist, dass die Topologie mit Ejektor und IHX bei den Versuchsreihen 1-5 weit von den Ergebnissen ohne Ejektor und sogar ohne IHX entfernt liegen. Durch einen Vergleich der Messdaten hat sich gezeigt, dass der Verdichter bei den Versuchen mit Ejektor bei gleichen Randbedingungen ein deutlich anderes Verhalten zeigt. Der Verdichter war zwischen den Projekten kurze Zeit in einem anderen Prüfstand eingebaut und hat dabei vermutlich Schaden genommen. Die alten Messergebnisse konnten mit dem Verdichter auch ohne Ejektor nicht mehr reproduziert werden. Daraufhin wurde ein neuer Verdichter im Prüfstand integriert. Dieser Verdichter weist nur eine Verdichtungsstufe auf und ermöglicht einen breiteren Betriebsbereich, da kein limitierendes Verhältnis zwischen Mittel- und Hochdruck beachtet werden muss und auch höhere Niederdrücke waren mit dem Verdichter möglich. Mit diesem Verdichter wurden nun Messungen von den drei unterschiedlichen Topologien 'IHX', 'Ejektor' und 'Ejektor+IHX' durchgeführt. Dabei wurde nun die ursprünglich ausgelegte Düsengeometrie des Ejektors verwendet, die nur aufgrund des zweistufigen Verdichters nicht verwendet werden konnte.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 6.3 c) dargestellt. Gemessen wurde bei 4 unterschiedlichen Drehzahlen des Verdichters (30Hz,35Hz,40Hz und 45Hz). Für die Verschaltungen wurde jeweils die optimale Kältemittelmenge bestimmt, indem mehrere Trocknungsvorgänge bei 40Hz mit jeweils schrittweise erhöhter Kältemittelmenge durchgeführt wurden, bis keine Effizienzsteigerung mehr möglich war, oder der Niederdruck während des Trocknungsvorgangs zu hoch angestiegen ist. Mit dieser Kältemittelmenge wurden dann pro Drehzahl mindestens drei Trocknungsvorgänge durchgeführt. Anhand der Ergebnisse ist zu erkennen, dass der Ejektor keinen Zusatznutzen zum inneren Wärmeübertrager hat. Verbindet man die Ergebnisse der unterschiedlichen Drehzahlen gedanklich zu einer Pareto-Front, ist für jede Trocknungsdauer die Topologie mit innerem Wär-

meübertrager effizienter, so dass weniger Energie verbraucht wird. Die Topologie mit nur mit Ejektor und Separator wurde in zwei Messungen durch bypassen des inneren Wärmeübertragers untersucht. Dabei zeigt sich gegenüber beiden anderen Topologien eine deutliche Verschlechterung sowohl bei Energieverbrauch als auch bei der Trocknungsdauer.

7 Nachhaltige Werkzeugkette zur robusten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen

7.1 FMI-basierte Werkzeugkette zur parallelen, robusten Simulation

Im Rahmen des Projekts wurde eine Werkzeugkette entwickelt, die robuste Simulationen von komplexen thermodynamischen Systemen wie Wärmepumpen-Wäschetrocknern ermöglicht.

Unterstützung robuster Modellierung

Die Grundlage von robusten und schnellen Simulationen bilden robuste Modelle. Auch wenn die Modellierung kein direkter Teil der Werkzeugkette ist, wurden Werkzeuge entwickelt, die eine Rückmeldung an die Modellierung geben können. Durch robuste Modellierung lassen sich viele Probleme während der Simulation vermeiden. In der Praxis ist der Aufwand für die Problemanalyse während Simulationen deutlich höher als die Verbesserung der Modelle. Der wichtigste Baustein für robuste Modelle sind gut formulierte Modellbibliotheken. Aufgrund der Komplexität der Modelle entstehen Robustheitsprobleme aber auch durch (ungünstige) Modellanpassungen oder Parametrierungen als auch durch nicht optimale Verknüpfungen. Die Werkzeuge zur Aufdeckung von Modellierungsproblemen basieren auf verschiedenen Analysen: Linearisierung, Löser-Schrittweitenerfassung und Event-Detektion.

Die Linearisierung kann beispielsweise Eigenwerte von Systemmodellen aufzeigen. Hohe Eigenwerte bedeuten niedrige Zeitkonstanten, die zu steifen, also schwer lösbaren, Algebra-Differentialgleichungssystemen führen. Niedrige Zeitkonstanten können beispielsweise durch eine ungünstige Parametrierung der Komponentenmodelle entstehen. Ein Indikator für hohe Eigenwerte ist die Größenordnung einer Zustandsableitung. Das Werkzeug aus Abbildung 7.1 zeigt diese Zustandsableitungen auf und unterstützt so dabei, ungünstige bzw. fehlerhafte Parametrierungen zu erkennen.

Berechnung von Sensitivitäten

Der Begriff Sensitivitäten steht in der Simulationstechnik unter anderem für die Abhängigkeit der differentiellen Zustände oder der Modellausgänge von Parametern. Oft ist auch von partiellen Ableitungen die Rede. Im Kontext der Wäschetrockner ist dies beispielsweise die Abhängigkeit der Trocknungszeit von einem Ventilquerschnitt. Für die Optimierung sind Sensitivitäten essentiell, beispielsweise wenn der optimale Querschnitt gefunden werden soll, der die geringste Trockenzeit ergibt. Im Kontext Optimalsteuerung kann ein Parameter auch der zu einem bestimmten Zeitpunkt einzustellende Querschnitt sein. Es existieren verschiedene Möglichkeiten, die Sensitivitäten eines Modells zu berechnen.

Im Projekt hat sich gezeigt, dass schnelle und robuste schrittweitenvariable Differentialgleichungslöser ein Problem für die Berechnung der Sensitivitäten darstellen können. Die variable Änderung der Schrittweiten kann zu Ungenauigkeiten in der Berechnung führen. Es wurde daher die Möglichkeit geschaffen, ein bestehendes Trocknermodell automatisiert in ein Modell mit zwei Trocknerinstanzen zu überführen. Dies führt dazu, dass zwei

TDDI_GUI

X



The system appears to be stiff because of the following state to derivative dependency. First column shows the derivatives with high values on the jacobian diagonal. Second column contains the values. The third column shows other states which have a strong influence on the derivative (nominal values are ignored for this column but relevant!):

Derivative	Diagonal Jacobian Value	Strongly Dependent States
der(junction_Leak_Evap_out.p)	-6118143.266619692	junction_Leak_Evap_out.h -5383452.218539519 junction_pBoundary_ProcessAir.h 663877.1683355657 junction_Leak_Cond_out.p 257429.78828370993 gasTube_Fan_in.h[1] 250213.11678701823 gasTube_Fan_in.h[2] 250165.0753675739 gasTube_Fan_in.h[3] 250116.28447851568
der(volume_Cooler_out.p)	-550415.1805070376	volume_Cooler_out.h -507246.31306309963 cabinet.gasVolume.h -14583.429275270159
der(junction_Leak_Cond_out.p)	-258035.00719582182	junction_Leak_Evap_out.p 3092424.343426473 junction_Leak_Evap_out.h 2640648.4891795865 gasTube_Fan_in.h[1] -250801.10793388519 gasTube_Fan_in.h[2] -250752.95121972647 gasTube_Fan_in.h[3] -250704.04325240463 junction_Leak_Cond_out.h -223663.7426485913
der(junction_Leak_Drum_out.p)	-143177.9582672133	junction_Leak_Drum_out.h -136676.22988961346 gasTube_Drum_out.h[1] -128133.64391762625 gasTube_Drum_out.h[2] -128116.4289711522 gasTube_Drum_out.h[3] -128099.00726312246 drum_bypass.p[1] 92124.51952863968 drum_bypass.h[1] 88110.54125548329
der(drum_bypass.p[1])	-92451.49354697656	junction_Leak_Drum_out.p 101771.19401575273 junction_Leak_Drum_out.h 99827.85857287027 gasTube_Drum_out.h[1] 91077.71262429467 gasTube_Drum_out.h[2] 91065.47654220906 gasTube_Drum_out.h[3] 91053.0934956544 drum_bypass.h[1] -88423.3234895534
der(drum.gasVolume.p)	-12803.92861724095	junction_Leak_Drum_out.p 41171.118798481824 gasTube_Drum_out.h[1] 36845.1147951393 gasTube_Drum_out.h[2] 36840.164738357504 gasTube_Drum_out.h[3] 36835.15522770356 junction_Leak_Drum_out.h 36637.53982152535 drum.gasVolume.h -11358.168910225771
der(pressureState2.portA.p)	-1001.4768413567457	

Abbildung 7.1: Der Wert der Zustandsableitung in der ersten Zeile ist in diesem Beispiel mehr als zehnmal so groß wie der nächste. Die Parametrierung der Komponente "junction_Leak_Evap_out", die im Trocknermodell zwischen Verdampfer und Verflüssiger angeordnet ist, sollte überprüft werden.

Trockner mit der gleichen Schrittweite berechnet werden. Auf einen der Trockner wird dabei eine Perturbation der Parameter gegeben. Die Differenz zwischen beiden Modellen ergeben im Anschluss der Simulation die Sensitivitäten.

Eine weitere Variante zur Berechnung der Sensitivitäten stellt der Differentialgleichungslöser CVODES dar, der im Projekt getestet wurde. Es hat sich jedoch gezeigt, dass dieser für die Anwendung Wäschetrockner (aktuell noch) zwei Hindernisse aufweist: Erstens können die Sensitivitäten nicht korrekt berechnet werden, falls in der Simulation Events geschehen. Dies ist zum Beispiel der Fall, wenn es von einem Zeitpunkt zum anderen zur Kondensation von Wasser aus feuchter Luft kommt. Die Modellgleichungen schalten in diesem Fall um und es wird ein Event ausgelöst. Zweitens verwendet der CVODES eine variable Schrittweite, passt diese aber nur an die eigentliche Ergebnisberechnung an und nicht an die Berechnung der Sensitivitäten. Dadurch werden die Sensitivitäten numerisch ungenau nicht nutzbar.

FMI und Parallelisierung

Die Modelle können mithilfe verschiedener existierender Simulationsumgebungen als Functional-Mockup-Unit (FMU) nach dem FMI-Standard exportiert werden. Dies konnte genau wie die Erstellung der Zwei-Instanzenmodelle automatisiert werden. Die Steuerung von Trocknern besitzt bei Verwendung von steuerbaren Verdichtern, Gebläsen und Ventilen sehr viele Freiheitsgrade, beispielsweise kann die Verdichterdrehzahl zu jedem Zeitpunkt variiert werden. Zum Erhalt der optimalen Steuerung ist die Berechnung der Sensitivitäten jedes Freiheitsgrads notwendig. Jede Berechnung bedeutet eine Simulation des gesamten Trocknungsprozesses. Dementsprechend sind viele Simulationen notwendig. Moderne Rechner besitzen CPUs mit mehreren Rechenkernen, die parallel verwendet werden können. Simulationsumgebungen wie Dymola sind jedoch nicht in der Lage, parallel zu rechnen. Die entstandene Werkzeugkette ist in der Lage, ein Modell in Form einer FMU mehrmals zu laden und gleichzeitig zu simulieren. Darüber hinaus können die Simulationen außerdem auf mehrere Rechner aufgeteilt werden. Der Benutzer kann so eine Optimierung starten und sie auf einem anderen Rechner bearbeiten lassen. Der eigene Rechner kann zur Überwachung und Auswertung genutzt werden, bleibt aber während der Simulationen betriebsfähig.

Die parallelisierte Berechnung der Sensitivitäten wird direkt durch die Optimierung, die im nächsten Abschnitt weiter beschrieben wird, ausgelöst und gesteuert. Alternativ lassen sich auch komplette Optimierungen parallelisieren, beispielsweise wenn die Berechnung der optimalen Steuerung für verschiedene Trocknerkonfigurationen durchgeführt werden soll, beispielsweise für verschiedene Wärmeübertragergrößen. Die verschiedenen Konfigurationen können dabei beispielsweise durch Excel-Tabellen definiert werden. Je nach Anzahl der Tabelleneinträge wird die Anzahl der Optimierungen festgelegt.

Logging und Debugging

Im Produktentwicklungsprozess werden fortlaufend neue Modelle erstellt und Zielkriterien definiert. Dementsprechend ist es auch bei sehr robusten Werkzeugen notwendig, nicht erfolgreiche Simulationen und Optimierungen zu untersuchen. In der entwickelten

Werkzeugkette ist dies einfach möglich, da Logs der Simulatoren an zentraler Stelle über eine grafische Oberfläche abrufbar sind. Jede Simulation lässt sich außerdem manuell wiederholen, wenn ein Fehler es notwendig macht, detailliert den Simulationsfortschritt zu untersuchen. Die von der Werkzeugkette automatisch geschriebenen Skripte, sowie Ein- und Ausgangsdateien sind ebenfalls zentral abrufbar.

7.2 Werkzeugkette zur robusten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen für den industriellen Einsatz

Die Basis der Optimierungswerkzeuge bildet eine Optimierungsschnittstelle, die in Abbildung 7.2 dargestellt ist. Wichtigstes Merkmal der Schnittstelle ist die Trennung von Simulator und Optimierer. Auf diese Weise können die gleichen Simulationslöser verwendet werden, die auch zur üblichen Simulation verwendet werden. Einstellungen, die sich in der Simulation bewährt haben, können auch in der Optimierung verwendet werden. Gleichzeitig können diverse Optimierer aus verschiedenen Quellen (kommerzielle, Open Source, ...) verwendet werden. Die Optimierungsschnittstelle verknüpft beides miteinander. Konkret fordert der Optimierungsalgorithmus Ergebnisse für Werte von Optimierungsparametern und Steuerungen an. Die Optimierungsschnittstelle bestimmt daraus notwendige Simulationen, gibt diese in Auftrag und wertet sie aus. Die Auswertung beinhaltet unter anderem die Berechnungen der Sensitivitäten, wie es im vorherigen Abschnitt erläutert ist.

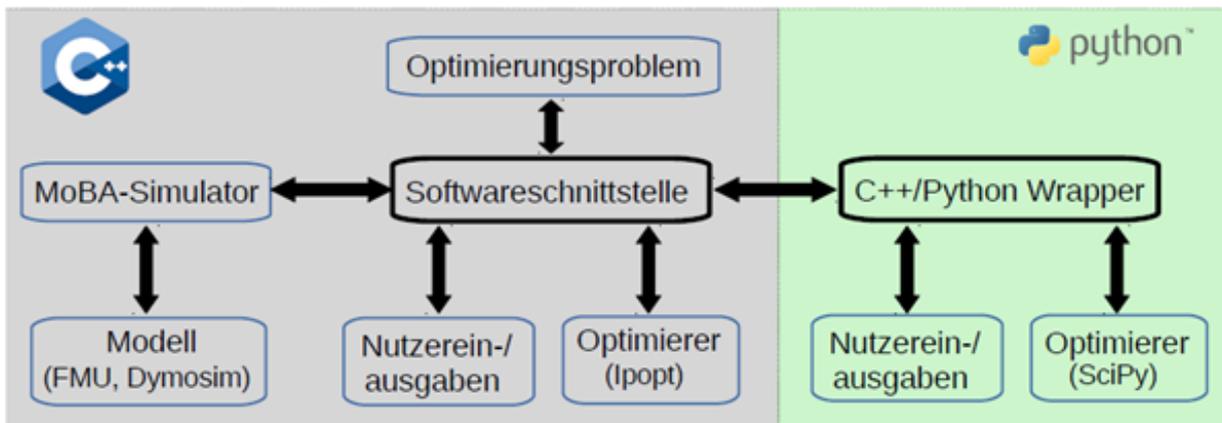


Abbildung 7.2: Struktur des Optimierungswerkzeugs: Nutzerseitige Ein- und Ausgaben sowie der Anschluss verschiedener Optimierer sind sowohl über C++ als auch über Python möglich. Zur industriellen Verwendung hat sich die Verwendung von Python als sinnvoll erwiesen.

Ein für die industrielle Anwendbarkeit entscheidender Faktor ist die Nutzerschnittstelle. Ziel der Entwicklung war es durch eindeutige Bezeichnungen und Parametrierbarkeit Optimierung leicht verständlich zu machen.

Eine entscheidende Nutzereingabe betrifft die Diskretisierung der Steuerungen. In der Praxis ist beispielsweise eine Gebläsedrehzahl kontinuierlich steuerbar. Dies würde jedoch ein unendlich großes Optimalsteuerungsproblem ergeben. Daher verringert man

den Freiheitsgrad durch eine Diskretisierung, die Gebläsedrehzahl kann also nur zu diskreten Zeitpunkten verändert werden. Eine feine Diskretisierung führt zu hohem Rechenaufwand, kann aber eine bessere Lösung ergeben als eine grobe Diskretisierung. Der Benutzer kann daher über die Anzahl der Diskretisierungsintervalle entscheiden und auch die Art der Diskretisierung verändern (s. Abbildung 3). Praxisnah ist die schrittweise Verfeinerung der Diskretisierung. Beispielhafte Optimalsteuerungslösungen mit variiertem Diskretisierung sind in Abbildung 4 dargestellt.

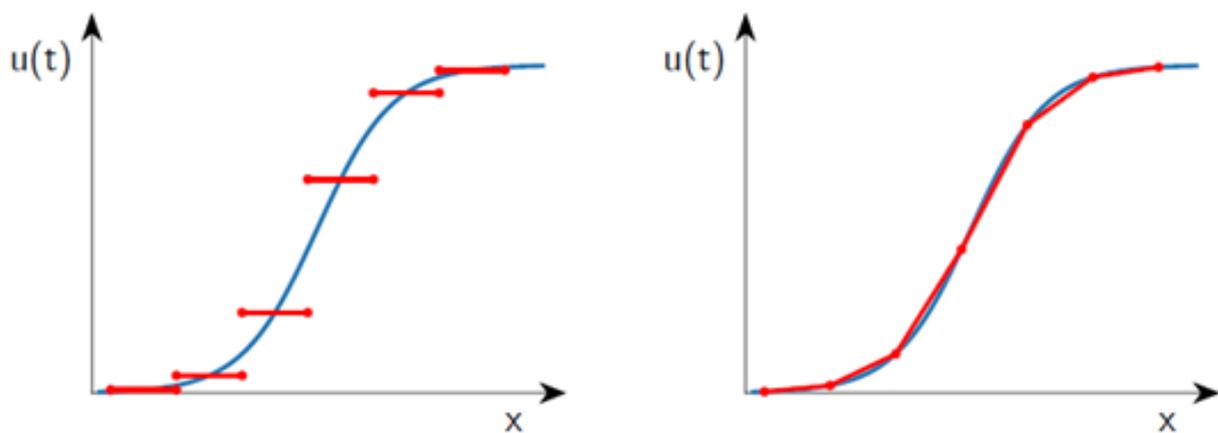


Abbildung 7.3: Diskretisierung einer Steuertrajektorie $u(t)$, stückweise konstant (links) und stückweise linear (rechts)

Des Weiteren kann der Benutzer zwischen verschiedenen Kostenfunktionstypen wählen, je nachdem was das Ziel der Optimierung sein soll. Außerdem können Nebenbedingungen definiert werden, falls beispielsweise bestimmte Temperaturen nicht überschritten werden sollen. Außerdem können parallel zur Berechnung der optimalen Steuerungen auch Parameter wie die Dimensionierung des Verdichters optimiert werden.

Den Abschluss der Werkzeugkette bildet eine automatisierte Auswertung und Visualisierung. Endergebnisse der gesammelten Simulationen werden zusammengeführt, die Optimalsteuerungslösung wird wie in Abbildung 4 dargestellt und zur späteren Detailauswertung wird eine vorkonfigurierte Auswertungsdatei geschrieben. Die Auswertungsdatei kann in der TLK-Software DaVE geladen werden, um interaktive thermodynamische Zustandsdiagramme oder ortsabhängige Wärmeübertragerverläufe anzuzeigen.

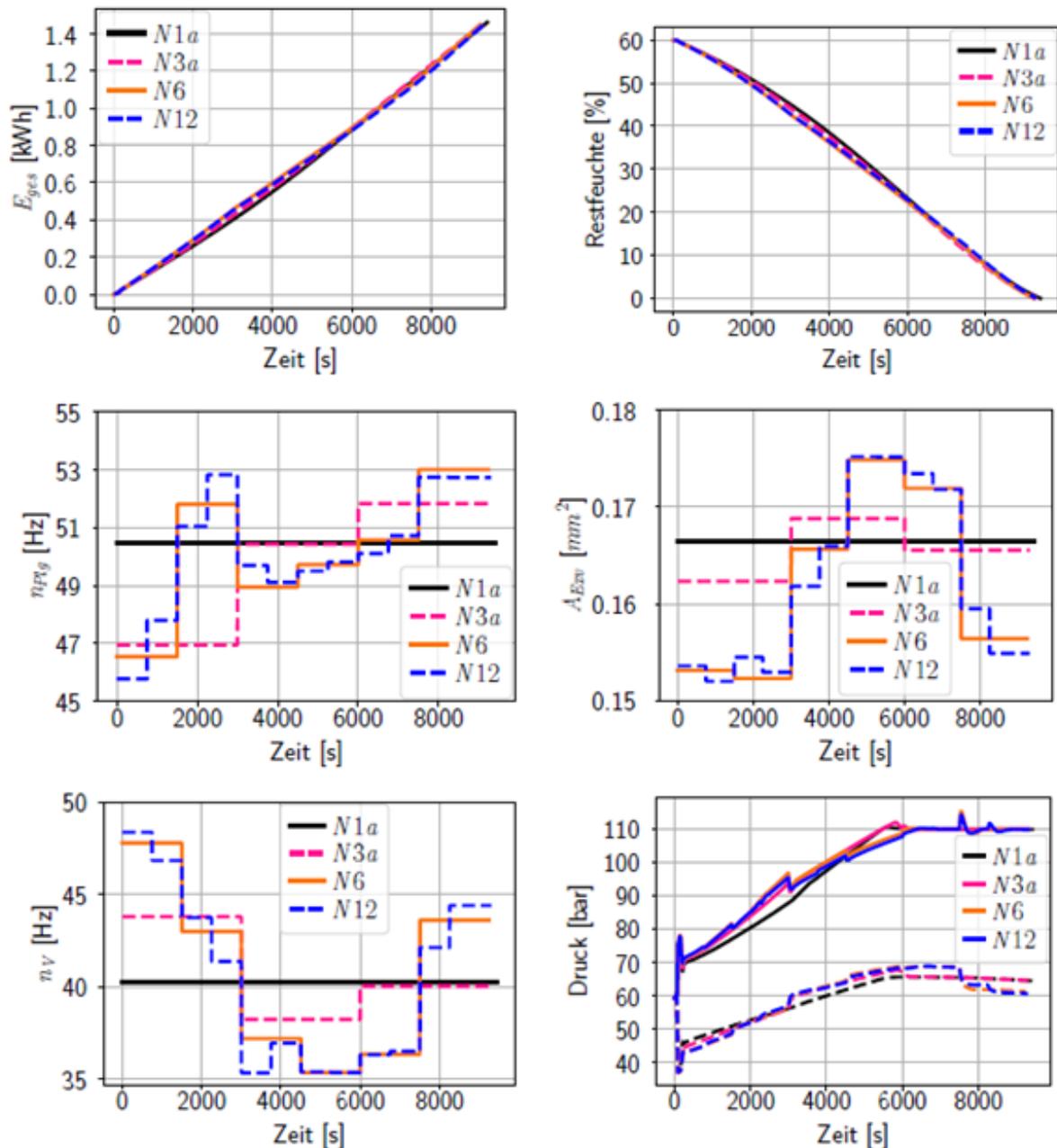


Abbildung 7.4: Prototypische Optimalsteuerungslösungen in Abhängigkeit der Diskretisierung der Steuergrößen (Diskretisierung von 1, 3, 6 und 12)

8 Optimalsteuerung des Trockners

Beim Wärmepumpenwäschetrockner handelt es sich um ein hochdynamisches System. Der Prozess starten im Falle eines Kaltstarts bei Umgebungstemperatur, das heißt alle Komponenten und auch die Wäsche haben eine annähernd gleiche Temperatur im Bereich von 20-25°C. Im Laufe des Trocknungsprozesses erwärmen sich die Komponenten, wodurch sich die Randbedingungen sowohl für den Wärmepumpen- als auch für den Prozessluftkreislauf stetig ändern. Damit einher geht auch eine veränderliche maximale Systemeffizienz zu jedem Zeitpunkt während der Trocknung. Die eingestellten Betriebsparameter zu einem bestimmten Zeitpunkt beeinflussen alle folgenden Prozessabschnitte. Beispielsweise bewirkt eine niedrige Drehzahl des Verdichters zu Beginn des Trocknungsprozesses einen langsamen Aufheizvorgang des Trockners mit entsprechenden Folgen für die Systemeffizienz in den folgenden Trocknungsabschnitten. Das macht deutlich, dass es sich bei der Optimierung eines dynamischen Systems wie des Trockners um ein Optimalsteuerungsproblem handelt.

Experimentell lassen sich optimale Trajektorien der Stellgrößen nicht leicht bestimmen. Dies liegt daran, dass die Anzahl der Versuche, die für eine Bestimmung notwendig wäre, sehr hoch ist und schnell in die Tausende geht. Da ein einzelner Trocknungsvorgang 2-3 Stunden in Anspruch nimmt ist eine experimentelle Bestimmung nicht praktikabel. Daher wird das Optimalsteuerungsproblem mittels Systemsimulationen gelöst. Um eine optimale Steuerung berechnen zu können sind möglichst genaue Informationen über das Systemverhalten nötig. Das Systemmodell muss also für einen möglichst breiten Betriebsbereich valide sein. Mit den am Prüfstand generierten Messungen wurde das erweiterte Systemmodell mit Ejektor und Separator angepasst und validiert. Für die Validierung wurden vier Messungen mit jeweils unterschiedlicher Verdichterdrehzahl zwischen 30 und 45Hz verwendet. Damit wurde sichergestellt, dass der Verdichter im Systemmodell in diesem Stellbereich validiert ist und die Trajektorie für eine Optimierung entsprechend variiert werden kann. In Abbildung 8.1 werden die Messergebnisse bei einer Verdichterdrehzahl von 30Hz mit den Simulationsergebnissen verglichen. Unter (a) sind auf der linken Seite Prozesstemperaturen der Wärmepumpe und auf der rechten Seite die Leistung von Verdichter und Nebenverbrauchern über die Dauer des Trocknungsprozesses dargestellt. Die Werte der Simulation liegen größtenteils im Bereich der Messunsicherheit der Sensoren, die durch einen grau hinterlegten Bereich dargestellt wird. Im Teil (b) werden die Drücke (links) und Temperaturen (rechts) an den Eintritten und am Austritt des Ejektors dargestellt. Auch hier liegen die Simulationsergebnisse größtenteils im Bereich der Messunsicherheit. Lediglich in der Mitte des Trocknungsvorgangs steigt der Niederdruck (Saugdruck des Ejektors) in der Messung stärker an als in der Simulation. Dies könnte möglicherweise an der Charakteristik des Separators liegen, die in der Simulation nicht eindeutig getroffen wird. Am Prüfstand konnte mit einem Schauglas beobachtet werden, dass in der vom Separator abgetrennten Flüssigphase noch Gasblasen zu sehen waren. Der Abscheidegrad des Separators wird in den Simulationen nicht idealisiert, sondern mit einer Charakteristik abhängig von der Füllmenge des Separators abgebildet. Jedoch ist die Füllmenge stark abhängig von der transienten Verlagerung des Kältemittels in der Wärmepumpe.

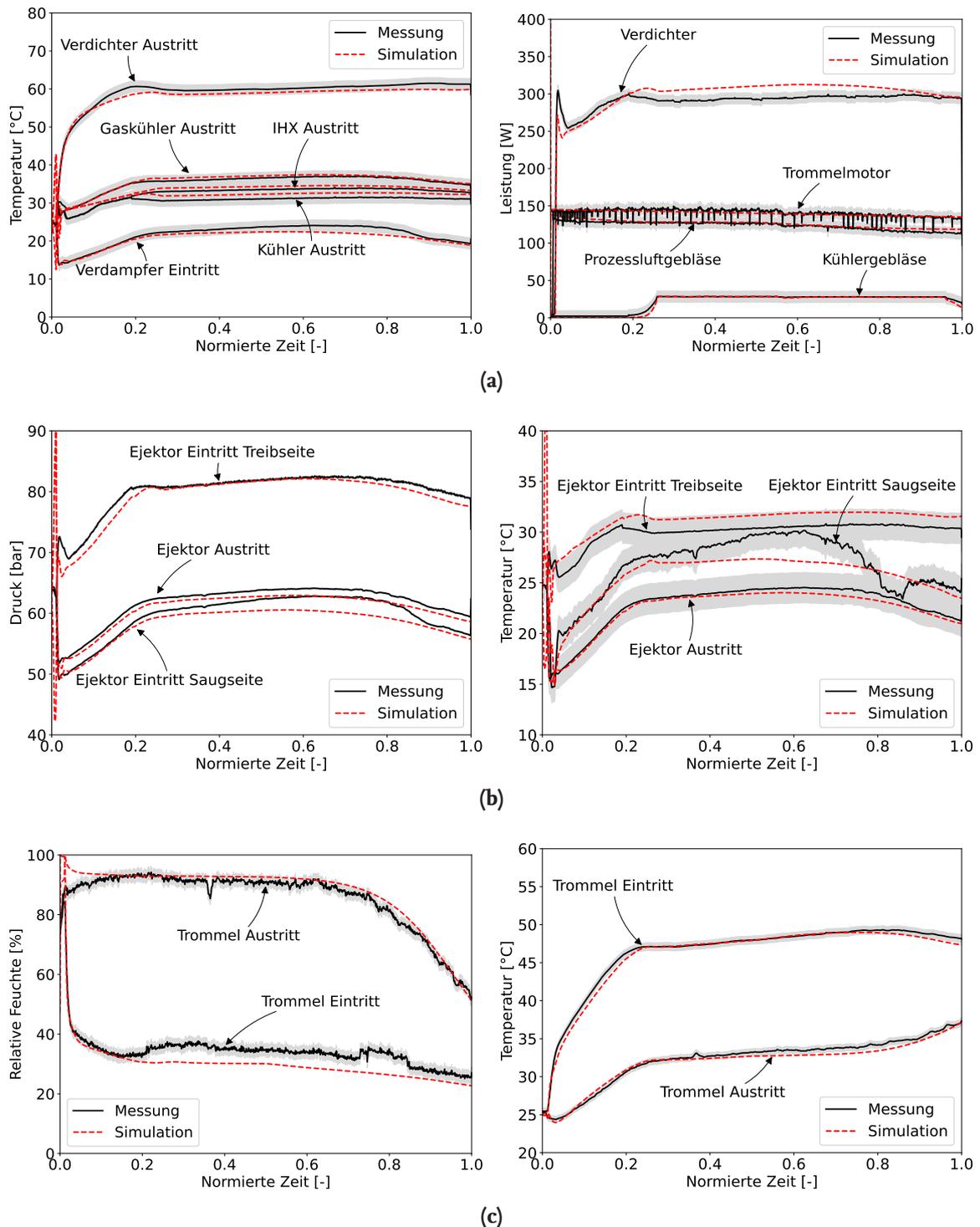


Abbildung 8.1: Validierung des Systemmodells mit Ejektor mittels Messdaten. a) Temperaturen in der Wärmepumpe und Leistungen der Verbraucher. b) Temperaturen und Drücke um den Ejektor. c) Temperatur und relative Feuchte der Luft im Trockner.

Die vielen Rückkopplungen im System und der transiente Verlauf erschweren somit eine exakte Anpassung. Unter (c) sind die Temperaturen und relativen Feuchte an Trommelein- und -austritt dargestellt. Die Temperaturen und die Austrittsfeuchte stimmen gut mit der Messung überein. Die relative Feuchte am Eintritt in die Trommel liegt zeitweise leicht außerhalb des Bereiches der Messunsicherheit. Da die Trocknungsdauer der Simulation jedoch insgesamt gut mit der gemessenen überein stimmt könnte die Abweichung auch auf eine inhomogene Temperatur und Feuchteverteilung im Bereich der Messstelle im Einströmkanal in die Trommel hindeuten.

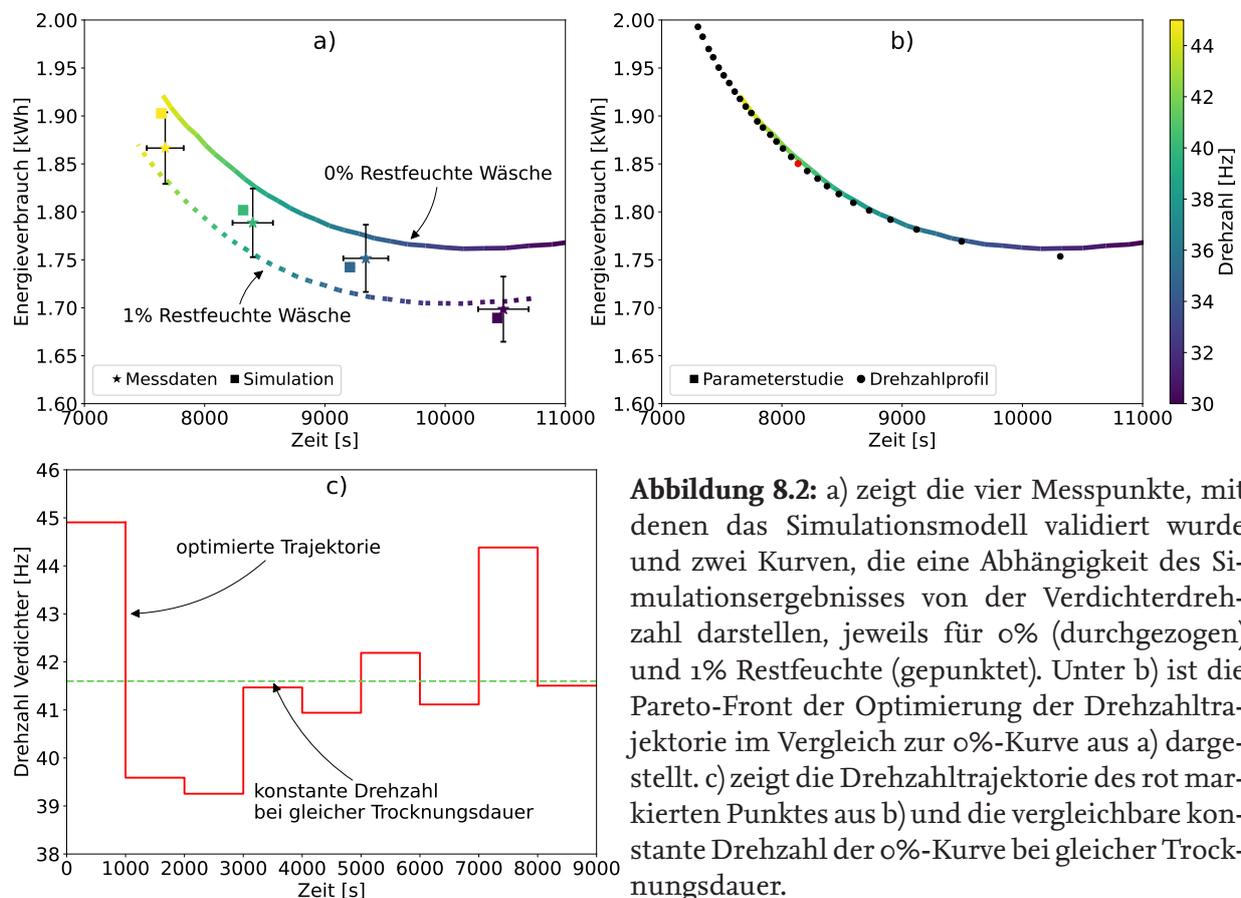


Abbildung 8.2: a) zeigt die vier Messpunkte, mit denen das Simulationsmodell validiert wurde und zwei Kurven, die eine Abhängigkeit des Simulationsergebnisses von der Verdichterdrehzahl darstellen, jeweils für 0% (durchgezogen) und 1% Restfeuchte (gepunktet). Unter b) ist die Pareto-Front der Optimierung der Drehzahltrajektorie im Vergleich zur 0%-Kurve aus a) dargestellt. c) zeigt die Drehzahltrajektorie des rot markierten Punktes aus b) und die vergleichbare konstante Drehzahl der 0%-Kurve bei gleicher Trocknungsdauer.

In Abbildung 8.2 a) sind die Endergebnisse des Energieverbrauchs und der Trocknungsdauer von den vier Messungen (bei 30Hz, 35Hz, 40Hz und 45Hz Verdichterdrehzahl) und den dazugehörigen Simulationsergebnissen aus der Systemsimulation dargestellt. Für die Messpunkte sind zudem Fehlerbalken für eine Abweichung von $\pm 2\%$ des Messwertes angegeben, anhand von denen deutlich wird, dass die Simulationsergebnisse nie mehr als 2% von den Messwerten abweichen und somit eine hohe Modellgenauigkeit erreicht wird.

Mit dem validierten Systemmodell wurde eine Parameterstudie mit Variierung der Verdichterdrehzahl durchgeführt. Bis auf die Drehzahl wurden für jede Simulation die gleichen Initialwerte und Randbedingungen verwendet. Das Ergebnis ist in Abbildung 8.2 a) als Linie mit Farbverlauf zu sehen. Die Abweichung zwischen den Punkten der validier-

ten Simulationsergebnissen und der Parameterstudie kommen durch unterschiedliche Restfeuchten der Wäsche am Ende der Trocknung zustande. Bei den Messungen wurden Restfeuchten von 1,16% (30Hz), 0,46% (35Hz), 0,49% (40Hz) und 0,23% (45Hz) gemessen. Es wurde eine zusätzliche Parameterstudie durchgeführt, bei der ebenfalls die Verdichterdrehzahl variiert wurde, jedoch die Restfeuchte der Wäsche am Ende der Trocknung auf 1% festgelegt wurde. Das Ergebnis ist als gepunktete Linie ebenfalls in Abbildung 8.2 a) dargestellt. Die Messungen mit Restfeuchten zwischen 0% und 1% liegen zwischen den jeweiligen Kurven, was die Plausibilität des Modells zeigt. Man kann erkennen, dass der Energieverbrauch für das letzte Prozent der Trocknung etwas mehr als 50Wh beträgt, was etwa 3% des gesamten Energieverbrauchs entspricht.

Mit Hilfe des validierten Systemmodells wurden mit Hilfe der in Kapitel 7 erstellten Werkzeugkette Optimierungsrechnungen durchgeführt, um eine optimale Trajektorie für die Drehzahl zu berechnen. Die Optimierungsziele sind die Trocknungsdauer und der Energieverbrauch. Angewendet wurden Einfachschießverfahren z.B. Algorithmen aus dem Bereich "Sequential quadratic programming" wie SLSQP (Sequential Least Squares Programming) aber für die Mehrzieloptimierung auch populationsbasierte evolutionäre Algorithmen wie MOEA/D (Multiobjective Evolutionary Algorithm Based on Decomposition) und PSO (Particle Swarm Optimization). Die Steuergröße, die Verdichterdrehzahl, wurde stückweise konstant (siehe Abbildung 7.3) diskretisiert mit einer Schrittweite von 1000 Sekunden. Das bedeutet, das Optimierungsproblem hat je nach Trocknungsdauer 8-11 Dimensionen. Die Verdichterdrehzahl konnte Werte zwischen 25Hz und 50Hz annehmen.

In Abbildung 8.2 b) sind die Ergebnisse der Optimierung als schwarze Punkte dargestellt. Zusammen bilden die Punkte eine Pareto-Front des Optimierungsproblems. Wie zu erkennen ist, liegen die Punkte sehr nah an der Linie der Parametervariation. Das bedeutet, eine Steuertrajektorie bietet in der Simulation im Vergleich zu einer konstant gehaltenen Steuergröße keine messbaren Vorteile. Der Unterschied der Trajektorie ist exemplarisch anhand des aufgetragenen Drehzahlverlaufs in Abbildung 8.2 c) zu sehen. Der rot dargestellte Verlauf gehört zu dem unter Abbildung 8.2 b) dargestellten roten Punkt, der Teil der Pareto-Front ist. Im Vergleich dazu zeigt die gestrichelte Linie die konstante Drehzahl, mit der dieselbe Trocknungsdauer erreicht wird. Charakteristisch ist, dass bei optimierter Trajektorie zu Beginn des Trocknungsvorgangs der größte Unterschied zur konstanten Drehzahl besteht. Die hohe Drehzahl zu Beginn deutet darauf hin, dass ein schnelles Aufwärmen des Trockners zu Beginn von Vorteil ist. Ein möglicher Grund dafür, dass die Optimalsteuerung wenig Einfluss auf die Systemeffizienz hat, könnte in dem geringen Anteil des instationären Verhaltens an dem gesamten Trocknungsvorgang liegen. Die thermischen Massen werden bei Verwendung der Ejektor-Topologie ohnehin schnell aufgeheizt, wodurch wenig Spielraum für eine weitere Optimierung durch eine angepasste Drehzahltrajektorie besteht. Erst zum Ende des Trocknungsvorgangs ändern sich die Temperaturen im Trockner wieder stärker, wie man es beispielweise in Abbildung 8.1 a) anhand der abfallenden Temperatur am Verdampfereintritt erkennen kann. Durch die Optimalsteuerung wird durch eine höhere Drehzahl gegensteuert. Im quasistationären Bereich, in dem Druck und Temperatur weitgehend konstant bleiben, zeigt auch die Drehzahl der optimalen Trajektorie keinen großen Schwankungen.

9 Simulativer Vergleich zwischen CO₂ , Propan und R134a und abschließende Bewertung

Propan als Kältemittel wird mittlerweile erfolgreich in Wärmepumpenwäschetrocknern im Haushaltsbereich eingesetzt. Mit einem geringen Treibhauspotential von 3 und guten thermophysikalischen Eigenschaften (z.B. hohe Verdampfungsenthalpie) stellt es eine gute Alternative zu umweltschädlichen Kältemitteln wie den häufig verwendeten Kältemitteln R134a und R407c dar. Der einzige Nachteil des Kohlenwasserstoffs ist die Brennbarkeit. Durch diese Eigenschaft gehen mit dem Einsatz von Propan als Kältemittel im Trockner erhöhte Sicherheitsanforderungen einher, wie z.B. das Vermeiden von Zündfunken durch das Einkapseln der Elektronik oder die Beschränkung der Größe des Aufstellraums. Die eingesetzte Kältemittelmenge ist zudem auf 150g beschränkt, wodurch die Leistung der Wärmepumpe indirekt durch das Volumen bzw. die Größe der Komponenten begrenzt ist. Dies kann insbesondere bei (Klein-)Gewerbetrocknern ein entscheidender Faktor sein, da diese eine höhere Trocknungsgeschwindigkeit voraussetzen, die nur mit einer höheren Leistung der Wärmepumpe erreichbar ist. Für einen Vergleich der Kältemittel CO₂ , Propan und R134a im Wärmepumpenwäschetrockner wird das für CO₂ validierte Systemmodell aus Kapitel 8 modifiziert:

- Da sich die Kältemittel in der volumetrischen Kälteleistung unterscheiden, gibt es für jedes Kältemittel unterschiedliche optimale Rohrdurchmesser. Um das System zu vereinfachen und die Auswirkungen der Rohrquerschnitte vernachlässigen zu können, werden alle Druckverluste in der Wärmepumpe zu null gesetzt.
- Die Wärmedurchgangskoeffizienten von Verdampfer, Gaskühler/Verflüssiger und Kühler werden als Folge der Vernachlässigung der Rohrquerschnitte mit für beide Kältemittel identischen Werten angenommen.
- Das Verdichtermodell wird durch ein effizienzbasiertes Modell ersetzt, bei dem der volumetrische und der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters konstant bleiben. Das Hubvolumen wird für Propan und R134a mit 6.75cm^3 und für CO₂ mit 3.26cm^3 angenommen.

Tabelle 6: Parametrisierung des Systemmodells für den Vergleich der Kältemittel

kältemittelseitiger Wärmedurchgangskoeffizienten			Wirkungsgrad Verdichter		
Verdampfer	Gaskühler/Verflüssiger	Kühler	volumetrisch	isentrop	effektiv isentrop
1570 W/K	845 W/K	330 W/K	0.8	0.6	0.6

Die Werte der angenommenen Wärmedurchgangskoeffizienten und der Wirkungsgrade des Verdichters sind in Tabelle 6 aufgelistet. Mit dem angepassten vereinfachten Systemmodell findet eine Pareto-Optimierung äquivalent zu der in Kapitel 3 und sec:ocp statt. Es werden die Drehzahl des Verdichters, die Kältemittelmenge und der Querschnitt des Expansionsventils und/oder der Ejektortreibdüse variiert. Randbedingung der Optimierung

ist, dass die Verdichteraustrittstemperatur 100°C nicht überschreitet und eine Überhitzung unter 1K vermieden wird. Das Kühlergebläse wird so geregelt, dass eine Temperatur von 90°C am Verdichteraustritt nicht überschritten wird. Da es jedoch nur einen begrenzten Volumenstrom bereitstellen kann, stellt die Grenze von 90°C keine harte Grenze dar.

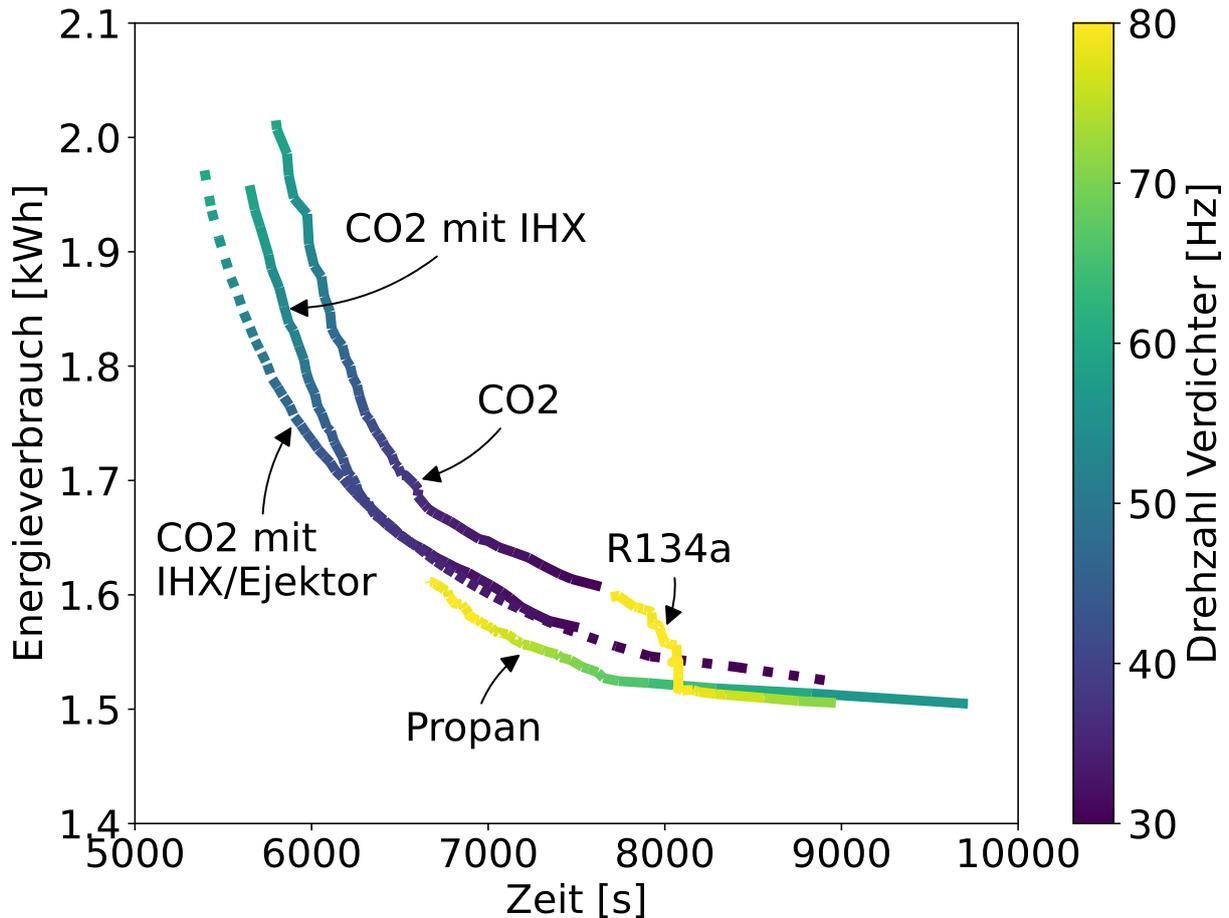


Abbildung 9.1: Ergebnisse der Pareto-Optimierung von Energieverbrauch und Trocknungsdauer. Für Propan und R134a wurde nur die Standard-Topologie untersucht, für CO₂ neben der Standard-Verschaltung auch eine Konfiguration mit IHX und eine mit IHX und Ejektor/Separator.

Die Abbildung 9.1 zeigt die Ergebnisse der Pareto-Optimierung von Energieverbrauch und Trocknungsdauer. Die Pareto Fronten haben einen farblichen Verlauf, an dem sich die optimale Drehzahl am jeweiligen Pareto-Optimum ablesen lässt. Für alle Konfigurationen ist zu erkennen, dass sich die Pareto-Fronten hin zu längeren Trocknungszeiten deutlich abflachen und zu kürzeren Trocknungszeiten stark ansteigen. In diesen Bereichen hat eine Veränderung der Parameter wie der Verdichterdrehzahl fast nur Einfluss auf eine der beiden Zielgrößen. Die Pareto-Fronten werden durch die Verdichterdrehzahl begrenzt, die für CO₂ einen Wert zwischen 30-60Hz und für Propan und R134a einen Wert zwischen 40-80Hz annehmen konnte. Man kann erkennen, dass geringe Trocknungszeiten mit hoher Drehzahl und geringe Energieverbräuche mit niedriger Drehzahl zusammenhängen. Für Propan und R134a sind beim gewählten Hubvolumen hohe Drehzahlen notwendig,

um kurze Trocknungszyklen zu erreichen. Dies resultiert aus der im Vergleich zu CO₂ geringeren volumetrischen Kälteleistung, die entweder größere Hubvolumina oder höhere Drehzahlen bedingt. Bei R134a hat die Pareto-Front bei ca. 8000 Sekunden einen Knick, ab dem ein kürzerer Trocknungszyklus stark zu Lasten der Systemeffizienz geht. Daran lässt sich erkennen, dass der Einsatz von Propan in der Wärmepumpe sich besser für hohe Trocknungsgeschwindigkeiten eignet. Liegt der Fokus auf der Systemeffizienz, liegen beide Kältemittel in etwa gleichauf, mit Propan ist jedoch eine geringe Verdichterdrehzahl nötig, um das gleiche Ergebnis zu erzielen. Insgesamt sind die Pareto-Fronten von Propan und R134a für die Standardverschaltung günstiger als die von CO₂, da bei den Optima mit gleicher Trocknungszeit weniger Energie verbraucht wird. Wird die CO₂-Wärmepumpe um einen innerem Wärmeübertrager ergänzt, lässt sich die Pareto-Front von CO₂ hin zu geringeren Optima verschieben, so dass ähnliche Werte wie für Propan und R134a entstehen. Der zusätzliche Einsatz des Ejektors bringt Verbesserungen bei geringer Trocknungsdauer mit sich und ermöglicht bei gleicher niedriger Drehzahl geringere Energieverbräuche bei längerer Trocknungsdauer.

Aus dem Vergleich lässt sich schließen, dass sich mit CO₂ mit optimierter Verschaltung bezüglich Energieverbrauch und Trocknungsdauer ähnliche Ergebnisse erzielen lassen, wie mit Propan und R134a. In einem realen Vergleich unter Einbeziehung der Druckverluste, veränderlicher Wärmeübergangskoeffizienten und Verdichterwirkungsgrade würden sich die Pareto-Fronten von den hier aufgezeigten leicht unterscheiden. Da bei CO₂ die Druckverluste in den Komponenten aufgrund der ohnehin hohen Druckdifferenz zwischen Nieder- und Hochdruck den Wirkungsgrad der Wärmepumpe weniger stark beeinflussen, könnten die Pareto-Fronten von CO₂, Propan und R134a möglicherweise noch näher beieinander liegen als in dieser Simulation mit vereinfachenden Annahmen aufgezeigt.

Der ökologische Vorteil von CO₂ gegenüber R134a ist durch das deutlich geringere Global Warming Potential von CO₂ gegeben. Da viele Altgeräte unsachgemäß entsorgt werden [Öko-Institut e.V. (2008)], entweicht bei einem großen Anteil der Geräte am Ende des Lebenszyklus das gesamte Kältemittel in die Umgebung. In einem R134a-Trockner werden etwa 300g Kältemittel eingesetzt, was 429kg CO₂-Äquivalenten bei der Freisetzung des Kältemittels entspricht. Über die gesamte Lebensdauer von ca. 15 Jahren werden bei angenommenen 160 Trocknungsvorgängen pro Jahr und einem CO₂-Emissionsfaktor des Stroms von 401gCO₂ / kWh (siehe [Umweltbundesamt (2020)]) pro 100 Wattstunden Energieverbrauch des Trockners etwa 96kg CO₂ freigesetzt. Ein CO₂-Wärmepumpentrockner kann also bis zu 447 Wattstunden pro Trocknungsvorgang mehr verbrauchen als ein R134a-Trockner, ohne dass seine Umweltbilanz im Vergleich schlechter ist. Da der CO₂-Trockner mit optimierter Topologie in Abbildung 9.1 im schlechtesten Fall weniger als 50 Wattstunden Mehrverbrauch aufweist als der vergleichbare Trockner mit R134a, gibt es immer einen hohen ökologischen Nutzen. Bei dem Vergleich zwischen CO₂ und Propan sieht es etwas anders aus: Die maximal 150g Propan fallen bei einem GWP von 3 mit 450g CO₂-Äquivalenten bei einer möglichen Freisetzung im Vergleich zum Energieverbrauch des Trockners über die Lebenszeit kaum ins Gewicht. Da mit dem Propan-Trockner bei langen Trocknungszyklen mindestens 10 Wattstunden pro Trocknungsvorgang gegenüber dem

CO₂-Trockner eingespart werden, bewirkt dies über die Lebenszeit eine Einsparung von 6,4 kg CO₂-Äquivalenten und übersteigt somit die Nachteile des etwas höheren GWPs. Somit ist Propan für lange Trocknungszyklen als umweltfreundlicher anzusehen. Für kurze Trocknungszyklen ist Propan unter Umständen nicht geeignet, da die auf 150g beschränkte Kältemittelmenge nur eine begrenzte Heizleistung des Trockners ermöglicht. Hier ist CO₂ aufgrund der thermo-physikalischen Eigenschaften, wie der hohen volumetrischen Kälteleistung, im Vorteil.

Der ökologische Einfluss des Ejektors/Separators hängt stark davon ab, welche Trocknungsgeschwindigkeit vorausgesetzt wird. Je nachdem wie die Ziele Energieeffizienz und Trocknungsdauer gewichtet werden, ergibt sich ein anderes Ergebnis. Während bei einer Trocknung in 110 Minuten kein Vorteil gegenüber dem System nur mit innerem Wärmeübertrager gegeben ist, können bei einer Trocknung in 100 Minuten bereits 50 Wattstunden (siehe Abbildung 9.1) oder über die Lebenszeit des Trockners gesehen 48kg durch den Energieverbrauch freigesetztes CO₂ eingespart werden. Bei 95 Minuten wären es bereits 100 Wattstunden, bzw. 96kg CO₂. In Vergleich zur Standard-Topologie lassen nochmal 30-70 Wattstunden mehr einsparen. Dies entspricht einer Einsparung von 29-69kg freigesetztem CO₂ zusätzlich über die Lebensdauer.

Unter ökonomischen Gesichtspunkten ist zu prüfen, ob sich der Ejektor zusammen mit dem Separator günstiger fertigen lässt als ein innerer Wärmeübertrager, der eine vergleichbare Effizienzsteigerung mit sich bringt. Im Hinblick auf eine kompakte und zudem effiziente Systemverschaltung ist die in Kapitel 5.3 vorgestellte Verschaltung anzustreben, bei der es eine optimale Aufteilung des Verdampfers gibt, kein zusätzlicher Bauraum benötigt wird und keine zusätzlichen Kosten für zusätzliche Rohre des Verdampfers entstehen.

10 Fazit und Ausblick

In diesem Projekt wurde das Ziel verfolgt, die Effizienz der CO₂-Wärmepumpe eines Wäschetrockners durch den Einsatz eines Ejektors und eines Separators zu steigern. Dazu sollten Ejektor, Separator und Verdampfer und ihre wechselseitigen Einflüsse ausführlich untersucht und so optimiert werden, dass eine auf die Wärmepumpe abgestimmte Ejektor-Verdampfer-Separator-Einheit entsteht. Dieses Ziel konnte im Rahmen des Projektes erreicht werden. Der Ejektor konnte mittels Daten aus der Literatur und durch Systemsimulationen so ausgelegt werden, dass eine Ejektor-Effizienz zwischen 32% und 36% erreicht wird. Aus den Systemsimulationen und den Messungen am Prüfstand konnten wertvolle Informationen für die optimale Integration des Ejektors in die Wärmepumpe abgeleitet werden. Es wurde festgestellt, dass sich der Ejektor vor allem positiv auf die Verdichterleistung auswirkt und den Energieverbrauch bei längeren Trocknungsvorgängen effektiv senken kann. Es hat sich gezeigt, dass die durch den Separator bedingte geringe Überhitzung vor dem Verdichter sich negativ auf die Temperatur am Verdichteraustritt und damit auf die an den Prozessluftstrom übertragene Leistung auswirkt. Daraus resultiert, dass eine schnelle Trocknung nur bei höheren Verdichterdrehzahlen und somit höherem Energieverbrauch erreichbar ist. In Simulationen konnte gezeigt werden, dass ein zweiter Verdampfer zwischen Separator und Verdichter, der das Kältemittel überhitzt, deutliche Vorteile mit sich bringt. Dies kann entweder durch das Teilen des vorhandenen Bauraums für zwei separate Verdampfer geschehen oder durch einen zusätzlichen inneren Wärmeübertrager, der das Kältemittel vor dem Verdampfer überhitzt und auf der anderen Seite hinter dem Gaskühler kühlt. In den weiteren Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass die Verschaltung mit innerem Wärmeübertrager ohne Ejektor ähnliche Ergebnisse liefert, wie mit Ejektor. Lediglich in der Systemsimulation konnte mit Ejektor bei langer Trocknungsdauer eine Effizienzsteigerung aufgezeigt werden, die am Prüfstand nicht messbar war. Das lässt sich damit erklären, dass der Kältekreislauf mit dem inneren Wärmeübertrager auf ähnliche Weise verbessert wird, wie durch Ejektor und Separator: Die Druckhub, den der Verdichter leisten muss und die Verluste bei der Expansion werden verringert. Dieses Potential ist durch den Ejektor oder den inneren Wärmeübertrager bereits ausgeschöpft und die Kombination beider Topologien führt zu keiner weiteren signifikanten Verbesserung. Die Anwendung der von der TLK-Thermo GmbH im Rahmen des Projektes entwickelten robuste Werkzeugkette für die Berechnung einer Optimalsteuerung hat für die Topologie mit Ejektor zu keiner signifikanten Effizienzsteigerung im Vergleich zur konstanten Drehzahl geführt. Dies deutet auf einen geringen Einfluss der thermischen Massen auf die Effizienz des Prozesses hin und kann mit der kurzen Aufwärmphase des Trockners erklärt werden. Ein abschließender Vergleich simulativer Vergleich der Kältemittel CO₂, Propan und R134a hat gezeigt, dass die Stärken von CO₂ vor allem in der hohen volumetrischen Kälteleistung liegen, die hohe Trocknungsgeschwindigkeiten bei kompakter Bauweise ermöglicht. Dieses Potential lässt sich erst mit dem inneren Wärmeübertrager vollständig nutzen. Ist das Ziel ausschließlich eine hohe Energieeffizienz bietet sich Propan eher als Ersatz für R134a an als CO₂. Bei der Verwendung von Propan ist die maximale Kältemittelmenge auf 150g beschränkt, wodurch auch

die maximale Heizleistung und somit die Trocknungsgeschwindigkeit beschränkt ist.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse dieser Untersuchung, dass sich der CO₂-Trockner mit optimierter Topologie nahe am Maximum der erreichbaren Systemeffizienz befindet und eine weitere Effizienzsteigerung nur durch einen hohen Aufwand oder durch eine Optimierung der einzelnen Schlüsselkomponenten, wie des Verdichters, realisieren lässt. Um darüber hinaus höhere Effizienzsteigerungen zu erreichen sind entweder komplett neue Trockner-Konzepte notwendig oder aber neue Kältemittel, die für die Betriebsbedingungen ein höheres Potential aufweisen. In Bezug auf alternative Kältemittel sind insbesondere Kältemittel wie n-Butan zu nennen, die in Hochtemperatur-Wärmepumpen eingesetzt werden und bei hohen Temperaturen höhere Wirkungsgrade erzielen. Ein Beispiel für neuartige Trocknungskonzepte stellt beispielsweise die Vakuumtrocknung dar, bei der der Druck in der Trommel so weit abgesenkt wird, dass es zur Verdampfung des Wassers bei niedrigen Temperaturen kommt. Der Wasserdampf wird im Unterdruck mit einem Turboverdichter aus der Trommel angesaugt und auf Umgebungsdruckniveau verdichtet. Auf diese Weise können viele Komponenten, wie beispielsweise das Prozessluftgebläse, komplett eingespart werden.

Literatur

- [Alpögger et al.(2016)] Alpögger, T., Tegethoff, W., Bockholt, M., Bussmann, R., Köhler, J., 2016. System Analysis and Optimization of a CO₂ Heat Pump Tumble Dryer. 12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Edinburgh.
- [Alpögger et al.(2016)] Alpögger, T., Tegethoff, W., Bockholt, M., Bussmann, R., Köhler, J., 2016. Optimierung eines Kleingewerbe-Wäschetrockners mit CO₂ -Wärmepumpe. DKV-Tagung 2016, Kassel.
- [Alpögger et al.(2016)] Alpögger, T., Tegethoff, W., Schroeder, A., Bockholt, M., Bussmann, R., Köhler, J., 2016. Experimental Study and System Analysis of a CO₂ Heat Pump Tumble Dryer. Proceedings: 20th International Drying Symposium, Gifu, Japan.
- [Alpögger et al.(2017)] Alpögger, T., Tegethoff, W., Köhler, J., 2017. Ganzheitliche Untersuchung von Haushalts-Wäschetrocknern insbesondere hinsichtlich des Einsatzes umweltfreundlicher Kältemittel und Steigerung der Energieeffizienz. Final Report German Federal Environmental Foundation DBU, AZ 31753.
- [Banasiak et al.(2012)] Banasiak, K., Hafner, A., Andresen, T. (2012) Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump. International Journal of Refrigeration, vol. 35, no. 6, pp. 1617-1625.
- [Bejan(2016)] Bejan, A. (2016) Advanced Engineering Thermodynamics. John Wiley & Sons, doi:10.1002/9781119245964
- [Brennen(2005)] Brennen, C. E. (2005) Fundamentals of Multiphase Flow. Cambridge University Press, doi:10.1017/CBO9780511807169
- [Elbel (2010)] Elbel, Stefan, (2012) Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications International Journal of Refrigeration, vol. 34, no. 7, pp. 1545-1561.
- [Europäische Kommission(2012)] Verordnung (EU) Nr. 932/2012 (Oktober 2012) Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Haushaltswäschetrocknern.
- [Europäisches Parlament (2006)] Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates.
- [Europäisches Parlament (2014)] Verordnung (EU) Nr. 517/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. April 2014 über fluorierte Treibhausgase und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 842/2006.

- [Honma et al.(2006)] Honma, M., Tamura, T., Yakumaru, Y., Nishiwaki, F., (2006) Experimental Study on Compact Heat Pump System for Clothes Drying Using CO₂ as a Refrigerant. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, 29 - 31 May 2006, Trondheim, Norway.
- [IEC 60335-2-11 (2015)] IEC 60335-2-11:2008/AMD2:2015 Amendment 2 - Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-11: Particular requirements for tumble dryers.
- [Lucas et al.(2012)] Lucas, C., Schröder, A., Müller, M., Köhler, J.(2012) Einfluss der Geometrieparameter auf die Effizienz eines CO₂ Ejektors. DKV-Tagung 2012, Würzburg, AA II.2
- [Lucas et al.(2015)] Lucas, C., (2015) Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO₂ Ejektoren Dissertation, Cuvillier Verlag, Göttingen.
- [Mancini et al.(2011)] Mancini, F., Minetto, S., Fornasieri, E., (2011) Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer. International Journal of Refrigeration, vol. 34, no. 4, pp. 851-858.
- [Nakagawa et al.(2012)] Nakagawa, Masafumi, Marasigan, Ariel R., Matsukawa, Takanori, (2010) Experimental analysis of two-phase ejector system with varying mixing cross-sectional area using natural refrigerant CO₂ International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, vol. 18, no. 4, pp. 297-307.
- [Öko-Institut e.V. (2008)] Öko-Institut e.V. (2008) Vergleich der Umweltauswirkungen und Kosten verschiedener Wäschetrocknungssysteme. Studie im Auftrag der B/S/H Hausrgeräte GmbH. Freiburg.
- [Sian et al.(2019)] Sian, Rony A. , Wang, Chi-Chuan, (2019) Comparative study for CO₂ and R-134a heat pump tumble dryer – A rational approach. International Journal of Refrigeration, 106, 474-491, doi:10.1016/j.ijrefrig.2019.05.027.
- [Statistisches Bundesamt(2020)] Statistisches Bundesamt. (2020). Anteil der privaten Haushalte in Deutschland mit Wäschetrockner von 2000 bis 2020. Statista. Statista GmbH. Zugriff: 22. Dezember 2020. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/516868/umfrage/private-haushalte-in-deutschland-mit-waeschetrockner/>
- [Umweltbundesamt (2020)] Umweltbundesamt. (2020). Entwicklung des CO₂ - Emissionsfaktors für den Strommix in Deutschland in den Jahren 1990 bis 2019 (in Gramm pro Kilowattstunde). Statista. Statista GmbH. Zugriff: 21. Januar 2021. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/38897/umfrage/co2-emissionsfaktor-fuer-den-strommix-in-deutschland-seit-1990/>
- [Verbraucherzentrale(2019)] Verbraucherzentrale (2019) Elektrogeräte: Neue Energielabels ab März 2021, Zugriff: 22. Dezember 2020.

<https://www.verbraucherzentrale.de/aktuelle-meldungen/energie/elektrogeraete-neue-energielabels-ab-maerz-2021-52005>

- [VuMA (2019)] VuMA. (2019). Bevölkerung in Deutschland nach im Haushalt vorhandenen größeren elektrischen Haushaltsgeräten in den Jahren 2016 bis 2019. Statista. Statista GmbH. Zugriff: 22. Dezember 2020. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/171438/umfrage/elektrische-haushaltsgeraete/>
- [VuMA (2019)] VuMA. (2019). Bevölkerung in Deutschland nach Kaufplan für größere Haushaltsgeräte in den nächsten 12 Monaten von 2016 bis 2019. Statista. Statista GmbH. Zugriff: 22. Dezember 2020. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/171444/umfrage/haushaltsgeraete-deren-kauf-geplant-ist/>
- [Zhang et al.(2007)] Zhang, Q., Li, H. (2007) "MOEA/D: A Multiobjective Evolutionary Algorithm Based on Decomposition,"IEEE Transactions on Evolutionary Computation, vol. 11, no. 6, pp. 712-731, Dec. 2007, doi: 10.1109/TEVC.2007.892759.
- [ZVEI (2014)] ZVEI - Zentralverband Elektrotechnik- und Elektronikindustrie e.V., 2014. Das Energielabel. Frankfurt am Main.
- [ZVEI (2016)] ZVEI - Zentralverband Elektrotechnik und Elektronikindustrie e.V., 2016. Zahlenspiegel Inlandsmarkt für Elektro-Hausgeräte.
- [ZVEI (2016)] ZVEI - Zentralverband Elektrotechnik- und Elektronikindustrie e.V., 2016. Das Energielabel. Frankfurt am Main.
- [ZVEI (2019)] ZVEI. (14. März, 2019). Absatz von Wäschetrocknern in Deutschland in den Jahren 2014 bis 2018 (in 1.000 Stück) [Graph]. In Statista. Zugriff am 22. Dezember 2020, von <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/556840/umfrage/absatz-von-waeschetrocknern-in-deutschland/>