

Universität Stuttgart
Institut für Kernenergetik
und Energiesysteme

Thermohydraulische Untersuchung eines diffusionsgeschweißten Kompaktwärmeübertragers zur Ertüchtigung eines Wärmeabfuhrsystems mit Kohlenstoffdioxid als Arbeitsmittel

Wolfgang Flaig

ISSN 0173 - 6892

April 2019 IKE 2-161





Universität Stuttgart
Institut für Kernenergetik
und Energiesysteme

Thermohydraulische Untersuchung eines diffusionsgeschweißten Kompaktwärmeübertragers zur Ertüchtigung eines Wärmeabfuhrsystems mit Kohlenstoffdioxid als Arbeitsmittel

von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde ei-
nes Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhand-
lung

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Wolfgang Flaig

geboren in Sigmaringen.

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Jörg Starflinger

Mitberichter: Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler

Tag der Einreichung: 14.01.2019

Tag der mündlichen Prüfung: 15.04.2019

ISSN 0173 - 6892

April 2019 IKE 2-161



Erklärung über die Eigenständigkeit der Dissertation

Ich versichere, dass ich die vorliegende Arbeit mit dem Titel

„Thermohydraulische Untersuchung eines diffusionsgeschweißten Kompaktwärmeübertragers zur Ertüchtigung eines Wärmeabfuhrsystems mit Kohlenstoffdioxid als Arbeitsmittel.“

selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe; aus fremden Quellen entnommene Passagen und Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Declaration of Authorship

I hereby certify that the dissertation entitled

“Thermohydraulic investigation of a diffusion welded compact heat exchanger for the retrofitting of a heat removal system with the working fluid carbon dioxide”

is entirely my own work except where otherwise indicated. Passages and ideas from other sources have been clearly indicated.

Ort, Datum

Stuttgart, den 16.07.2019

Wolfgang Flaig



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE) der Universität Stuttgart vom November 2012 bis Oktober 2017.

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich während meiner Promotionszeit unterstützt und zum Gelingen dieser Arbeit in jedweder Form beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Starflinger für die Betreuung der Arbeit sowie die wissenschaftliche Unterstützung während meiner Zeit am IKE. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Spindler vom IGTE der Universität Stuttgart für die Anfertigung des Mitberichts und die konstruktiven Anregungen.

Dank gebührt auch meinem Projektleiter Dr. Rainer Mertz, der mich sowohl fachlich als auch persönlich stets unterstützt hat.

Meinen Kollegen vom IKE möchte ich herzlich für die gute Zusammenarbeit und nicht zuletzt für die kollegiale Arbeitsatmosphäre danken.

Besonders bedanken möchte ich mich in diesem Zusammenhang bei Marcel Strätz, mit dem ich drei Jahre lang Büro und Projekt geteilt habe, für die fachliche und insbesondere tatkräftige Unterstützung sowie für die kurzweilige und kameradschaftliche Zeit, die mir stets in guter Erinnerung bleiben wird. Ferner danke ich Dr. Alexander Frank für die treue Begleitung zum Mittagessen und die vielen damit verbundenen Gespräche und Diskussionen.

Mein herausragender Dank gebührt meiner Familie. Ich möchte dabei besonders die Unterstützung meiner Eltern hervorheben, die mir alles ermöglicht hat.

Stuttgart, im April 2019

Wolfgang Flaig

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich zum einen mit der Entwicklung und dem Aufbau einer Mehrzweck-Versuchsanlage für überkritisches CO₂ und zum anderen, mit einer daran anknüpfenden theoretischen und experimentellen Untersuchung von diffusionsgeschweißten Kompaktwärmeübertragern. Zu diesem Zweck wird nach einer anfänglichen Beschreibung des Hintergrunds und des Ziels der Arbeiten im Rahmen dieser Dissertation eine Übersicht über weltweit bestehende Versuchsanlagen und Anlagenkonzepte gegeben, sowie die Grundlagen und der Stand des Wissens zum Thema Handhabung und Wärmeübertragung mittels überkritischem CO₂ vermittelt. Im Weiteren werden Konzeption, Auslegung, Design und Aufbau der Versuchsanlage, sowie verwendete Mess-, Steuer- und Regelungstechnik erläutert. Der weitere Teil der Arbeit legt die Auslegung und den Aufbau des Versuchsaufbaus dar. Der abschließende Teil der Arbeit widmet sich den Ergebnissen aus den Experimenten und zieht einen Vergleich mit numerischen Analysen anhand eines vereinfachten Modells für die Wärmeübertragung in einem Kompaktwärmeübertrager. Es wird gezeigt, dass diffusionsgeschweißte Kompaktwärmeübertrager in Verbindung mit überkritischem CO₂ großes Potential hinsichtlich Wärmeübertragung und Druckverlust zeigen, was wiederum eine Steigerung der Effizienz und eine Verringerung der Investitionskosten von CO₂-Kreisläufen bedingt. Das höchste Potential weisen speziell Einströmbedingungen nahe dem kritischen Punkt von CO₂ auf, welches aber durch eine Metastabilität in diesem Betriebszustand erkauft wird. Des Weiteren wird die Strömungsführung in den Verteilräumen des Kompaktwärmeübertragers als ausschlaggebender Faktor bezüglich der maximal erreichbaren Strömungsgleichverteilung und in der Konsequenz als beschränkende Größe der erzielbaren Wärmeübertragung und des geringstmöglichen Druckverlusts identifiziert.

Abstract

This thesis focuses on the one side on the development and the construction of a multipurpose test facility for supercritical CO₂ and the on the other side on the linked theoretical and experimental investigations on diffusion welded heat exchangers. Due to this, first the background and the purposes of the finished work are explained, then an overview about existing test facilities and their concepts is shown and additionally the basics and the state of the art regarding handling, flow and heat transfer of supercritical CO₂ are presented. Furthermore, concept, calculation, design and construction of the test facility, as well as the corresponding control strategy are described. The next part of this thesis explains a simplified, innovative simulation model for the heat transfer in a diffusion welded heat exchanger and additionally the design and construction of the experimental setup. The final part is dedicated to describe the results of the theoretical and experimental work. It will be shown that diffusion welded heat exchangers show great potential in heat transfer and pressure loss with supercritical CO₂ as working fluid using inlet conditions near the critical point. The application of such inlet condition promises potential concerning efficiency and costs of CO₂-cycles. But this causes a metastability as disadvantage in return. Furthermore, it will be demonstrated that the design of the plenum is the most limiting factor on flow distribution, heat transfer and pressure drop.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzfassung	III
Abstract	V
Abkürzungsverzeichnis	XI
Nomenklatur	XIII
1. Einleitung	1
1.1. Motivation.....	1
1.2. Joule-Kreislauf nach Venker	3
1.3. Ziele der Arbeit	5
2. Stand der Forschung und der Technik	7
2.1. Überkritisches CO ₂	7
2.1.1. Physiologische Eigenschaften.....	7
2.1.2. Physikalische Eigenschaften und Stoffwerte	7
2.1.3. Berechnung der Stoffwerte.....	12
2.1.4. Wärmeübertragung mit überkritischem CO ₂	13
2.1.5. Druckverlust bei überkritischen CO ₂ -Strömungen.....	21
2.1.6. Simulation von überkritischen CO ₂ -Strömungen mit konjugiertem Wärmetransport	23
2.1.7. Lösungsvermögen von Öl und Einfluss auf die Wärmeübertragung und den druckverlust....	23
2.1.8. Chemische und physikalische Korrosivität.....	27
3. Versuchsanlage „SCARLETT“	33
3.1. Vorbetrachtung zu bestehenden Versuchsanlagen für überkritisches CO ₂	33
3.2. Randbedingungen	37
3.2.1. Technische Randbedingungen.....	37
3.2.2. Infrastrukturelle Randbedingungen	38
3.2.3. Rechtliche Randbedingungen	38
3.3. Entwurf	39
3.3.1. Auslegung und Auswahl des Verdichters.....	40
3.3.2. Energetische Auslegung der Versuchsanlage und ihrer Bauteile	42
3.3.3. Berechnung der stationären Betriebspunkte	45
3.3.4. Technischer Aufbau und Peripherie	50
3.4. Hauptkomponenten.....	51

3.4.1. Verdichter	51
3.4.2. Ölrückführsystem.....	53
3.4.3. Druckbehälter	55
3.4.4. Verdampfer	55
3.4.5. Konditionierung.....	55
3.4.6. Gaskühler	56
3.4.7. Kondensator	56
3.4.8. Pumpe und Pumpenregelung.....	56
3.4.9. Ventile.....	57
3.4.10. Rohrleitung	58
3.4.11. Sicherheitseinrichtungen	61
3.4.12. Dichtungen und Dichtmaterialien	64
3.4.13. Elektrischer Anschluss der Hauptkomponenten	66
3.5. Messtechnik und Messstellen.....	66
3.5.1. Widerstandsthermometer	67
3.5.2. Druckmessumformer	68
3.5.3. Coriolis-Massenstrommesser	69
3.5.4. Differenzdruckmesser/Füllstandsmesser	69
3.5.5. Steuerungs- und Messaufbau	71
3.5.6. Mess – und Steuerpunkte	74
3.6. Versuchsanlagenregelung	75
3.6.1. Wahl der Regelstrategie und Identifikation der Systemgrößen.....	75
3.6.2. Ausführung der Regelstrategie.....	78
3.6.3. Entwurf der Analogregler.....	79
3.6.4. Entwurf der Digitalregler	81
3.7. Ergebnisse	87
3.7.1. Vergleich Auslegung und Experiment	87
3.7.2. Validierung des Anlagenkonzepts	89
4. Teststrecke: Diffusion Welded Heat Exchanger (DWHE)	95
4.1. Auswahl eines Kompaktwärmeübertragers und Vorbetrachtung.....	95
4.1.1. Aufbau und Fertigung eines PCHE	96
4.1.2. Materialien.....	98
4.1.3. Festigkeit	99
4.1.4. Wärmeübertragung.....	101
4.1.5. Hydraulik.....	102
4.2. Anforderungen und Randbedingungen	105
4.3. Thermohydraulische Auslegung	107
4.4. Materialauswahl.....	111
4.5. Betriebsfestigkeit	114
4.5.1. Berechnung der Festigkeit	114
4.5.2. Numerischer und experimenteller Ansatz	115
4.6. Teststrecke.....	115

4.6.1. Aufbau	115
4.6.2. Messinstrumente	117
4.7. Auswertemethoden	121
4.7.2. Untersuchungsgrößen	126
4.8. Messkampagnen DWHE	127
4.8.1. Druckverluste bei unbeheizter Strömung	128
4.8.2. Druck- und Temperaturmessungen bei beheizter Strömung	128
4.9. Versuchsergebnisse	131
4.9.1. Vorbetrachtung	131
4.9.2. Druckverluste (unbeheizte Strömung).....	132
4.9.3. Druckverluste (beheizte Strömung).....	136
4.9.4. Temperaturdifferenz	141
4.9.5. Temperaturen der Kupferoberfläche bzw. der DWHE-Unterseite.....	143
4.9.6. Oberflächentemperaturen	145
4.10. Numerische Analysen	156
4.10.1. Massenstromgleichverteilung	156
4.10.2. Vergleich zwischen Simulation und Thermographie	158
4.10.3. Vergleich von Nusselt-Korrelationen	160
4.10.4. Temperaturgleichverteilung.....	161
4.10.5. Verbesserungsmaßnahmen	162
4.10.6. Ideale Massenstromverteilung	163
4.11. Fehlerbetrachtung	164
4.12. Schlussfolgerungen	164
5. Zusammenfassung	167
Literaturverzeichnis	169
A. Anhang.....	179

Abkürzungsverzeichnis

ASME	American Society of Mechanical Engineers
BRD	Bundesrepublik Deutschland
C	Kohlenstoff
Ca	Calcium
CaCO ₃	Calciumcarbonat
COP	Coefficient of Performance, Leistungszahl
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
Cr	Chrom
Cr ₂ O ₃	Chromoxid
Cu	Kupfer
DWHE	Diffusion Welded Heat Exchanger
DDR	Deutsche Demokratische Republik
DGRL	Druckgeräterichtlinie
DIN	Deutsches Institut für Normung, Deutsche Industrienorm
EB	Eintrittsbedingung
EN	Europäische Norm
EU	Europäische Union
Fe	Eisen
FeCO ₃	Eisencarbonat
FeCr ₂ O ₄	Spinell
Fe ₃ O ₄	Magnetit
FKW	Fluor-Kohlenwasserstoff
HCO ₃ ⁻	Hydrogencarbonat
HeRo	Heat Removal System
H ₂ CO ₃	Kohlensäure
H ₂ O	Wasser
IKE	Institut für Kernenergetik und Energiesysteme
ISO	Internationale Organisation für Normung
MDE	Messdatenerfassung
Ni	Nickel
NSG	Navier-Stokes-Gleichungen
O ₂	Sauerstoff
PAG	Polyalkylenglykolen
PCHE	Printed Circuit Heat Exchanger
Pt	Platin
R744	Kohlenstoffdioxid, Kältemittelbezeichnung
sCO ₂	(Super-/)Überkritisches Kohlenstoffdioxid
SS	Stainless Steel, Edelstahl
SÜ	Sauggasüberhitzung
TRGS	Technische Richtlinien für Gase und Gefahrstoffe.
TÜV	Technischer Überwachungsverein
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WS	Werkstoff
WÜ	Wärmeübertragung
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

a	Seitenverhältnis	-
A	Fläche	m^2
b	Kanalbreite	m
B	Breite	m
c_p	Spezifische isobare Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kgK})$
C	Konzentration	-
Cy	Kapazität	$\text{kg s}^2/\text{m}^2$
d	Durchmesser	m
e	Schweißfaktor	-
e(k)	Regelabweichung, zeitdiskret	-
e(t)	Regelabweichung, kontinuierlich	-
E	Elastizitätsmodul	MPa
E(s)	Eingangssignal im Bildbereich	-
f	Frequenz	Hz
F_p	Druckwiderstand	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
G	Massenstromdichte	$\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$
G(s)	Übertragungsfunktion	-
G0(s)	Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises	-
h	Höhe	m
H	Höhe	m
i	Zählindex	-
I	Zählindex	-
j	Zählindex	-
J	Trägheitsmoment	kg/m^2
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
K_f	Fluidkompressionsmodul	-
K_P	Proportionalanteil	-
K_V	Durchflussziffer Ventil	mm^2
l	Länge	m
L	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M	Molare Masse	kg/mol
n	Drehzahl	$1/\text{s}$
N_6	Numerische Konstante	-
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m^2
q^+	Normierte Wärmestromdichte	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
r	Radius	m
$R_{p0,2}$	Ersatzstreckgrenze	MPa
s	Abstand	m
S	Sicherheitsfaktor	-
S_{asy}	Schlupf	-
t	Zeit	s
t_f	Stegbreite	m
t_p	Plattenhöhe	m
T	Temperatur	$^\circ\text{C}$
T_N	Nachstellzeit	s
T_{per}	Periodendauer bzw. Zeitkonstante	s
T_V	Vorhaltzeit	s

Nomenklatur

T_t	Totzeit	s
$u(\mathbf{k})$	Stellwert, zeitdiskret	-
$u(\mathbf{t})$	Stellwert, kontinuierlich	-
U	Umfang	m
$U(s)$	Ausgangssignal im Bildbereich	-
v	Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
w	Geschwindigkeit	m/s
W	Wärmekapazitätsstrom	W/K
$W(s)$	Führungsübertragungsfunktion im Bildbereich	-
x	Koordinate	m
y	Koordinate	m
Y	Kofaktor Expansionsventil	m
z	Koordinate	m

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
β	Thermischer Ausdehnungskoeffizient	1/K
$\beta_{w\ddot{u}}$	Kompaktheit	m ² /m ³
γ_n	Lokale Scherung	-
Δ	Differenz	-
Δh_v	Verdampfungsenthalpie	kJ/kg
ε	Leistungszahl	-
ε_{12}	Emissionsgrad	-
ε_n	lokale Dehnung	-
ζ	Formwiderstand	-
η	Dynamische Viskosität	Pa·s
η_v	Volumetrischer Wirkungsgrad	-
ϑ	Temperatur	°C
θ	Temperaturdifferenz	K
θ_m	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
κ	Isentropenexponent	-
λ_R	Rohrreibungszahl	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)
μ	Querkontraktionszahl	-
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
ξ	Formwiderstand	-
π	Kreiszahl	-
Π	Verdichtungsverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Spannung	MPa
σ_f	Flächennutzungsgrad	-
Σ	Summenzeichen	-
τ	Schubspannung	N/m ²
φ	Öffnungsgrad	-
χ	Ölkonzentration	-
ω	Löslichkeit von Öl in CO ₂	-

Dimensionslose Kennzahlen

Bo^*	Buoyancy Zahl	$\frac{Gr}{Re_{d_h}^{3,425} Pr^{0,8}}$
Gr	Grashof-Zahl	$\frac{g \cdot \beta \cdot d_i^3 \cdot (T_W - T_F)}{\nu^2}$
J	Colburn-Zahl	$\frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}}$
K_v	Beschleunigungsfaktor	$\frac{4 (U_h/U_w) \cdot q^+}{Re_{d_h}}$

Nu	Nusselt-Zahl	$\left(\frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda}\right)$
Pr	Prandtl-Zahl	$\left(\frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}\right)$
q*	Normierte Wärmestromdichte	$\frac{\beta \cdot \dot{q}_W}{G \cdot c_p}$
Re	Reynolds-Zahl	$\left(\frac{w \cdot d_i \cdot \rho}{\eta}\right)$

Indices

a	außen
ab	Abtastung
amb	Umgebung
(aq)	gelöst
a	außen
aus	Austritt
A	Blasenablösung
b	bulk
c	charakteristisch
ch	Kanal
cool	Kühl
Cu	Kupfer
δ	Übergangsschicht
d	Durchmesser
DB	Druckbehälter
Dh	Hydraulischer Durchmesser
el	elektrisch
ein	Eintritt
EV	Expansionsventil
F	Fluid
(g)	gasförmig
ges	gesamt
GEH	Gestaltänderungshypothese
Gni	Gnielinski
h	hydraulisch
HD	Hochdruck
hub	Hub
i	innen
(l)	flüssig
k	Kernströmung
kern	Kernströmung
kor	Korrosion
kr	kritisch
K	Kernströmung
KM	Kühlmittel
l	längs
log	logarithmisch
m	mittlere(r)
max	maximal
min	minimal
M	molar
n	Platzhalter Zahl
ND	Niederdruck
o	oben
p	isobar
pk	pseudokritisch
P	Platte

Nomenklatur

q	quer
reib	Reibung
R	Rohr
RK	Regelkreis
s	Regelstrecke
saug	Sauggas
sCO₂	überkritisches CO ₂
ss	Edelstahl
S	(Regel-)Strecke
SÜ	Sauggasüberhitzung
th	thermisch
tol	Toleranz
u	unterhalb
v	isochore
verd	Verdichter
V	Ventil
w	wetted/benetzt
W	Wand
WÜ	wärmeübertragend
x	örtlich
0	Referenzwert, Anfangswert
1	Endwert

1. Einleitung

1.1. Motivation

Die wirtschaftliche Leistungs- und Entwicklungsfähigkeit der westlichen Industriestaaten und der damit verbundene Wohlstandsgewinn seit Beginn der industriellen Revolution, basieren zu einem erheblichen Teil auf der dauerhaften Bereitstellung von Energieträgern, wie z.B. Strom, Mineralöl und Braun-/Steinkohle zu erschwinglichen Preisen. Neue politische wie wirtschaftliche Entwicklungen stellen die Erfüllung dieser Voraussetzung vor neue Herausforderungen. Die Preise für Energieträger (Rohöl, Gas, Kohle, Strom) in Deutschland sind seit dem Jahr 1991 in erheblichem Maße gestiegen und liegen im Mittel oberhalb der durchschnittlichen Inflationsrate (Rohöl: 9,5 %, Gas: 6,6 %, Kohle: 4,0 %, Industriestrom: 2,61 %, Inflationsrate: 1,9 %) [1].

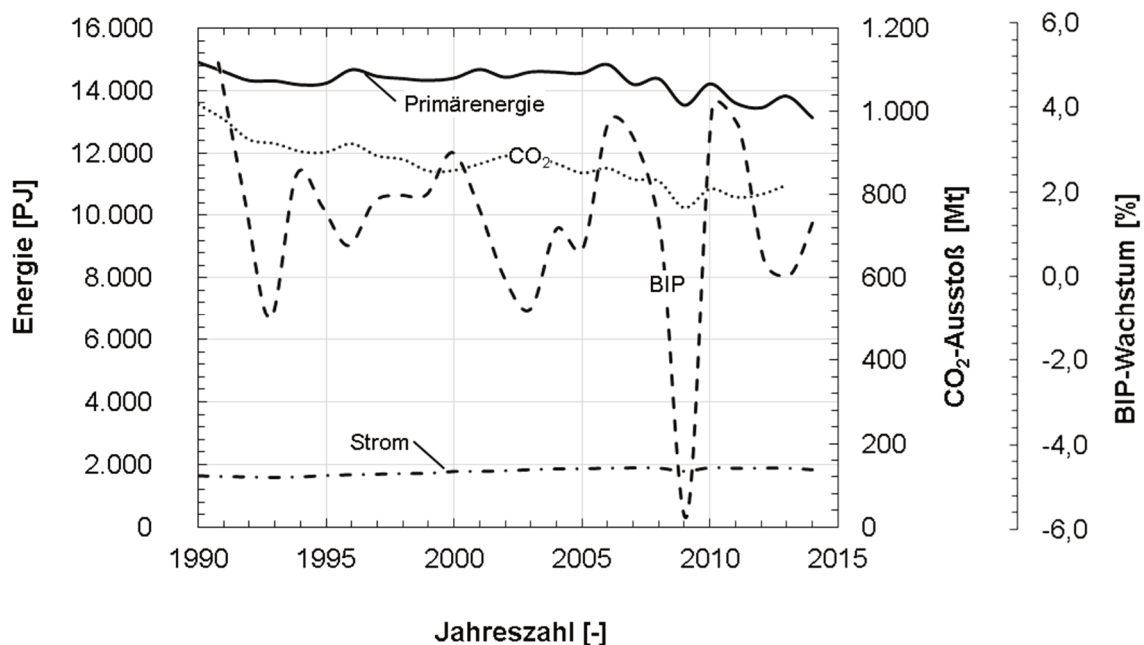


Abb. 1: Jährlicher Primärenergieverbrauch, Stromverbrauch, BIP-Wachstumsrate und CO₂-Emissionen in der Bundesrepublik Deutschland von 1990 - 2014. Datenbasis aus [1].

Die im Kyoto-Protokoll ratifizierten Vereinbarungen [2] zur Begrenzung der Klimaerwärmung mündeten 2010 im Ziel der Bundesregierung, den Ausstoß an Treibhausgasen bis 2020 um 40 % gegenüber dem Wert von 1990 zu reduzieren. Damit einhergehend soll bis 2020 der Primärenergieverbrauch gegenüber 2008 um 20% und bis 2050 um 50 % sinken. Dies erfordert, gemäß Darstellung der Bundesregierung, eine jährliche Steigerungsrate der Energieproduktivität um durchschnittlich 2,1 % bezogen auf den Endenergieverbrauch [3]. Weiterhin erklärt es die Bundesregierung zum Ziel, bis 2020 den Stromverbrauch gegenüber 2008 in einer Größenordnung von 10 % und bis 2050 von 25 % zu vermindern [3]. Wie in Abb. 1 zu erkennen ist, sank der jährliche Primärenergieverbrauch in der Zeitspanne von 1990 bis 2014 um 11,5 %, bedingt durch den Zusammenbruch der (Schwer-) Industrie auf dem Gebiet der ehemaligen Deutschen Demokratischen Republik (DDR) und durch Maßnahmen zur Energieeinsparung.

Gleichzeitig stieg der Stromverbrauch um 10,5 % an, u.a. bedingt durch die immer weiter fortschreitende Nutzung elektrischer Energie in Industrie und Privathaushalten. Die Energieziele der Bundesregierung sind dementsprechend nur durch weitere konsequente und intensivierete Einsparung von Energie zu verwirklichen. Daher kommt der Steigerung der Energieeffizienz von bestehenden bzw. künftigen technischen Systemen in den nächsten Jahren eine entscheidende Schlüsselrolle zu. Viele dieser Systeme basieren auf thermodynamischen Kreisprozessen, die in rechtsgängig (Wärme-Kraft-Maschine, z.B. Otto/Diesel-Motoren, Wärmekraftwerke) und linksgängig (Kältemaschinen, z.B. Klimaanlage, Wärmepumpen) unterschieden werden. Ihre Effizienz hängt stark von den Temperatur- und Druckbereichen ab, die von ihren Arbeitsmitteln durchlaufen werden bzw. technisch durchlaufen werden können (Vgl. Carnot-Wirkungsgrad [4]) und somit auch von der Art ihres Arbeitsmittels und dessen thermodynamischen Stoffeigenschaften. Gleichzeitig darf im Hinblick auf Klima- und Ozonschutz keine ökologische Gefährdung von diesen Arbeitsmitteln ausgehen, wenn sie in die Atmosphäre entweichen. Dies schreiben eine EU-Richtlinie und das Montreal-Protokoll völkerrechtsverbindlich für die unterzeichnenden bzw. teilnehmenden Staaten und damit auch der Bundesrepublik Deutschland (BRD) vor [5], [6]. Kohlenstoffdioxid (ugs. auch: Kohlendioxid, Kohlendioxyd, Kohlensäure. Chem.: CO_2) bietet unter Berücksichtigung all dieser Erwägungen für eine breite Palette an technischen Anwendungsmöglichkeiten eine preisgünstige, effiziente und umweltverträgliche Alternative zu bisher weit verbreitenden Arbeitsmitteln wie Wasser/Dampf oder Fluorkohlenwasserstoffe (FKW, z.B. R134a, R404). Der kritische Punkt von CO_2 liegt bei einem Druck von $p_k = 73,8$ bar und einer Temperatur von $T_k = 31,1$ °C [7]. Damit ist CO_2 auch im überkritischen Zustand vergleichsweise einfach technisch beherrschbar und bietet die Möglichkeit zur Nutzung in trans- und superkritischen thermodynamischen Kreisprozessen. Diese Arten von Kreisprozessen arbeiten (zumindest teilweise) oberhalb des kritischen Punkts und weisen daher eine höhere Effizienz gegenüber rein subkritisch arbeitenden Kreisprozessen auf. Beachtliches Potential zeigt der Einsatz von sCO_2 in der Kraftwerkstechnik. Hier erweist sich sCO_2 gerade in Kombination mit dem rechtsgängigen Joule-Kreisprozess im mittleren Temperaturbereich von 300 bis 600 °C anderen gängigen Arbeitsmitteln wie Wasser/Dampf und Helium überlegen [8]. Dostal et al. [9] gelang der Nachweis, dass dieser höhere Wirkungsgrade bei geringeren Anlagenkosten im Vergleich zum klassischen wasserdampfbasierten Clausius-Rankine-Prozess erwarten lässt. Ihren Erkenntnissen zufolge weist ein Rekompresions-Design, mit einer zweiten parallelen Verdichtungsstufe ohne Vorkühlung des Arbeitsmittels, das günstigste Anlagendesign auf. Dieser verspricht bei sCO_2 -Temperaturen auf der Hochdruckseite zwischen 500 und 700 °C und Drücken bis zu 200 bar Wirkungsgrade größer 45 % [9].

1.2. Joule-Kreislauf nach Venker

Venker zeigte durch Simulationen mit dem Thermohydraulik-Code ATHLET, dass ein einstufiger Joule-Kreisprozess im Falle eines „Station Blackout“ in der Lage ist über 72 h hinweg die Nachzerfallwärme in einem Siedewasserreaktor sicher an die Umgebungsluft abzuführen [10]. Im Zuge des EU-Projekts HeRo [11] werden die einzelnen Komponenten dieses Kreislaufs entwickelt und in verkleinertem Maßstab als Gesamtkreislauf getestet.

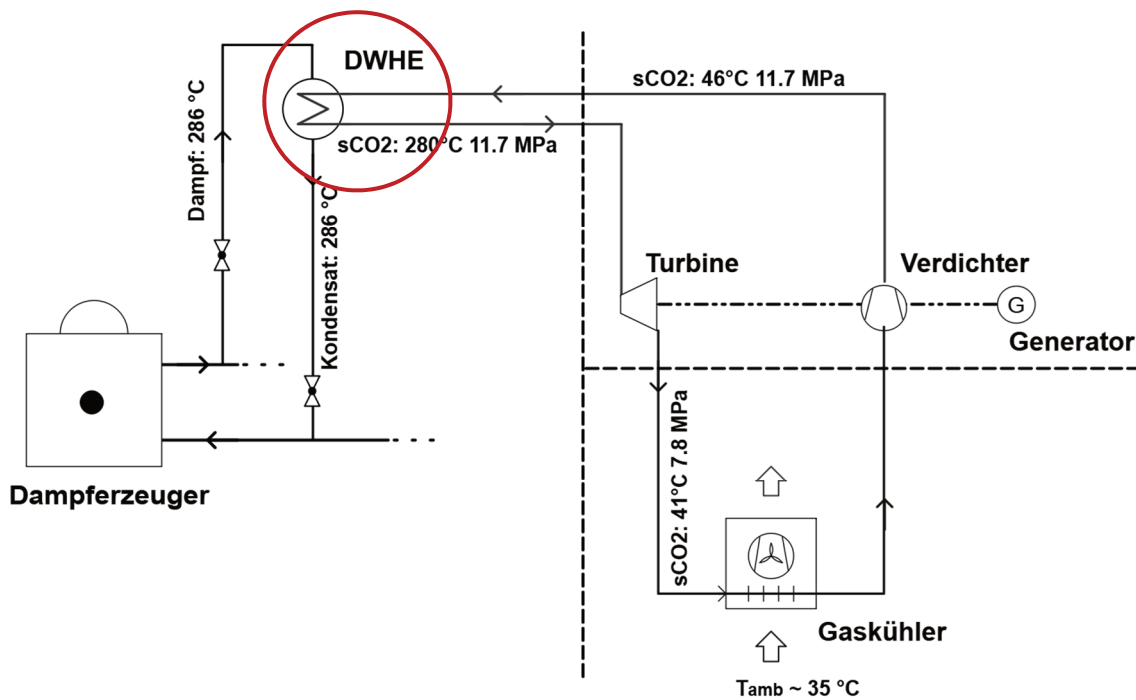


Abb. 2: Schema des Joule-Kreislaufs nach Venker.

Ein Einsatz dieser Technologie ist nicht auf Anwendungen in der nuklearen Sicherheitstechnik beschränkt, sondern weithin auf allen Gebieten der Energietechnik denkbar, in denen Prozessdampf kondensiert und ggf. die anfallende Kondensationswärme in elektrische Energie gewandelt werden muss. Darunter fallen jede Art von thermischen Kraftwerken (z. B. Kohle), aber auch Anlagen der chemischen Industrie. Diesen gereicht allen die Tatsache zum Nachteil, dass aufgrund ihrer immanenten Trägheit die Laständerungsgeschwindigkeit vergleichsweise gering ausfällt und der Leistungshub nur innerhalb eines schmalen Bandes erfolgen kann. Dies verringert ihre Wirtschaftlichkeit und macht speziell Kohlekraftwerke für den Lastfolgebetrieb unattraktiv, der durch den Ausbau erneuerbarer Energien im Zuge der Energiewende immer stärker gefordert wird. Ein Joule-Kreislauf nach Venker dient der stärkeren Flexibilisierung der Fahrweise derartiger Anlagen und vermag somit einen weiteren Beitrag zur Energiewende leisten. Abb. 2 zeigt den generischen Aufbau dieses Kreislaufs. Ein Wärmeübertrager (DWHE) als Schnittstelle zwischen Dampfseite- und Joule-Kreislauf, kondensiert den einströmenden Wasserdampf auf der Primärseite unter simultaner Aufheizung des verdichteten sCO₂ der Sekundärseite. Die dadurch auf den Joule-Kreislauf übertragene Kondensationswärme wird durch einen Entspannungsvorgang in einer Turbine in mechanische Energie gewandelt, welche wiederum einen elektrischen Generator treibt. Anschließend wird das sCO₂ in einem nachgeschalteten Gaskühler mittels Zwangskonvektion auf Umgebungstempe-

ratur gekühlt. Die Antriebsenergie der hierfür notwendigen Gebläse wird dem Generator entnommen und schmälert die Energieausbeute des Joule-Kreislaufs entsprechend. Ein nachgeschalteter Verdichter, der ebenfalls von der Turbine mechanisch angetrieben wird, überführt das $s\text{CO}_2$ erneut in den verdichteten Hochdruckzustand zurück. Die elektrische Versorgung der Mess-, Steuer- und Regelungstechnik zehrt als Eigenbedarf ebenfalls von der im Generator gewonnenen elektrischen Überschussenergie. Der Wirkungsgrad des $s\text{CO}_2$ -Kreislaufs ist bei hochdruckseitigen Temperaturen von weniger als 300 °C zwar einem Clausius-Rankine-Prozess unterlegen, er bietet diesem gegenüber dennoch entscheidende Vorteile: Im Fall von schnellen Laständerungen ist er schnell zu- und abschaltbar und bei geringeren Lasten bzw. Dampfmassenströmen noch arbeitsfähig, d.h. auch dann ist er noch in der Lage den anfallenden Dampf vollständig zu kondensieren. Sein Design ist so ausgelegt, dass er in bestehenden Anlagen nachrüstbar ist und somit keine Konkurrenz zu diesen sondern eine Ergänzung zur Flexibilisierung von Altanlagen darstellt. Dieses Kreislauf-Konzept stellt jedoch hohe Anforderungen an seine Komponenten hinsichtlich Kompaktheit, Festigkeit, Korrosionsbeständigkeit und thermischer Leistungsfähigkeit. Speziell dem Wärmeübertrager (rot eingekreist in Abb. 2) als Bindeglied zwischen Dampfkreislauf und $s\text{CO}_2$ -Joule-Kreislauf kommt eine herausragende Bedeutung zu. Als einzige Komponente muss dieser in der räumlichen Umgebung der Dampfquelle Platz finden. Alle übrigen Komponenten können in Nebenräumen oder –gebäuden bzw. auf dem Kraftwerksgelände verbaut und durch Rohrleitungen mit diesem verbunden werden. Dies führt zur Forderung, dass dieser Wärmeübertrager so kompakt aber dennoch leistungsstark ausgeführt werden muss, dass eine problemlose Installation, auch bei geringem oder begrenztem Bauraum, möglich ist. Gleichzeitig muss eine hohe thermische Übertragungsleistung gewährleistet werden, auch im Teillastbereich und bei ungeplanten Betriebsabweichungen, die in jedem technischen System immanent sind. Einzig unter diesen Voraussetzungen vermag der $s\text{CO}_2$ -Joule-Kreislauf seine Vorteile und seinen Einsatzzweck voll zu entfalten.

1.3. Ziele der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit besteht in der Entwicklung und der Untersuchung eines kompakten Wärmeübertragers mit dem Arbeitsmittel $s\text{CO}_2$ hinsichtlich einer Nutzung als Wärmequelle eines Joule-Kreislaufs. Im Vordergrund soll die Fähigkeit stehen, diesen in bestehenden kraftwerkstechnischen Anlagen zur Abfuhr von Kondensationswärme integrieren bzw. nachrüsten und große Leistungsgradienten fahren zu können. Neben der Auswahl eines geeigneten Wärmeübertragerdesigns und seiner thermischen, strömungs- und strukturmechanischen Auslegung umfasst dies im Wesentlichen die thermohydraulische Grundlagenuntersuchung, die Überprüfung von potentiellen Werkstoffen auf Eignung, des Weiteren Ansätze zur Berechnung der Betriebsfestigkeit und das Aufzeigen von Optimierungspotential bei Design und Strömungsführung, insbesondere die Verteilräume betreffend. Die potentielle thermische Leistungsfähigkeit, anzustrebende, wie auch zu meidende Betriebsbereiche, aber auch weiterer, notwendiger Forschungs- und Verbesserungsbedarf sollen aufgezeigt werden. Dies soll im Gleichklang von experimentellen Untersuchungen und neuartigen numerischen Ansätzen an einem vereinfachten Prototypen geschehen. Die Untersuchungen am Wärmeübertrager sollen von grundlegender Natur sein und sich gegenebenfalls zur Übertragung auf weitere potentielle technische Anwendungsmöglichkeiten anbieten, was gleichzeitig ein gewisses Maß an Unabhängigkeit von der Nutzung in einem Joule-Kreislauf erfordert. Besonderes Augenmerk soll hierbei auf dem charakteristischen Wärmeübertragungsverhalten von $s\text{CO}_2$ liegen, welches auch für die Kältetechnik von Interesse sein könnte. Um diesbezüglich die Grenzen der thermischen Leistungsfähigkeit vollumfänglich auszureizen, sollen zu untersuchende Drücke und Temperaturen in der Nähe des kritischen Punkts liegen, wo die Stoffeigenschaften eines jeden Fluids die günstigsten Voraussetzungen zur Wärmeübertragung vermuten lassen. Die gewonnenen Messdaten sollen ausgewertet, technisch interpretiert und im Hinblick auf die genannte Ziele beurteilt, sowie ergänzend mit Daten verglichen werden, die aus Literatur und einem numerischen Ansatz gewonnen werden. Solcherlei Experimente bedürfen einer geeigneten technischen Infrastruktur. Aufgrund der Besonderheiten im Umgang mit dem Arbeitsmittel $s\text{CO}_2$ handelt es sich dabei nicht um eine Standard-Laboraattung und ist am IKE zu Beginn dieser Arbeit nicht vorhanden. Als Konsequenz ist zunächst die Planung, der Bau und die Inbetriebnahme einer Versuchsanlage für $s\text{CO}_2$ gemäß dem aktuellen Stand der Technik durchzuführen. Diese ist unter technischen Gesichtspunkten innovativ und fähig zur breiten Anwendung zu gestalten, d.h. ihr Aufbau ist so auszuführen, dass sie generell Untersuchungen im Rahmen von Ertüchtigung von $s\text{CO}_2$ -Technologie gestattet. Dies ist zwar ausdrücklich nicht auf Wärmeübertrager beschränkt, jedoch soll anhand der oben verlangten Untersuchung eines Kompaktwärmeübertragers gleichzeitig die Funktionstüchtigkeit der Versuchsanlage demonstriert werden. Dadurch sollen Experimenten an verschiedenartigen modularen Teststrecken in einem weiten Temperatur-, Druck- und Massenstrombereich ermöglicht werden. Ferner sind konstante, stationäre Versuchsparameter zur fachgerechten wissenschaftlichen Arbeit durch die Implementierung einer zweckmäßigen Steuerung und Regelung zu garantieren. Die Gewährleistung von Anlagensicherheit unter Einhaltung aller rechtlichen Vorgaben bleibt dabei oberstes Gebot.

2. Stand der Forschung und der Technik

Dieses Kapitel beinhaltet Grundlagen und aktuelle Forschungserkenntnisse, die zum technischen Verständnis von $s\text{CO}_2$ in technischen Anlagen und bei Wärmeübertragungsprozessen notwendig sind und auf denen diese Arbeit im weiteren Verlauf aufbaut.

2.1. Überkritisches CO_2

Die allgemeinen chemischen und physiologischen Eigenschaften von überkritischem CO_2 sind mit jenen von unterkritischem CO_2 weitestgehend identisch. In den physikalischen Eigenschaften, insbesondere den Stoffeigenschaften treten jedoch Schwankungen auf, auf die im Folgenden besonderes Augenmerk gelegt wird.

2.1.1. Physiologische Eigenschaften

Die Dichte von CO_2 ist höher als jene von Luft, daher sammeln sich größere Mengen in tiefer gelegenen Räumen (z.B. Kellern) an und können dort eine Gefahr für den Menschen darstellen. CO_2 ist verantwortlich für den Atemreflex des Menschen, wirkt aber bei höheren Konzentrationen von 8-10 Vol.-% stark toxisch, da der Atemreflex unterdrückt und das Blut übersäuert wird (Azidose). Die maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK): ist gesetzlich auf 5000 ppm = 0,5 % festgeschrieben. Seine mittlere atmosphärische Konzentration beträgt gegenwärtig ca. 390 ppm, Tendenz steigend [1].

2.1.2. Physikalische Eigenschaften und Stoffwerte

Abb. 3 zeigt das Zustandsdiagramm ($\log(p)$ -T-Diagramm) von CO_2 , indem die Druck und Temperaturbereiche der festen, flüssigen und gasförmigen Aggregatzustände (Phasen) sowie ihre Grenzen (Sublimations-, Schmelz- und Siedelinie) eingetragen sind.

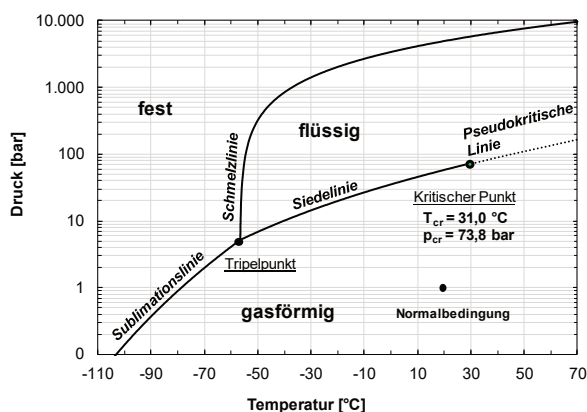


Abb. 3: Zustandsdiagramm (p -T-Diagramm) von CO_2 . Berechnet mit [12].

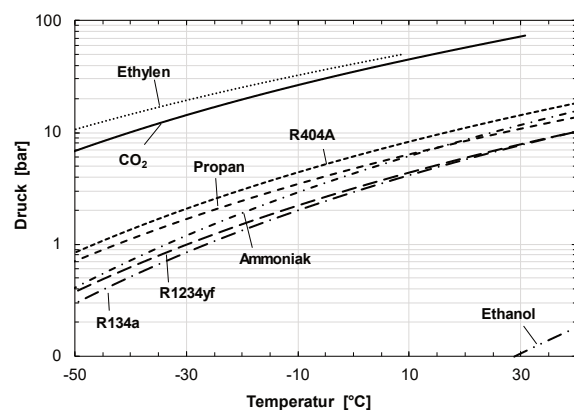
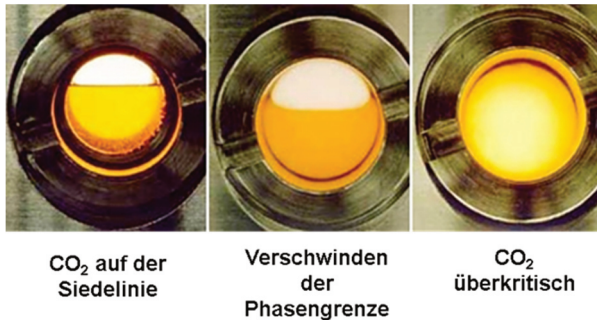


Abb. 4: Dampfdruckkurven verschiedener gängiger organischer und anorganischer Kältemittel. Berechnet mit [12].

Unter Umgebungsdruck liegt CO_2 niemals flüssig vor. Bei Abkühlung oder Entspannung unter die Sublimationslinie geht es in den festen Aggregatzustand über, indem es häufig mit dem Trivialnamen „Trockeneis“ belegt wird. Abb. 4 zeigt die Dampfdruckkurve (Siedelinie im p -T-

2.1. Überkritisches CO₂

Diagramm) von CO₂ im Vergleich zu anderen gängigen organischen und synthetischen Kältemitteln (FKW). Die Drucklage von CO₂ ist im gesamten, für Kältemaschinen relevanten Temperaturbereich um mehr als eine Zehnerpotenz höher, als jene von gängigen Kältemitteln wie R1234yf oder R134a. Als Konsequenz fordert die Verwendung von CO₂ größere Wandstärken der Kältekreis Komponenten und folglich höhere Anlage – bzw. Investitionskosten. Hierin zeigt sich ein entscheidender Nachteil gegenüber Fluorkohlenwasserstoffen (FKW), die Anwendung in der Kältetechnik betreffend.



CO₂ auf der Siedelinie

Verschwinden der Phasengrenze

CO₂ überkritisch



Abb. 6: Kritische Opaleszenz von CO₂ in einer Natterer-Röhre [13].

Abb. 5: Eingefärbtes CO₂ in einer Sichtzelle beim Übergang in den überkritischen Zustand [13].

Die Dampfdruckkurve (Siedelinie) in Abb. 3 wird durch den kritischen Punkt begrenzt. Oberhalb der kritischen Temperatur ist CO₂ nicht kondensierbar, auch nicht unter Druck. Bei Annäherung an den kritischen Punkt entlang der Siedelinie gleichen sich die Dichten der flüssigen Phase ρ' und der dampfförmigen Phase ρ'' aneinander immer weiter an, bis sich schließlich die sichtbare Phasengrenze auflöst und für die Differenz der spezifischen Volumina $\Delta v \left(\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right)$ zu null wird. Ein Stoff ist oberhalb des kritischen Punkts einphasig und nimmt das gesamte zur Verfügung stehende Volumen ein.

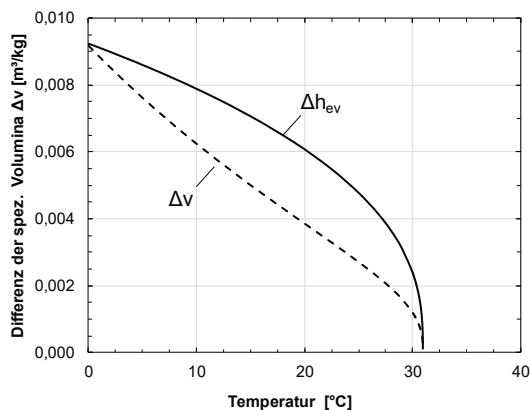


Abb. 7: Temperaturabhängiger Verlauf der Ordnungsparameter. Berechnet mit [12].

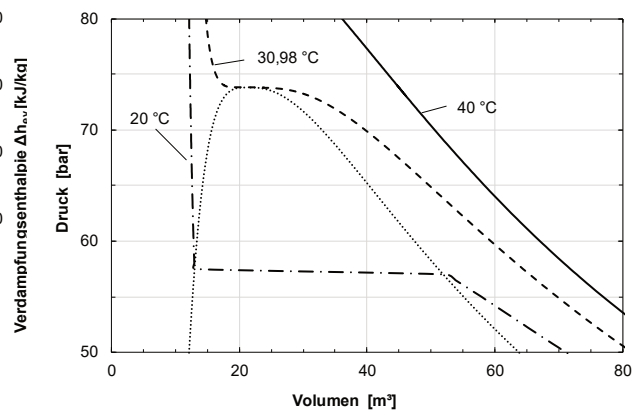


Abb. 8: p-V-Diagramm (Masse M = 100 kg) von CO₂ bei verschiedenen Isothermen. Berechnet mit [12].

Dies ist in Abb. 5 anhand von eingefärbtem CO₂ illustriert. Als Konsequenz existiert definitionsgemäß keine Oberflächenspannung im überkritischen Gebiet. Wird bei einem Stoff der kritische Punkt überschritten, findet ein Phasenwechsel 2. Ordnung nach Ehrenfest [14] statt. Dieser ist gekennzeichnet durch folgende Eigenschaften:

- Der Ordnungsparameter des Systems (z.B. Δv , Δh_{ev}) verläuft kontinuierlich gegen null.

- Die Isotherme für T_{kr} besitzt einen Sattelpunkt (Wendepunkt mit horizontaler Tangente) im p-V- Diagramm am kritischen Punkt.
- Die zweiten partiellen Ableitungen der Gibbs-Enthalpie, z.B.: $c_p = \left(\frac{d^2G}{dT^2}\right)_p = \frac{1}{T} \left(\frac{dh}{dT}\right)_p$, vollführen einen Sprung am kritischen Punkt.

Die erste Eigenschaft ist gemäß Abb. 7 für beide Ordnungsparameter erfüllt. Aus der zweiten Eigenschaft des Phasenübergangs 2. Ordnung am kritischen Punkt folgt als Bedingung Gl. 1 (siehe auch Abb. 8).

$$\left(\frac{dp}{dV}\right)_T = \left(\frac{d^2p}{dV^2}\right)_T = 0 \quad \text{Gl. 1}$$

Eingesetzt in die van-der-Waals-Zustandsgleichung für reale Gase, lassen sich die kritische Temperatur T_{kr} , der kritische Druck p_{kr} und die kritische Dichte ρ_{kr} bzw. das kritische spezifische Volumen v_{kr} berechnen. Für CO_2 ergeben sich die Werte in Tab. 1.

Tab. 1: Kritische Parameter von CO_2 . [12]. Kohäsionsdruck $a_{\text{CO}_2} = 363,7 \text{ kPa} \cdot \text{dm}^6/\text{mol}^2$, Kovolumen $b_{\text{CO}_2} = 42,7 \text{ cm}^3/\text{mol}$, Molare Masse $M_{\text{CO}_2} = 44,01 \text{ kg/kmol}$, Universelle Gaskonstante $R = 8,314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$.

Zustandsgröße	Wert	Berechnung nach van-der-Waals	Einheit
T_{kr}	30,98	$\frac{8 \cdot a_{\text{CO}_2}}{27 \cdot R \cdot b_{\text{CO}_2}}$	$^{\circ}\text{C}$
p_{kr}	73,77	$\frac{a_{\text{CO}_2}}{27 \cdot b_{\text{CO}_2}^2}$	bar
v_{kr}	0,0021367	$\frac{3 \cdot b_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}}$	m^3/kg

Dennoch vermögen die van-der-Waals-Gleichung und die mit ihr verbundene Molekularfeldtheorie den Phasenübergang am kritischen Punkt nicht hinreichend genau zu beschreiben. Die quantitative Beschreibung der Phänomene am kritischen Punkt ist Gegenstand der statistischen Mechanik der theoretischen Physik.

Landau entwickelte die Molekularfeldtheorie zur nach ihm benannten Landau-Theorie der Phasenübergänge weiter und prognostizierte Asymmetrien in den Phasen als Ursache der Phasenübergänge [14]. Patashinskii und Pokrovskii [15], zeigten dass zur Quantifizierung der kritischen Phänomene zusätzlich lokale Fluktuationen zu berücksichtigen sind. Diese entstehen durch die gegen Null strebende Verdampfungsenthalpie am kritischen Punkt. Dies führt zu lokalen Dichtefluktuationen aufgrund von Molekülcluster die ständig ihre Phase wechseln. Erreicht die Korrelationslänge (Größenordnung des wirksamen mittleren Molekülabstands) dieser Cluster die Wellenlänge des sichtbaren Lichts, wird das Licht gestreut und es entsteht eine milchige Eintrübung des Stoffs am kritischen Punkt, die als kritische Opaleszenz bezeichnet wird (Abb. 6).

Des Weiteren weisen die kritischen Phänomene Universalität und Skaleninvarianz auf, d.h. dieselben physikalischen Ursachen wirken auch bei Phasenübergängen in weiteren Fachgebieten abseits der Thermodynamik, beispielsweise beim Übergang von normaler Elektrizitätsleitung zur Supraleitung [14]. Abb. 10 zeigt, dass die dritte Eigenschaft des Phasenübergangs nach Ehrenfest ebenfalls erfüllt ist. Am kritischen Punkt steigt die isobare Wärmekapazität an und fällt nach dessen Überschreiten wieder ab. Dies wird aufgrund des charakteristischen Verlaufs als λ -Anomalie bezeichnet [16]. Ob der Anstieg in der isobaren Wärmekapazität tatsächlich endlich ist, oder auf Ungenauigkeiten in den experimentellen Untersuchungen beruht

und stattdessen wie beim Phasenübergang 1. Ordnung (z.B. Kondensation) gegen unendlich strebt (und damit eine Singularität darstellt), ist in der Wissenschaft nach wie vor umstritten [17].

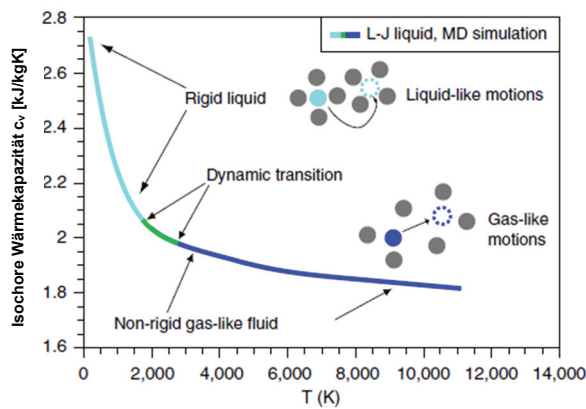


Abb. 9: Einteilung eines Stoffs in gasförmige oder flüssigkeitsähnliche Molekülbewegung anhand der spezifischen isochoren Wärmekapazität. Erstellt durch Molekulare Dynamik Simulation eines Lennard-Jones-Fluid (ideales Fluid) [16].

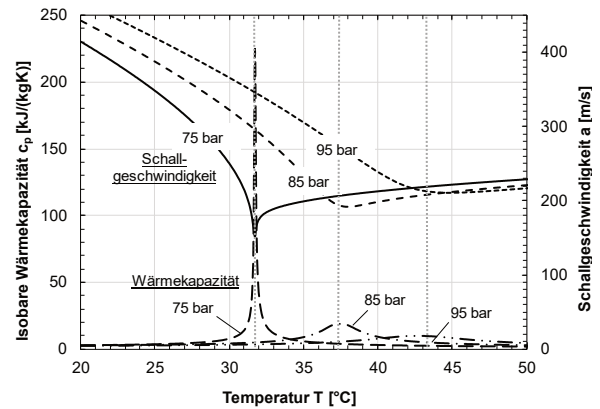


Abb. 10: Temperaturabhängiger Verlauf von Schallgeschwindigkeit und isobarer Wärmekapazität für die 75 bar, 85 bar und 90 bar Isobaren. Gepunktet dargestellt sind die Frenkel-Linien, die den flüssigen vom gasförmigen Zustand trennen. Berechnet mit [12].

Überkritisches CO₂ weist gleichzeitig Eigenschaften einer Flüssigkeit sowie eines Gases auf und ist daher nicht eindeutig einem Aggregatzustand zuzuordnen, sondern ein einphasiges, homogenes Fluid. Bolmatov et al. [16] unterteilen das überkritische Gebiet von CO₂ jedoch in zwei Bereiche, in denen dessen Moleküle eher steife flüssigkeitsartige Bewegungen oder eher nicht-steife gasartige Bewegungen vollführen (siehe Abb. 9). Die Unterscheidung erfolgt durch die Frenkel-Linie, die einen Stoff anhand seiner Schallgeschwindigkeit entweder dem flüssigen oder gasförmigen Zustand zuordnet.

Dies ist in Abb. 10 temperaturabhängig für verschiedene Isobaren dargestellt. Der plötzliche Übergang der Schallgeschwindigkeit markiert einen Punkt auf der Frenkel-Linie und deckt sich mit den λ -Anomalien der isobaren Wärmekapazität. Diese Punkte werden auch als pseudokritische Punkte bezeichnet, weil sie - ähnlich wie am kritischen Punkt - Extrema in der spezifischen isobaren Wärmekapazität aufweisen, wenn auch weniger ausgeprägt. Die zugehörigen Temperaturen berechnen sich in Abhängigkeit vom Druck nach einem empirischen Ansatz gemäß Gl. 2 [18].

$$T_{PK}(p) = T_{Kr} \left(1 + 1,3977 \left(\frac{p}{p_{Kr}} - 1 \right) - 0,37344 \left(\frac{p}{p_{Kr}} - 1 \right)^2 + 0,045 \left(\frac{p}{p_{Kr}} - 1 \right)^3 \right) \quad \text{Gl. 2}$$

Abb. 11 zeigt, dass sich die pseudokritischen Punkte mit zunehmendem Druck zu höherer Temperatur verschieben und die Extrema der spezifischen isobaren Wärmekapazität immer weniger ausgeprägt sind. Hieraus ergibt sich der Verlauf der pseudokritischen Linie (deckungsgleich mit der Frenkel-Linie), die auch im Zustandsdiagramm in Abb. 3 eingezeichnet ist.

Abb. 11 - Abb. 14 zeigen, dass an den pseudokritischen Punkten auch in weiteren Stoffwerten Anomalien festzustellen sind. Die Dichte fällt dauerhaft auf ein niedrigeres Niveau, das aber

dennoch oberhalb der üblichen Dichte von Gasen liegt (typisch 5-100 kg/m³). Die Wärmeleitfähigkeit weist an den pseudokritischen Punkten ebenfalls ein Extremum auf und fällt danach stark ab.

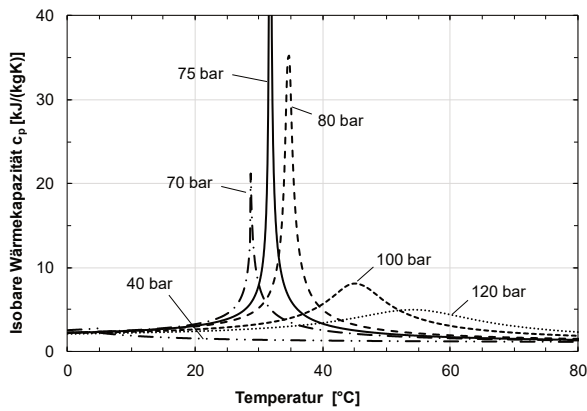


Abb. 11: Temperaturabhängiger Verlauf der spezifischen isobaren Wärmekapazität von CO₂ für verschiedene Isobaren. Berechnet mit [12]

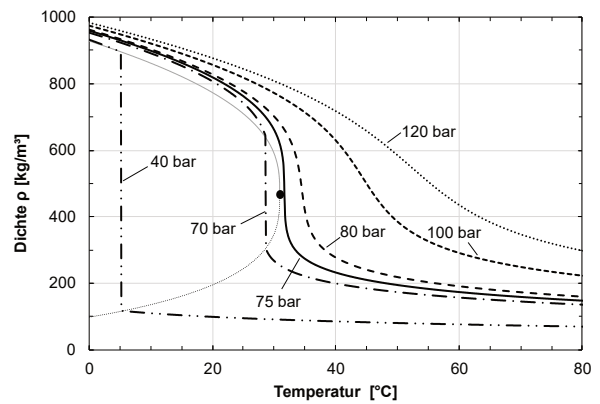


Abb. 12: Temperaturabhängiger Verlauf der Dichte von CO₂ für verschiedene Isobaren. Berechnet mit [12].

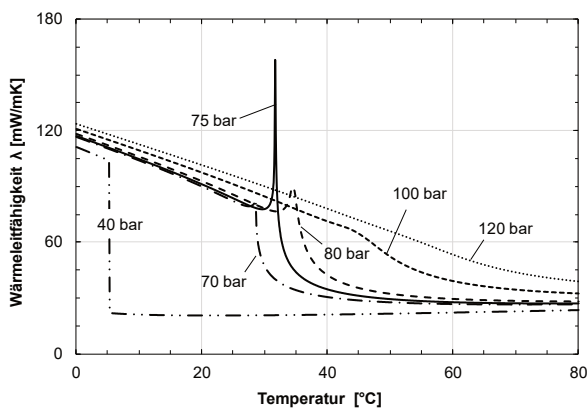


Abb. 13: Temperaturabhängiger Verlauf der Wärmeleitfähigkeit von CO₂ für verschiedene Isobaren. Berechnet mit [12].

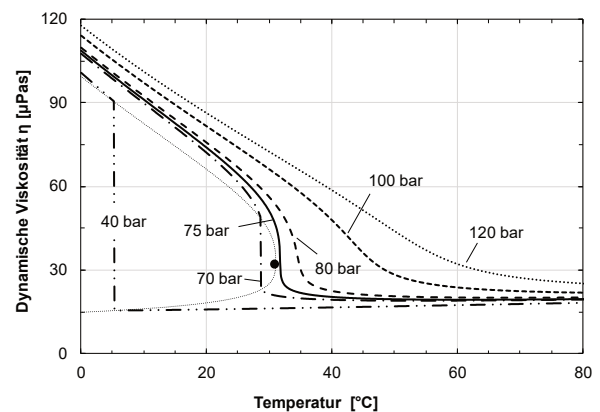


Abb. 14: Temperaturabhängiger Verlauf der dynamischen Viskosität von CO₂ für verschiedene Isobaren. Berechnet mit [12].

Die dynamische Viskosität fällt am pseudokritischen Punkt stark ab, was auf eine Verminderung der inneren Reibung und damit auf verbesserte Strömungseigenschaften schließen lässt.

2.1.3. Berechnung der Stoffwerte

Neben NIST-Refprop stehen noch weitere (digitale) zumeist kommerzielle Stoffdatenbanken für überkritisches CO₂ zur Verfügung, die in Tab. 2 aufgelistet sind. Ihr können ferner die Autoren der verwendeten Berechnungsmethoden entnommen werden.

Tab. 2: Übersicht gängiger Stoffwertdatenbanken und den zugrundeliegenden Berechnungsverfahren.

Stoffwert	Zustandsgrößen		Transportgrößen	
	ρ	c_p	λ	η
Refprop	R. Span und W. Wagner [19].		V. Vesovic et al. [20]	A. Fenghour et al. [21]
GERG-2008	O. Kunz, W. Wagner [22]		-	-
Coolprop	R. Span und W. Wagner [19]		G. Scalabrin et al. [23]	A. Fenghour et al. [21]
VDI-Wärmeatlas	R. Span und W. Wagner [19]		V. Vesovic et al. [20]	A. Fenghour et al. [21]
Alternativen	J.F. Ely et al. [24].		G. A. Olehowy und J. V. Sengers [25].	S.E Quinones-Cisneros und U.K. Deiters [26].
	R. Span und W. Wagner [19].		A. Jarrahiana und E. Heidaryan [27].	V. Vesovic et al. [20]
	A. Jarrahiana und E. Heidaryan [28].			

GERG-2008 wurde für die erdgasverarbeitende Industrie entwickelt und weist bei Stoffgemischen eine hohe Güte auf, deckt aber lediglich die Zustandsgrößen ab. Cool-Prop berechnet die Stoffwerte bis auf die Wärmeleitfähigkeit nach den selben Methoden wie Refprop.

Tab. 3: Unsicherheiten der Berechnungsmethoden.

Autor	Stoffwert	Unsicherheit	Temperatur	Druck
R. Span und W. Wagner [19]	h, ρ	0,03...0,05 %	216,59...2000 K	800 MPa
	c_p	0,15...1,5 %		
Vesovic et al. [20]	λ	< 5 %	216,59...2000 K	800 MPa
Fenghour et al. [21]	η	0,3...5 %	216,59...2000 K	800 MPa

Die tabellierten CO₂-Stoffwerte des VDI-Wärmeatlas sind identisch mit jenen aus Refprop. Refprop gilt als beste Praxis zur Ermittlung von CO₂-Stoffwerten und weist dabei die höchste Genauigkeit auf (siehe Tab. 3).

2.1.4. Wärmeübertragung mit überkritischem CO₂

Abweichend zur Wärmeübertragung in reinen Gasen oder Flüssigkeiten sind beim Wärmeübergang auf kritisches CO₂ einige Besonderheiten und Sondereffekte zu beachten, die die Gültigkeit von Standard-Nusseltkorrelationen (z.B. in [7] beschrieben) einschränken. Diese werden zusammenfassend im folgenden Kapitel benannt, ihre Ursachen erläutert und zugleich Möglichkeiten aufgezeigt diese zusätzlich quantitativ zu erfassen. Generell fußen die Besonderheiten bei überkritischen Fluiden auf ihrer starken Veränderlichkeit der Stoffwerte, selbst bei geringen Temperaturänderungen/schwankungen. Noch sind nicht alle Einflüsse und Wirkmechanismen zur Gänze verstanden, dennoch gibt es bislang einen zufriedenstellenden qualitativen Erklärungsansatz, der von vielen Autoren geteilt und zitiert wird [29].

Verbesserter Wärmeübergang (Enhanced Heat Transfer, EHT)

Wie Abb. 15 und Abb. 16 zeigen, ist bei der Wärmeübertragung mit überkritischem CO₂ die grundsätzliche Unterscheidung zwischen beheizter und gekühlter Rohrströmung notwendig.

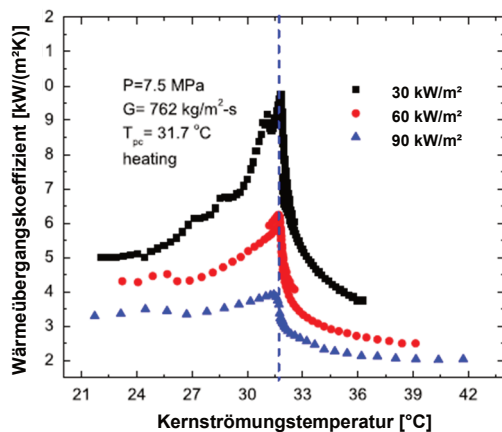


Abb. 15: Verlauf des WÜK für verschiedene Wärmestromdichten bei Beheizungsprozessen [30].

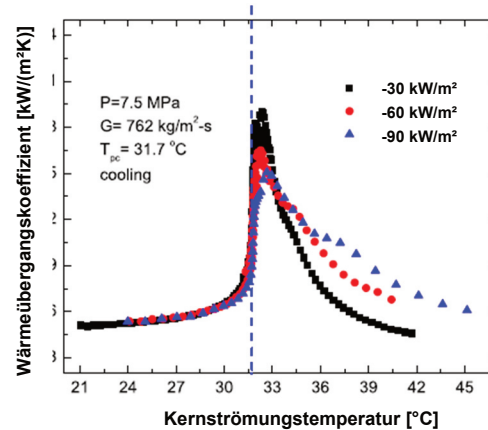


Abb. 16: Verlauf des WÜK für verschiedene Wärmestromdichten bei Abkühlungsprozessen [30].

Die Ursache liegt darin begründet, dass sich das radiale Temperaturprofil in beiden Fällen erheblich voneinander unterscheidet und entsprechend unterschiedliche Auswirkungen auf den Wärmeübergang in Wandnähe mit sich bringen. Bei einer gekühlten Rohrströmung liegt die Kernströmungstemperatur stets oberhalb der Wandtemperatur, dies bedeutet, die Strömung in Wandnähe unterschreitet während des Abkühlvorgangs zuerst die pseudokritische Temperatur und unterliegt damit dem Einfluss der damit einhergehenden Zunahme der Pr-Zahl, siehe Abb. 17. Auch bei weiterer Abkühlung verharrt die Pr-Zahl auf höherem Niveau im Vergleich zum Bereich oberhalb der pseudokritischen Temperatur, wie aus dem Verlauf der Stoffwerte in Abb. 17 ersichtlich ist.

Fällt der Spitzenwert der Pr-Zahl in den Bereich der laminaren Unterschicht, wird in diesem Fall der Wärmeübergang verbessert. Abb. 19 zeigt den temperaturabhängigen Verlauf des WÜK, berechnet nach Dittus-Boelter und Abb. 20 den WÜK nach Gnielinski, welche beide die Pr-Zahl berücksichtigen. Die grundsätzliche Tendenz stimmt in beiden Fällen überein, eine Annäherung an bzw. die Unterschreitung der pseudokritischen Temperatur führt zu einer Zunahme des WÜK und folglich zu einem verbesserten Wärmeübergang (EHT) in Wandnähe im Vergleich zur Abkühlung eines unterkritischen Fluids. Abb. 16 zeigt, dass dieses Phänomen weitgehend unabhängig von der Wandwärmestromdichte bzw. dem Verhältnis aus

2.1. Überkritisches CO₂

Wärmestromdichte und Massenstromdichte ist (\dot{q}/G , im Folgenden als Wandbelastung bezeichnet).

Gleichzeitig erreicht die Wärmekapazität (Abb. 11) am pseudokritischen Punkt ein Maximum, dies führt zu einem Abflachen der Temperaturerhöhung in der Kernströmung und an der Wand in diesem Temperaturbereich (Ausbildung eines Sattelpunkts), was für die Wärmeübertragung in der Nähe der kritischen Temperatur charakteristisch ist. Für die Beheizung kehrt sich das radiale Temperaturprofil um, die Wandtemperatur erreicht zuerst den pseudokritischen Punkt. Dies führt abermals zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs aufgrund der vorteilhafteren Stoffwerte in diesem Bereich.

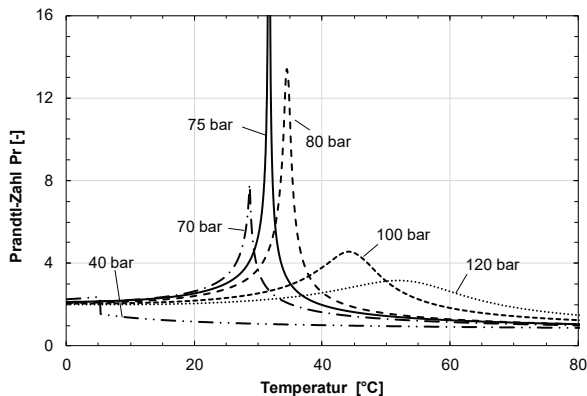


Abb. 17: Prandtl-Zahl in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene Isobaren. Berechnet mit [12].

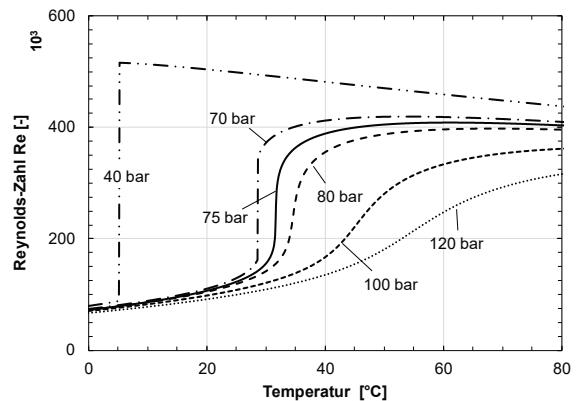


Abb. 18: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene Isobaren. $m = 0,063$ kg/s. $d = 0,0101$ m. Berechnet mit [12].

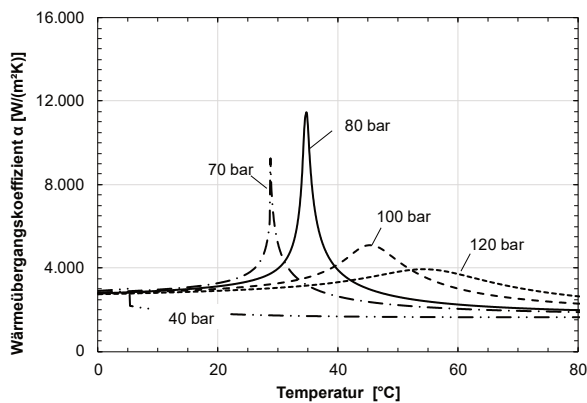


Abb. 19: Wärmeübergangskoeffizient nach Dittus-Boelter in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene Isobaren. $m = 0,063$ kg/s. $d = 0,0101$ m. Berechnet mit [12].

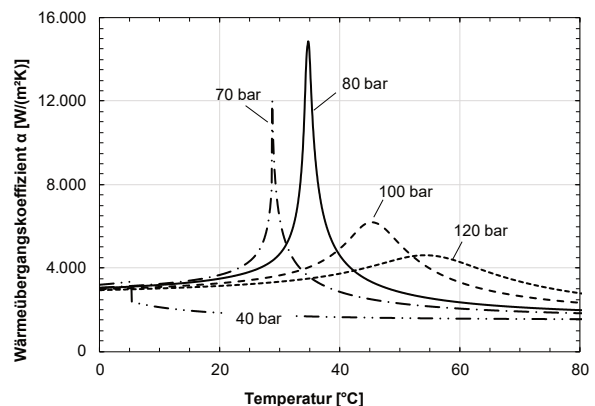


Abb. 20: Wärmeübergangskoeffizient nach Gnielinski in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene Isobaren. $m = 0,063$ kg/s. $d = 0,0101$ m. Berechnet mit [12].

Bei geringen Werten für die Wärmestromdichte, ist die Wandüberhitzung gering und die pseudokritische Temperatur wird aufgrund dessen noch innerhalb der laminaren Unterschicht oder zumindest in deren Nähe erreicht. In diesem Fall fällt das Maximum der Pr-Zahl in Wandnähe und der Wärmeübergang verharrt dort auf höherem Niveau im Vergleich zur Situation mit unterkritischen Fluiden. Abb. 15 und Abb. 16 verdeutlichen, dass der WÜK dennoch niedriger ausfällt als bei ansonsten identischer Strömung im Abkühlungsmodus.

Verschlechterter Wärmeübergang (Detoriated Heat Transfer, DHT)

Die nach Gl. 3 (Nusselt-Korrelation nach Gnielinski mit Korrekturfaktor für die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte) zu erwartende Verbesserung der Wärmeübertragung allein aufgrund der Änderung der Stoffwerte innerhalb der Kernströmung am pseudokritischen Punkt kann u.U. erheblich vom tatsächlichen WÜK abweichen. Fällt der tatsächliche WÜK geringer aus, so ist die Rede von verschlechtertem Wärmeübergang (DHT).

$$Nu_{Gni} = \frac{\frac{\xi}{8} Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{T_{kern}}{T_w} \right)^{0,12} \quad \text{Gl. 3}$$

Es sind drei Ursachen bekannt, die einen DHT induzieren können:

- Hohe Wandbelastung während der Beheizung
- Auftriebseffekte
- Beschleunigungseffekte

Dabei kann eine Ursache allein ausschlaggebend sein oder aber die gleichzeitige Überlagerung mehrerer. Abb. 15 zeigt weiterhin, dass der WÜK bei Beheizung empfindlich auf die Höhe der Wandbelastung (bzw. der Wärmestromdichte bei ansonsten gleicher Massenstromdichte) reagiert. Hohe Wandbelastungen verschieben den Punkt an dem die pseudokritische Temperatur in der Strömung erreicht wird, in radialer Richtung hin zur Rohrachse (Abb. 21). Die Temperatur in der laminaren Unterschicht überschreitet somit die pseudokritische Temperatur deutlich. Dadurch fällt der Temperaturbereich in dem sich die Stoffwerte (insbesondere die Pr-Zahl und die Wärmeleitfähigkeit) verringern, also gas-ähnliche Ausprägung erreichen, mit der laminaren Unterschicht zusammen. Die abfallende Wärmeleitfähigkeit in Wandnähe wirkt dort wie eine zusätzliche Dämmschicht direkt auf den lokalen WÜK. Zwar ändern sich die Stoffwerte (z.B. Erhöhung der Pr-Zahl) in der Kernströmung (siehe Abb. 17), der entscheidende Wärmeübertragungsmechanismus findet aber in der laminare Unterschicht statt. Ist die Wandbelastung so hoch, dass die daraus resultierende Wandüberhitzung zu stark wird und sich die Stoffwerte in Wandnähe massiv verringern, fällt der WÜK unerwartet ab, was auch Experimente, u.a. von Bae [31], belegen (zu sehen in Abb. 22). In diesem Fall wird von DHT gesprochen, auch wenn bislang nicht eindeutig definiert ist, in welchem Maß der WÜK hierfür abnehmen muss. Die Experimente zeigen weiterhin, dass diese Abnahme in einem Bereich stattfindet bevor die Kernströmung die pseudokritische Temperatur erreicht und dass eben dieser Bereich begrenzt ist. Hat auch die Kernströmungstemperatur die pseudokritische Temperatur deutlich überschritten, nähern sich die WÜK für verschiedene Wandbelastungen auf niedrigerem Niveau wieder an. Dies erklärt sich mit der wieder abnehmenden Temperaturempfindlichkeit der Stoffwerte oberhalb der pseudokritische Temperatur. Dadurch decken sich die experimentellen Beobachtungen mit dem gängigen Erklärungsansatz für DHT.

Zwar verharrt der WÜK bei DHT auf typischen Werten, für einphasige Strömungen, doch da sich diese Werte nicht mit den Vorhersagen über die Nusselt-Korrelationen decken, bedeutet dies in letzter Konsequenz, dass die Strömung nicht in der Lage ist, den auslegungsgemäßen Wärmestrom abzuführen. Dies birgt die Gefahr die Heizfläche (bei konstanter Wärmestromdichte) zu überlasten oder (im Wärmeübertrager) das korrespondierende Sekundärfluid nicht adequat zu kühlen.

2.1. Überkritisches CO₂

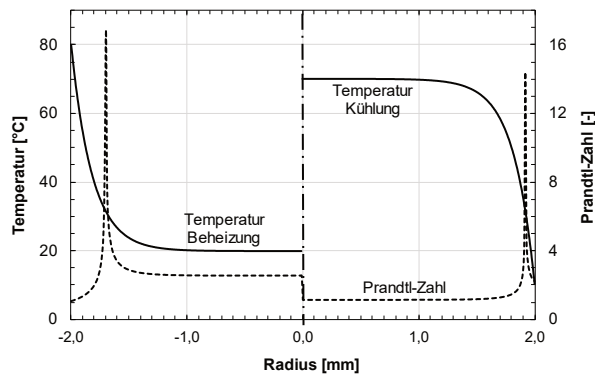


Abb. 21: Temperaturfeld unter Einfluss der Schwerkraft bei einer horizontalen Rohrströmung. Berechnet mit [12]

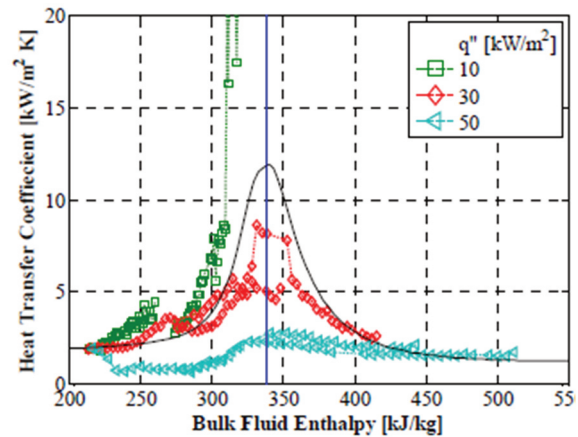


Abb. 22: Verlauf des WÜK einer beheizten, vertikalen sCO₂-Rohrströmung unter Variation der Wärmestromdichte [31].

Einige Autoren präferieren eine bestimmte Wandbelastung als Kennzahl für das Eintreten von DHT. Im Fall von sCO₂ wird vorgeschlagen [32]:

$$\frac{\dot{q}}{G} > 0,116 \quad \text{Gl. 4}$$

McEligot [29] hingegen bemisst die Gefahr für das Auftreten von DHT durch folgenden dimensionslosen die Wärmestromdichte beschreibenden Parameter:

$$q^+ = \frac{\beta \cdot \dot{q}_W}{G \cdot c_p} > 5 \cdot 10^{-4} \quad \text{Gl. 5}$$

Jackson [33] konnte durch Experimente zeigen, dass bei der Wärmeübertragung mit sCO₂ Auftriebseffekte eine wesentliche Rolle spielen können und diese in der Lage sind die ansonsten ungestörte Wärmeübertragung zusätzlich zu verbessern oder zu verschlechtern. Auftrittseffekte entstehen durch Dichteunterschiede an der beheizten Wand, die zusätzlich das Auftreten freier Konvektion begünstigen und nehmen Einfluss auf die Grenzschicht und die dort stattfindende Turbulenzproduktion. Als Kennzahl für das Maß der Auftriebseffekte definiert er die Buoyancy-Zahl Bo*: Liegt die die Buoyancy-Zahl unterhalb des Grenzwerts aus Gl. 6 so können diese vernachlässigt werden und es ist mit rein erzwungener Konvektion zu rechnen.

$$Bo^* = \frac{Gr}{Re_{dh}^{3,425} Pr^{0,8}} > 6 \cdot 10^{-7} \quad \text{Gl. 6}$$

Jackson entwickelte ein halbempirisches Modell für den Wärmeübergang bei vollturbulenter, auftriebsbehafteter Strömung und konstantem Wandwärmestrom, das sich durch Experimente als belastbar beweist.

Abb. 23 zeigt das Schubspannungsverhältnis zwischen der Übergangsschicht und an der Wand in Abhängigkeit von der Buoyancy-Zahl. Demnach führt die Zunahme von Auftriebskräften bei abwärtsgerichteter Strömung zu einer höheren Turbulenzproduktion in der Übergangsschicht und begünstigt hierdurch wiederum den konvektiven Wärmeübergang. Im Falle der aufwärtsgerichteten Strömung kehrt sich dieser Effekt zunächst um, es kommt unter

dem zunehmenden Einfluss von Auftriebskräften zu einer Turbulenzreduktion in der Übergangsschicht. Nehmen die Auftriebskräfte weiter zu, wird die Reduktion der Turbulenz gebremst und schlägt anschließend in eine zusätzliche Turbulenzproduktion um, was den Wärmeübergang verbessert. Diese Ausprägung des Wärmeübergangs bei Anwesenheit von Auftriebseffekten ist im Falle einer laminaren Strömung genau umgekehrt.

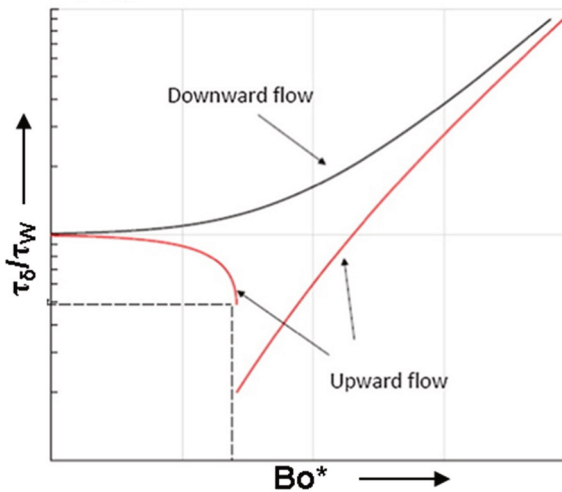


Abb. 23: Qualitativer Verlauf des Schubspannungsverhältnisses (Übergangsschicht zu Wand) in Abhängigkeit von der Bo^* -Zahl gemäß dem Modell nach Jackson [34].

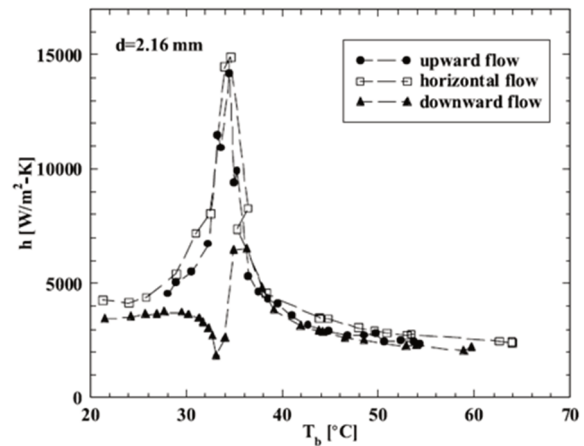


Abb. 24: Verlauf des WÜK in einer beheizten sCO_2 -Strömung in Minirohren für verschiedene Fließrichtungen [35].

Xu et al. [36] vermuten, gestützt auf Experimente und Strömungssimulationen, eine Abhängigkeit zwischen der Wirkung der Auftriebseffekte auf den konvektiven Wärmeübergang einer turbulenten, beheizten Strömung und der radialen Temperaturverteilung. Ihrer Erkenntnis zur Folge muss unterschieden werden, in welchem Bereich der Grenzschicht die pseudokritische Temperatur zu verorten ist. Fällt diese in die laminare Unterschicht, so erhöhen die Auftriebskräfte bei einer aufwärts gerichteten Strömung den Geschwindigkeitsgradienten in der Unterschicht und begünstigen hierdurch den Wärmeübergang, was sich mit den Effekten einer rein laminaren Strömung deckt. Liegt die pseudokritische Temperatur hingegen in der Übergangs- oder der logarithmischen Überlappungsschicht, schränkt die Auftriebskraft bei aufwärtsgerichteter Strömung die dort stattfindende Turbulenzproduktion durch Laminarisierungseffekte ein, folglich verschlechtert sich der Wärmeübergang, während er sich für die abwärtsgerichtete Strömung verbessert. Numerische Simulationen zeigen, dass bei einer Verschiebung der pseudokritischen Temperatur in die Kernschicht eine M-förmige Geschwindigkeitsverteilung einstellt, die im Falle der aufwärts gerichteten Strömung für eine Erholung des Wärmeübergangs sorgt. Liao und Zhao [35] hingegen gelang es durch Experimente nachzuweisen, dass für geringe Rohrdurchmesser (< 2 mm) das Modell von Jackson seine Gültigkeit verliert (siehe Abb. 24). Stattdessen führt eine aufwärtsgerichtete Strömung zu einer leichten Verschlechterung des Wärmeübergangs, während eine abwärtsgerichtete Strömung im Vergleich zur horizontalen Strömung eine deutliche Verschlechterung hervorruft. Doch auch in einer horizontalen Strömung spielen Auftriebseffekte u.U. eine dominierende Rolle. Abb. 25 zeigt, dass diese das Auftreten von Sekundärströmungen begünstigen können, die sich mit der axialen Primärströmung zur Mischkonvektion überlagern. Dadurch tritt in der Strömung eine Schichtung ein, die den Wärmeübergang an der Oberseite des Rohres mindert und letztlich

zur Ausbildung eines tangentialen Temperaturgradienten führt. Die Oberseite des Rohrs weist dabei eine höhere Temperatur auf als die Unterseite, was sich mit Erkenntnissen von Chu und Laurien deckt [37]. Eine weitere Möglichkeit die Turbulenzproduktion einer Strömung zwischen Wand und Kern zu dämpfen hängt mit Beschleunigungseffekten zusammen. Diese entstehen wenn in der Übergangs- oder der Überlappungsschicht die pseudokritische Temperatur überschritten wird. Die daraus resultierende Abnahme der Dichte beschleunigt aufgrund der Massenerhaltung in diesem Bereich die Strömung und glättet das radiale Geschwindigkeitsprofil zwischen Wand- und Kernschicht. Der Druckgradient muss infolge dessen zunehmen, um die erhöhten Reibungsverluste zu überwinden. Gleichzeitig stabilisiert dieser die laminare Unterschicht bzw. reduziert die dort auftretenden Schubspannungen und lässt diese dadurch anwachsen. Auf diese Weise können selbst bei vollturbulenter Strömung die Strömungsparameter in Wandnähe laminare Quantität aufweisen, was als Laminarisierung bezeichnet wird. Das Auftreten von Laminarisierung kann nach McEligot [29] durch Gl. 7 abgeschätzt werden.

$$K_v = \frac{4 (U_h/U_w) \cdot q^+}{Re_{d_h}} > 2 \cdot 10^{-6} \quad \text{Gl. 7}$$

Eine Laminarisierung aufgrund von Beschleunigungseffekten fördert durch die beeinträchtigte Turbulenzproduktion eine Reduktion der Wärmeübertragung und induziert als Folge DHT. Zwei weitere Ursachen, die zur Verschlechterung des Wärmeübergangs beitragen und daher dem DHT im weitesten Sinne zugeordnet werden, sind zum einen in der Verwendung nicht-kreisförmiger Rohr-/oder Kanalgeometrien und zum anderen in „überkritischen Oszillationen“ zu finden. Kim et al [38], wie auch zuvor schon McEligot [29], gelang der experimentelle Nachweis zur Überlegenheit kreisförmiger Rohr-/Kanalgeometrien beim Wärmeübergang gegenüber alternativer Geometrien, z.B. rechteckiger Kanäle.

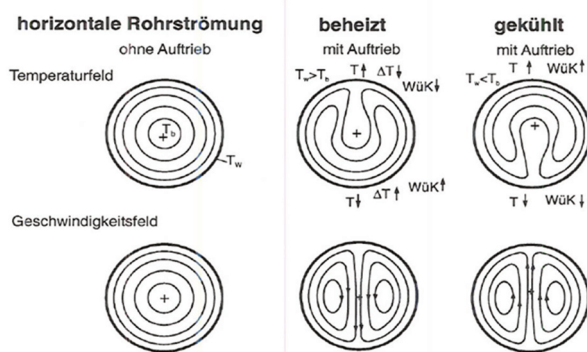


Abb. 25: Temperatur – und Geschwindigkeitsfeld unter Einfluss der Schwerkraft bei einer horizontalen Rohrströmung [18].

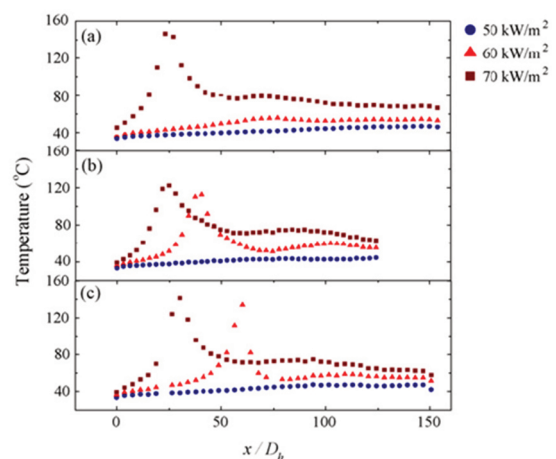


Abb. 26: Verlauf der Wandtemperatur einer beheizten sCO₂-Strömung für unterschiedliche Wärmestromdichte und Kanalgeometrien. (a) Kreisrund, (b) Dreieckig, (c) Quadratisch [38].

Abb. 26 zeigt die gemessenen Wandtemperaturen bei verschiedenen Wandbelastungen für kreisförmige, dreieckförmige und quadratische Kanalquerschnitte. Es ist ersichtlich, dass bei Verwendung quadratischer Querschnitte zum einen DHT bereits bei geringerer Wandbelastung auftritt (geringere Wandwärmestromdichte bei ansonsten gleicher

Massenstromdichte) und zum anderen sich die axiale Position der maximalen Wandtemperatur in Strömungsrichtung verschiebt. Überschreitet die Kerntemperatur einer beheizten Strömung die pseudokritische Temperatur, so registrierten Kim et al. [38] experimentell und Koshizuka et al. [39] numerisch das Einsetzen heftiger Oszillationen die Wand- und die Kernströmungsaustrittstemperatur betreffend (siehe Abb. 27). Die Erklärung hierfür sehen die Autoren in einer Wechselwirkung zwischen der Kernströmung, deren Stoffwerte ab dem Überschreiten der pseudokritische Temperatur stark mit der Temperatur variieren, und der Wandschichtströmung, die die Temperatur in der Grenzschicht periodisch wechselnd zum Ansteigen und Fallen bringt.

Überkritisches CO₂ als Arbeitsmittel im Wärmeübertrager

Beim Einsatz von überkritischem CO₂ als Arbeitsmittel in einem Wärmeübertrager (z.B. als Sekundärfluid zur Kühlung oder Kondensation eines heisseren Fluids) sind die maximal auftretenden Wandtemperaturen durch die Eintrittstemperaturen des heißen Fluids thermodynamisch begrenzt (2. Hauptsatz). Im Gegensatz zur Joule'schen Beheizung sind die übertragenen Wärmeströme nicht als Randbedingung aufgeprägt, sondern ergeben sich aus den Temperaturverhältnissen am Eintritt und Austritt des Wärmeübertragers (ausschlaggebend für die Berechnung ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz), der wärmeübertragenden Oberfläche und des erzielten Wärmedurchgangskoeffizienten ab, siehe Gl. 8. Dieser hängt wiederum von der Thermohydraulik im Inneren des Wärmeübertragers ab.

$$\dot{Q} = \frac{k A}{L} \cdot \int_0^L \theta(x) \cdot dx = k \cdot A \cdot \theta_m \quad \text{Gl. 8}$$

wobei für reinen Gegenstrom (optimale Strömungsführung) gilt:

$$\theta_m = \frac{\theta_{ein} - \theta_{aus}}{\ln \frac{\theta_{ein}}{\theta_{aus}}} = \frac{(\vartheta_{ein}^{heiss} - \vartheta_{aus}^{kalt}) - (\vartheta_{aus}^{heiss} - \vartheta_{ein}^{kalt})}{\ln \frac{(\vartheta_{ein}^{heiss} - \vartheta_{aus}^{kalt})}{(\vartheta_{aus}^{heiss} - \vartheta_{ein}^{kalt})}} \quad \text{Gl. 9}$$

Die lokale treibende Temperaturdifferenz berechnet sich nach Gl. 10 unter der Annahme einer konstanten isobaren Wärmekapazität.

$$\theta(x) = \vartheta^{heiss}(x) - \vartheta^{kalt}(x) = \theta_{ein} \cdot e^{-\left(\frac{kA}{\dot{m}^{heiss} c_p^{heiss}} + \frac{kA}{\dot{m}^{kalt} c_p^{kalt}}\right) \cdot x} \quad \text{Gl. 10}$$

Gemäß dem Verlauf der Temperaturdifferenz nach Gl. 10 müsste die Pinch-Temperatur am Eintritt des Wärmeübertragers erreicht werden (bei maximalem x , gilt: $\theta(x) = \theta_{ein}$). Diese Gleichung setzt aber eine konstante spezifische isobare Wärmekapazität beider Fluide über die gesamte Wärmeübertragerlänge voraus. Diese Bedingung ist bei überkritischem CO₂ und einem phasenwechselnden Fluid (z.B. kondensierender Dampf) nicht erfüllt. Die Wärmekapazität ist stattdessen nahe den pseudokritischen Punkten stark temperaturabhängig. Da

$$\left(\frac{dh}{dT}\right)_p = c_p(T)$$

Gl. 11

gilt und die spezifische, isobare Wärmekapazität am (pseudo)kritischen Punkt sein Maximum erreicht, folgt ein nicht-linearer Verlauf der Temperatur des überkritischen CO₂ im Wärmeübertrager, mit einem ausgeprägten Sattelpunkt an der Stelle der pseudokritischen Temperatur, wie Abb. 28 darlegt. Dadurch entsteht innerhalb des Wärmeübertragers ein Minimum der treibenden Temperaturdifferenz, an dem gemäß Gl. 8, folgerichtig ein Minimum des lokalen übertragenen Wärmestroms herrscht.

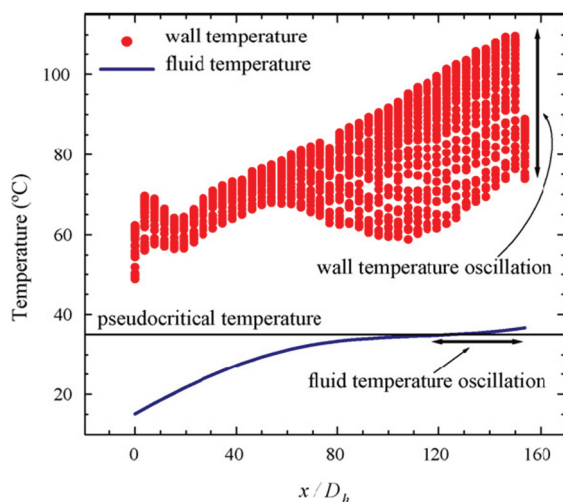


Abb. 27: Oszillationen der Wandtemperatur einer beheizten sCO₂-Rohrströmung [38].

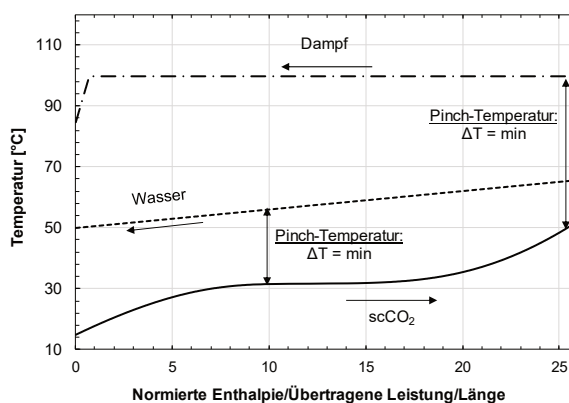


Abb. 28: Pinch-Temperatur-Analyse anhand eines Q-T-Diagramms. Wärmestrom im Gegenstrom von Wasser bzw. Dampf auf sCO₂ übertragen (k=konst.). Berechnet mit [12].

Wird als Primärfluid überhitzter Dampf verwendet, so verschiebt sich die Pinch-Temperatur weiter innerhalb des Wärmeübertragers hin zur Stelle an der die Kondensation des Dampfs einsetzt, siehe Abb. 28. Als Konsequenz erfordert die sorgfältige Auslegung eines Wärmeübertragers mit überkritischem CO₂ als Arbeitsmittel, neben den Standard-Verfahren, eine Analyse/Identifikation der Pinch-Temperatur und ggf. eine iterative Optimierung zur Begrenzung dieser thermischen Engstelle.

Nusselt-Korrelationen

Die gegenwärtige Literatur kennt eine Vielzahl an Nusselt-Korrelationen, zum einen für überkritische Fluide im Allgemeinen, zum anderen aber auch speziell für sCO₂. Nahezu alle Publikationen beziehen sich auf Rohr – oder Kanalströmungen. Häufig werden diese Korrelationen zusätzlich an die Richtung der Wärmeübertragung (Kühlung oder Beheizung) und die Ausrichtung der Strömung (waagrecht, aufwärts, abwärts) angepasst. Eine Übersicht bisher entwickelter Korrelationen und Experimente sCO₂ betreffend bieten Duffey und Piroo [32]. Die Richtung der Wärmeübertragung hat einen erheblichen Einfluss auf den erzielbaren WÜK und wird von der Mehrheit der Autoren berücksichtigt. Im Folgenden werden lediglich wichtige und in der Forschung häufig genutzte Korrelationen vorgestellt, die entweder diese Unterscheidungen nicht kennen, sämtliche unterscheidbaren Fälle einschließen oder aber

allein für die Beheizung gelten. Dies hat den Grund, dass sich diese Arbeit in erster Linie der Beheizung einer sCO₂-Strömung widmen wird. Die Nu-Korrelation nach Gnielinski enthält bereits einen Korrekturfaktor, der den radialen Temperaturgradient zwischen Wand und Fluid berücksichtigt (Gl. 3) [7]. Dieser gilt allgemein für Strömungen mit ausgeprägtem radialen Temperaturgradient und erfüllt somit auch den Gültigkeitsbereich für überkritische Fluide. Der Exponent muss stoffabhängig gewählt werden, für CO₂ beträgt er 0,12. Dennoch bildet diese Korrelation die Besonderheiten beim Wärmeübergang mit überkritischem CO₂ nur unzureichend ab.

2.1.5. Druckverlust bei überkritischen CO₂-Strömungen

Der Druckverlust nach Gl. 12 leitet sich aus der Bernoulli-Gleichung innerhalb der Stromfadentheorie ab. Da für diese eine konstante Dichte (Inkompressibilität) sowie konstante Stoffwerte und Strömungsgeschwindigkeit über den Rohrquerschnitt voraussetzt, ist sie streng genommen für Gasströmungen bzw. kompressible (und insbesondere beheizte) Strömungen nicht gültig. Daher müsste zur Berechnung des Druckverlusts in einer überkritischen CO₂-Strömung die strömungmechanische Energiegleichung [40] entweder numerisch in differentieller Form gelöst oder Gl. 12 durch Kombination mit einer Zustandsgleichung, die den Zusammenhang von Druck, Temperatur und Dichte beschreibt, vereinfacht analytisch gelöst werden, was bei realen Gasen jedoch mit Unsicherheiten verbunden ist [40].

$$d(\Delta p_{reib}) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{sCO_2}^2}{\rho \cdot A_q^2} \cdot \frac{\lambda_R}{d_h} \cdot dL \quad \text{Gl. 12}$$

Die meisten Autoren betrachten überkritische CO₂-Strömungen jedoch als näherungsweise inkompressibel, was für Gasströmungen weit unterhalb der Schallgeschwindigkeit eine zulässige Vereinfachung darstellt. Hierzu werden mittlere Werte zwischen Eintritt und Austritt für Stoffwerte und Strömungsgeschwindigkeit verwendet. Eine weitere Möglichkeit zur Steigerung der Genauigkeit besteht darin, den reversiblen Druckverlust/-gewinn aufgrund der Umwandlung von Druck- in Bewegungsenergie zu berücksichtigen [41]. Diese Umwandlung tritt insbesondere bei Strömungen mit Wärmeübertragung auf, da sich hierbei die Dichte des Fluids entlang der Rohrlänge ändert und damit die Strömungsgeschwindigkeit bzw. die Bewegungsenergie beeinflusst. Dies wird als Druckverlust aufgrund von Kontraktion oder Beschleunigung bezeichnet und durch Gl. 13 beschrieben.

$$\Delta p_{kon} = G^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{aus}} - \frac{1}{\rho_{ein}} \right) \quad \text{Gl. 13}$$

Jedoch zeigen Liao und Zhao [41], dass der Anteil der Kontraktion am gesamten Druckverlust zu vernachlässigen ist. Razumovskiy [42] empfiehlt bei nicht-horizontalen Strömungen die Berücksichtigung des Druckverlusts aufgrund der Umwandlung von Druck – in potentielle Energie. Dieser wird durch Gl. 14 ausgedrückt und als Druckverlust aufgrund von Gravitation bezeichnet. Im Falle einer aufwärtsgerichteten Strömung (entgegen der Gravitationskraft) wird der Druckverlust mit positivem Vorzeichen berechnet, bei abwärtsgerichteter Strömung (in Richtung der Gravitationskraft) hingegen mit negativem Vorzeichen (Druckrückgewinnung).

$$\begin{aligned}\Delta p_{grav} &= \pm g \cdot \left(\frac{\rho_{aus} + \rho_{ein}}{2} \right) \cdot L \cdot \sin(\theta) \\ &\approx \pm g \cdot \left(\frac{h_{aus} \cdot \rho_{aus} + h_{ein} \cdot \rho_{ein}}{h_{aus} + h_{ein}} \right) \cdot L \cdot \sin(\theta)\end{aligned}\quad \text{Gl. 14}$$

Gl. 13 und Gl. 14 können ebenfalls in differentieller Form ausgedrückt werden, um eine numerische Lösung zu ermöglichen. Damit gilt für den Gesamtdruckverlust Gl. 15.

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_{reib} + \Delta p_{form} + \Delta p_{kon} + \Delta p_{grav} \quad \text{Gl. 15}$$

Die Rohrreibungszahl kann im Allgemeinen durch die Korrelation nach Colebrook bzw. deren Vereinfachungen für hydraulisch glatte oder rauhe Rohre (Blasius, Nikuradse) bestimmt werden [43]. Die meisten Autoren verwenden im Zusammenhang mit überkritischem CO₂ die Gleichung nach Filonenko [42], um die Rohrreibungszahl für turbulente Strömungen in glatten Rohren zu ermitteln, siehe Gl. 16. Diese Gleichung wurde für isotherme turbulente unterkritische Strömungen entwickelt, wird von Kirilov et al [44] jedoch auch für isotherme turbulente überkritische Strömungen empfohlen.

$$\lambda_R = [1,82 \log(Re) - 1,64]^{-2} \quad \text{Gl. 16}$$

Für beheizte Rohrströmungen empfehlen Kirilov et al [44] die Korrekturfunktion in Gl. 17.

$$\left(\frac{\lambda_R}{\lambda_{R,iso}} \right) = \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0,4} \quad \text{Gl. 17}$$

Popov [42] stellt bei Verwendung von Gl. 18 für CO₂ eine Unsicherheit von 10 % fest.

$$\left(\frac{\lambda_R}{\lambda_{R,iso}} \right) = \left(\frac{\rho_w}{\rho_{kern}} \right)^{0,74} \quad \text{Gl. 18}$$

Tarasova und Leont'ev [42] empfehlen Gl. 19 für Strömungen mit Wärmetransport.

$$\left(\frac{\lambda_R}{\lambda_{R,iso}} \right) = \left(\frac{\eta_w}{\eta_{kern}} \right)^{0,22} \quad \text{Gl. 19}$$

Mikheev [42] schlägt eine Korrekturfunktion über die Prandtl-Zahl in der Kernströmung und Wandnähe vor, siehe Gl. 20.

$$\lambda_R = [1,82 \cdot \log(Re) - 1,64]^{-2} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{bkern}} \right)^{1/3} \quad \text{Gl. 20}$$

Eine weitere Gleichung (Gl. 21) zur Berechnung der Rohrreibungszahl bei isothermer überkritischer Strömung liefert Kondrat'ev [42].

$$\lambda_R = 0,188 \cdot Re^{-0,22} \quad \text{Gl. 21}$$

2.1.6. Simulation von überkritischen CO₂-Strömungen mit konjugiertem Wärmetransport

Rohrexperimente zum Wärmeübergang in überkritisches CO₂ liefern üblicherweise ausschließlich Wandtemperaturen. Über die dreidimensionale Temperaturverteilung im Rohrumfang und die genaue Strömungskonfiguration im Innern können nur Simulationen Aussagen bieten. Zahlreiche Autoren verglichen Ergebnisse numerischer Strömungssimulationen mit experimentellen Daten. Die Anwendung von k - ϵ -Turbulenzmodellen liefern bei [45] und [46] zufriedenstellende Übereinstimmungen mit den Experimenten, sind aber nicht in der Lage Auftriebseffekt bzw. Laminarisierung nachzubilden. Li et al. [30] erzielten mit einem k - ϵ -Turbulenzmodell mit Wandverbesserung (Wall Enhancement) sowohl für Beheizung, als auch für Kühlung befriedigende Resultate. Mohensi und Bazargan [47], sowie Bae [48] liefern Ansätze die Turbulenzmodellierung zu verbessern, dennoch stoßen auch diese Modelle an ihre Grenzen, wenn DHT und anschließende Erholungsphase nachgebildet werden sollen. Zur Untersuchung detaillierter strömungstechnischer Phänomene, DHT betreffend, sind diese Modelle nicht geeignet, da die entscheidenden Mechanismen der Wärmeübertragung in der Grenzschicht (z.B. Relaminarisierung) über statistische Ansätze nicht erfasst werden können [37]. Bei der Anwendung von Direkter Numerische Simulation (DNS) wird die Grenzschicht feiner aufgelöst und die Navier-Stokes-Gleichungen (NSG) ohne Vereinfachungen numerisch berechnet. Dies erfordert eine hohe Anzahl an Knotenelementen und daraus folgend eine deutlich gesteigerte Rechenkapazität. Chu und Laurien [37] untersuchten auf diese Weise eine horizontale beheizte Rohrströmung ($d_i = 2$ mm, $Re = 5400$) mit sCO₂, die der Strömung in einem kompakten Wärmeübertrager nachempfunden ist. Sie stellten fest, dass sich die Wandtemperatur in tangentialer Richtung stark ändert. Aufgrund von Dichteunterschieden ist eine Sekundärströmung in Richtung der Rohroberseite zu verzeichnen. Dort behindern verringerte Schubspannungen die Turbulenzproduktion und darauffolgend den konvektiven Wärmetransport und begünstigen im Gegenzug die Strömungsschichtung. Pandey, Laurien und Chu [49] wählen einen halb-analytischen Ansatz gründend auf dem Prandtl'sche Zweischichtmodell, unter zusätzlicher Verwendung von DNS-Ergebnissen zur Kalibrierung der Ergebnisse. Dieses Modell zeigt für begrenzte Parameterbereiche gute Übereinstimmungen mit Experimenten. Eine daraus abgeleitete Parameterstudie identifiziert die Wärmeleitfähigkeit und die dynamische Viskosität als begrenzende Größen der Wärmeübertragung. Weiterhin zeigt diese Studie, dass Auftriebseffekte bei Rohrinneendurchmessern von $d_i = 2$ mm nicht zu vernachlässigen sind.

2.1.7. Lösungsvermögen von Öl und Einfluss auf die Wärmeübertragung und den druckverlust

Wird überkritisches CO₂ in Kreisläufen verwendet, deren Verdichter eine Ölschmierung ihrer beweglichen mechanischen Komponenten erfordern (z.B. Hubkolbenverdichter) kommt es dort unvermeidlich zum Mitriss von Öl in den CO₂-Strom. Dieses zirkuliert anschließend durch den CO₂-Kreislauf und gelangt zurück in den Verdichter. Eine gewisse Abhilfe kann ein Ölabscheider mit aufwendigem integriertem Ölrückführsystem zum Verdichter schaffen. Doch selbst bei einer Ölabscheidung mit modernem leistungsfähigen Koaleszenzabscheider verbleibt ein Restanteil an Öl von ca. 1 Gew.-%. [50]. Für CO₂-Verdichter wird ausschließlich synthetisches Öl als Schmierstoff verwendet. In den meisten Anwendungen kommt

2.1. Überkritisches CO₂

Polyalkylenglykol (PAG) als Basisschmierstoff zum Einsatz. Seine Stoffeigenschaften sind Tab. 4 zu entnehmen.

Tab. 4: Stoffeigenschaften von PAG [51].

Molekül- masse g/mol	Kin. Viskosität 40 °C / 100 °C		Visk.- index -	Dichte kg/m ³	Wärmekapazität kJ/kgK	Wärmeleitfähigkeit W/mK
	mm ² /s	mm ² /s				
1600	104,0	20,1	218	1000	1,757	0,1477

Y. Hwang et al. [52] zeigten durch experimentelle Untersuchungen, dass 50 % des PAG-Öls in einem transkritischen CO₂-Kreislauf in der Saugleitung, dem Verdampfer und den Wärmeübertragern verbleiben, was einen höheren Druckverlust und Einbussen beim übertragenen Wärmestrom verursacht. Dang et al. [53], [51], [54], Mori et al. [55] untersuchten das thermohydraulische Verhalten von PAG-Ölschmierstoff in CO₂ und dessen Einfluss auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust im überkritischen Bereich in glatten Rohren (2 und 6 mm Innendurchmesser) und liefern hierzu experimentelle Daten. Kuang et al. [56] befasste sich mit ähnlichen Untersuchungen an Mikrokanälen, während Yun [57] den thermohydraulischen Einfluss von PAG bei Minikanälen untersuchte.

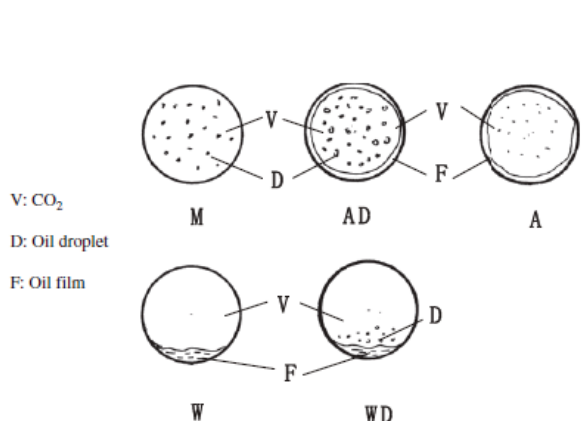


Abb. 29: Hydraulische Erscheinungsformen von PAG im CO₂-Strom gemäß [54]. M=Nebel, AD=Ringförmig zerstreut, A=Ringförmige Strömung, W = Wellenförmig, WD=Wellenförmig zerstreut.

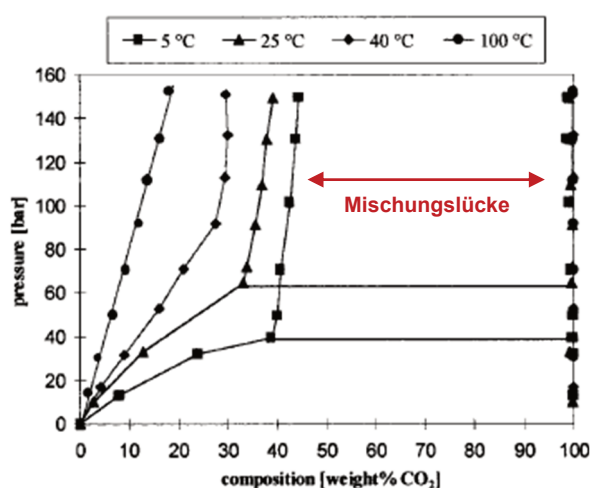


Abb. 30: Mischungsdiagramm PAG-CO₂ [58]. Eingezeichnet sind die gemessenen maximalen Konzentrationen von in PAG gelöstem CO₂ in Abhängigkeit vom Druck für verschiedene Isothermen [59].

Mithilfe von optischen Untersuchungen identifizierten sie fünf verschiedene Strömungs- bzw. Mischungsformen, siehe Abb. 29. Für niedrige Temperaturen ($T = 25 \text{ °C}$) liegt PAG als Nebeltröpfchen fein dispergiert (Durchmesser 50-100 μm) im CO₂-Strom vor. Die Tröpfchen bewegen sich aufgrund von Turbulenzerscheinungen zusätzlich in radialer Richtung. Mit steigender Temperatur verringert sich das CO₂-Lösungsvermögen des PAG (siehe Abb. 30) und dynamische Viskosität (siehe Abb. 31) und Oberflächenspannung sinken. Als Konsequenz bildet sich durch Adhäsionskräfte ein PAG-Film an der Rohrwand (angereichert mit 20-60 Gew.-% ungelöstem CO₂).

Die Dicke des Films steigt mit zunehmender Temperatur, ist aber relativ unempfindlich gegenüber Druckänderungen. Lediglich bei Temperaturen am pseudokritischen Punkt steigt sein Einfluss merklich, da eine Abnahme der CO₂-Dichte bei Überschreiten des

pseudokritischen Punkts das Lösungsvermögen von PAG weiter verringert und zur PAG-Absonderung im Wandfilm führt. Eine höhere PAG-Konzentration verschiebt die Ausbildung des Wandfilms zu niedrigeren Temperaturen. Der Wandfilm bewegt sich mit geringerer Geschwindigkeit als das CO₂ und wirkt durch seine unvorteilhaften Stoffeigenschaften als zusätzlicher Wärmeleitwiderstand zum CO₂. Dadurch fällt auch der Wärmeübergangskoeffizient der sCO₂-Strömung ab.

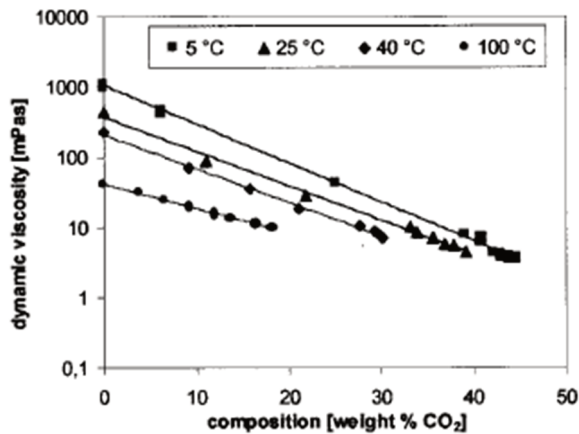


Abb. 31: Gemessene dynamische Viskosität von PAG in Abhängigkeit von der CO₂-Konzentration für verschiedene Isothermen [59].

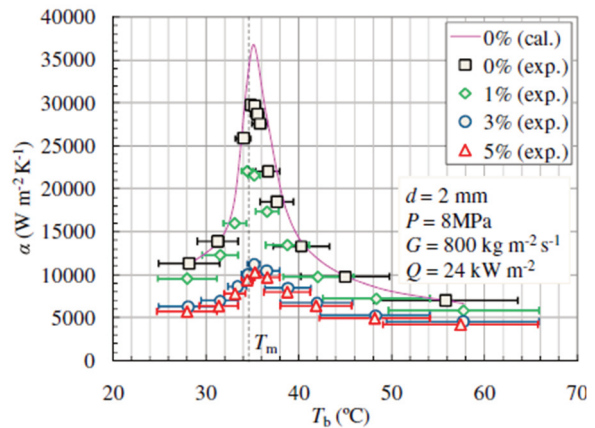


Abb. 32: Verringerung des Wärmeübergangskoeffizienten von CO₂ durch Beimischung von PAG [51].

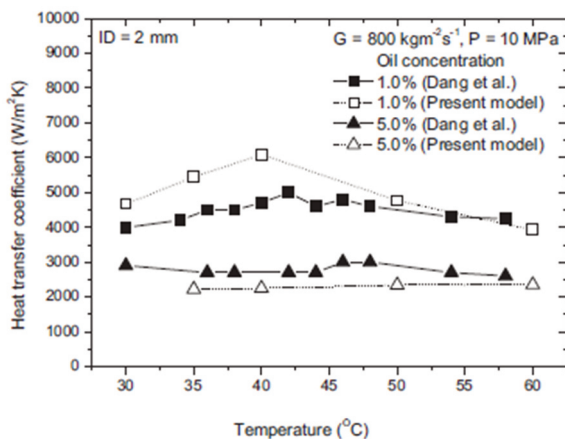


Abb. 33: Gemessene und nach Gl. 23 bzw. Gl. 24 berechnete Wärmeübergangskoeffizienten für sCO₂-PAG-Gemische [60]

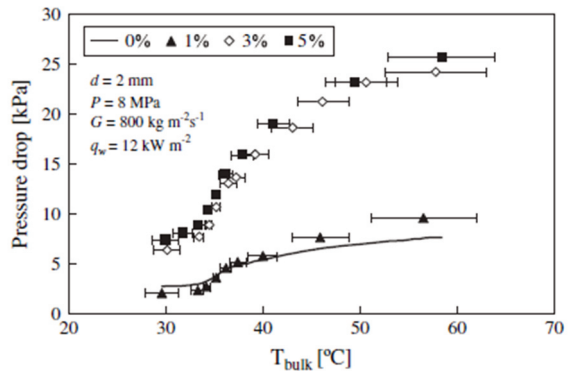


Abb. 34: Gemessener und nach Gl. 27 bzw. Gl. 28 berechneter Druckverlust für sCO₂-PAG-Gemische [53].

Abb. 32 zeigt das Verhältnis des berechneten Wärmeübergangskoeffizienten nach Gnielinski gegenüber den gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur bei einer PAG-Konzentration von 2 % gew. und einem Druck von 80 bar. Im Extremfall verringert sich der Wärmeübergangskoeffizient der sCO₂-Strömung um 30-50 % (bei 1 % PAG-Beimischung) bzw. 50-70 % (bei 3 % PAG-Beimischung). Bei einer PAG-Konzentration von ca. 3 % tritt eine Sättigung ein, der negative Effekt auf die Wärmeübertragung wird nur unwesentlich stärker. Dies wird durch ein Aufbrechen des PAG-Films an der Wand erklärt, der Schmierstoff wird nun bevorzugt als Tropfen in der CO₂-Strömung mitgerissen. J.-Y. Jung und R. Yun [60] liefern Ansätze zur Vorhersage dieses verringerten Wärmeübergangskoeffizienten, die gut mit den experimentellen Werten von Dang et al. [58] übereinstimmen. Dabei bedienen sie sich zwei verschiedener Modelle, einem

homogenen Modell für niedrige PAG-Konzentrationen (1 gew. %) und einem Separationsmodell für hohe PAG-Konzentrationen (5 gew. %). Das homogene Modell betrachtet den Wärmeübergang in einem Strömungsfilm aus einem homogenen PAG-CO₂-Gemisch, der abweichende Stoffeigenschaften aufweist. Mithilfe dieser modifizierten Stoffeigenschaften lässt sich durch die Nusselt-Korrelation nach Gnielinski der reduzierte Wärmeübergangskoeffizient bestimmen. Für die Berechnung der Stoffeigenschaften entwickelte Yun [57] erste Ansätze. J.-Y. Jung und R. Yun [60] hingegen wählen einen TRAPP-Ansatz (Transport Property Prediction). Das Separationsmodell unterstellt an der Wand einen PAG-Film, in dem sich ungelöstes flüssiges CO₂ befindet. Gl. 22 beschreibt hierzu empirisch den prozentualen Gewichtsanteil ω an in PAG gelöstem CO₂.

$$\omega^2[\%]^2 \cdot (64,03 - 0,25941 \cdot T[K]) + \omega[\%] \cdot 0,4350 \cdot T[K] + 8,02 \cdot 10^{-6} \cdot T^2[K^2] - p[Pa] + 10,7424 = 0 \quad \text{Gl. 22}$$

Die Kernströmung wird als Gasphase mit mitgerissenen PAG-Tropfen (Oil Drop Entrainment) angenommen. Deshalb wird die Gesamtströmung als Zwei-Phasen-Strömung ohne Phasenwechsel für Mischungen nach Kim und Ghajar [61] modelliert. Einen brauchbaren empirischen Ansatz zur Vorhersage des Wärmeübergangskoeffizienten bei PAG-Beimischung liefern C.-R. Zhao et al. [62], siehe Gl. 23 und Gl. 24.

$$\frac{\alpha_{CO_2-\ddot{o}l}}{\alpha_{CO_2}} = 0,764 \cdot \left(\frac{\rho_{\ddot{o}l}}{\rho_{CO_2}}\right)^{0,530} \left(\frac{\omega \cdot \eta_{\ddot{o}l}}{\eta_{CO_2}}\right)^{-0,227} \quad \text{für } \frac{T_{kr}}{T_{pk}} > 1 \quad \text{Gl. 23}$$

$$\frac{\alpha_{CO_2-\ddot{o}l}}{\alpha_{CO_2}} = 1,186 \cdot \left(\frac{\rho_{\ddot{o}l}}{\rho_{CO_2}}\right)^{-0,263} \left(\frac{\omega \cdot \eta_{\ddot{o}l}}{\eta_{CO_2}}\right)^{-0,114} \quad \text{für } \frac{T_{kr}}{T_{pk}} \leq 1 \quad \text{Gl. 24}$$

Unter Zuhilfenahme von Gl. 22, Gl. 25 und Gl. 26 lässt sich der für reines CO₂ berechnete WÜK, temperaturabhängig in einen WÜK für PAG-CO₂-Gemische umrechnen.

$$\eta_{\ddot{o}l} = \rho_{\ddot{o}l} \cdot 582750,4 \cdot e^{-0,02749 \cdot T} \quad \text{Gl. 25}$$

$$\rho_{\ddot{o}l} = \rho_0(T_0) - 0,8 \cdot (T - T_0) \quad \text{Gl. 26}$$

Experimente zeigen, dass mit höherer Temperatur und höherer CO₂-Beladung im PAG der Einfluss der PAG-Beimischung auf den Wärmeübergangskoeffizienten zurückgeht. Dies lässt sich durch die fallende Viskosität des Gemischs erklären, die sich in beiden Fällen jenen des überkritischen CO₂ annähert und für eine höhere Turbulenz und damit für eine Verbesserung des Wärmeübergangs sorgt. Abb. 34 zeigt den gemessenen Druckverlust einer CO₂-PAG-Strömung bei verschiedenen PAG-Konzentrationen in Abhängigkeit von der Fluidtemperatur. Für PAG-Konzentrationen bis 1 % zeigt sich bei Temperaturen unterhalb des pseudokritischen Punkts lediglich eine geringe Abweichung des gemessenen Werts des Druckverlusts vom PAG-freien Fall. Oberhalb des pseudokritischen Punkts nimmt der gemessene Druckverlust gegenüber dem PAG-freien Fall jedoch zu. Je höher die PAG-Konzentration der CO₂-Strömung, desto stärker steigt der Druckverlust, sowohl im Niveau als auch im temperaturabhängigen Verlauf. Eine Sättigung oberhalb von 3 % - analog zum Wärmeübergang - tritt nicht auf. Der steigende Druckverlust lässt sich abermals durch die

zunehmende Dicke des PAG-Films an der Rohrrinnenwand bzw. dessen steigenden Einfluss auf die Wandhydraulik erklären, wie er durch optische Untersuchungen von Dhang et al [53] aufgezeigt wurde. Die Dicke wiederum variiert mit der Temperatur und dem Druck der Strömung aufgrund der dadurch induzierten Variation von Dichte und Viskosität sowohl in CO₂ als auch PAG. C.-R. Zhao et al. [63] leiten aus dieser Erkenntnis einen empirischen Ansatz zur Berechnung des PAG-behafteten Druckverlusts ab, der diese Variationen berücksichtigt, siehe Gl. 27 und Gl. 28.

$$\frac{\Delta p_{CO_2-\dot{O}l}}{\Delta p_{CO_2}} = 0,029 \cdot \left(\frac{\rho_{\dot{O}l}}{\rho_{CO_2}}\right)^{0,280} \left(\frac{\chi \cdot \eta_{\dot{O}l}}{\omega \cdot \eta_{CO_2}}\right)^{0,775} \quad \text{für } \chi \leq 1 \% \quad \text{Gl. 27}$$

$$\frac{\Delta p_{CO_2-\dot{O}l}}{\Delta p_{CO_2}} = 0,608 \cdot \left(\frac{\rho_{\dot{O}l}}{\rho_{CO_2}}\right)^{-0,002} \left(\frac{\chi \cdot \eta_{\dot{O}l}}{\omega \cdot \eta_{CO_2}}\right)^{0,254} \quad \text{für } \chi > 1 \% \quad \text{Gl. 28}$$

Neben der PAG-Konzentration χ (in Gew-%) des Gemischs werden durch diese Gleichungen der Gewichtsanteil ω an in PAG gelöstem CO₂ berücksichtigt, welcher durch Gl. 22 berechnet werden kann. Damit wird bei diesem Ansatz zusätzlich die Höhe der PAG-Konzentration berücksichtigt.

2.1.8. Chemische und physikalische Korrosivität

Während austenitische Stähle und Legierungen mit hohem Nickel und Chromanteil in einer reinen sCO₂-Atmosphäre in allen Temperaturbereichen keine nennenswerte Korrosion aufweisen, zeigen sich ferritische Kohlenstoffstähle bei Einsatztemperaturen oberhalb von 500 °C wenig beständig [64]. Generell induziert reines sCO₂ bei einer Temperatur von 50 °C bei den Werkstoffen Edelstahl, Kupfer, Aluminium und Kohlenstoffstahl geringe Korrosionsraten (Gewichtsänderung innerhalb von 50 h unter 1,06 µg/cm²) [65].

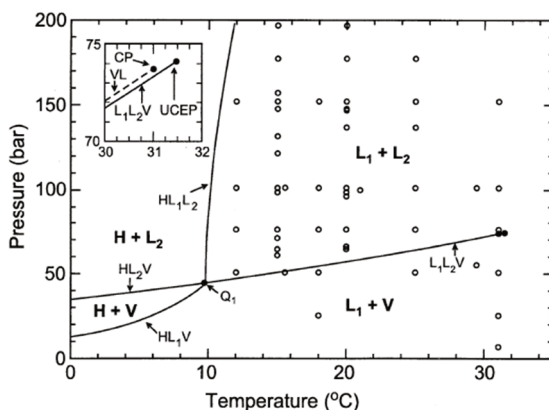


Abb. 35: p-T-Projektion des CO₂-H₂O-Phasendiagramms. V = Dampfphase, L1 = H₂O-reiche Phase, L2 = CO₂-reiche Phase, H = Hydrat, Q1 = Quadrupelpunkt, VL = Dampfdruckkurve. [66]

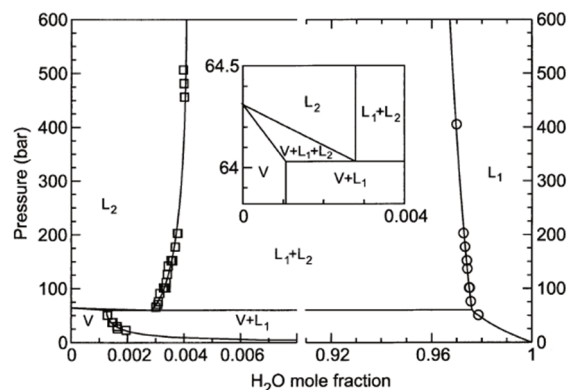


Abb. 36: Druck-Molfraktion-Projektion des CO₂-H₂O-Phasendiagramms bei 25 °C [66].

Jedoch vermögen schon geringe Konzentrationen (> 100 ppm) von Wasser im CO₂ die Korrosionsbeständigkeit negativ zu beeinflussen. Die zusätzliche Anwesenheit von Fremdstoffen und Verunreinigungen (z.B. H₂, O₂, NO₂, SO₂) können weitere komplexe chemische Korrosionsreaktionen auslösen und die Korrosionsrate weiter erhöhen [67]. Der

2.1. Überkritisches CO₂

treibende Faktor für die Korrosion von Stählen stellt – auch bei Anwesenheit von Fremdstoffen – die Wasser-CO₂-Chemie dar. Abb. 35 und Abb. 36 zeigen CO₂-H₂O-Phasendiagramme in Abhängigkeit von der Temperatur (p-T-Projektion) und der molaren H₂O-Konzentration (25 °C-Isotherme). Ab einer H₂O-Konzentration von 0,01 % mol in CO₂ und Drücken oberhalb von 64 bar besteht die Möglichkeit, dass sich eine flüssige H₂O-Phase im CO₂ herausbildet, insofern das temperatur- und druckabhängige Lösungsvermögen von H₂O in CO₂ gemäß Abb. 37 überschritten wird.

Diese Phase ist in der Lage gasförmiges CO₂ zu lösen, mit diesem zu Kohlensäure (H₂CO₃(aq)) zu reagieren und durch anschließende Dissoziation von H⁺-Ionen den pH-Wert der CO₂-H₂O-Atmosphäre zu senken. Steigende Drücke und fallende Temperaturen verschieben das chemische Gleichgewicht dieser Atmosphäre weiter in den sauren Bereich, siehe Abb. 38. Gemäß Nesic [68] hat der pH-Wert einen direkten Einfluss auf die Korrosionsrate, sowohl was die Oxidation des Eisens, als auch die Ausbildung von schützenden Passivierungsschichten betrifft. Metalle, die in Kontakt zu dieser sauren Atmosphäre stehen, laufen Gefahr durch eine Redox-Reaktion mit den H⁺-Ionen und weiteren Fremdstoffen zu korrodieren. Im Gegenzug rückwirken vorhandene Fremdstoffe auf die Wasserchemie.

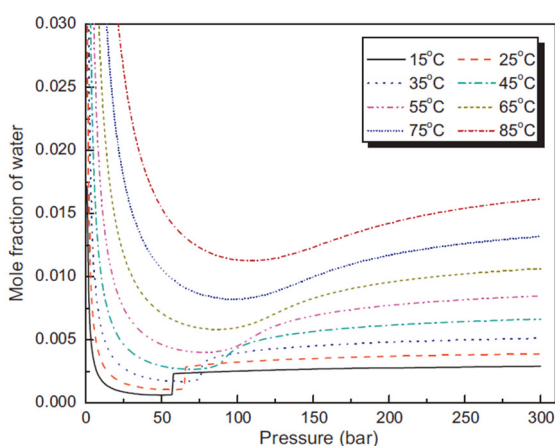


Abb. 37: Löslichkeit von Wasser in CO₂ als Funktion von Druck und Temperatur [69]

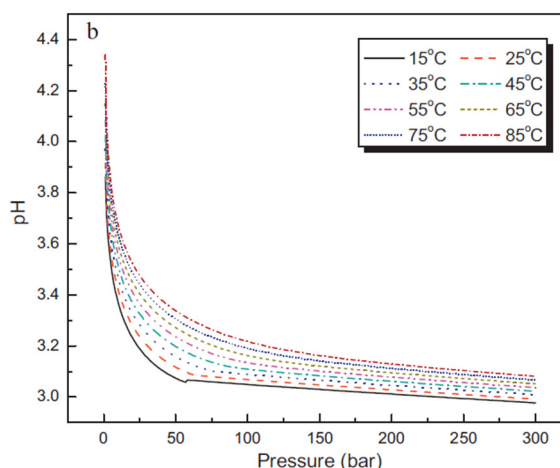
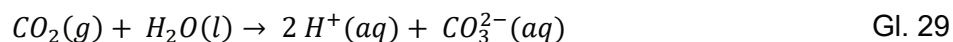


Abb. 38: Variation des pH-Werts einer CO₂-H₂O-Lösung als Funktion von Druck und Temperatur [69]

Die Korrosion von Eisen unter Einwirkung von saurer, wässriger Lösung läuft über drei Mechanismen ab [70]:

(a) Absorption von gasförmigem CO₂ in die Wasser-Phase.



(b) Kathodische und Anodische Reaktionen zwischen der Kohlensäure und Eisen.



(c) Formierung der Oxidschicht.

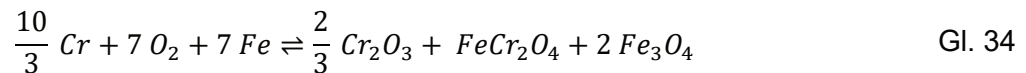


(d) Gesamtreaktion



Shiladitya et al [71] prognostizieren durch ein Modell für die Reaktionskinetik, dass die Carbonatbildung unter höheren Temperaturen und Drücken schneller voranschreitet.

Austenitische Stähle (insbesondere nichtrostende Edelstähle) enthalten, neben Eisen und Kohlenstoff, einen hohen Anteil an Legierungselementen (Ni, Cr, Al, Ti, Mn usw.) die ebenfalls als Reaktionspartner der sauren, wässrigen Phase und etwaigen Fremdstoffen zur Verfügung stehen. Die dadurch begünstigten/ablaufenden Reaktionsmechanismen sind wesentlich komplexer, laufen zumeist mehrstufig ab und führen teilweise zu einer Passivierung der Werkstoffoberfläche, die die Korrosionsbeständigkeit des austenitischen Stahls verbessert, siehe exemplarisch Gl. 34.



Die Bildung von Spinell (Eisen-Chrom-Oxiden: $FeCr_2O_4$) schreitet schnell voran und ist die primäre Ursache für die Korrosion von Stählen in CO_2 -Atmosphäre. Bei ferritischen Kohlenstoffstählen ist diese Schicht zusätzlich von einer Magnetitschicht (Eisen-Oxid: Fe_3O_4) bedeckt, deren Wachstum ausschlaggebend für die Korrosion ist. Darunter befindet sich eine kohlenstoffhaltige innere Oxidationszone. F. Rouillard et al. [72] zeigen, dass sich an der Oberfläche von austenitischen Stählen nach 310 h eine dünne Schicht (~100 - 500 nm), bestehend aus diversen Fe-Cr-Mn-Si-Ti reichen Oxiden bildet. Diese Schicht wächst deutlich langsamer als eine reine Magnetit- oder Spinellschicht, ist zusätzlich gasdicht und behindert dadurch den Kontakt der oxidierenden Atmosphäre zum Metall. Dadurch kann eine innere Oxidationszone wie beim Kohlenstoffstahl nicht entstehen. Bei austenitischen Stählen mit hohem Anteil an den Legierungselementen Titan- und Silizium reichern sich diese bevorzugt in der Oxidschicht an und es kommt zur Ausbildung einer passivierenden Sekundäroxidschicht. Der Legierungsbestandteil Aluminium (z.B. in Alloy800) lagert sich nach längerer Zeit unterhalb der Cr-reichen Schichten an (Abb. 39), hat aber keine merkliche Auswirkung auf die Korrosionsbeständigkeit. Weiterhin lässt sich eine Kohlenstoffanreicherung in und unterhalb (abhängig vom Stahltyp) der Oxidschicht feststellen, die aus der Oxidationsreaktion von CO_2 mit Metallbestandteilen herrührt. Sridharan et al [73] konnten demonstrieren, dass beim Werkstoff 1.4404 (auch: V4A, 316L) nach längerer Zeit (zwischen 500 h und 1500 h) ein „breakaway“, eine beschleunigte Korrosion, auftritt. Holmes, Hill und Wyatt [74] erklären dieses grundlegende Verhalten durch einen mangelnden Chromgehalt im Ausgangsmetall unterhalb der Oxidschicht, der ein dauerhaftes langsames Anwachsen der schützenden chromreicheren Oxidschicht behindert. Derselbe Effekt tritt auf, wenn durch Rissbildung oder Abplatzen der Oxidschicht die CO_2 -Atmosphäre in direkten Kontakt mit Metall tritt und dort schnell wachsende korrosive Fe-Cr-Oxide (z.B. Spinell) bildet. Cao et al [75] konnten durch Langzeit-Versuche in überkritischem CO_2 zeigen, dass Stähle mit hohem Chrom- und Nickelanteil selbst bei hohen Temperaturen oberhalb von 500 °C eine hohe Korrosionsbeständigkeit (Korrosionsrate < 2 mg/cm²) aufweisen (Abb. 40). Edelstähle

2.1. Überkritisches CO₂

mit Chromanteilen deutlich über 20 %, wie WS-1.4876, zeigen sich dabei Standardedelstählen wie WS-1.4404 deutlich überlegen. Diese Erkenntnisse werden durch Versuche von Dunlevy et al. [76] weitgehend bestätigt. Dennoch sehen diese Autoren keine prinzipielle Überlegenheit von WS-1.4876 gegenüber WS-1.4404. Als wesentliche, nicht-chemische Einflussfaktoren werden Zeit, Oberflächengüte, Mikrostruktur und lokale Effekte wie „breakaway“ benannt.

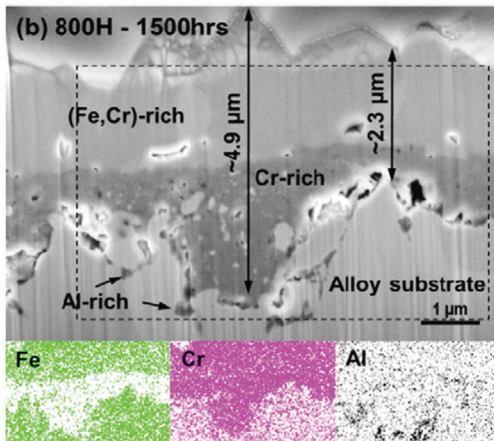


Abb. 39: REM Querschnitt-Bild einer Probe Alloy 800 H nach 1500 h [77].

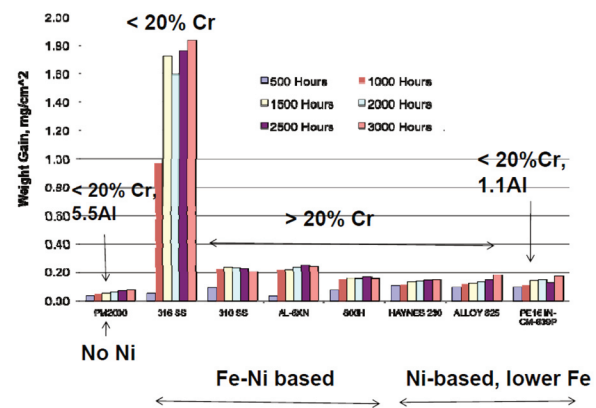


Abb. 40: Gewichtsveränderung verschiedener Materialproben in sCO₂-Atmosphäre mit Verunreinigungen durch O₂ und H₂O bei 650 °C. [64]

Überkritisches CO₂ vermag Werkstoffe nicht nur chemisch zu zersetzen, sondern auch durch physikalische Mechanismen. Dies wird im Zusammenhang mit Kunststoffen deutlich, die oft als Dichtungsmaterialien eingesetzt werden. Hierbei spielt das Lösungsvermögen von CO₂ eine entscheidende Rolle. CO₂ lagert sich via Adsorption an der Kunststoffoberfläche an und dringt durch einen anschließenden Diffusionsprozess, gemäß dem Fick'schen Gesetz, bis zum Erreichen eines Gleichgewichtszustands in den Kunststoff bzw. zwischen seine Molekülketten ein. Neben dem Diffusionskoeffizienten, der von der Molekülstruktur des Kunststoffs abhängt, bestimmt die Viskosität des CO₂ den Gleichgewichtszustand. Die abnehmende Viskosität von CO₂ beim Übergang in den überkritischen Zustand erhöhen die Absorptionsrate bzw. die Masse an absorbiertem CO₂ im Kunststoff signifikant [71].

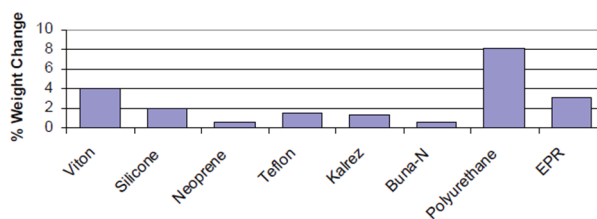


Abb. 41: Gewichtsveränderungen verschiedener Elastomere nach 3 d bei 54 °C [78].

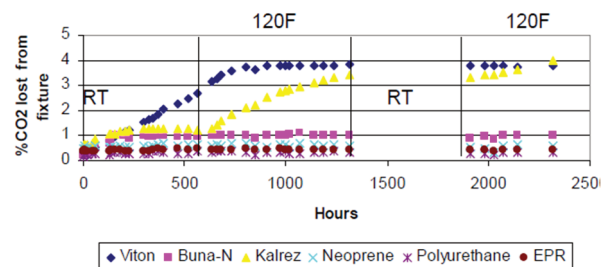


Abb. 42: Leckagerate verschiedener Elastomere in Verwendung als O-Ring bei 49 °C. [78]

Tunison [78] konnte nachweisen, dass sich sCO₂ schon bei geringen Temperaturen von 20 – 50 °C mit der Zeit in gebräuchlichen synthetischen Dichtungsmaterialien anreichert und diese dadurch zum Aufquellen bringt. Die chemische Struktur der Kunststoffmoleküle spielt für die Anfälligkeit gegenüber Aufquellen eine entscheidende Rolle. Carbonyl-Gruppen (R-C=O) und C-F-Verbindungen, wie sie z.B. in Viton und Teflon enthalten sind, begünstigen die Absorption, siehe Abb. 41.

Beim Aufquellen entfaltet das $s\text{CO}_2$ zwei verschiedene mechanische Schädigungen. Zum Einen zeigen Kunststoffe mit hoher CO_2 -Absorptionsrate gleichzeitig eine größere Gasdurchlässigkeit, was ihren Einsatz als Dichtungsmaterial in Frage stellen kann, siehe Abb. 42. Zum Anderen entweicht das $s\text{CO}_2$ bei späterer plötzlicher Druckentlastung schlagartig aus dem Kunststoff und schädigt dessen Oberfläche und Struktur mechanisch (Rapid gas depressurisation (RGD) oder auch explosive decompression (ED)). Typisch sind hierbei eine Blasen – und Keimbildung an der Oberfläche, die ab einer bestimmten Größe zum Aufplatzen und anschließenden irreversiblen Risswachstum führen. Shiladitya et al. [71] identifizieren folgende Einflussfaktoren auf die Schädigung von RGD: Modulus, Reißfestigkeit, Diffusionskoeffizient, Temperatur, Druck, Löslichkeit von CO_2 , Materialquerschnitt, Kerbtiefe, Druckentlastungsrate, Entlastungsenddruck, Anzahl der bisherigen RGB-Zyklen.

3. Versuchsanlage „SCARLETT“

Die Versuchsanlage SCARLETT dient der Bereitstellung von konditioniertem $s\text{CO}_2$ für Versuchszwecke. Entsprechend dient sie als Peripherie der Teststrecke, die den eigentlichen Versuchsaufbau bzw. das Experiment umfasst. Demzufolge hat sie zur Aufgabe CO_2 mit den für die Versuchsdurchführung geforderten, definierten Parametern: *Druck, Temperatur und Massenstrom* an die Teststrecke zu liefern. Dieses Kapitel widmet sich der Entwicklung und dem Bau der Versuchsanlage. Dabei werden sowohl die Auswahl des Anlagentyps und das Grundkonzept thematisiert, als auch die theoretische Auslegung dargelegt, sowie die technische Umsetzung dieses Konzepts einschließlich der Regelung und Steuerung erläutert. Zum Abschluss dieses Kapitels erfolgt ein Vergleich zwischen theoretischer Auslegung und experimentellem Anlagenverhalten. Zunächst soll jedoch der aktuelle Stand an vorhandener $s\text{CO}_2$ -Anlagentechnik im Forschungsbereich erläutert und vorhandenes Potential aufgezeigt werden.

3.1. Vorbetrachtung zu bestehenden Versuchsanlagen für überkritisches CO_2

Bereits seit den 1950er Jahren ist überkritisches CO_2 als Arbeitsmittel Gegenstand internationaler Forschung. Anfangs primär aufgrund seiner vergleichsweise einfachen technischen Handhabung als Ersatzfluid für überkritisches Wasser genutzt (kritischer Druck und kritische Temperatur geringer), standen insbesondere seine grundlegenden Wärmeübertragungseigenschaften, die es mit allen überkritischen Fluiden teilt, im Fokus der Wissenschaft [79], [80]. Spezielle Wärmeübertragungsphänomene wie verschlechterter Wärmeübergang und der Einfluss von Auftriebseffekten wurden frühzeitig breitere Bedeutung beigemessen [81], [82].

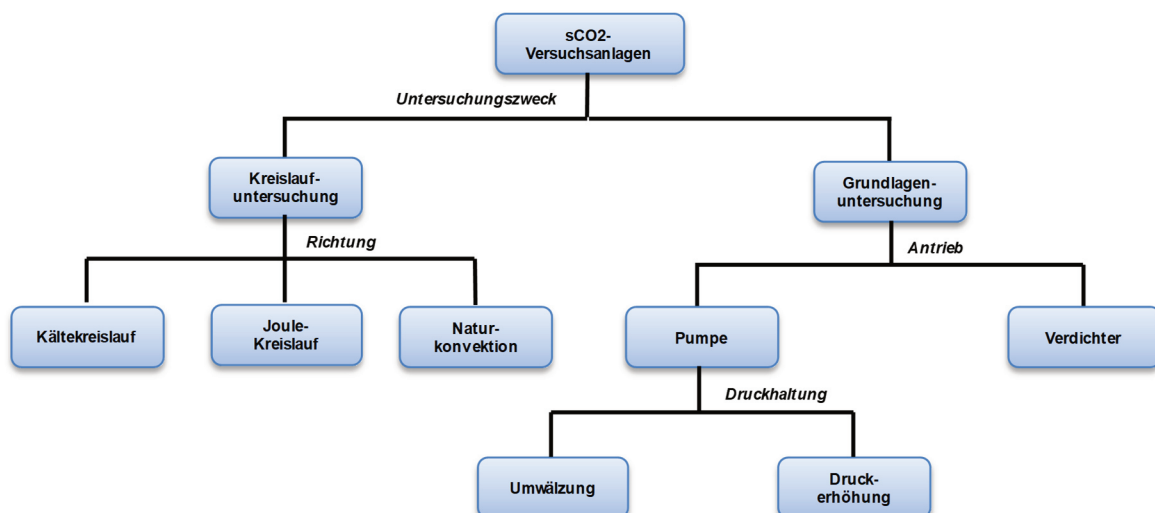


Abb. 43: Einteilung von $s\text{CO}_2$ -Versuchsanlagen.

Auch wurde bereits im Hinblick auf die Nutzung in thermischen Kraftwerkskreisprozessen geforscht [83], [84]. In den 1980er und 1990er Jahren nahm die Zahl der Publikationen ab, nachdem aber der Dostal-Report [9] im Jahr 2004 das enorme Potential von Joule-Kreisprozessen mit überkritischem CO_2 als Arbeitsmittel aufzeigen konnte, weckte das Thema $s\text{CO}_2$ wieder vermehrtes Forschungsinteresse, wobei sich die Forschung verstärkt auf die Entwicklung und Tests von Komponenten und Materialien solcher Kreisprozesse

3.1. Vorbetrachtung zu bestehenden Versuchsanlagen für überkritisches CO₂

(Wärmeübertrager, Turboverdichter) bis hin zu deren prototypischer Entwicklung als Gesamtkreislauf konzentrierte [85], [86], [87]. Entsprechend steigt die Zahl der weltweit an öffentlichen Forschungseinrichtungen installierten Versuchsanlagen für überkritisches CO₂ seit Jahren kontinuierlich an.

Diese Anlagen lassen sich nach Sichtung der betreffenden Literatur gemäß Abb. 43 einteilen. Die Primäre Unterscheidung fällt anhand des Untersuchungszwecks, d.h. ob ein sCO₂-Kreislauf als Ganzes untersucht wird oder ob die Anlage der Komponenten- oder Grundlagenuntersuchung dient und somit den Zweck erfüllt sCO₂ für den eigentlichen Versuchsaufbau bereitzustellen. Die Mehrzahl der Forschungsprojekte zu Kreislaufuntersuchungen widmet sich der allgemeinen Untersuchung von rechtsgängigen Joule- und linksgängigen Kältekreisläufen [88], [89] für die Kraftwerks- bzw. Kältetechnik. Kälteanlagen mit sCO₂ als Arbeitsmittel sind im Bereich der Gewerbekälte bei Neuinstallationen führend, was vor diesem Hintergrund das steigende Forschungsinteresse erklärt. Joule-Kreisläufe mit sCO₂ als Arbeitsmittel werden aufgrund des zu klassischen Dampfkreisläufen höheren Wirkungsgrads zur Anwendung in verschiedenen Arten von Kernreaktoren, fossilen- und Solarthermiekraftwerken diskutiert [90], [91], [92]. Die zu diesem Forschungszweck gebauten Anlagen weisen üblicherweise thermische Gesamtleistungen im sechsstelligen kW-Bereich auf, um der Entwicklung von Demonstrationskraftwerken möglichst nahe zu kommen [93].

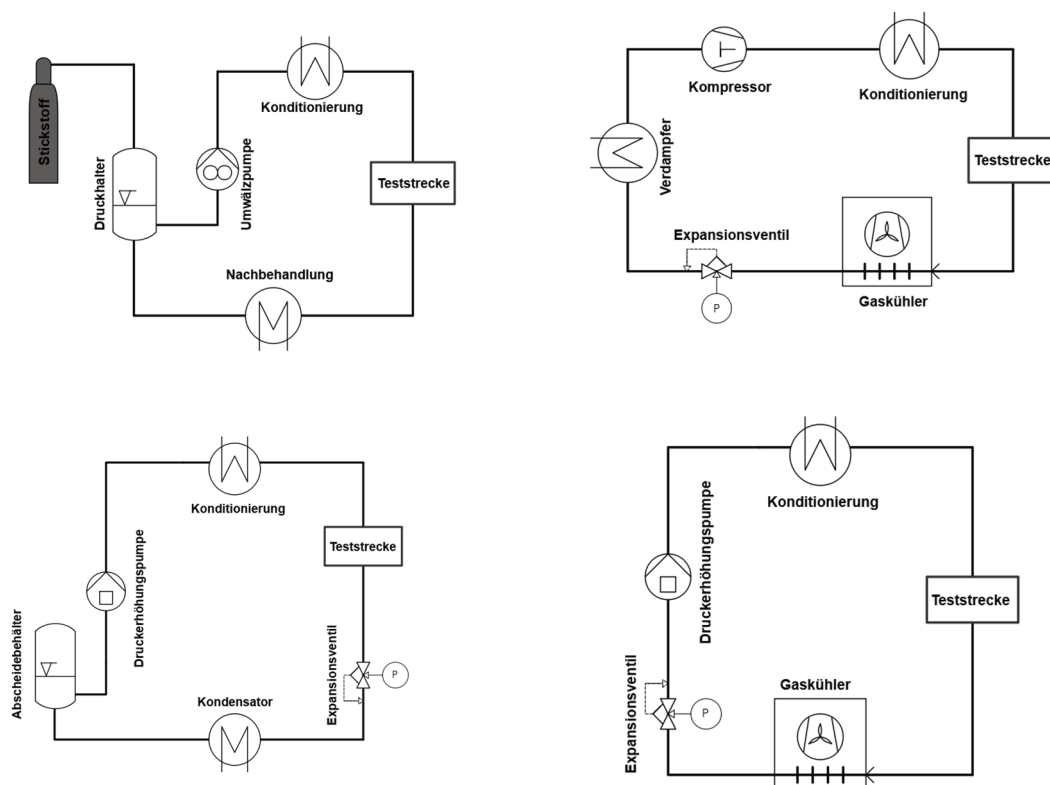


Abb. 44: Einteilung und schematischer Aufbau von sCO₂-Versuchsanlagen zur Grundlagenuntersuchung. Oben links: Typ I, Umwälzung. Oben rechts: Typ II, Trockene Verdichtung. Unten links: Typ III-a, Nass-Verdichtung. Unten rechts: Typ II-b, Nass-Verdichtung.

Forschungsanlagen für Grundlagenuntersuchungen zu sCO₂ hingegen sind im Regelfall von den Großforschungsanlagen der Kraftwerkstechnik stark verschieden. Grundsätzlich macht

jedwede Art von Untersuchung mit sCO₂ Versuchsanlagen notwendig, die das bei Umgebungsbedingungen gasförmige oder in Druckgasflaschen flüssige CO₂ auf überkritische Drücke und Temperaturen zu verdichten bzw. zu erwärmen vermögen. Diese einzelnen Versuchsanlagen unterscheiden sich hinsichtlich ihrer förderbaren Massenströme, der maximal erreichbaren Temperaturen und Drücken und der umgesetzten Heiz – und Kühlleisten z.T. erheblich voneinander. Dennoch lassen sich lediglich drei (oder je nach Sichtweise vier,) vereinfachte Grundtypen an Anlagenkonzepten herauskristallisieren. Deren grundsätzliche Schemata sind in Abb. 44 herausgearbeitet.

In Anlagen von Typ I wird der notwendige überkritische Druck durch eine mit Druckgas (zumeist Stickstoff oder CO₂ mit vorgeschaltener Hochdruckpumpe) beaufschlagte Flüssigkeitsvorlage erzielt und aufrechterhalten, die gleichzeitig als Volumenausgleichsbehälter und Druckhalter fungiert. Eine Umwälzpumpe fördert das flüssige CO₂ durch den Anlagen-Kreislauf, ggf. durch einen Heizer hindurch, um es auf überkritische Temperatur zu erwärmen. Bei derart hohem Systemdruck sind fast ausschließlich Zahnradpumpen einsetzbar, die aber wiederum vergleichsweise geringe Massenströme fördern und nur moderate Druckverluste ausgleichen können. Höhere Massenströme lassen sich durch Parallelschaltung mehrerer Pumpen erzielen oder durch Einsatz von Zahnradpumpen für große Volumenströme, was die Anlagenkosten aber nach oben treibt [31]. Dafür sind bei diesem Konzept Druck und förderbare Massenströme weitestgehend unabhängig voneinander. Derartige Versuchsanlagen werden daher tendenziell im kleinen Labormaßstab ausgeführt.

Typ II verwendet einen Verdichter zur Erzielung des Hochdrucks. Da Verdichter nur Gas verdichten können, ist ein vorgeschalteter Verdampfer notwendig. Bei der Verdichtung können hohe, weit überkritische Temperaturen auftreten, dies macht eine Konditionierung vor dem eigentlichen Versuchsaufbau (hier auch als Teststrecke bezeichnet) in den meisten Fällen notwendig. Die Rückkehr zum saugseitigen Niederdruck wird durch eine Drossel bewerkstelligt. Anlagen dieses Typs können je nach Verdichterbauart und -größe geringe bis hohe Massenströme im Großforschungsmaßstab fördern und Drücke bis 200 bar erzielen. Massenströme und Druck bzw. Temperatur sind bei diesem Typ miteinander gekoppelt, je nach Verdichterausführung stärker oder weniger stark.

Typ III bedient sich eines ähnlichen Konzepts, nur dass das CO₂ schon aus der flüssigen Phase heraus mittels einer Hochdruckpumpe (meistens Kolben- oder Kolbenmembranpumpe) verdichtet wird. Auch bei diesem Typ erfolgt eine Konditionierung der Temperatur vor der Teststrecke. Je nachdem welche Kühlstrategie nach der Teststrecke gewählt wird, sind Kondensator und Abscheidebehälter (vollständige Kondensation von Nassdampf, Typ III-a) oder Gaskühler (starke Abkühlung bei hohem Druck vor der Drosselung in die flüssige Phase, Typ III-b). Auch diese Art Anlagen arbeitet mit vergleichsweise geringen Massenströmen. Zwar könnten aus technischen Gesichtspunkten auch weit größere Massenströme erzielt werden, diese machen die erforderlichen Hochdruckpumpen aber unverhältnismäßig teuer. Es existieren weiterhin noch einige wenige „exotische“ Versuchsanlagen, die sich keinem dieser Anlagentypen zuordnen lassen, z.B. offene Kreisläufe von CO₂-Druckflaschen in die Umgebung oder Kreisläufe mit CO₂-Umwälzung ausschließlich aufgrund von natürlicher Konvektion [94].

Anhang A.1 zeigt eine tabellarische Übersicht (erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit) aller weltweit zu Forschungszwecken betriebenen überkritischen CO₂-Versuchsanlagen, zu denen aktuelle Forschungsveröffentlichungen vorliegen. Neben ihrer anlagenspezifischen Bezeichnung sind exemplarisch aktuell durchgeführte Experimente und – falls recherchierbar

3.1. Vorbetrachtung zu bestehenden Versuchsanlagen für überkritisches CO₂

– ihre maximalen Massenströme, Heizleistungen, Drücke und Temperaturen aufgeführt. Gerade über die Anlagenparameter: Massenstrom und Heizleistung finden sich in wissenschaftlichen Veröffentlichungen häufig keine Angaben. Des Weiteren ist der Tabelle die Zuordnung der Versuchsanlage zum jeweiligen Anlagentyp nach Abb. 43 zu entnehmen. Hier zeigt sich auf den ersten Blick durch die Anzahl an installierten Anlagen, dass gerade in Ostasien und den Vereinigten Staaten verstärkt auf dem Gebiet des überkritischen CO₂ geforscht wird. In Europa sind solche Anlagen derzeit lediglich in Südeuropa, Tschechien und Deutschland in Betrieb. Hier zeigt sich ein deutlicher Nachholbedarf auf dem Gebiet des überkritischen CO₂ für den Forschungsstandort Europa bzw. Deutschland.

Tab. 5: Übersicht über Vor- und Nachteile der Anlagentypen.

Typ	Verdichter	Umwälzung	Druckerhöhungspumpe
Vorteile	Geringe Kosten		Einfache Konditionierung
	Einfache Regelung	Geringe Kosten	Große Massenstrombereiche
	Große Modellauswahl	Einfache Konditionierung	
Nachteile	Große Massenstrombereiche		
	Ölabgabe ins Fluid	Separate Druckhaltung notwendig	Hohe Kosten
	Aufheizung des Fluids		
Häufigkeit	Sauggasüberhitzung notwendig mittel	Geringe Massenströme hoch	gering

Weiterhin ist eine starke Spreizung in der Anlagengröße zu verzeichnen. Wenige Großforschungsanlagen ($\dot{Q} > 50 \text{ kW}$, $\dot{m} > 0,500 \text{ kg/s}$) stehen vielen kleinen Anlagen im Labormaßstab gegenüber ($\dot{Q} < 1 \text{ kW}$, $\dot{m} < 0,03 \text{ kg/s}$). Die Großforschungsanlagen konzentrieren sich im Wesentlichen auf die Nachbildung und Demonstration von Joule-Kreisprozessen mit integrierten Turbo-Verdichter-Systemen, wie sie bei Dostal et al. [9] beschrieben werden und sollen helfen, die Anlageneffizienz zu steigern und die Komponentenentwicklung für derartige Kreisläufe in realem Maßstab voranzutreiben. Sie sind damit auf ein enges Spektrum an Untersuchungsmöglichkeiten festgelegt. Kleine Forschungsanlagen sind in den Untersuchungsmöglichkeiten breiter aufgestellt und legen den Fokus auf Grundlagenuntersuchungen zum turbulenten Wärmeübergang in überkritisches CO₂. Durch Skalierung der Teststrecken mittels Variation von Wärme – und Massenstromdichten lassen sich zwar viele Betriebsbereiche von Wärmeübertragern abfahren, doch kommen die Teststrecken selten über den Modellmaßstab hinaus [30]. Gerade für mittlere Massenströme im Bereich von 0,050 – 0.150 kg/s befinden sich aktuell wenige Versuchsanlagen in Betrieb [31]. Doch erst Massenströme oberhalb von 0,050 kg/s ermöglichen die Untersuchung von Anlagenkomponenten wie z.B. Wärmeübertrager in einem Maßstab, wie er auch in den unterschiedlichen Konfigurationen realer Anwendungen verwendet wird (vgl. Massenstrom in CO₂-Kälteanlagen, Wärmeübertragern).

Diese Lücke soll durch die Entwicklung und den Bau einer Versuchsanlage am Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart geschlossen werden. Diese Anlage soll vielfältige wissenschaftliche Untersuchungen mit überkritischem CO₂ auf verschiedenen physikalischen Gebieten ermöglichen. Ein von Dostal et al. [9] beschriebener Wärmeübertrager des Rekompansions-Kreislaufs (Precooler) soll als exemplarische, fiktive Teststrecke dienen, auf die der Massenstrom der Versuchsanlage bei der Auslegung angepasst wird. Mindestvoraussetzung ist es, ein Plattenpaar in den originalen Abmessungen dieses Wärmeübertragers in der Versuchsanlage untersuchen zu können. Dennoch ist das Ziel die Versuchsanlage für eine möglichst große Anzahl an unterschiedlichen

Forschungsgegenständen auszulegen, auch auf anderen Forschungsgebieten als der Thermohydraulik.

3.2. Randbedingungen

Die Anforderungen, die an Versuchsanlage gestellt werden, sowie die daraus abgeleiteten Randbedingungen lassen sich in drei Bereiche unterteilen und sind alle unabhängig voneinander vollständig zu erfüllen.

3.2.1. Technische Randbedingungen

Die Versuchsanlage ist als geschlossener thermodynamischer Kreislauf auszuführen und universell für Grundlagenexperimente mit sCO₂ zu konzipieren. Die Versuchsdurchführung soll in einer modularen Teststrecke stattfinden, die sich jederzeit in die Versuchsanlage integrieren und segregieren lässt. Dies gestattet die Durchführung von Experimenten an verschiedenartigen Versuchsaufbauten, die unabhängig voneinander sein können und lediglich durch die zulässigen Bereiche der Versuchsparameter in der Anlage begrenzt werden. Als Grundlage zur Bemessung der Betriebsbereiche der Versuchsanlage dient das Design des Rekompresseionskreislaufs nach Dostal et al. [9]. Die Hochdruckseite des Kreislaufs weist Arbeitsdrücke bis 200 bar auf. Unter diesen Bedingungen zeigt CO₂ gasähnliches Verhalten weit vom kritischen Druck entfernt und ist für die Untersuchung von speziellen überkritischen Wärmeübertragungsphänomenen aus Kap. 2.1.4 nicht von Interesse. Die Niederdruckseite hingegen arbeitet bei ca. 77 bar und in einem Temperaturbereich von 32 bis 69 °C für den Vorkühler bzw. 69 bis 157 °C für den Niedertemperatur-Rekuperator. Diese Randbedingungen liegen wesentlich dichter am kritischen Punkt und den damit verbundenen Wärmeübertragungsphänomenen und kommen den Randbedingungen späterer Untersuchungen daher näher. Wird der Rekompresseionskreislauf auf 1 MW thermische Leistung herunterskaliert, berechnet sich der CO₂-Massenstrom zu 11,9 kg/s. Nach Vergleich mit einem typischen Kompaktwärmeübertrager der Fa. Heatric [95] ergibt sich der CO₂-Massenstrom für ein Plattenpaar zu 0,122 kg/s im Fall des Vorkühlers und zu 0,027 kg/s im Fall des Niedertemperatur-Rekuperators. Auf einer Platte der Grundfläche 220 mm x 220 mm wäre die Untersuchung von 30 – 50 Kanälen möglich. Dies stellt einen Fortschritt im Vergleich zu den Untersuchungen an neun parallelen Kanälen durch Corradini [96] dar. Zur Untersuchung von Wärmeübertragung ist ein ausreichender Massenstrom von größerer Bedeutung, als ein hoher Druck. Daher wird ein Maximaldruck von 120 bar in der Versuchsanlage als ausreichend betrachtet. Sämtliche Komponenten der Versuchsanlage sollen aber auf 200 bar ausgelegt, um im Falle einer Nachrüstung mit einem leistungsstärkeren Verdichter, mit höheren Drücken arbeiten zu können. Unter diesen Voraussetzungen sind die in Tab. 6 gelisteten Bereiche der Versuchsparameter zu erfüllen.

Tab. 6: Geforderte Betriebsbereiche der Versuchsparameter.

Größe	Formel	Einheit	Min	Max
Druck	p	bar	75	120
Temperatur	T	°C	15	150
Massenstrom	m	g/s	25	110

Die mit dem maximalen Massenstrom verbundene thermische Leistung der Versuchsanlage fügt sich mit 50 kW in eine Kategorie mit bestehenden internationalen sCO₂-Forschungsanlagen mit geringerem Massenstrom, aber ähnlicher Drucklage ein. Weitere Anforderungen an

die Qualität der Versuchsanlage sind stabile Versuchsparameter, eine einfache Bedienung, sowie ein schnelles Wechseln und Erreichen von stationären Betriebspunkten.

3.2.2. Infrastrukturelle Randbedingungen

Zur Versorgung der Versuchsanlage und ihr vor- oder nachgeschalteten Peripheriesystemen (z.B. Kryostate) stehen eine elektrische Leistung von 100 kW (5-Leiter-Drehstrom, 400 V), sowie ein Kühlwassersystem mit 80 kW thermische Leistungsabfuhr bei einer Vorlauftemperatur von 12 °C zur Verfügung. Der Differenzdruck zwischen Entnahme und Rückspeisung darf 0,5 bar nicht übersteigen.

3.2.3. Rechtliche Randbedingungen

Kap.2.1.1 weist auf die erheblichen Gefahren für Leib und Leben hin, die von CO₂ und Fluiden unter hohem Druck, bei unsachgemäßem Umgang ausgehen können. Aus diesem Grund stellt der Gesetzgeber hohe Forderungen an die Anlagensicherheit. DIN EN 378-1(-4) beschreibt die sicherheitstechnischen Anforderungen an Kälteanlagen und ist maßgeblich für die Versuchsanlage. Aus diesen lassen sich drei Hauptforderungen ableiten:

Schutz vor Einwirkung hoher Drücke

Für diese Gefährdung greift zusätzlich Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte (DGRL). Die Betriebssicherheitsverordnung (BetrSichV) regelt Schutz und Überwachung von Druckbehälteranlagen. Für Druckgeräte der Kategorie IV ($PS \cdot V > 1.000 \text{ bar} \cdot \text{Liter}$ nach Richtlinie 2014/68/EU) wird von dieser eine wiederkehrende Prüfung durch eine bescheinigte Stelle gefordert. Ferner wird auf DIN EN 13136 zur Berechnung von Druckentlastungseinrichtungen für Kälteanlagen und das AD 2000-Merkblatt A2 verwiesen.

Schutz vor gefährlichen CO₂-Konzentrationen

Auf Grundlage des Arbeitsschutzgesetzes schreibt die Gefahrstoffverordnung (GefStoffV) den Arbeitsplatzgrenzwert (AGW) von gefährlichen Stoffen wie CO₂ fest. Weiterhin verweist sie auf die Technischen Regeln für Gefahrstoffe (TRGS), welche u.a. das Inverkehrbringen regelt und Schutzmaßnahmen benennt. Diese Regeln sind beim Bau und Betrieb der Versuchsanlage einzuhalten.

Schutz vor den Gefahren elektrischen Stroms

Maßgeblich sind die EU-Richtlinie: 2014/35/EU über die *Bereitstellung elektrischer Betriebsmittel zur Verwendung innerhalb bestimmter Spannungsgrenzen*. Der VDE (Verband der Elektrotechnik, Elektronik und Informationstechnik) publiziert und pflegt die DIN VDE 0100-(100...444) mit Normen und Richtlinien zum *Errichten von Niederspannungsanlagen*. Diese werden bei der Auslegung der elektrischen Komponenten berücksichtigt und durch eine elektrische Fachkraft geprüft und installiert.

3.3. Entwurf

Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus Kap. 3.1 wird ein Anlagenkreislauf des Typs II als vorteilhaft für den geforderten Massenstrombereich und des Weiteren als ausreichend für den geforderten Druckbereich betrachtet. Im Vergleich zu anderen sCO₂-Versuchsanlagen wird bei diesem Typ der sCO₂-Strom nicht durch Zahnradpumpen oder Kolbenmembranpumpen getrieben, sondern durch einen Verdichter. Verdichter der Kältetechnik vermögen Massenströme bis zu 0,120 kg/s zu verarbeiten und Drücke bis zu 140 bar zu erreichen. Des Weiteren liegt die Austrittstemperatur des Arbeitsfluids bei Kältemittelverdichtern in weiten Betriebsbereichen höher als 80 °C, was bei niedrigen Versuchstemperaturen ein anschließendes Herunterkühlen des CO₂-Massenstroms erfordert. Weiterhin muss der Wärmestrom, der im Versuchsaufbau in das CO₂ abgegeben wird, an anderer Stelle wieder dissipiert werden. Dies macht ein ausreichend bemessenes Kühlsystem für die Anlage erforderlich. Das, diesen Umständen Rechnung tragende, Anlagenschema ist in Abb. 45 dargestellt. Die Versuchsanlage trägt den Namen SCARLETT (**S**upercritical **CAR**bondioxide **L**oop at **I**KE **S**tu**T**Tgart). SCARLETT besteht im Wesentlichen aus Wärmeübertrager, Heizern, peripheren Kühlgeräten, Verdichter, Ventilen, Vorrats- und Ausgleichsbehälter, einer leistungsfähigen Messdatenerfassung und einer modularen Teststrecke. Diese Teststrecke kann abhängig vom Forschungsbedarf ausgetauscht werden.

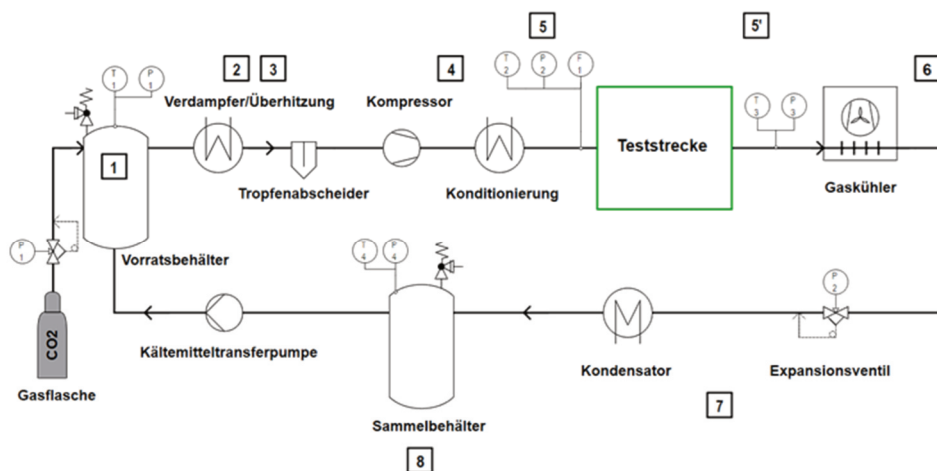


Abb. 45: Schema der sCO₂-Versuchsanlage SCARLETT.

Wie in Abb. 45 zu erkennen ist, wird flüssiges CO₂ in einem Vorratsbehälter gespeichert (1). In einem elektrischen Verdampfer wird das CO₂ zunächst vollständig isobar verdampft (2) und anschließend um bis zu 10 Kelvin isobar überhitzt (3). Über einen Tropfenabscheider, in dem die letzten Flüssigkeitstropfen mittels Fliehkraft aus dem Gasstrom abgetrennt werden, gelangt das CO₂ in einen Verdichter. Dies dient dem Schutz des Verdichters vor Flüssigkeitsschlägen. Dieser verdichtet den CO₂-Gasstrom auf überkritische Temperaturen und Drücke (> 73,8 bar) (4). Danach durchströmt das überkritische CO₂ einen Wärmeübertrager, in welchem es auf die gewünschte Versuchstemperatur gekühlt oder ggf. erhitzt wird (Konditionierung) und tritt anschließend in die eigentliche Teststrecke – in Abb. 45 als Blackbox dargestellt – ein (5). An dieser Stelle bieten sich verschiedene Versuchsaufbauten zur Grundlagenuntersuchung an. Nach dem Austritt aus der Teststrecke (5'), strömt das CO₂ durch einen zwangsbelüfteten Gaskühler und wird isobar auf Umgebungstemperatur abgekühlt (6). Anschließend wird das

CO₂ in einem Expansionsventil in einem isenthalpen Prozess auf unterkritischen Druck entspannt (7). Der dadurch entstehende Nassdampf wird in einem Kondensator vollständig verflüssigt und gelangt danach in einen Sammelbehälter, der gleichzeitig als Ausgleichs- und Abscheidebehälter dient (8). Über eine Kältemitteltransferpumpe kann flüssiges CO₂ wieder in den Vorratsbehälter zurückgefördert und der Kreislauf damit geschlossen werden (1). An der Anlage SCARLETT sind unterschiedliche Experimente denkbar bzw. geplant. Bei allen Experimenten tritt überkritisches CO₂ mit einer definierten Temperatur, definiertem Massenstrom und einem definierten Druck in die Teststrecke ein. Der Aufbau der Teststrecke ist veränderbar und richtet sich nach den jeweiligen Untersuchungszielen.

3.3.1. Auslegung und Auswahl des Verdichters

Kältemittelverdichter, zu denen auch transkritische sCO₂-Verdichter gehören, lassen gemäß CECOMAF [97], entsprechend dem in Abb. 46 dargestellten, Typenbaum einteilen. Tab. 7 zeigt ausgewählte Eigenschaften der vier am häufigsten in der Kältetechnik verwendeten Verdichtertypen.

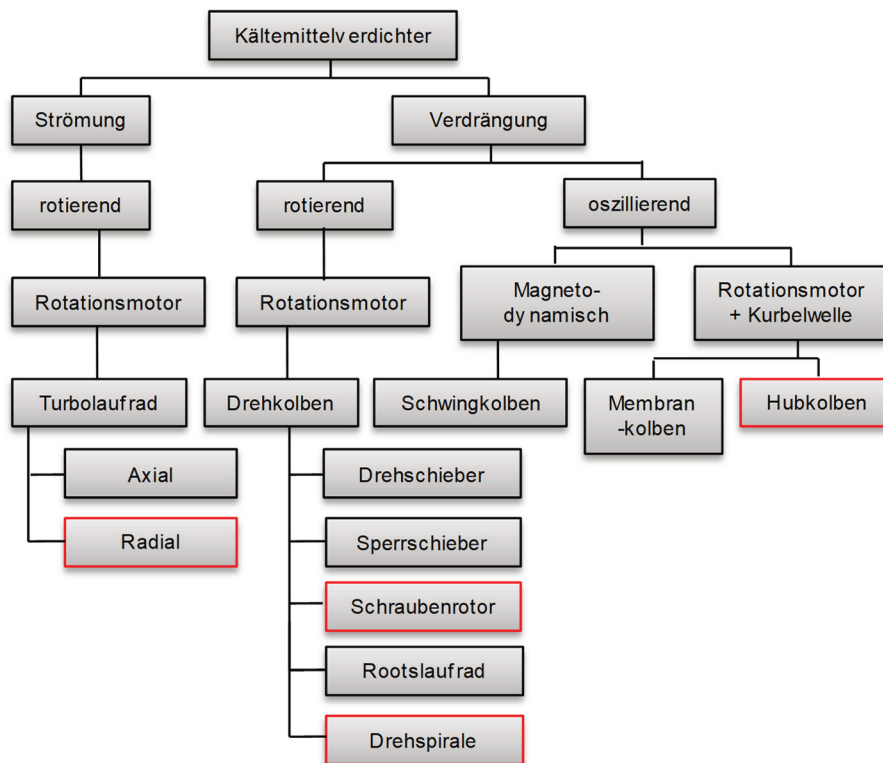


Abb. 46: Einteilung von Kältemittelverdichtern nach CECOMAF-GT2 [97]. Rot eingerahmt sind die infrage kommenden Verdichtertypen.

Grundsätzlich lassen sich Verdichter nach dem Arbeitsprinzip in Strömungs – und Verdrängungsmaschinen einteilen. Strömungsmaschinen sind ausschließlich als Turboverdichter ausgeführt. Sie versprechen zwar einen zeitlich konstanten Massenstrom, allerdings muss dieser in der Größenordnung von 500 g/s aufwärts liegen, damit die Turbomaschine eine nennenswerte Verdichterleistung erreicht. Ihr Einsatz in der Kältetechnik ist daher den Kälteanlagen mit großen Verdichterleistungen über 100 kW vorbehalten [97]. Turboverdichter für überkritisches CO₂ wurden bislang lediglich als Prototyp zu Forschungszwecken entwickelt. [98], [11]. Ihre Betriebs-Massenströme liegen zudem, bauartbedingt, über den für die Versuchsanlage

geforderten Massenströmen. Daher verbleiben noch Verdrängermaschinen zur Auswahl. Sie werden nach ihrer Verdichtungsbewegung in rotierend und oszillierend eingeteilt. Bei den rotierenden Verdrängermaschinen sind Scroll- (Drehspiral-) und Schraubenverdichter üblich. Sie weisen gegenüber den oszillierenden Verdrängermaschinen gleichmäßigere Massenströme auf und kommen mit geringerer Ölschmierung aus. Scrollverdichter erreichen aber in Standard-Ausführung mit einem Drehspiralenpaar auf der Antriebsachse keine Drucklagen über 30 bar und sind auch für CO₂ bislang nur für den Betrieb subkritischen Bereich erhältlich [98].

Tab. 7: Eigenschaften von ausgewählten Kältemittelverdichtern

Eigenschaft	Turbo	Hubkolben	Schrauben	Scroll
Förderung	gleichmäßig	pulsierend	gleichmäßig	gleichmäßig
Volumenstrom [m ³ /h]	800 – 45.000	< 1.500	100 – 5.000	350 – 5.600
Druckverhältnis	3,5 - 4	8 - 10	25 - 30	5 - 6
Schmierung	Nein	Ja	Ja	Ja
Leistung	> 100 kW	alle Bereiche	> 50 kW	> 50 kW
Hubvolumen	nach Gegendruck	nach Geometrie	nach Geometrie	nach Geometrie
Regelbarkeit	stufenlos bis Pumpgrenze	in Stufen begrenzt	stufenlos unbegrenzt	schwierig sehr begrenzt
Empfindlich gg. Flüssigkeit	wenig	ja	nein	ja
Erschütterungen	nein	ja	nein	nein
Verschleiß	nein	ja	nein	ja
Geräuschentwicklung [dB _A]	88 – 100 hohe Frequenz	65 – 90 mittl. Frequenz	85 – 90 mittl. Frequenz	80 – 90 mittl. Frequenz

Ähnliche Probleme wirft auch der Schraubenverdichter auf. Er ist momentan nicht für CO₂-Anwendungen erhältlich. Für den geforderten Druck- und Massenstrombereich kommen folglich nur Hubkolbenverdichter in Frage. Bei dieser Bauart werden Verdichtung und Förderung des Arbeitsmittels durch Kolbenbewegung in einem abgeschlossenen Zylindervolumen bewirkt. Gaszustrom und –abstrom erfolgen durch zyklisch arbeitende Ventile in der Saug – und Druckseite. Prinzipiell werden Hubkolbenverdichter in drei Typen unterteilt:

- Offener Verdichter
- Halbhermetischer Verdichter
- Vollhermetischer Verdichter

Beim offenen Verdichter sind der Verdichter und sein Antriebsmotor baulich voneinander getrennt und deren Wellen im Betrieb nur durch eine Kupplung oder ein Getriebe miteinander verbunden. Der Antriebsmotor kommt nicht mit Kältemittel in Kontakt und muss daher separat gekühlt werden. Diese Verdichter kommen bei großen Leistungsanforderungen zum Einsatz und wenn Motor und Verdichter unabhängig voneinander entwickelt oder eingesetzt werden. Beim halbhermetischen Verdichter sitzen Verdichter und Motor auf einer Welle in einem gemeinsamen verschraubten (und damit demontierbaren) Gehäuse. Bei diesem Typ werden keine Dichtungen auf der Welle verwendet, daher kommt der Motor mit einem Gemisch aus Kältemitteldampf und Öl in Berührung. Der halbhermetische Verdichter wird für mittlere Leistungsanforderungen verwendet und ist der am häufigsten eingesetzte Hubkolbenverdichter. Der vollhermetische Verdichter kapselt Antriebs- und Verdichtereinheit in einem gemeinsamen verschweißten (nicht demontierbaren) und somit hermetisch abgedichteten Gehäuse. Dies erfordert hohe Ansprüche an dessen Wartungsfreiheit. Dieser Bautyp wird bei kleinen Leistungen eingesetzt, insbesondere bei Kühlschränken im Haushaltsbereich. Da sich der Einsatz von CO₂-Kälteanlagen momentan fast ausschließlich auf den Bereich der Gewerbekälte (10 –

100 kW, GEA-Bock HGX46/345-4 SH CO₂ T leistungsstärkster Verdichter am Markt mit $P_{\max} = 54,1$ kW und $V_{\text{Hub}} = 38,2$ m³/h) beschränkt, sind ausschließlich halbhermetische Hubkolbenverdichter für CO₂ erhältlich, sowohl im sub- als auch im transkritischen Bereich. Die führenden Hersteller solcher Verdichter sind die Firmen: Bitzer, GEA-Bock (Deutschland), Copeland (USA) und Dorin (Italien). Den Anforderungen an die Massenströme und die Hochdrucklage der Versuchsanlage entsprechend, kommen folgende, in Tab. 8 aufgelistete Modelle, halbhermetischer Hubkolbenverdichter in Frage.

Tab. 8: Übersicht über verschiedene Modelle von halbhermetischen CO₂-Hubkolbenverdichtern.

Hersteller	Typ	p_{\max}	m_{\max}	Hubvolumen	Leistung	Zylinder
Einheit	-	bar	kg/s	m ³ /h	kW	-
Bitzer	4PTC-7K	140	0,111	4,30	8,1	4
Bock	HGX2/70-4	120	0,126	6,20	10,9	2
Copeland	4MTL-05X-EWL	120	0,118	4,60	7,44	4
Dorin	CD700H	140	0,120	4,34	7,97	2

Die Firmen Bitzer und Copeland bieten Modelle mit vier Zylindern, was eine geringere Pulsation des Massenstroms verspricht im Vergleich zu Ausführungen mit zwei Zylindern. Die Massenströme beider Modelle liegen innerhalb des geforderten Bereichs. Höhere Massenströme würden in der Versuchsanlage zu größeren Wärmeströmen an Verdampfern und Gaskühlern führen. Der Verdichter der Firma Copeland bietet zwar einen höheren maximalen Massenstrom, dafür liegt der maximal erzielbare Hochdruck 20 bar unterhalb jenem des Bitzer-Modells. Verdichter mit Hochdrucklagen oberhalb von 140 bar sind derzeit nicht am Markt verfügbar. Daher fällt die Wahl auf das Fabrikat der Firma Bitzer.

3.3.2. Energetische Auslegung der Versuchsanlage und ihrer Bauteile

Zur Vorauslegung der Anlagenkomponenten werden mittlere Werte aus den geforderten Grenzen des Betriebsbereichs nach Tab. 6 als Grundlage herangezogen und als Auslegungspunkt definiert. Die diesem zugeordneten Werte für den Massenstrom und den Hochdruck der Versuchsanlage betragen 80 g/s bzw. 100 bar. Basierend auf dem Auslegungspunkt, wird der Kreislauf nach Kap. 3.3 thermodynamisch festgelegt und die Zustands- und Prozessgrößen für jeden Kreislauf-Punkt nach Abb. 45 ermittelt. Dies umfasst Temperatur, Druck, Entropie sowie Enthalpiedifferenz und Wärmestrom zwischen zwei Kreislauf-Punkten (bezogen auf den Vorhergehenden). Hierzu werden eine Enthalpiebilanz, gemäß Gl. 35, sowie die Stoffdatenbank Refprop herangezogen. In Tab. 9 ist die Art der Zustandsänderung, die das CO₂ innerhalb eines Bauteils bzw. zwischen den Kreislauf-Punkten erfährt, beschrieben. Sie ergibt sich aus dem thermodynamischen Wirkprinzip der einzelnen Bauteile von SCARLETT.

Ergänzend wird für alle Bauteile, bis auf die Pumpe, das Auftreten einer idealen Zustandsänderung angenommen, d.h. Druckverluste, Wärmeverluste, Reibung und daraus resultierende polytrope Verdichtung werden vernachlässigt. In der Folge werden Wärmeübertragungsvorgänge als isobar, Druckerhöhungen als isentrop und der Entspannungs Vorgang im Expansionsventil als isenthalp modelliert. Zur eindeutigen thermodynamischen Bestimmung eines Kreislauf-Punkts ist es erforderlich zwei Zustandsgrößen vorzugeben, die sich entweder aus der Art der Zustandsänderung ergeben oder aber als Randbedingung vorgegeben bzw. nach technischen Gesichtspunkten abgeschätzt werden. Darunter fällt beispielsweise der Niederdruck der Versuchsanlage oder die Austrittstemperatur des Gaskühlers. Dadurch ist dessen

Zustand eindeutig definiert und die restlichen Zustandsgrößen lassen sich mithilfe von Refprop berechnen.

Tab. 9: Übersicht über die in der Versuchsanlage durchlaufenen Zustandsänderungen und ihrer Berechnung.

Nr.	Bauteil	Zustandsänderung	Vorgabe 1	Vorgabe 2	Berechnung
1-2	Verdampfer	Isobare Verdampfung	$p_1 = p_2; T_1 = T_2$	$x_2 = 1$	$h_2 = h'', s_2 = s''$
2-3	Überhitzer	Isobare Temp.erhöhung	$p_3 = p_2$	$\Delta T = T_3 - T_2 = 15 \text{ K}$	$h_3; s_3 = f(p_3, T_3)$
3-4	Verdichter	Isentrope Verdichtung	$s_4 = s_3$	$p_4 = 100 \text{ bar}$	$T_7; h_7 = f(p_7, s_7)$
4-5	Konditionierung	Isobare Temp.änderung	$p_5 = p_4$	T_5	$h_5; s_5 = f(p_5, T_5)$
5-5'	Teststrecke		<i>nicht definiert</i>		
5'-6	Gaskühler	Isobare Abkühlung	$p_6 = p_5'$	$T_6 \approx T_{\text{amb}} = 35 \text{ °C}$	$h_6; s_6 = f(p_6, T_6)$
6-7	Expansionsventil	Isenthalpe Entspannung	$h_7 = h_6$	$p_7 = 39,7 \text{ bar}$	$T_7; s_7 = f(p_7, h_7)$
7-8	Kondensator	Isobare Kondensation	$p_8 = p_7, T_8 = T_7$	$x_8 = 0$	$h_8 = h'', s_8 = s''$
8-1	Pumpe	Isentrope Druckerhöhung	$p_1 = 40 \text{ bar}$	$x_1 = 0$	$T_1 = T_{\text{sat}}, s_1 = s'$

Die Zustandsänderungen zwischen den Kreislaufpunkten sind in Tab. 9 nachzuvollziehen. Ferner sind darin die beiden notwendigen Vorgaben, sowie das Berechnungsschema zur Bestimmung der jeweiligen Zustandsgrößen zu entnehmen.

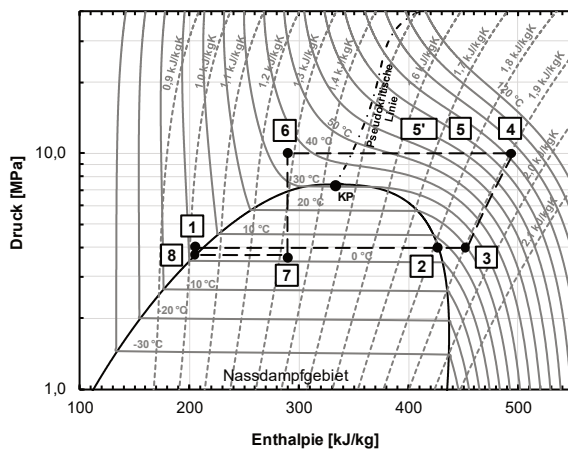


Abb. 47: Log-p-h-Diagramm des Versuchsanlagenkreislaufs für Zustandsänderungen (korrespondierend zu Tab. 10) im Auslegungspunkt.

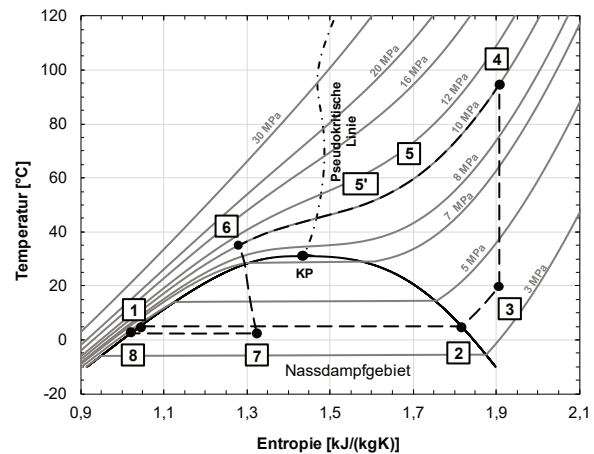


Abb. 48: T-s-Diagramm des Versuchsanlagenkreislaufs für Zustandsänderungen (korrespondierend zu Tab. 10) im Auslegungspunkt.

Dieses Berechnungsschema führt im Fall des Auslegungspunkts zu den Werten für die Zustands- und Prozessgrößen aller Kreislauf-Punkte in Tab. 10. Der Kreislauf ist zusätzlich anhand eines log-p-h-Diagramm in Abb. 47 sowie anhand eines T-s-Diagramms in Abb. 48 graphisch veranschaulicht.

Tab. 10: Zustandsgrößen und -änderungen in der Versuchsanlage, bezogen auf den Auslegungspunkt

Größe	Einheit	1	2	3	4	5	6	7	8
T	[°C]	5,0	5,0	20,0	102,1	x	35,0	2,4	2,4
p	[bar]	39,7	39,7	39,7	100,0	x	100,0	37,1	37,1
h	[kJ/kg]	212,5	427,5	453,5	507,4	x	289,5	289,5	205,9
s	[kJ/kgK]	1,04	1,82	1,91	1,94	x	1,28	1,32	1,02
Δh	[kJ/kg]	6,6	215,0	26,0	53,9	x	-217,9	0,0	-83,6
\dot{Q}	[kW]	0,53	17,2	2,1	4,3	x	17,4	0,0	6,7

Energetische Auslegung der Bauteile

Die Wärmeströme in Tab. 10 gelten ausschließlich für den oben definierten Auslegungspunkt, sie stellen keine Maximalwerte dar und dienen dementsprechend nicht zur Auslegung der einzelnen Bauteile. Zu deren endgültiger Bemessung werden stattdessen - im Sinne einer konservativen Auslegung - die ausschlaggebenden Zustandsgrößen (Temperatur, Druck) sowie der Massenstrom derart variiert, dass der Wärmestrom an jeder Komponente unter den gegebenen technischen Randbedingungen maximiert wird. Dabei bleibt unberücksichtigt, dass gewisse Betriebszustände technisch nicht möglich sind (z.B. maximaler Massenstrom bei maximalem Druck). Auf diese Weise wird jedes Bauteil separat, für den für sich ungünstigsten Fall, ausgelegt.

Tab. 11: Maximale Wärmeströme durch die Komponenten von SCARLETT.

Bauteil	T_{ein}	T_{aus}	p_{ein}	p_{aus}	h_{ein}	h_{aus}	Q̇
<i>Einheit</i>	°C	°C	bar	bar	kJ/kg	kJ/kg	kW
Verdampfer	-16,4	-16,4	22,0	22,0	162,4	436,5	30,4
Überhitzer	-16,4	-1,4	22,0	22,0	436,5	455,2	2,08
Verdichter	10,0	150,0	22,0	120,0	455,2	561,9	5,09
Konditionierung Kühlung	150,0	15,0	75,0	75,0	584,4	233,8	-38,9
Konditionierung Beheizung	60,0	150,0	75,0	75,0	465,0	397,7	13,2
Gaskühler	150,0	35,0	75,0	75,0	584,4	397,67	-20,7
Kondensator	-16,4	-16,4	22,0	22,0	436,5	162,36	-30,4

Die zur Auslegung herangezogenen Temperaturen und Drücke an Ein- und Austritt der Bauteile, sowie die dadurch festgelegten maximalen Wärmeströme sind in Tab. 11 aufgeführt. Der maximal zu übertragende Wärmestrom stellt das primäre Auswahlkriterium für die zu verwendenden Bauteile dar.

Druck – und Temperatúrauslegung der Bauteile

Der maximal erreichbare bzw. zulässige Hochdruck (140 bar) des gewählten Verdichters (Bitzer 4PTC, Kap. 3.3.1) wird aufgrund der beschränkten Verfügbarkeit von alternativen Kältemittelverdichtern in den angestrebten Massenstrombereichen als allein ausschlaggebend für den Maximaldruck der Versuchsanlage betrachtet. Als Konsequenz müssen alle Bauteile der Hochdruckseite entweder diesem Druck standhalten können, oder aber durch Sicherheitsventile abgesichert sein, um der Forderung nach Anlagensicherheit gemäß Kap. 3.2.3 zu entsprechen. Dennoch müssen sie die Forderung gemäß Tab. 6 nach einem Betriebsdruck von mindestens 120 bar erfüllen. Dies umfasst die Bauteile: Konditionierung, Gaskühler, Expansionsventil sowie die Teststrecke, welche aber separat konzipiert wird und daher nicht Gegenstand dieses Kapitels ist. Die Niederdruckseite erfährt Prinzip bedingt geringere Drücke. Im Betrieb beträgt der zulässige Niederdruck des Verdichters 60 bar. Bei einer unterstellten maximalen Raumtemperatur von 25 °C würde sich im Anlagenstillstand ein Sättigungsdruck von 64 bar in der gesamten Anlage einstellen. Daher sind alle Komponenten der Niederdruckseite für mindestens diesen Druck auszulegen, oder aber mit einem Sicherheitsventil auszurüsten. Forderungen bezüglich der Temperaturbeständigkeit werden nur an die Bauteile der Hochdruckseite gestellt. Diese beträgt pauschal 160 °C, als höchste vertretbare Druckgastemperatur des Verdichters. Die maximalen Temperaturen, die in der Niederdruckseite auftreten sind, entspre-

chen der Raumtemperatur. Die minimalen Temperaturen betragen hingegen -19 °C und rühren aus der Sattdampf­temperatur des vom Verdichter vorgegebenen minimal zulässigen Niederdrucks (20 bar) her. Beide Werte sind für Bauteile aus Eisenerzeugnissen bei statischer Beanspruchung unproblematisch. Anhand der oben gestellten Forderungen hinsichtlich Druck, Temperatur, Wärmeübertragungsvermögen werden die Bauteile der Versuchsanlage ausgewählt und von externen Herstellern bezogen. Lediglich die Druckbehälter werden intern konstruiert. Im nächsten Schritt der Auslegung werden, unter Berücksichtigung der tatsächlichen technischen Parameter der Bauteile, die möglichen Betriebsbereiche abgesteckt und die Betriebspunkte, die in der Versuchsanlage angestrebt werden, numerisch vorausberechnet.

3.3.3. Berechnung der stationären Betriebspunkte

Anlagen vom Typ II liefern keinen konstanten Massenstrom und keine konstante Austrittstemperatur über den gesamten Betriebsbereich. Stattdessen hängen diese Größen von der Nieder- und Hochdrucklage ab. Diese wiederum werden durch die übertragenen Wärmeströme in den einzelnen Komponenten und den Strömungswiderstand in der Anlage und damit primär vom Öffnungsgrad des Expansionsventils beeinflusst. Daraus ergeben sich zwei Konsequenzen.

Zum einen bewirken Änderungen am Expansionsventil oder den Wärmeübertragern eine Änderung des Betriebszustands. D.h. der gewählte stationäre Betriebspunkt verschiebt sich aufgrund einer zeitlich begrenzten Transiente. Dies wird anhand von Abb. 49 erläutert:

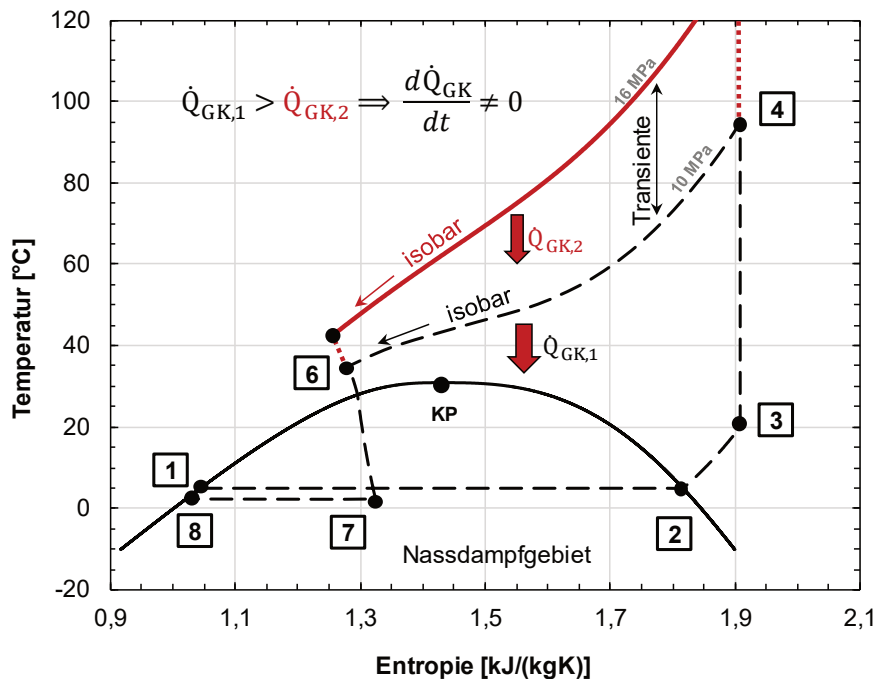


Abb. 49: Änderung des Betriebspunkts von SCARLETT.

Eine verringerte Wärmeabfuhr am Gaskühler (z.B. durch Deaktivierung der Gebläse oder Zunahme der Außentemperatur) bedingt einen Anstieg des Hochdrucks und eine gleichzeitige Verringerung des Massenstroms. Zwar handelt es sich bei stationärer Fahrweise in beiden Betriebspunkten um eine isobare Wärmeabfuhr im Gaskühler, doch die instationäre Verschiebung des Betriebspunkts bedingt eine isochore Wärmezunahme im (durch Verdichter und Ex-

pansionsventil abgegrenzten) Hochdruckvolumen der Versuchsanlage, die den Druck ansteigen lässt (vgl. Soave-Redlich-Kwong-Zustandsgleichung). Infolgedessen muss eine sCO₂-Massenverlagerung von der Hochdruck- zur Niederdruckseite stattfinden (ermöglicht durch Öffnen des Expansionsventils), um diese Änderung des Betriebszustands zu unterdrücken, sofern sie ungewünscht ist. Dieser komplexe Zusammenhang ist nicht direkt vorausberechenbar und erschwert damit die korrekte Auslegung der Versuchsanlage und der gewünschten stationären Betriebspunkte.

Zum anderen schränkt dieser Sachverhalt, die möglichen Kombinationen von Hochdruck, Massenstrom und Verdichteraustrittstemperatur, die umsetzbar sind, ein. Um diese Versuchsparameter dennoch in gewissen Grenzen unabhängig voneinander einstellen und unter Einfluss von Störgrößen (z.B. Außentemperatur) konstant zu halten, ist eine aktive Regelung der Gesamtanlage erforderlich, die durch Regeleingriffe (z.B. am Expansionsventil) entgegenwirkt. Als Ausgangsbasis, sowohl für eine Regelung, als auch zur Vorauslegung der möglichen Betriebspunkte bzw. der zugehörigen Betriebszustände der einzelnen Komponenten wird ein nulldimensionales Modell in der Software Matlab erstellt. Dieses soll die stationären Betriebszustände unter allen auftretenden Einflussgrößen berechnen und basiert auf den folgenden Gleichungen.

Zustandsänderungen

Die primäre Gleichung zur Bestimmung der stationär zu- oder abgeführten Wärmeströme innerhalb einer Komponente beruht auf einer Bilanz der Enthalpien zwischen Ein- und austritt:

$$\dot{Q}_{W\ddot{U}} = \dot{m}_{sCO_2} \cdot (h_{ein}(T, p) - h_{aus}(T, p)) \quad \text{Gl. 35}$$

Wärmeübertragung

Weiterhin wird der tatsächlich übertragbare Wärmestrom nach Gl. 36 ermittelt und mit Gl. 35 gekoppelt, um den tatsächlich übertragbaren Wärmestrom in wärmeübertragenden Komponenten zu ermitteln.

$$\dot{Q}_{W\ddot{U}} = k \cdot A \cdot \theta_{log} \quad \text{Gl. 36}$$

Verdichtungs Vorgang

Der Massenstrom des Verdichters hängt vom Druckverhältnis Π (Hochdruck p_{HD} zu Niederdruck p_{ND}) und der Dichte ρ_{ND} des CO₂ am Eintritt des Verdichters ab und wird durch Gl. 37 erfasst.

$$\dot{m}_{sCO_2} = n \cdot V_{Hub} \cdot \rho_{ND}(T_{saug}, p_{ND}) \cdot \lambda_L(\Pi) \quad \text{Gl. 37}$$

Die Drehzahl des Verdichtermotors berechnet sich in Abhängigkeit von der Drehfrequenz f :

$$n = \frac{f}{i_{polpaare}} (1 - S_{asy}) = n_s (1 - S_{asy}) \quad \text{Gl. 38}$$

Das Hubvolumen berechnet sich unter Berücksichtigung von Zylindergeometrie (Durchmesser d , Hub h), Drehzahl n und Zylinderzahl i wie folgt:

$$\dot{V}_{Hub} = i \cdot n \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot h_{Hub} \quad \text{Gl. 39}$$

Der Liefergrad beschreibt das Verhältnis von realem zu theoretischem Hubvolumen und kann in verschiedene Faktoren, unterschiedlicher physikalischer Ursachen, aufgespalten werden.

$$\lambda_L = \frac{V_{Real}}{V_{Hub}} = \lambda_{L,1} \cdot \lambda_{L,2} \cdot \lambda_{L,3} \cdot \lambda_{L,4} \quad \text{Gl. 40}$$

Der Liefergrad aufgrund der polytropen Rückexpansion $\lambda_{L,1}$ berechnet sich wie folgt:

$$\lambda_{L,1} = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad \text{Gl. 41}$$

c stellt den konstruktiv bedingten Schadraumanteil und n den Polytropenexponenten des Gases dar. Der Liefergrad, verursacht durch saugseitige Druckverluste, $\lambda_{L,2}$ ist definiert zu:

$$\lambda_{L,2} = 1 - \frac{1 + c \cdot \Delta p_{ND}}{\lambda_0 \cdot p_{ND}} \quad \text{Gl. 42}$$

Der thermometrische Liefergrad trägt dem Wärmefluss von Ventilen und Zylinderwand auf das Sauggas Rechnung:

$$\lambda_{L,3} = \frac{T_{Saug}}{T_{HD}} \quad \text{Gl. 43}$$

Der Dichtheitsgrad berücksichtigt Undichtigkeiten, verursacht durch die Zylinderwandung und die Ventile:

$$\lambda_{L,4} = 0,95 \dots 1,00 \quad \text{Gl. 44}$$

Entspannungsvorgang

Im Expansionsventil erfolgt eine isenthalpe Zustandsänderung. Der induzierte Druckverlust berechnet sich nach Gl. 45.

$$\Delta p_{EV} = (p_{HD} - p_{ND}) \approx \frac{1}{\rho_{ND}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{SCO_2}}{K_V \cdot Y \cdot F_p \cdot N_6} \right)^2 \quad \text{Gl. 45}$$

Der Expansionsfaktor Y wird zu 0,975 gewählt, der Rohrleitungsgeometriefaktor F_p aufgrund fehlender Anpassungsstücke am Ventilkörper zu 1,0 gesetzt. Gemäß DIN-EN-60534 beträgt

die numerische Konstante $N_6 = 31,6$. Die Austrittstemperatur und der Dampfanteil werden mithilfe von Refprop bestimmt, wenn p_{ND} und p_{HD} bekannt sind.

Massenbilanz

Um ein geschlossenes lösbares Gleichungssystem zu erhalten, wird als Zusatzbedingung Gl. 46 angewendet. Es handelt sich um einen mathematischen Ausdruck für den Massenerhalt innerhalb des gesamten Anlagenvolumens, der die Annahme zugrunde liegt, dass einer Änderung des Betriebszustands durch Verlagerung der $s\text{CO}_2$ -Masse von der Hochdruck (HD)- zur Niederdruckseite (ND) oder umgekehrt begegnet wird.

$$\frac{dm_{HD}}{dt} = -\frac{dm_{ND}}{dt} \Rightarrow \frac{d\rho_{HD}(T,p) \cdot V_{HD}}{dt} = -\frac{d\rho_{ND}(T,p) \cdot V_{ND}}{dt} \quad \text{Gl. 46}$$

Experimentelle Ergebnisse zeigen jedoch, dass die Eintrittstemperatur des Kühlmittels (Wasser/Glykol-Gemisch) auf der Sekundärseite des Kondensators die Sattdampf Temperatur des CO_2 beeinflusst und entsprechend auch den zugehörigen Dampfdruck bzw. Niederdruck p_{ND} . Zur Vereinfachung der Berechnung kann optional der Niederdruck durch Vorgabe der Kühlmittelintrittstemperatur des Kondensators angenommen werden.

Druckverlust

Der Druckverlust in den Rohrleitungen wird berechnet nach Gl. 47:

$$\Delta p_{Rohr} = \frac{\dot{m}_{s\text{CO}_2}^2 \cdot \lambda_R \cdot L}{2 \cdot A_q^2 \cdot d_i \cdot \rho} \quad \text{Gl. 47}$$

Die Rohrrauigkeit wird nach der Formel von Colebrook für turbulente Rohrströmungen ermittelt. Die Druckverluste in den Hauptkomponenten werden den technischen Datenblättern der Hersteller als konstanter Wert entnommen.

Wärmeverluste

Sämtliche Komponenten werden nach außen hin als adiabatisch betrachtet, d.h. Wärmeverluste werden vernachlässigt.

Programmaufbau

Es werden für die wesentlichen Bauteile Komponentenfunktionen nach dem Schema in Abb. 50 entwickelt. Diese berechnen unter Vorgabe des Eintrittszustands und ggf. einer bauteilabhängigen Randbedingung (Input) mittels eines Algorithmus den jeweiligen Austrittszustand (Output). Der Algorithmus wiederum ergibt sich bauteilabhängig aus den Gleichungen Gl. 35 - Gl. 47 und ist für jedes Bauteil individuell implementiert. Als einzige Nebenkomponekte erhält die Verrohrung eine eigene Funktion (RL), um den dortigen Druckverlusten Rechnung zu tragen.

Die Bauteilfunktionen werden zu einer durchgehenden Berechnungskette verknüpft, wodurch der Output der vorgeschalteten Funktion als Input der aktuell berechneten Funktion fungiert.

Als einzige Funktion wird RL mehrfach, zwischen allen Bauteilen, aufgerufen, lediglich die jeweilige tatsächliche Leitungslänge wird als variable Randbedingung angepasst.

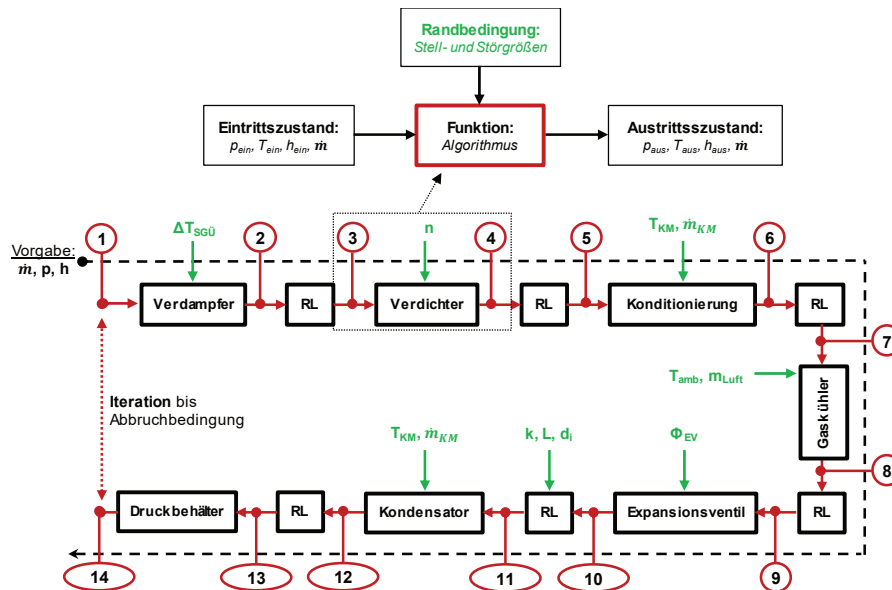


Abb. 50: Schematischer Aufbau des Berechnungsprogramms.

Die Verknüpfung und Funktionsaufrufe erfolgt durch die Hauptroutine des Programms, für die die Bauteilfunktionen Subroutinen darstellen. Die Randbedingungen der einzelnen Bauteile werden durch den Benutzer in einem Inputdeck vorgegeben. Zum Berechnungsstart erfolgt die Vorgabe des ersten Zustandspunkts (1) vor dem Verdampfer durch die Hauptroutine. Anschließend wird die sequentielle Berechnung der Kette, bzw. der weiteren Zustandspunkte (2)-(14) durchgeführt. Am Ende der Berechnungskette werden zwei Abbruchkriterien geprüft: Stimmen unter Tolerierung eines Residuums Zustandspunkt (1) und (14) überein, d.h. beträgt der Dampfanteil jeweils 0 % und ist die Massenbilanz (nach Gl. 46) ausgeglichen, so wird die Hauptschleife beendet und die Berechnungswerte ausgegeben. Wenn dieses Kriterium nicht erfüllt ist, werden die Vorgabewerte des Zustandspunkts (1) variiert und die Kette iterativ neu durchgerechnet.

3.3.4. Technischer Aufbau und Peripherie

Tab. 12 sind die finalen Betriebsbereiche der Versuchsanlage nach erfolgter Vorauslegung zu entnehmen.

Tab. 12: Betriebsbereiche der SCARLETT-Versuchsanlage.

Parameter	Wert	Einheit
Massenstrom	0,013 - 0,111	g/s
Temperatur	0 - 150	°C
Druck	75 - 140	bar
Verdampferleistung	36	kW
Gaskühlerleistung	32	kW
Kühlleistung	48	kW
Kondensationsleistung	13	kW
Füllvolumen Druckbehälter	0,072	m ³

Zum Betrieb der Versuchsanlage sind weitere Peripheriegeräte erforderlich. Dazu zählen Kryostate, die eine Einspeisung in die Sekundärseiten der WÜ mit Kühlmittel konstanter, vorgegebener Temperatur durch interne Pumpen gewährleisten.

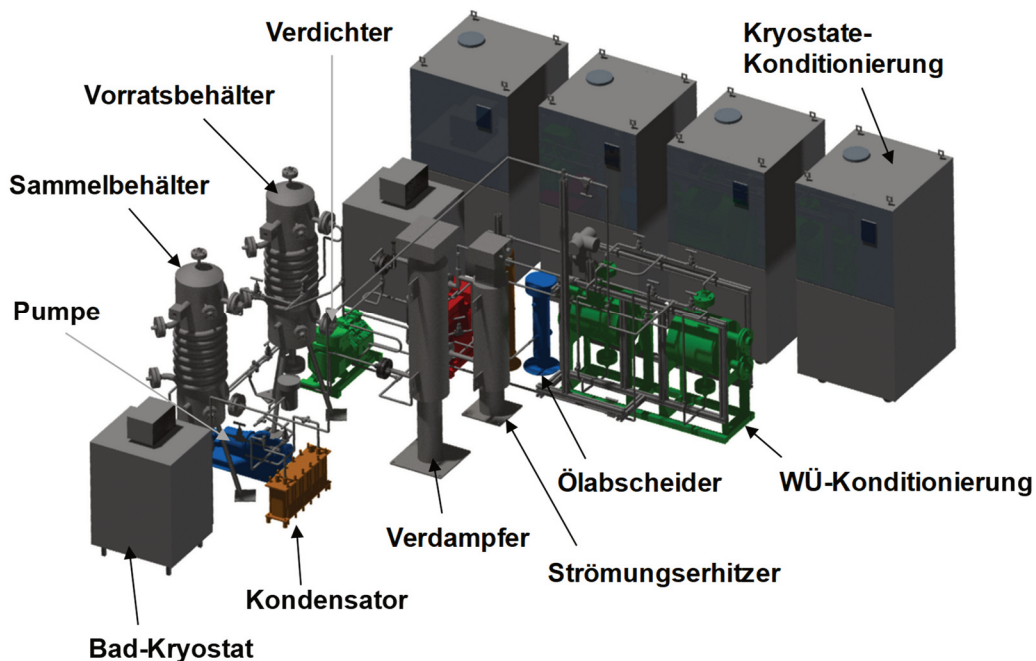


Abb. 51: 3D-CAD-Modell der Versuchsanlage, inklusive der Peripherie.

Die Kryostate selbst heben mithilfe interner Kältekreisläufe die aufgenommene Wärme auf ein höheres Temperaturniveau und geben diese schließlich an das Kühlwassernetz der Laboreinrichtung ab. Kryostate werden zur Kühlung von Kondensator, Konditionierung-WÜ und der Außenkühlung der Druckbehälter genutzt. Tab. 13 zeigt die Übersicht der installierten Kryostate, der verwendeten Kühlmittel und der erzielbaren Leistung.

Durch Rückkühlung des Kühlmittels sichern sie zugleich die Wärmeabfuhr aus den WÜ und stellen die Wärmesenken der Versuchsanlagen dar.

Tab. 13: Verwendete Kryostate.

Wärmeübertrager	Hersteller	Gerät	Anzahl	Kühlmittel	Leistung
Kondensator	Single	SKA-13	1	Wasser/Glykol (50 %/50 %)	13 kW
Konditionierung (Kühlung)	Huber	TWH16	4	Wasser	16 kW
Druckbehälter	Huber	CC-525	2	Wasser/Glykol (25 %/75 %)	5 kW

Abb. 51 zeigt das dreidimensionale CAD-Modell der Versuchsanlage. Von den Peripherieelementen sind die Kryostate zur Einspeisung von Kühlmittel in die WÜ der Konditionierung und der Behälterkühlung abgebildet.

3.4. Hauptkomponenten

Dieses Kapitel widmet sich der Vorstellung der Hauptkomponenten von SCARLETT.

3.4.1. Verdichter

Es wird ein halbhermetischer Hubkolbenverdichter Modell 4PTC-7K der Fa. Bitzer gewählt.

Aufbau

Der schematische Aufbau eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters ist in Abb. 52 als Schnitt in dreidimensionaler Ansicht zu sehen. Verdichter und Antrieb befinden sich in einem gemeinsamen demontierbaren Gehäuse. Die vier Zylinder befinden sich liegend in V-Anordnung. Der Kurbeltrieb erfolgt mittels kompakter Kurbelwelle und Pleuelstange. Die Schmierung zwischen Kolben und Zylinderwand wird durch Ölwurf aus einem Ölsumpf im Kurbelgehäuse gewährleistet. Dieser ist von der Saugseite getrennt und ausschließlich Teil der Hochdruckseite, um ein Aufschäumen des Öls beim Start zu vermeiden. Die Arbeitsventile sind auf der Ventilplatte im Zylinderkopf untergebracht und öffnen und schließen gasstrom- bzw. druckgesteuert nach unten (Saugseite) und oben

(Druckseite). Der Antriebsmotor ist auf der Verdichterwelle angeordnet. Beim Antriebsmotor handelt es sich um einen Drehstrom-Asynchronmotor. Das über das Einlassventil einströmende Sauggas wird zuerst durch den sich drehenden Rotor des Motors geführt, um diesen bei großen spezifischen Belastungen zu kühlen. Diese Saugdampfkühlung des Motors ist gegenüber einer Fremdkühlung (z.B. Wärmeabfuhr über Lüfter und Gehäuseoberfläche) effektiver bei hohen Dampfdichten und Massenströmen, wie sie im Klima – und Normalkühlbereich auftreten. Hubkolbenverdichter dürfen kein flüssiges Kältemittel ansaugen, da sonst die Gefahr von Flüssigkeitsschlägen im Zylinder besteht, die zu schweren Schäden an Zylinderwand und Kolben führen können. Des Weiteren kann flüssiges Kältemittel Öl an der Kurbelwelle aufschäumen und zu einem Auswaschen des Ölfilms führen. Eine Mangelschmierung wäre die Folge. Besonders transkritische CO₂-Verdichter reagieren empfindlich auf Flüssigkeit in der Saugleitung, daher wird von der Firma Bitzer neben einem Flüssigkeitsabscheider im Kältekreislauf auch eine ausreichende Sauggasüberhitzung von mindestens 10 K empfohlen.

3.4. Hauptkomponenten

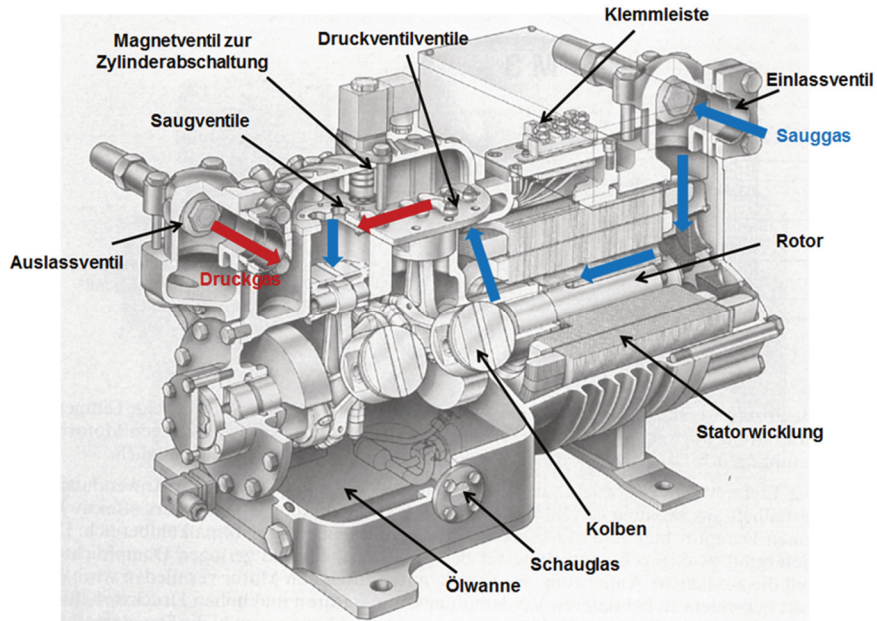


Abb. 52: Aufbau eines Hubkolbenverdichters der Fa. Bitzer [97].

Die Firma Bitzer gibt keine offiziellen Kennlinien ihrer Produkte an Endkunden preis. Durch deren frei zugängliche Auslegungssoftware myBitzer (v6.4.4 rev1464) lassen sich jedoch die Verdichtungsparameter: Massenstrom \dot{m} und Verdichtungsendtemperatur T_{HD} im Kältekreislauf bei verschiedenen Lasten (π , p_{ND}) bestimmen. Diese Daten werden zum Kennlinienfeld in Abb. 53 zusammengefügt.

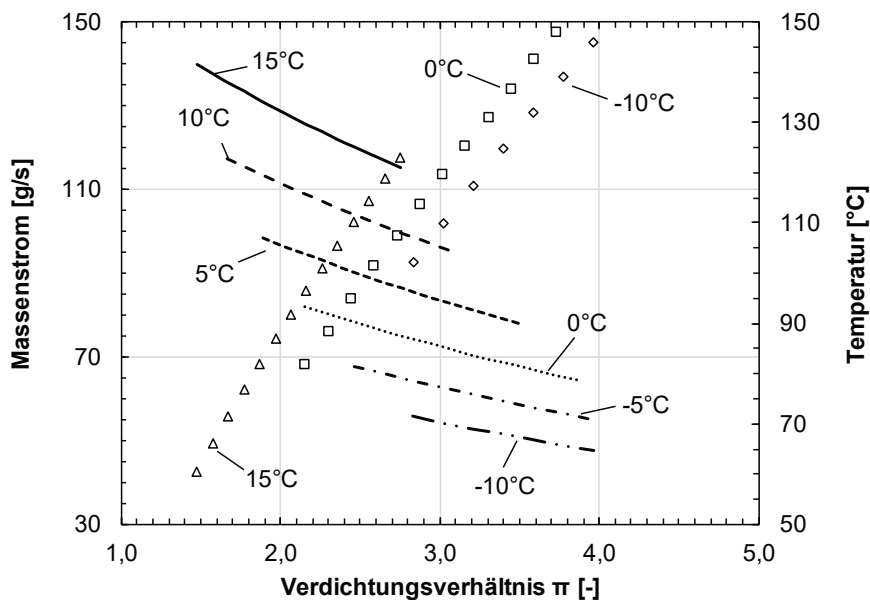


Abb. 53: Kennlinienfeld des Verdichters Bitzer 4PTC-7K, berechnet mit der Auslegungssoftware des Herstellers. Austrittstemperatur als Symbol, Massenstrom als Linie.

Im Diagramm werden die die dem jeweiligen Druck entsprechende Verdampfungstemperatur dargestellt. Zusätzlich ist die empfohlene Sauggasüberhitzung von 10 K miteinberechnet. Nie-

der- und Hochdruck können allerdings nicht beliebig gewählt werden. Das Verdichtungsverhältnis ist beim gewählten Verdichter auf ca. 4,6 beschränkt, da ansonsten die zulässige Verdichtungsendtemperatur von 160 °C überschritten wird. Hierbei besteht die Gefahr eines Verlusts der Kolbensmierung aufgrund von Pyrolyse des Verdichteröls.

Verdichterregelung

Der Massenstrom des Bitzer 4PTC ist bauartbedingt ausschließlich über die Drehfrequenz des Antriebsmotors oder einen Heißgasbypass an der Hochdruckseite regelbar. Ein Heißgasbypass stünde über die Ölabscheidung zur Verfügung, die dadurch erzielbare Massenstromreduktion ist aber nicht exakt steuerbar. Zur Regelung des Massenstroms wird daher die Drehfrequenz des Verdichters durch einen Frequenzumrichter (FU) variiert. Nachteilig wirkt sich die Leistungsbegrenzung bzw. die damit verbundene Abnahme des Drehmoments für Frequenzen oberhalb der Netzfrequenz aus.

3.4.2. Ölrückführsystem

Wie im vorherigen Kapitel erläutert wirkt der Verdichter im Betrieb Öl ins CO₂-Hubvolumen. Dadurch wird dem Verdichter kontinuierlich Öl entzogen. Zwar wird das Öl über den CO₂-Kreislauf zurück zum Verdichter transportiert und gewährleistet dadurch eine ausreichende Schmierung, Kap. 2.1.7 zeigt jedoch, dass selbst geringe Ölanteile im CO₂ einen messbaren, negativen Einfluss auf Druckverlust und Wärmeübertragung haben. Da dieser Effekt für Experimente eine ungewünschte Störung darstellt, wird ein Ölrückführsystem entworfen, um ihn weitestgehend zu minimieren. Der schematische Aufbau ist in Abb. 54 dargestellt.

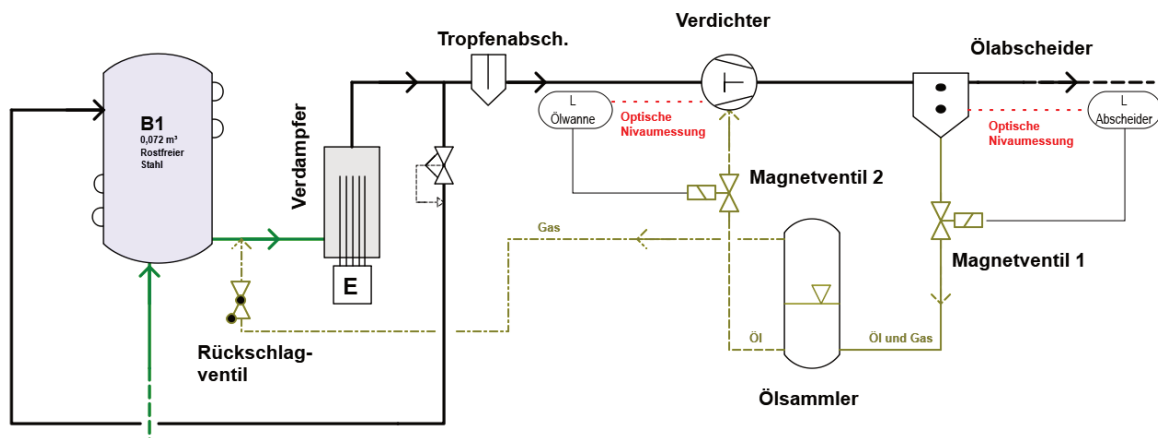


Abb. 54: Schema der Ölrückführung.

Einzig Koaleszenzabscheider vermögen nahezu 100 % des nicht-gelösten Anteils von Öl im CO₂-Strom abzutrennen (siehe Kap. 2.1.7) und die damit verbundenen negativen Auswirkungen auf den Druckverlust und die Wärmeübertragung abzumildern. Dies erfolgt dadurch, dass die dispersen Ölanteile sich auf einem gelochten Zycloneinsatz aus lipophilem Material durch Adhäsion agglomerieren und durch die einwirkenden Zentrifugalkräfte aus dem CO₂-Strom ausgeschieden werden. Ein Koaleszenzabscheider der Fa. ESK (Typ BOSH) entzieht dem CO₂ laut Herstellerangaben 99 % des mitgerissenen Öls und speichert es in seiner Bodenkammer. Dem Ölabscheider ist lediglich möglich den nicht im CO₂ gelösten Anteil an Öl zu separieren. Da das Lösungsvermögen von CO₂ mit der Temperatur abfällt, wird der Ölabscheider

3.4. Hauptkomponenten

an der Stelle mit der planmäßig höchsten Temperatur des Kreislaufs eingebaut, um eine größtmögliche Abscheidewirkung zu erzielen (Kap. 2.1.7). Diese befindet sich stromabwärts nach dem Verdichter. Die Berechnung der erforderlichen Bauteilgröße erfolgt nach DIN EN 858-2. Der Ölabscheider wird mit einem Volumen von 3,8 Litern überdimensioniert gewählt, um einerseits die Abscheidefähigkeit langfristig aufrechtzuerhalten und andererseits um als Windkessel zur Minderung von Druck- und Massenstrompulsationen, die vom Verdichter ausgehen, zu fungieren.

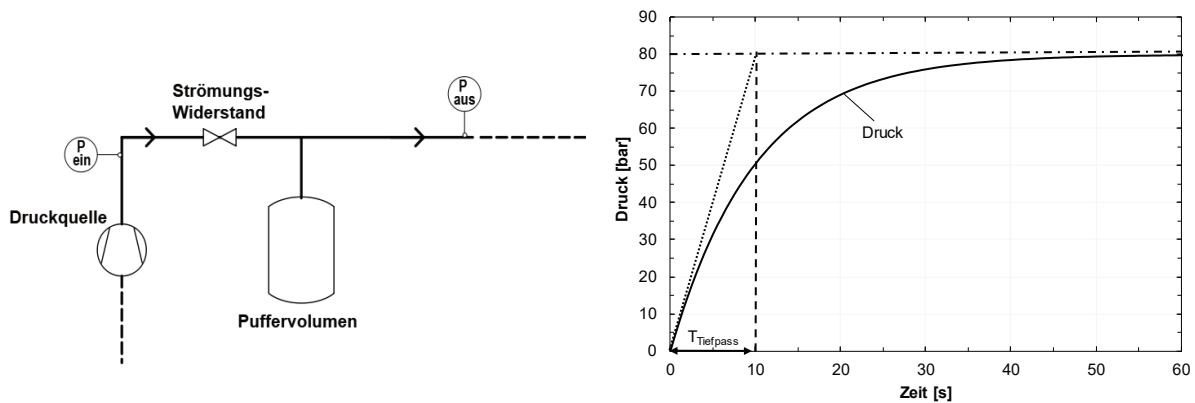


Abb. 55: Links: Pneumatischer Tiefpass. Rechts: Sprungantwort des pneumatischen Tiefpasses (Zeitkonstante: 10 s, Sprunghöhe: 80 bar).

Hierbei dient der Inhalt des Ölabscheiders gleichzeitig als Puffervolumen innerhalb eines pneumatischen Tiefpasses wie er in Abb. 55 als Schema dargestellt ist. Der Ausgangsdruck des Tiefpasses gehorcht Gl. 48. Der verzögerte zeitliche Anstieg des Ausgangsdruck p_{aus} führt zu der in Abb. 55 ebenfalls dargestellten Sprungantwort. Deren charakteristische Zeitkonstante $T_{Tiefpass}$ kann durch geeignete Wahl der pneumatische Kapazität C_y so eingestellt werden, dass entsprechend der Eckfrequenz f_{eck} die darüber liegenden Frequenzen gefiltert werden.

$$p_{aus}(t) = \frac{1}{C_y} \cdot \int \dot{m} \cdot \rho(p, T) \cdot dt \quad \text{Gl. 48}$$

mit

$$C_y = \frac{A_q \cdot \rho(p, T)}{g} = \frac{m \cdot \rho(p, T)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta p} \cdot T_{Tiefpass} = \frac{m \cdot \rho(p, T)}{2 \cdot \pi \cdot \Delta p \cdot f_{eck}} \quad \text{Gl. 49}$$

Überschreitet die Füllstandshöhe an abgetrenntem Öl in der Bodenkalotte ein Mindestniveau, wird dies von einem optischen Sensor detektiert. Dieser öffnet das Magnetventil 1 und eine Mischung aus Öl und gasförmigen CO₂ strömt druckgetrieben in den Ölsammler. Über eine Bypassleitung und ein Rückschlagventil wird das CO₂ zurück in die Niederdruckseite gedrückt. Am Boden des Ölsammlers verbleibt das Öl. Ein optischer Sensor an der Ölwanne des Verdichters erkennt einen niedrigen Ölstand und öffnet das Magnetventil 2, welches es dem Öl ermöglicht vom Ölsammler in den Verdichter zurückzufließen und auf diese Weise den Öl-Kreislauf zu schließen.

3.4.3. Druckbehälter

Vorrats – wie auch Sammelbehälter werden nach DIN EN 13445-3 für unbefeuerte Druckbehälter berechnet. Zum Nachvollziehen der detaillierten Auslegung sei auf Weingardt [99] verwiesen. Die Fertigung, Druckprüfung und Zertifizierung erfolgt bei der Fa. Rieger Behälterbau.

Füllmasse

Die maximale Füllmasse an CO₂ wird auf 30 kg beschränkt, was einer Dichte von 417 kg/m³ entspricht. Bei diesem Füllgrad wird der Auslegungsdruck des Behälters (100 bar) erst bei einer Behältertemperatur von 50 °C erreicht, was nur für den Brandfall von Bedeutung ist.

Flansche

Zum Anschluss der Rohrleitungen an die Behälter werden Ausschließlich Flansche der Norm DIN EN 1092 verwendet. Ihre Nennweite wird an den zu erwartenden Massenstrom gewählt (DN12 – DN15). Flansche, die in der Niederdruckseite installiert werden, erfüllen die Druckstufe PN100, jene in der Hochdruckseite PN160.

Schraubenberechnung

Die Schraubenberechnung wird nach VDI-Richtlinie 2230, unter Berücksichtigung der Geometrie der verwendeten Flansche und Schrauben, durchgeführt. Für Schrauben mit Gewindetyp M16 ergibt sich ein Anziehdrehmoment von 208 Nm, für M20 318 Nm und für M12 160 Nm.

3.4.4. Verdampfer

Der Verdampfer wird von der Fa. Elmess Systemtechnik bezogen. Als Modell wird der Vorwärmer HK/SE-36 gewählt. Dabei handelt es sich um einen elektrischen Verdampfer mit 36 kW Spitzenleistung. Die Verdampfung erfolgt in Rohrwendeln, die in einen Aluminiumblock eingebettet sind. Dieser wiederum wird mittels elektrischer Heizstäbe erwärmt. Die Regelung der Überhitzungstemperatur erfolgt herstellerseitig durch eine interne PID-Kaskaden-Regelung über einen Thyristor-Leistungssteller.

3.4.5. Konditionierung

Zur Temperierung des sCO₂ auf die geforderte Versuchstemperatur stehen zwei verschiedene Typen von Wärmeübertragern zur Verfügung, jeweils optimiert für Kühlung bzw. Beheizung.

Wärmeübertrager

Zur Kühlung des druckgasseitigen sCO₂-Massenstroms dienen zwei parallel geschaltete, geschweißte Plattenwärmeübertrager der Fa. Gesmex. Sie verfügen über eine maximale Wärmeübertragungsleistung von jeweils 20 kW, sowie eine Wärmeübertragungsfläche von 3,5 m². Die sekundärseitige Einspeisung von Kühlmittel und die Wärmeabfuhr erfolgen über Kryostate gemäß Tab. 13.

Strömungserhitzer

Der Strömungserhitzer dient der Erwärmung des sCO₂ auf die geforderte Versuchstemperatur, wenn diese oberhalb der Druckgastemperatur liegt. Als Modell wird der Vorwärmer HK/SE-21

der Fa. Elmess gewählt. Verdampfer und Strömungserhitzer sind baugleich, unterscheiden sich lediglich in der verfügbaren maximalen Heizleistung.

3.4.6. Gaskühler

Die Wärmeabfuhr aus dem sCO₂-Gasstrom bis an die thermodynamische Grenze zur Außentemperatur, wird durch zwei parallel angeordnete, zwangsbelüftete Gaskühler der Fa. Lu-ve bewerkstelligt. Die Wärmeübertragung erfolgt über berippte Kupferrohre via Naturkonvektion an die Umgebungsluft, oder ggf. via Zwangskonvektion, bei der drehzahlgeregelte Ventilatoren die Zuluft beschleunigen. Ein Gerät verfügt über eine Maximalleistung von 16 kW und ist für einen Druck von maximal 120 bar ausgelegt.

3.4.7. Kondensator

Die Kondensation des CO₂-Naßdampfs findet in einem hartgelöteten Alfa-Laval AXP52-70H-F. Die, durch eine Wärmeübertragungsfläche von 3,5 m², theoretisch verfügbare Kondensationsleistung beträgt 29 kW, ist aber durch die Maximalleistung des zugehörigen Kryostats (Tab. 13) auf 13 kW beschränkt.

3.4.8. Pumpe und Pumpenregelung

Bei der Kältemitteltransferpumpe handelt es sich um eine Seitenkanalpumpe der Fa. SERO, eine Kompromisslösung aus Kreiselpumpe (Umwälzpumpe) und Hubkolbenpumpe (Druckerhöhungspumpe) für mittlere Drucklagen. Sie ist für die Förderung von flüssigen (unterkühlten) Kältemitteln optimiert und arbeitet bis zu einem Druck von 45 bar. Die zugehörigen Pumpenkennlinien für Förderhöhe und Leistung sind Abb. 56 zu entnehmen. Ferner ist die erforderliche minimale Vorhaltehöhe (NPSH) von ca. 0,5 m im Auslegungspunkt ist zu beachten, d.h. der Eingangsdruck muss 0,05 bar über dem Verdampfungsdruck des Kältemittels liegen.

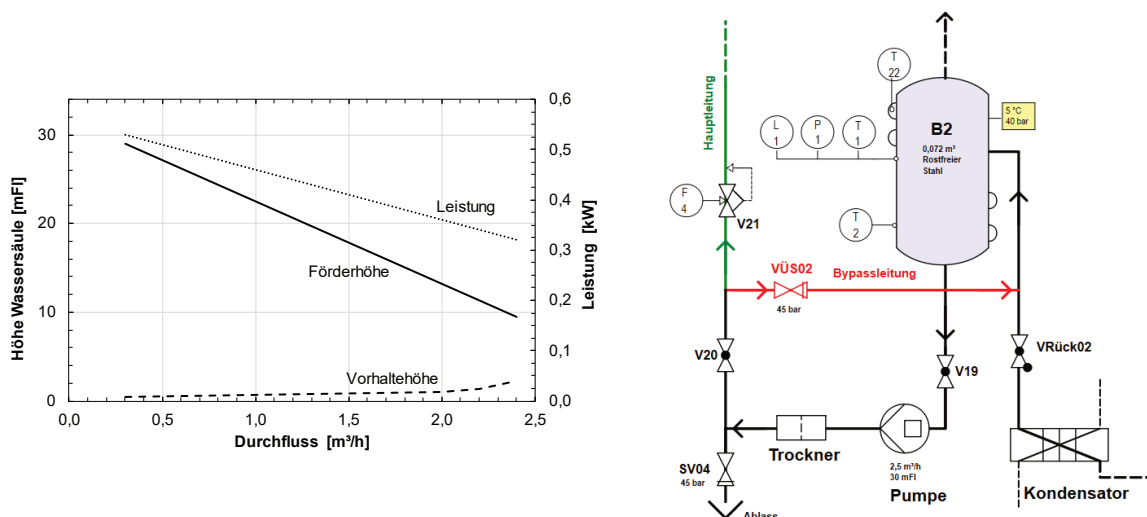


Abb. 56: Pumpenkennlinie (links) und Einbau der Pumpe im Gesamtsystem erkennbar im RI-Fließbild (rechts).

Der geforderte Durchfluss im Auslegungspunkt der Versuchsanlage beträgt ca. 0,5 m³/h (0,08 kg/s), dies entspricht einer Förderhöhe von 27 m, bzw. einer Druckerhöhung des CO₂ um 2,7 bar. Diese Druckerhöhung ist unerwünscht und daher zu begrenzen. Dies macht eine Pumpensteuerung notwendig, die über einen Pumpen-Bypass nach Abb. 56 erfolgt. Dies bedeutet,

der Durchfluss am Pumpenausstritt wird durch Ventil V21 so weit gedrosselt, bis sich der geforderte Wert von 0.5 m³/h einstellt. Der damit einhergehenden unerwünschten Druckerhöhung wird durch Öffnen eines Überstromventils VÜS02 begegnet, welches den überschüssigen Durchsatz der Hauptleitung über die Bypassleitung zurück zum Sammelbehälter fördert. Dadurch verschiebt sich der Arbeitspunkt der Pumpe hin zu geringerer Förderhöhe und höherem Pumpendurchfluss, ohne aber den Durchfluss durch die Hauptrohrleitung der Versuchsanlage zu erhöhen. Ein Großteil der maximalen Fördermenge zirkuliert stattdessen durch Bypassleitung und Sammelbehälter.

3.4.9. Ventile

Die charakteristische Kenngröße zur Auswahl und Auslegung von Ventilen stellt der Durchflussfaktor K_v dar. Er steht nach Gl. 45 allgemein in Beziehung zu Volumenstrom, Fluidichte und Druckverlust und gilt für alle Ventile in Kombination mit kompressiblem Fluid.

Damit ist er ein Maß für die tatsächliche Strömungsquerschnittsfläche des Ventilkörpers, anhand der sich der zu erwartende Druckverlust für einen geforderten Volumenstrom ableiten lässt.

Absperrventile

Nadelventile von Swagelok Typ SS-12NBS8 (1/2-Zoll) als robuste Ausführung mit kugelförmiger Spitze und Polytetrafluorethylen (PTFE, Teflon) als Dichtungsmaterial. Anforderungen nach DIN EN 12284 erfüllt. Der maximale ventilinduzierte Druckverlust tritt aufgrund seiner Abhängigkeit von der Fluidichte, in der Sauggasleitung stromabwärts vor dem Verdichter auf und beträgt bei vollständig geöffnetem Absperrventil und maximalem Massenstrom 4 mbar. Diesem liegt ein K_v -Wert von 2,1 zugrunde. Unter konservativer Betrachtung führt dies bei insgesamt 25 Absperrventilen innerhalb der Hauptleitung zu einem kumulierten Gesamtdruckverlust von 100 mbar.

Rückschlagventile

Rückschlagventile von Swagelok Typ SS-CHS8-25 (1/2-Zoll) werden zur Verhinderung von Druckstößen und Rückflüssen eingesetzt. Installationsorte sind die Gasrückführung vom Ölsammelbehälter an die Niederdruckseite und die Bypassleitung vor der Teststrecke. Der K_v -Wert beträgt 2,2 und induziert einen Druckverlust von 125 mbar.

Überströmventile

Federbetätigte Überströmventile von Swagelok Typ SS-R4S8 (1/2-Zoll) dienen ausschließlich der Massenstromregulierung über Bypässe, an der Pumpe und vor der Teststrecke.

Expansionsventil

Zur Hochdruckregelung wird ein elektromechanisch betätigtes Expansionsventil der Fa. Danfoss verwendet (Typ CCMT8). Die zugehörige Schrittmotorsteuerung (220 Schritte/s bei 1100 Schritten für vollständigen Ventilhub) öffnet und schließt das Expansionsventil innerhalb von 5 s. Der K_v -Wert von 0,8 lässt einen Druckverlust von maximal 23 mbar bei vollständig geöffnetem Expansionsventil erwarten.

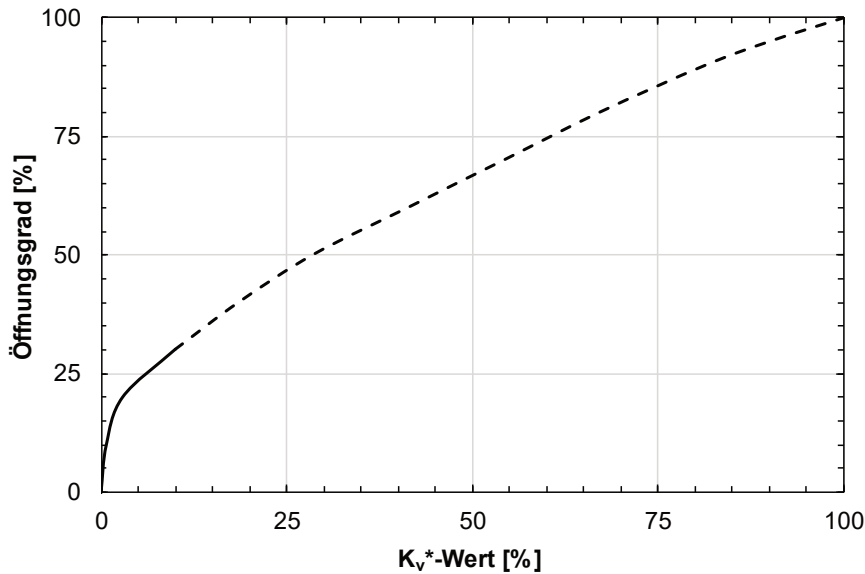


Abb. 57: Kennlinie des Expansionsventils CCMT8.

Die Öffnungscharakteristik des Expansionsventils verläuft nichtlinear. Die zugehörige Kennlinie ist in Abb. 57 dargestellt. Bis zu einem Öffnungsgrad von 30 % besteht zwischen dem Öffnungsgrad und dem tatsächlichen K_V^* -Wert ein logarithmischer Zusammenhang nach Gl. 50.

$$\varphi = \begin{cases} 5,92 \cdot \ln(7,04 \cdot K_V^*), & \varphi < 30 \% \\ 7,0 \cdot 10^{-10} \cdot (K_V^*)^6 - 2,2 \cdot 10^{-7} \cdot (K_V^*)^5 + 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot (K_V^*)^4 - 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot (K_V^*)^3 + 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot (K_V^*)^2 + 1,2 \cdot K_V^* + 17,3, & \varphi \geq 30 \% \end{cases} \quad \text{Gl. 50}$$

wobei K_V^* definiert ist, als das Verhältnis des K_V -Werts bei vollständig geöffnetem Expansionsventils zum K_V -Wert beim jeweiligen Öffnungsgrad:

$$K_V^* = \frac{K_V(100 \%)}{K_V(\varphi)} \cdot 100 = 80 \cdot K_V(\varphi) \quad \text{Gl. 51}$$

Bei einem höheren Öffnungsgrad lässt sich ein näherungsweise linearer Zusammenhang erkennen, der mittels Regression durch ein Polynom vom Grad 6 mit hoher Genauigkeit (Bestimmtheitsmaß $R^2 = 0,9999861$) beschrieben werden kann, siehe Gl. 50.

3.4.10. Rohrleitung

Zum Transport von CO_2 zwischen den einzelnen Komponenten sind insgesamt 55 m Rohrleitungen erforderlich. Eine wirtschaftliche Auslegung erfordert die Berücksichtigung einer ausreichenden Wandstärke, eines tolerierbaren Druckverlusts sowie einer ausreichenden Strömungsgeschwindigkeit um den Mittriss von Verdichteröl sicherzustellen. Weiterhin kann das

plötzliche Schließen von Absperr – und Stellarmaturen eine dynamische Druckerhöhung induzieren, die im Extremfall bei falsch dimensionierter Rohrleitung zu deren mechanischem Versagen führen kann (Druckstoß oder Joukowsky-Stoß).

Auslegung

Zur Berechnung des Druckstoßes wird die Schließzeit des elektrisch gesteuerten Expansionsventils ($T_s = 5,0$ s) zwischen Druckgas- und Flüssigkeitsleitung zugrunde gelegt. Das Schließen mechanischer, manuell betätigter Ventile erfordert höhere Schließzeiten, die Berechnung wird dadurch konservativ. Die Nachlaufzeit von Pumpe und Verdichter liegen oberhalb der Schließzeit des Expansionsventils und scheiden daher als Berechnungsgrundlage für Druckstöße aus. Es werden standardisierte 1/2-Zoll-Rohre aus Edelstahl (Werkstoff-Nr.: 1.4401, V4A) ausgewählt mit Abmessungen gemäß Tab. 14. Deren Vorteil liegt darin, dass sie mit dem Swagelok-Klemmring-Montagesystem kompatibel sind. Dieses ermöglicht eine einfache, demontierbare und dennoch gasdichte Verbindung zwischen Rohrleitung und Armaturen, Komponenten und Rohrleitungsabschnitten untereinander, auch bei hohen Drücken und Temperaturen.

Tab. 14: Dimensionen der gewählten Rohrleitungen.

Ausdruck	Zeichen	Wert	Einheit
Außendurchmesser	d_a	12,70	mm
Innendurchmesser	d_i	10,22	mm
Wandstärke	s	1,24	mm

Die gewählten Rohrabmessungen werden durch Nachrechnung validiert. Dazu wird der Druckverlust nach Gl. 12 und Berücksichtigung der Korrelation nach Blasius [43] bestimmt und die Druckerhöhung aufgrund von Druckstößen unter Berücksichtigung und Schließzeit der Armaturen T_s berechnet. Gl. 52. ermöglicht die konservative Berechnung des maximalen Druckstoßes unter Berücksichtigung der Rohr- und Fluidparameter: Rohrelastizität E , Querkontraktionszahl des Rohres μ und Fluidkompressionsmodul K_f .

$$\Delta p_{Stoss,max} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K_f \cdot d_i \cdot (1 - \mu^2)}{E \cdot s}}} \cdot \sqrt{K_f \cdot \rho \cdot \Delta v} \quad \text{Gl. 52}$$

Gl. 53 hingegen kommt dem real zu erwartenden Druckstoß aufgrund des Schließens einer Armatur (hier ausschlaggebend: das Expansionsventil) näher.

$$\Delta p_{Stoss,real} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{sCO_2} \cdot L}{A_{Rohr,quer} \cdot T_s} \quad \text{Gl. 53}$$

Zusätzlich werden die Empfehlungen der Bundesfachschule Kälte-Klima-Technik berücksichtigt. Die auf diese Weise berechneten Druckverluste, Druckanstiege und Strömungsgeschwindigkeiten, sowie die empfohlenen Strömungsgeschwindigkeiten für Kältemittelleitungen sind Tab. 15 zu entnehmen.

3.4. Hauptkomponenten

Tab. 15: Empfohlene Geschwindigkeiten und berechnete Druckverluste sowie Druckstöße der einzelnen Rohrleitungsabschnitte.

Größe	Einheit	Flüssigkeitsleitung		Sauggasleitung		Druckgasleitung	
		min	max	min	max	min	max
w	m/s	0,4	1,5	3,8	13,9	3,0	12,8
W _{Empfehlung}	m/s	0,3	1,0	6,0	12,0	5,0	8,0
$\Delta p_{\text{Verlust}}$	bar		0,08		1,42		2,57
$\Delta p_{\text{Stoss,max}}$	bar		0,072		0,220		0,210
$\Delta p_{\text{Stoss,real}}$	bar		0,027		0,08		0,161
L	m	10		15		25	

Der Druckverlust über der gesamten Rohrleitungslänge beträgt 4,1 bar und kann durch den Verdichter kompensiert werden. Die real zu erwartenden Druckspitzen beim Schließen des Expansionsventils sind mit maximal 0,16 bar vernachlässigbar im Vergleich zum Systemdruck. Die Strömungsgeschwindigkeiten entsprechen weitgehend den Empfehlungen. Eine exakte Einhaltung ist nicht möglich, da der CO₂-Massenstrom in der Versuchsanlage, je nach Anforderung des Experiments, stark variieren kann. Somit kann nachgewiesen werden, dass ein Rohrendurchmesser von $d_i = 10,22$ mm den strömungstechnischen Anforderungen genügt. Die mechanische Auslegung fordert zusätzlich die Bestimmung von minimal erforderlicher Wandstärke bzw. Außendurchmesser. Dies erfolgt mithilfe der Kesselformel für dünnwandige Rohre ($d_a/d_i < 2,0$) nach DIN EN 2413 (Gl. 54).

$$s_{min} = \left(\frac{p_{max} \cdot d_a}{2 \cdot \sigma_{zul}} + s_{kor} + s_{tol} \right) \cdot S \quad \text{Gl. 54}$$

Da die Zusatzbelastung durch Druckstöße vernachlässigbar gering ist, wird ein maximaler Systemdruck von $p_{max} = 140$ bar unterstellt. Für die zulässige Spannung ist, nach AD-Merkblatt W2/1,90, die 1,0 % Ersatzstreckgrenze des austenitischen Werkstoffs 1.4401 bei der maximalen Systemtemperatur von 150 °C maßgebend und beträgt 190 MPa [100]. Unter Berücksichtigung eines Korrosionszuschlags von 0,3 mm und einer Toleranz von 0,1 mm, ergibt sich eine erforderlicher minimale von Wandstärke von 0,87 mm. Die Wandstärke der gewählten Rohre von 1,24 mm gewährleistet demzufolge einen Sicherheitsfaktor von 1,5 gegenüber der berechneten erforderlichen Wandstärke.

Konstruktion

Wärmeinduzierten Dehnungen wird dadurch begegnet, dass auf die Verlegung gerader Rohrleitungen zwischen den Komponenten verzichtet wird. Stattdessen werden in den Rohrleitungsverlauf in jedem Abschnitt z-förmige oder u-förmige Ausgleichsstücke integriert, die Wärmedehnungen durch Biegung kompensieren. Gleichzeitig dienen vertikal ausgeführte u-förmige Ausgleichsstücke als Ölsiphon, die ein Mitreißen von Öl auch bei Unterschreiten der Mindestgeschwindigkeit ermöglichen. Der Anschluss an den Verdichter erfolgt durch flexible Hochdruck-Wellringschläuche aus Metall, die dessen charakteristische Vibrationen (Grundfrequenz: 5-50 Hz) dämpfen und dadurch eine Übertragung und Fortpflanzung auf bzw. durch die Rohrleitungen unterbinden. Sie erfüllen damit die Forderungen der DIN EN 13445-3.

Dämmung

Die Rohrleitungen und Bauteile der Versuchsanlage unterliegen einem Wärmeaustausch mit der Luft des Laborraums. Rohrleitungsabschnitte, deren Temperatur oberhalb der Raumtemperatur liegt, geben Wärme an selbige ab, Rohrleitungsabschnitte, deren Temperatur unterhalb der Raumtemperatur liegt, nehmen Wärme aus der Umgebung auf. Sowohl Erwärmung, als auch Auskühlung durch die Raumluft sind aus energetischer Sicht unerwünscht für den Betrieb der Versuchsanlage. Insbesondere führen kalte Rohrleitungen zu einem Auskondensieren von Luftfeuchtigkeit an ihrer Oberfläche, was als Schwitzwasserbildung bezeichnet wird. Weiterhin muss gewährleistet sein, dass der konstruktiv nicht vermeidbare Abstand zwischen Temperatur-Sensoren und Teststrecke zu einer Ab- oder Zunahme der sCO₂-Temperatur aufgrund von Wärmeverlusten oder -einträgen führt. Aus diesen Gründen werden Rohrleitungen und Bauteile mit dem Material Armaflex/HT der Fa. Armacell gedämmt. Die Dämmstärke beträgt 13 mm für Flach, als auch Rohrmaterial, die Wärmeleitfähigkeit 0,042 W/mK und der einsetzbare Temperaturbereich -50 bis 150 °C. Die trotz Dämmung zu erwartenden Wärmeverluste/-einträge werden mithilfe von Gl. 55 berechnet.

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}} = k \cdot A_{\text{Rohr},m} \cdot (T_{\text{CO}_2} - T_{\text{amb}}) \quad \text{Gl. 55}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird nach Gl. 56 ermittelt und setzt sich zusammen aus der erzwungenen Konvektion innerhalb der Rohrleitung, der Wärmeleitung durch Rohrwand und Dämmmaterial, sowie der freien Konvektion an der Dämmschichtoberfläche.

$$k \cdot A_{\text{Rohr},m} = \frac{\pi \cdot L}{\frac{1}{d_i \cdot \alpha_{\text{CO}_2}} + \frac{\ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}{2 \cdot \lambda_{\text{Rohr}}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{\text{AF},a}}{d_a}\right)}{2 \cdot \lambda_{\text{AF}}} + \frac{1}{d_{\text{AF},a} \cdot \alpha_{\text{amb}}}} \quad \text{Gl. 56}$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten α_{CO_2} und α_{amb} werden nach Gnielinski für turbulent durchströmte Rohre bzw. nach Churchill/Chu für horizontale Zylinder berechnet [101]. Im ungünstigsten Fall, bei einer sCO₂-Temperatur von $T_{\text{CO}_2} = 150$ °C, sowie unter Annahme einer Raumtemperatur von $T_{\text{amb}} = 20$ °C, ergibt sich ein vertretbarer normierter Verlustwärmestrom von $\dot{Q}_{\text{Verlust}} = 27$ W/m. Dies entspricht einer maximalen Temperaturabnahme von 0,8 K/m bei einem minimalen Massenstrom von 0,03 kg/s. Die prognostizierte Oberflächentemperatur beträgt in diesem Fall 34,1 °C, weitere Verluste durch Wärmestrahlung können daher vernachlässigt werden.

3.4.11. Sicherheitseinrichtungen

Nach DIN EN 378-2 ist CO₂ (R744) der Kältemittelklasse A1 zuzuordnen, von denen keine besondere Gefährdung hinsichtlich Entflammbarkeit und Toxizität ausgeht und für die dementsprechend keine über das übliche Maß hinausgehende Gefahrenabwehr gefordert wird. Zur Gewährleistung der Sicherheit von Mensch und Technik werden folgende Sicherheitseinrichtungen installiert bzw. Sicherheitsmaßnahmen getroffen.

Aufstellungsort und Bedienung

Die Leitwarte der Versuchsanlage ist einem separaten, gasundurchlässigen Laborraum nach DIN EN 378-2 untergebracht, dies entspricht einem Aufstellungsort der Klasse C in Verbindung

mit einem indirekten geschlossenen System, zu dem nur eingewiesenes Personal Zutrittsrechte besitzt. Dadurch ergeben sich keine Einschränkung der Kältemittelfüllmenge und keine besonderen Anforderungen an den Personenschutz, der über die persönliche Schutzausrüstung (Brille und Handschuhe) hinausgeht. Während des Versuchsbetriebs ist der Zutritt zum sCO₂-Laborraum nicht gestattet. Nur eingewiesenes Personal ist berechtigt die Versuchsanlage zu bedienen und zu warten. Ein Handbuch und eine Dokumentation zur Versuchsanlage wurden erstellt.

Gaswarnanlage

DIN EN 378-3 fordert für Kältemittelfüllungen größer als 25 kg eine Gaswarnanlage. Eine Gaswarnanlage der Fa. Dräger wird installiert und überwacht die CO₂-Konzentration im Laborraum über zwei in Bodennähe (20 cm über Boden) befindliche Sensoren. Im Bedarfsfall werden bis zu zwei Alarmstufen aktiviert. Alarmstufe 1 umfasst einen optischen Alarm mittels gelber Rundumleuchte, innerhalb und außerhalb des Laborraums und löst ab einer Konzentration von 0,3 % aus. Alarmstufe 2 setzt zusätzlich einen weithin hörbaren akustischen Warnton frei. Die Konzentrationsschwelle hierfür beträgt 0,8 % CO₂.

Absauganlage

Ein unterstelltes schlagartiges Austreten der gesamten CO₂-Füllmasse (ca. 35 kg) aus den Druckbehältern, führt zu einer CO₂-Konzentration im Raum von 13,9 %. Dies geht mit einer Druckerhöhung von 0,2 bar und einem Temperaturabfall um 13 K im Laborraum einher. Ausgetretenes CO₂ wird durch eine Absauganlage kontinuierlich aus dem Raum entfernt, deren Ansaugstutzen in Bodennähe installiert wird. Auch CO₂ infolge von geringen Leckagen während des Anlagenbetriebs werden so kontinuierlich in die Umgebung überführt. Frischluft kann durch eine über dem Absauggebläse befindliche Drosselklappe nachströmen. Mit 950 m³/h (bzw. 1330 m³/h bei maximaler Drehzahl) Volumendurchsatz bewältigt der Lüfter ca. 11 Luftwechsel in einer Stunde und erfüllt die Forderung nach DIN EN 378-3. Diese sieht einen Mindestluftvolumenstrom von 539 m³/h nach Gl. 57 vor.

$$\dot{V}_{min} = 14 \cdot 10^{-3} (m_{CO_2})^{\frac{2}{3}} \quad \text{Gl. 57}$$

D.h. bei vollständigem Austritt des gesamten in der Anlage befindlichen CO₂, benötigt die Absaugung weniger als 8 Minuten zur Wiederherstellung einer ungefährlichen Atmosphäre.

Sicherheitsventile und Abblaseeinrichtung

In der Versuchsanlage werden vier Sicherheitsventile und zwei Berstscheiben installiert. Zwei Sicherheitsventile sichern jeweils einen Druckbehälter gegen einen unzulässigen Druck größer als 100 bar. Diese Sicherheitsventile dienen zusätzlich zur drucktechnischen Absicherung von Kondensator und Niederdruckleitung. Jedem Sicherheitsventil wird eine Berstscheibe seriell vorgeschaltet, um größtmögliche Dichtheit zu gewähren. Da der Filtertrockner absperrbar und bis 60 bar ausgelegt ist, muss auch dieses Bauteil über ein separates Sicherheitsventil, abgesichert werden. Ferner erhält die Hochdruckseite ein Sicherheitsventil um die Gaskühler bei Drücken oberhalb von 120 bar zu schützen. Die Auslegung beider Sicherheitsventile und Berstscheiben erfolgt gemäß DIN EN 13136.

Diese Norm fordert dazu auf, die Öffnungsquerschnitte zu prüfen, hinsichtlich des maximal abführbaren Massenstroms und des in Ventil und Zuleitung induzierten Druckabfalls (Nachrechnung bestehender Ventile). Zur Bemessung des maximalen Massenstroms sind zwei Fälle zu untersuchen, wobei der höhere Wert der Maßgebliche ist:

$$\dot{m}_{md} = \max = \begin{cases} \frac{\varphi \cdot A_{\text{Oberfläche}}}{\Delta h_v}, & \varphi = 10 \left[\frac{KW}{m^2} \right] \\ V_{Hub} \cdot n_{max} \cdot \rho_{10^\circ C} \cdot \eta_v, & \eta_v = 1 \end{cases} \quad \text{Gl. 58}$$

Fall 1: Druckbehälter unter Einwirkung von Feuer/Bränden. Fall 2: Durchgehen des Verdichters (Pumpbetrieb) bei einer Sättigungstemperatur von 10 °C und einer maximalen Drehfrequenz von 70 Hz in der Saugseite. Die Berechnung führt zu einem Massenstrom $\dot{M}_{md} = 1,49 \text{ kg/s} = 5.363 \text{ kg/h}$, wenn aus Erwägung einer konservativen Nachrechnung der volumetrische Wirkungsgrad des Verdichters zu $\eta_v = 1$ angenommen wird. Die hochdruckseitigen Sicherheitsventile und jene an den Behältern werden für diesen Massenstrom ausgelegt. Dies wird durch Nachrechnen des notwendigen Öffnungsquerschnitts nach Gl. 59 belegt, die auch für Berstscheiben Gültigkeit besitzt, sofern $K_{dr} = 0,7$ für einen bündigen Anschluss angesetzt wird.

$$A_{\text{öff},x} = \begin{cases} \frac{\dot{m}_{md,max}}{0,2883 \cdot C \cdot K_{dr} \cdot K_b \cdot \sqrt{p_0 \cdot \rho_0}} |DB, HD, BS \\ 0,04 \left[\frac{mm^2}{l} \right] \cdot V_{ND} |ND \end{cases} \quad \text{Gl. 59}$$

Die erforderlichen Querschnitte betragen am Behälter $A_{\text{öff},DB} = 31 \text{ mm}^2$, in der HD-Leitung $A_{\text{öff},HD} = 26 \text{ mm}^2$, in der ND-Leitung $A_{\text{öff},ND} = 2,88 \text{ mm}^2$ und in der Berstscheibe $A_{\text{öff},BS} = 36 \text{ mm}^2$ unter Berücksichtigung der jeweiligen zugrundeliegenden reduzierten Ausflussziffer K_{dr} bzw. des Volumens der Niederdruckseite V_{ND} . Die ermittelten Querschnitte werden durch die gewählten Sicherheitsventile der Firmen Leser (Compact Performance Typ 459) und GI (Typ E10/LS bzw. G14/S) sowie durch die Berstscheiben der Fa. Rembe (KUB Typ 317) zuverlässig aufgebracht. Die Gewährleistung der vom Hersteller angegebenen Abblaseleistung ist durch entsprechende Zertifikate gegeben. Die zuführende Abblaseleitung wird nach draußen gerichtet, nicht in die Niederdruckseite geführt, weiterhin wird keine abführende Abblaseleitung angebracht, um deren Blockieren infolge von Trockeneisbildung zu unterbinden. Stattdessen werden die Sicherheitsventile außerhalb des Laborgebäudes angebracht. Der Druckverlust in der zuführenden Abblaseleitung wird berücksichtigt durch:

$$\Delta p_{zu} = 0,032 \cdot \left[\frac{A_{\text{quer,ventil}}}{A_{zu}} \cdot C \cdot K_{dr} \cdot K_b \right]^2 \cdot \frac{0,02 \cdot L}{d_{rohr}} \cdot p_0 \quad \text{Gl. 60}$$

Die normative Forderung $\Delta p_{zu} < 0,03 \times p_0$ ist für alle Leitungen erfüllt und damit die funktionale Sicherheit sämtlicher Sicherheitsventile gegeben. Zusätzlich werden die Sicherheitsventile mittels Argon-Gasflaschen druckbeaufschlagt und ihr ordnungsgemäßes Ansprechen überprüft.

Software

Die Steuerungssoftware wird derart gestaltet, dass Gefahrensituationen, so weit möglich, von ihr erkannt und durch automatische Stelleingriffe begegnet werden. Dies umfasst unzulässige Zustände von: Hochdruck, Niederdruck, Druckgastemperatur, Sauggasüberhitzung und Verdichtungsverhältnis. Bei einem Ausfall der Steuerungssoftware oder bei Unterbrechung der Kommunikation zwischen Steuerungssoftware und Sensoren bzw. Aktoren von mehr als sieben Sekunden öffnet eine elektromechanische Abschaltvorrichtung die Stromkreise von Verdichter, Verdampfer und Leistungssteller.

Automatische Elektromechanische Abschaltvorrichtung (AEMA)

Eine elektromechanische Abschaltvorrichtung öffnet die Sicherheitskreise von Verdichter, Verdampfer und den Leistungskreis der Heizer, wenn die Messdatenerfassung länger als sieben Sekunden kein intermittierendes Spannungssignal liefert (Fail Safe). Dies tritt ein, wenn das Steuerungsprogramm abstürzt, die Messdatenerfassung eine Fehlfunktion aufweist oder ein Stromausfall in der Leitwarte eintritt. Als weitere Schutzmaßnahme wird das erwähnte Spannungssignal bei Unter- oder Überschreiten eines Alarmwerts in den Anzeigegeräten der Hochdruck – und Niederdrucktransmitter unterbrochen.

Gefährdungsbeurteilung

Eine Gefährdungsanalyse wurde durchgeführt, potentielle Gefahren aufgezeigt, durch Sicherheitseinrichtungen minimiert und in einer Gefährdungsbeurteilung festgehalten. Auf potentielle Gefahren wird im Gefahrenbereich durch Sicherheitsdatenblätter und Sicherheitshinweise hingewiesen.

Drucktest und Prüfbescheinigung

Die wiederkehrende Prüfung für das Gefahrenfeld Druck nach BetrSichV wurde durch den TÜV Süd mangelfrei abgeschlossen.

3.4.12. Dichtungen und Dichtmaterialien

Bezugnehmend auf die Erkenntnisse aus Kap. 2.1.8, die Korrosivität von sCO₂ betreffend, wird auf den Einsatz von synthetischen Dichtungsmaterialien so weit wie möglich verzichtet. Wo dies nicht möglich ist, wird der Gebrauch von Kunststoffen, die weniger anfällig sind für CO₂-Absorption und Aufquellen angestrebt (z.B. Styrol-Butadien-Kautschuk, SBR, Buna S). Einige kommerzielle Hersteller von kältetechnischen Bauteilen nutzen Kunststoffe wie Teflon, trotz der bekannten Nachteile hinsichtlich der Anfälligkeit für Aufquellen, dennoch in ihren Produkten, da sie anderweitige, unverzichtbare Eigenschaften mit sich bringen, die zwingend notwendig sind, um eine adäquate Dichtwirkung und Funktionalität des Bauteils zu gewährleisten (z.B. Elastizität bzw. Steifigkeit, Ölbeständigkeit, Temperaturbeständigkeit, zulässige Flächenpresskraft, chemische Widerstandskraft). In Fällen, in denen der Hersteller derartige Dichtmaterialien ausdrücklich empfiehlt, wird dem Folge geleistet (z.B. bei Absperrventilen, Abscheidern) und stattdessen häufige Druckwechsel vermieden, sowie die Wartungsintervalle verkürzt. Abb. 58 zeigt O-Ringdichtungen des Ölabscheiders aus dem Material Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk (HNBR) nach ca. 200 Betriebsstunden. Deutlich zu erkennen sind die Schäden, an den kleineren O-Ringen des Filtereinsatzes, die durch Absorptions- und Quell- und Dekompressionsprozesse verursacht wurden.

In allen anderen Fällen werden metallische Dichtungen bevorzugt, dies betrifft Flachdichtungen für Formbauteile und Armaturen, sowie das Klemmring-Montagesystem von Swagelok. Letzteres bietet zusätzlich den Vorteil, dass die Rohrverbindungen gasdicht bei hohen Drucklagen und gleichwohl demontierbar sind.

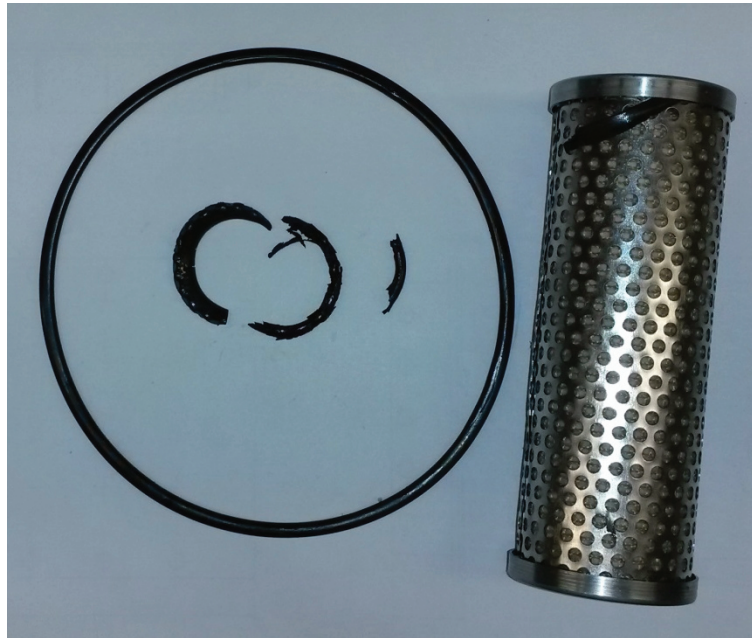


Abb. 58: Aufgequollene und durch CO₂ mechanisch zerstörte O-Ring-Dichtungen des Ölbabscheidereinsatzes. Material: Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk (HNBR)

Damit sind einfache und schnelle Wartungs- und Anpassungsmöglichkeiten gemäß den Anforderungen in Kap. 3.2.1 gegeben. Als Materialien werden Edelstahl (1.4404), Kupfer und Messing verwendet, welche allesamt eine zufriedenstellende chemische Beständigkeit gegen sCO₂ aufweisen [102]. Flansche werden mit Flachdichtungen der Marke Novaphit SSTC ausgerüstet, einer Graphitdichtung mit Streckmetalleinlage im Kern. Die Einlage aus dem Werkstoff 1.4404 macht diese Flachdichtung durch positive Rückfederungseigenschaften und verbessertem Leakageverhalten, in einem weiten Temperatur- und Druckbereich, gegenüber herkömmlichen Graphitdichtungen überlegen. Die zulässige Flächenpressung gewährleistet ausreichend Sicherheit im Hinblick auf die Forderungen der Flanschberechnung nach Kap. 3.4.3.

Dichtigkeit

Zum Nachweis der ausreichenden Dichtigkeit der Versuchsanlage, werden vor Inbetriebnahme Druckabfall- und Leckageprüfungen durchgeführt. Hierfür wird die Versuchsanlage mittels des ungiftigen Inertgas Argon (Ar) aus Gasflaschen (Befülldruck: 200 bar) auf einen Prüfdruck von 78 bar gebracht und der Abfall des Prüfdrucks über einen längeren Zeitraum beobachtet. Größere Leckagen sind mittels Lecksuchspray oder durch Gehör zu identifizieren und werden behoben. Die CO₂-Leckrate wird in der Vakuumtechnik wie folgt definiert [103]:

$$q_{CO_2} = q_{Ar} \cdot \frac{\eta_{Ar}}{\eta_{CO_2}} = \frac{\Delta p \cdot V}{\Delta t} \cdot \frac{\eta_{Ar}}{\eta_{CO_2}} \quad \text{Gl. 61}$$

und wird über das Verhältnis der Viskositäten von Ar und CO₂ aus der Ar-Leckagerate umgerechnet. Der final detektierte Druckabfall entspricht bei einem Prüfdruck von 78 bar innerhalb

eines Prüfzeitraums von 10 Tagen eine Leckagerate von $q_{\text{CO}_2} = 3,37 \cdot 10^{-4}$ mbar·l/s, was einem theoretischen Lochdurchmesser von weniger als 0,1 mm gleichkommt. Dies entspricht einer Masse an ausgetretenem CO₂ von 0,025 g, welche die CO₂-Konzentration in der Raumluft, bei unterstelltem gleichzeitigem Ausbleiben eines Luftwechsels, um 0,01 % erhöhen würde. Diese Werte gelten in der Hochvakuumtechnik gerade noch als „hinreichend dicht“, sind aber für den Anlagenbetrieb im Sinn der Forderung nach Sicherheit gegen hohe CO₂-Konzentrationen gemäß Kap. 3.2.3 unbedenklich [103]. Kleinere, schwierig zu ermittelnde Leckageherde, werden anschließend im Rahmen eines Überdrucktests mithilfe von Helium (He) und einer He-Schnüffelsonde detektiert und beseitigt. Somit wird die größtmögliche Dichtheit der Versuchsanlage unter noch technisch verhältnismäßigen Aufwand gewährleistet.

3.4.13. Elektrischer Anschluss der Hauptkomponenten

Der Anschluss der stromführenden Bauteile Verdichter, Pumpe und Gaskühler erfolgt über einen zentralen Schaltschrank. In diesen wird 5-poliger 400-V-Dreiphasen-Drehstrom eingespeist und auf 230-V-AC als Versorgungsspannung für den Gaskühler sowie auf 24-V-Gleichspannung für Steuer- und Sicherheitskreise gewandelt. Zur Versorgung von Verdichter und Pumpe wird 400-V-Drehstrom durchgeschleift. Das Aufschalten der Versorgungsspannungen erfolgt durch elektromechanische Relais und Schütze im Steuerkreis. In diese Steuerkreise eingebunden sind des Weiteren ein Bedienpult und die Relaiskarte der Messdatenerfassung. Auf diese Weise lassen sich die betreffenden Bauteile sowohl manuell über Bedienpult, als auch über den Fernzugriff der Steuerungssoftware an- und ausschalten. Neben den üblichen Sicherungen und Hauptschaltern im Rahmen einer vorschriftskonformen Leistungselektronik wird der Verdichter durch eine Sicherheitskette abgesichert. In dieser sind Motorschutzschalter, Temperaturschalter, Frequenzumrichter und Ölniveaumesser integriert. Ferner vermag die AEMA die Einspeisespannung des Schaltschranks aufzutrennen. Der Bau und Anschluss des Schaltschranks erfolgt bei Spannungen größer als 60 V AC bzw. 120 V DC durch eine geprüfte elektrische Fachkraft. Die detaillierten elektrischen Anschlusspläne sind Anhang A.7 zu entnehmen.

3.5. Messtechnik und Messstellen

Für die Überwachung und Betrieb der Versuchsanlage sind die Erfassung von Temperatur, Druck, Massenstrom und des Behälterfüllstands vonnöten. Dieselben physikalischen Größen werden zusätzlich im Versuchsaufbau der Teststrecke erfasst.

Tab. 16: In Versuchsanlage und Teststrecke verwendete Messinstrumente.

Größen	Messinstrument	Bereich	Genauigkeit
Temperatur	Pt-100 Widerstandsthermometer	-20 – 200 °C	0,15 K + 0,002 • [T]
Druck	Piezoresistive Druckmessumformer	0 – 300 bar	0,2 % FS
Massenstrom	Coriolis-Massenstrommesser	0,013 – 0,130 kg/s	0,5 % FS
Füllstand	Differenzdruckmesser	200 – 1000 mm	0,075 %

Zur Erfassung der Mess- und Regelgrößen von Versuchsanlage und Teststrecke stehen die Messinstrumente in Tab. 16 zu Verfügung.

Ihr Aufbau, Messprinzip, Genauigkeit und Fehleranfälligkeit sollen im Folgenden näher erläutert werden. Weiterhin sind zur Steuerung der einzelnen Komponenten Schaltsysteme vorzusehen, sie werden ebenfalls im Zusammenhang mit der Messsignalauswertung erläutert und ihre Fehleranfälligkeit und Optimierungsmöglichkeiten betrachtet.

3.5.1. Widerstandsthermometer

Pt-100 haben sich zum Industriestandard für Widerstandsthermometer entwickelt. Der Widerstand des Platinsensors ist temperaturabhängig und lässt sich durch eine parabolische Gleichung der Form

$$R_{par}(T) = R_0 \cdot (1 + A \cdot T + B \cdot T^2) \quad \text{Gl. 62}$$

beschreiben. Wobei für einen Pt-100 gilt:

$$A = 3,9083 \cdot 10^{-3} \frac{1}{^\circ\text{C}}, \quad B = -5,775 \cdot 10^{-7} \frac{1}{^\circ\text{C}^2}, \quad R_0 = 100 \Omega \quad \text{Gl. 63}$$

Entsprechend umgeformt und ausgedrückt durch die Temperatur führt dies zu:

$$T(R) = \frac{-R_0 \cdot A + \sqrt{R_0 \cdot (R_0 \cdot A^2 + 4 \cdot B \cdot R - 4 \cdot R_0 \cdot B)}}{2 \cdot R_0 \cdot B} \quad \text{Gl. 64}$$

Für die meisten Anwendungsfälle ist es ausreichend Gl. 62 gemäß DIN EN 60751 mithilfe des mittleren Temperaturkoeffizienten α_0 zu linearisieren [104]. Dieser ist über einen Temperaturbereich von 0...100 °C wie folgt definiert:

$$\alpha_0 = \frac{\Delta R}{R_0 \cdot \Delta T} = \frac{R_{100^\circ\text{C}} - R_0}{R_0 \cdot 100 \text{ K}} = 3,851 \cdot 10^{-3} \frac{1}{^\circ\text{C}} \quad \text{Gl. 65}$$

Daraus ergibt sich Gl. 66:

$$R_\alpha(T) = R_0 \cdot (1 + \alpha_0 \cdot T) \quad \text{Gl. 66}$$

Die meisten Messgeräte, an denen Pt-100 angeschlossen werden können, bedienen sich bei der Anzeige der Temperatur dieser Umrechnung. Abhängig von der gemessenen Temperatur weist Gl. 66 jedoch eine mehr oder weniger starke Diskrepanz zu Gl. 62 bzw. Gl. 63 auf. Definitionsgemäß ist die Differenz zwischen R_α und R_{par} bei $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ und $100 \text{ }^\circ\text{C}$ gerade null und erreicht bei $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ihren vorläufigen Maximalwert von $\Delta R = 0,14438 \Omega$, was einer Temperaturabweichung von $\Delta T = 0,38 \text{ K}$ entspricht. Bei einem Widerstandsthermometer der Klasse A liegt dieser Wert bereits oberhalb der Grenzabweichung, was bei hochgenauen Messungen zu erheblichen Unsicherheiten führen kann. Bei Temperaturmessungen oberhalb von $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ steigt die Abweichung ΔR in die entgegengesetzte Richtung unbeschränkt an und kann anhand von Gl. 67 beschrieben werden:

$$\Delta R(T) = R_0 \cdot (T \cdot (A - \alpha_0) + B \cdot T^2) \quad \text{Gl. 67}$$

Um hochgenaue Messungen zu erzielen, auch bei $T = 50\text{ °C}$ oder $T > 100\text{ °C}$, muss zur Berechnung der Temperatur aus dem gemessenen Widerstand auf die aufwendiger zu handhabende Gl. 64 zurückgegriffen werden oder Gl. 62 im betreffenden Arbeits- bzw. Messpunkt linearisiert werden, siehe Gl. 68 und Gl. 69. Letzteres setzt voraus, dass die zu messenden Temperaturschwankungen nicht weit vom Arbeitspunkt T_{AP} abweichen.

$$R(T) = R_{AP} + \left. \frac{dR}{dT} \right|_{T_{AP}} \Delta T = R_0 (1 + AT_{AP} + BT_{AP}^2) + (2BT_{AP} + R_0A) (T - T_{AP}) \quad \text{Gl. 68}$$

$$T(R) = \frac{R - R_0(1 + AT_{AP} + BT_{AP}^2)}{(2BT_{AP} + R_0A)} + T_{AP} \quad \text{Gl. 69}$$

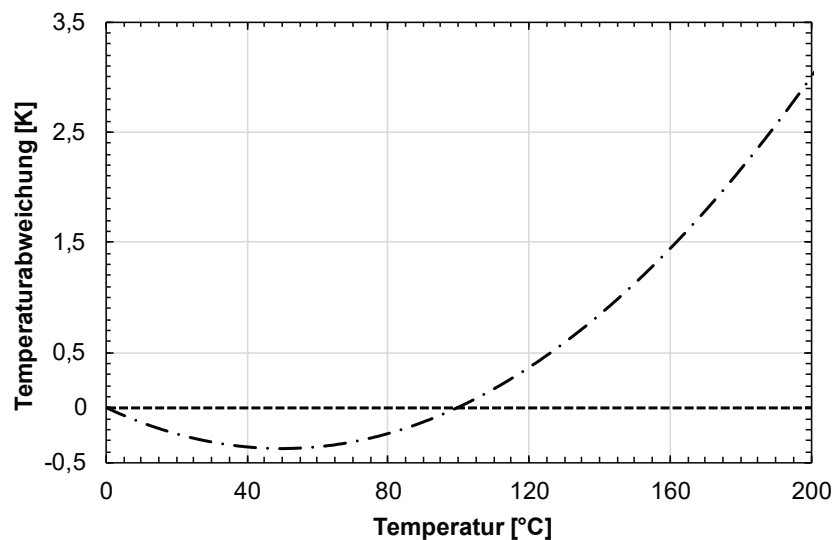


Abb. 59: Abweichung zwischen tatsächlicher Temperatur gegenüber der durch Gl. 66 (nach T aufgelöst) berechneten Temperatur.

Der Widerstand der Zuleitung wird durch Einbindung des Sensors in eine Vier-Leiter-Schaltung eliminiert, was die genauesten Messungen erlaubt. Zusätzlich zur bereits beschriebenen Problematik beim Umrechnen des Widerstands in einen Temperaturwert und den technischen Unsicherheiten bei der erläuterten Messmethode kommen vier weitere Fehlerquellen für Pt-100 in Betracht: Mangelhafter Isolationswiderstand, parasitäre Thermospannungen, Eigenerwärmung, Hystereseverhalten. Für die Instrumentierung der Versuchsanlage werden ausschließlich Widerstandsthermometer der Klasse A, gefertigt von der Firma Electronic Sensors, verwendet. Sämtliche in der Versuchsanlage verbauten Pt-100 enthalten drahtgewickelte, biegsame Sensoren deren Außendurchmesser 1,5 mm beträgt.

3.5.2. Druckmessumformer

Zur Messung von Drücken werden ausschließlich piezoresistive Druckmessumformer des Typs PAA-33 der Fa. Keller verwendet. Bei diesem Messverfahren werden druckinduzierte Dehnungen eines Membranmesswerks erfasst und daraus mittelbar der beaufschlagende Druck berechnet. Hierzu sind auf der Membran vier Dehnmessstreifen (DMS) aufgebracht. Zur Erhöhung der Empfindlichkeit und zur Reduzierung von Temperatureinflüssen sind jeweils

zwei DMS in der Zugzone und in der Druckzone angebracht. Als Messsignale finden durch Instrumentenverstärker transformierte Spannungen von $U_{\text{mess}} = 0\text{-}10\text{ V}$ Verwendung.

3.5.3. Coriolis-Massenstrommesser

Der CO_2 -Massenstrom wird in allen Anlagenteilen inklusive der Teststrecke über einen Coriolis-Massenstrommesser vom Typ CNGMass DCI der Fa. Endress + Hauser ermittelt. Coriolis-Massenstrommesser können als einzige Durchflussmesser den Massenstrom unmittelbar aus dem Messprinzip heraus bestimmen und dies mit hoher Genauigkeit, siehe Tab. 16. Dies reicht bei überkritischem CO_2 zu großem Vorteil, da die Dichte im überkritischen Bereich nicht konstant und stetig messbar ist. Des Weiteren ist ein Coriolis-Messer nur bei einphasigen Fluiden einsetzbar, diese Bedingung ist im überkritischen Temperatur- und Druckbereich erfüllt. Er findet daher in den meisten der in Kap. 3.1 beschriebenen CO_2 -Anlagen verwendet.

3.5.4. Differenzdruckmesser/Füllstandsmesser

Zur betriebs- und sicherheitskonformen Überwachung der Behälter ist die Kenntnis der Füllstände unabdingbar. Ein Behälter mit zu niedrigem Füllstand wird beim Anfahren der Versuchsanlage leerlaufen, wodurch der Niederdruck des Verdichters auf unzulässige Werte < 20 bar absinkt und kein weiterer Hochdruck aufgebaut werden kann. Dies wird in der Kältetechnik als Kältemittelmangel bezeichnet. In einem überfüllten Behälter wird bei unplanmäßiger Erwärmung der Druck schneller ansteigen als bei der konstruktiven Auslegung berechnet und im Extremfall zum ungeplanten Auslösen der Sicherheitseinrichtungen führen. Der Begriff Füllstand meint dabei den Flüssigkeitsanteil des CO_2 im Behälter und wird als prozentualer Wert bezogen auf das Gesamtvolumens ausgedrückt, siehe Gl. 70.

$$L = \frac{V'}{V_{\text{ges}}} = \frac{V'}{V' + V''} \cdot 100 [\%] \quad \text{Gl. 70}$$

Der Füllstand wird indirekt durch einen Differenzdruckmesser des Typs Deltabar S der Firma *Endress + Hauser* ermittelt. Das betreffende Anschlussschema für eine Füllstandsmessung im geschlossenen Behälter mit Dampfüberlagerung ist in Abb. 60 dargestellt. Das CO_2 liegt als Nassdampfgemisch im Behälter vor. Der Großteil der CO_2 -Masse befindet sich als Flüssigkeitssäule V' im unteren Bereich des Behälters, die Restmasse als Dampfpolster darüber. Die Höhe der Flüssigkeitssäule stellt die eigentliche Messgröße dar, aus der der Füllstand gebildet wird und variiert mit dem vorherrschenden Druck bzw. der Temperatur. Nach der Formel für den hydrostatischen Druck lässt sich die Höhe der Flüssigkeitssäule im Bereich des Druckdifferenzmessers durch Gl. 71 berechnen, das zusätzliche Gewicht des Gaspolsters wird darin berücksichtigt.

$$h_1 = \frac{\Delta p}{(\rho'(T) - \rho''(T)) \cdot g} = \frac{p_u - p_o}{(\rho'(T) - \rho''(T)) \cdot g} \quad \text{Gl. 71}$$

Zur Berechnung ist die Dichte der gesättigten Flüssigkeit und des gesättigten Dampfes notwendig, welche mit dem Druck und der Temperatur variiert. Im Nassdampfgebiet sind die beiden Größen aneinandergeschnitten sodass als Information allein die Temperatur genügt. Während des Versuchsanlagenbetriebs wird die Steuerungssoftware nicht mit Refprop-Stoffwerten

versorgt, da dies die Durchlaufzeit unzulässig erhöht. Stattdessen wird der temperaturabhängige Verlauf der Dichte durch eine Regressionsgleichung nachgebildet, was zu den Polynomen 6. Grads in Gl. 72 und Gl. 73 führt. Sie gilt folgerichtig nur, wenn das CO₂ im Behälter als Nassdampfgemisch vorliegt. Bei Temperaturen > 31 °C verlässt das CO₂ das Nassdampfgebiet und wird überkritisch, als Folge verschwindet die Phasengrenze Flüssigkeit-Dampf.

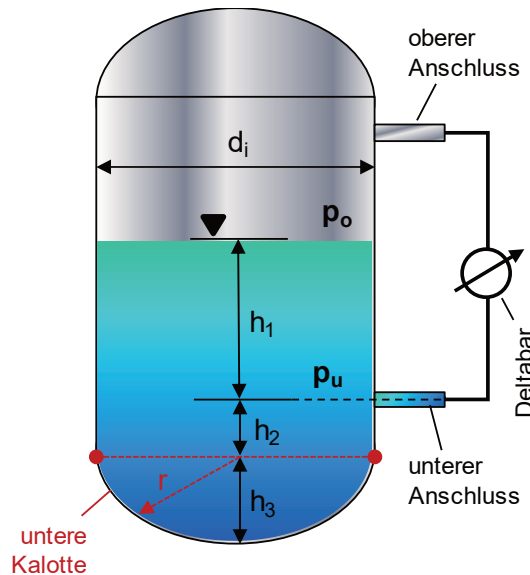


Abb. 60: Füllstandmessung mithilfe des Differenzdruckmessers Deltabar S (Schema).

In diesem Fall verliert Gl. 73 ihre Gültigkeit und eine Füllstandmessung erübrigt sich, da das CO₂ das gesamte Behältervolumen gleichmäßig ausfüllt.

$$\begin{aligned} \rho'(T)[kg/m^3] = & -0,0000050873 \cdot T^6[^\circ C^6] + 0,0000050873 \cdot T^5[^\circ C^5] \\ & - 0,0120206599 \cdot T^4[^\circ C^4] + 0,166210406 \cdot T^3[^\circ C^3] - 1,1225764811 \cdot T^2[^\circ C^2] - 3,367791919 \cdot T[^\circ C] + 926,1377914429 \end{aligned} \quad \text{Gl. 72}$$

$$\begin{aligned} \rho''(T)[kg/m^3] = & 0,0000051039 \cdot T^6[^\circ C^6] - 0,0004023913 \cdot T^5[^\circ C^5] \\ & + 0,010882875 \cdot T^4[^\circ C^4] - 0,1673697136 \cdot T^3[^\circ C^3] \\ & + 1,1325610959 \cdot T^2[^\circ C^2] + 0,4512202019 \cdot T[^\circ C] + 98,955295005 \end{aligned} \quad \text{Gl. 73}$$

Die Höhe der Flüssigkeitssäule führt unter Berücksichtigung der geometrischen Abmaße des Behälters zum Volumen V'_1 der reinen Flüssigkeit im Messbereich des Differenzdruckmessers nach Gl. 74.

$$V'_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot h_1 \quad \text{Gl. 74}$$

Zusätzlich muss das Volumen des Zylinderraums V'_2 unterhalb des unteren Anschluss und der unteren Kalotte V'_3 berücksichtigt werden, Gl. 75 und Gl. 76. Die geometrischen Hilfsgrößen können der technischen Zeichnung im Anhang entnommen werden.

$$V'_2 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot h_2 \quad \text{Gl. 75}$$

$$V'_3 = \frac{\pi \cdot h_3^2}{3} (3 \cdot r - h_3) \quad \text{Gl. 76}$$

Alle drei Volumina zusammenaddiert ergeben das gesamte Flüssigkeitsvolumen in Gl. 77.

$$V' = V'_1 + V'_2 + V'_3 \quad \text{Gl. 77}$$

Da der Füllstand temperaturbedingt, auch im Anlagenstillstand, schwankt, kann es sinnvoll sein (z.B. zur besseren Abschätzung von CO₂-Verlusten) auch die absolute Füllmasse des Behälters zu ermitteln. Dies geschieht durch Gl. 78 unter Berücksichtigung der Dichten aus Gl. 72 und Gl. 73.

$$m_{CO_2}^{DB} = V' \cdot \rho'(T) + (V_{ges} - V') \cdot \rho''(T) \quad \text{Gl. 78}$$

Der Mindestfüllstand eines Behälters beträgt ca. 20 %. Für diesen Grenzwert reicht die Flüssigkeitssäule gerade an den unteren Messstutzen des Druckdifferenzmessers. Füllstände darunter können folglich nicht mehr gemessen werden. Dasselbe gilt für einen Füllstand oberhalb von ca. 80 %. Wie in Kap. 3.4.3 gezeigt wird ein Füllstand von 30 % für den Anlagenstillstand angestrebt. Dies entspricht einer Masse von ca. 20 kg CO₂.

3.5.5. Steuerungs- und Messaufbau

Der Anlagenbetrieb soll in einem separaten Laborraum an einer Leitwarte erfolgen und soweit automatisiert sein, dass ein Betreten des Versuchsanlagenraums während des normalen Versuchsbetriebs nicht notwendig wird. Die Versuchsanlage und ihre Peripheriegeräte, wie z.B. die Kryostate, müssen daher per Fernzugriff steuerbar sein und gleichzeitig die erfassten Messwerte übermitteln können. Hierzu wird ein Verbundsystem bestehend aus drei Rechnerarbeitsplätzen als Leitwarte eingerichtet. Das zugehörige Konzept ist in Abb. 61 schematisch dargestellt. Durch die Aufteilung der Bedienfunktionen auf drei voneinander unabhängige Rechner wird der Rechenaufwand bzw. die Zugriffszeit auf die Anlage sowie die Komplexität der Bedienung verringert. *Rechner 1* dient allein der Steuerung und Überwachung der Versuchsanlage. Zur Überwachung der Anlagenparameter dienen die in Kap. 3.5 beschriebenen Messinstrumente (Sensoren), sie sind in Tab. 17, inklusive des Ausgabesignals aufgeführt. Tab. 18 zeigt die Steuerkomponenten (Aktoren) der Anlage. Die Kommunikation erfolgt bei allen Geräten über nach DIN IEC 60381-1 normierte analoge Einheitssignale, entweder als Spannung (0-10(5) V) oder Strom (4(0)-20 mA). Durch Aufprägung von diesen Analogsignalen als Eingangssignal können die Betriebspunkte der Aktoren innerhalb der Stellbereiche vorgegeben werden und die Messwerte aus Analogausgangssignalen der Messinstrumente durch Umrechnung in einen definierten Wertebereich ermittelt werden.

Um die Analogsignale am Rechner verarbeiten zu können ist dementsprechend eine Wandlungseinheit vonnöten, die sowohl eine Analog-Digital- (A/D, Messinstrumente), als auch Digital-Analog-Wandlung (D/A, Stellkomponenten) durchzuführen vermag. Hierfür wurde die Schalt-/Messeinheit 34980A der Firma Agilent ausgewählt.

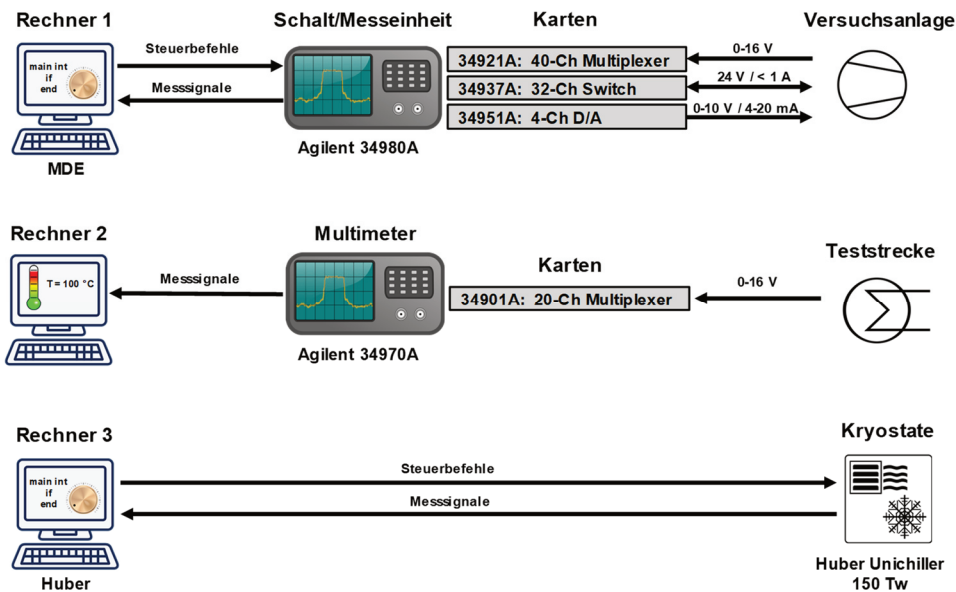


Abb. 61: Schematischer Aufbau des automatisierten Schalt- und Messsystems zur Bedienung der Versuchsanlage.

Sie ist durch das Einsetzen von verschiedenartigen Karten in der Lage Signale in beide Richtungen zu wandeln. Zusätzlich bietet sie die Möglichkeit in Kombination mit einer Relais-Karte (Switch) Komponenten zentral von einem Rechner zu starten und zu stoppen (z.B. Verdichtermotor, Ölheizungen) ohne dafür auf Hardwarelösungen zurückgreifen zu müssen.

Tab. 17: Signalbereiche der verwendeten Messinstrumente.

Messinstrument	Analogsignal	Wertebereich
Pt-100	Spannung	> 300 mV
Druckmessumformer	Spannung	0 – 10 V
Massenstrommesser	Strom	4 – 20 mA (2 - 10V)
Füllstandsmesser	Strom	4 – 20 mA (2 - 10V)

Rechner 2 dient der Messdatenaufnahme in der Teststrecke und ist mit einem Multimeter vom Typ 34970 A der Firma Agilent verbunden. Dieses erfüllt rein den Zweck einer hochgenauen Spannungsmessung und Digitalisierung dieser analogen Messsignale, da die Teststrecke selbst keine Aktoren benötigt. Die Heizleistungssteller der Teststrecke sind über Rechner 1 mit dessen Schalt-/Messeinheit verbunden.

Rechner 3 dient der Steuerung der Kryostate und der Erfassung der Messwerte, die über diese laufen. Dies betrifft im Einzelnen die Übermittlung der folgende Parameter:

- Solltemperatur des CO₂ am Austritt der Konditionierung
- Interntemperatur des Kühlmittels der Kryostate
- Externtemperatur im CO₂
- Start- und Stoppbefehle die Kühlung und Umwälzpumpe betreffend

Die Kommunikation mit den Kryostaten erfolgt ausschließlich digital über eine USB-Schnittstelle in bilateraler „Master and Slave“ Architektur. Hierzu werden vom Rechner 3 (Master) Befehle an einen Kryostat (Slave) gesendet, sowohl zur Übermittlung von Sollwertvorgaben als auch zur Abfrage von Messwerten.

Tab. 18: Signalbereiche der verwendeten Steuerinstrumente.

Steuereinheit	Analogsignal	Wertebereich
Leistungsversorgung Heizpatronen	Spannung	0 – 5 V
Leistungsversorgung Verdampfer	Strom	4 – 20 mA
Leistungsversorgung Strömungserhitzer	Strom	4 – 20 mA
Expansionsventil	Strom	4 – 20 mA
Frequenzumrichter Verdichter	Spannung	0 – 10 V
Frequenzumrichter GK-Ventilator	Spannung	0 – 10 V

Der Slave reagiert nur nach Aufforderung durch den Master. Die Kommandolänge beträgt zehn ASCII-Zeichen, Zahlen müssen in Hexadezimalformat und Zweierkomplement dargestellt werden und mit einem Prüfsummenbit versehen werden.

Zur Beurteilung der Messgenauigkeit des gesamten Messsystems muss die Konvertierung der analogen Messsignale mitberücksichtigt werden.

Tab. 19: Genauigkeit der A/D-Wandlung.

Funktion	Bereich	Prüfstrom	Genauigkeit	Temperaturkoeffizient
Gleichspannung	10 V	-	0,0015 + 0,0004	0,0005 + 0,0001
Widerstand	100 Ω	1 mA	0,0030 + 0,0035	0,006 + 0,0005
FRTD	-200...600 $^{\circ}\text{C}$	1 mA	0,06 $^{\circ}\text{C}$	0,003 $^{\circ}\text{C}$

Diese sind in Tab. 19 für verschiedene Messmethoden und Tab. 20 für die D/A-Wandlung aufgeführt.

Gemäß [104] treten die folgenden Fehlerquellen auf:

Widerstandsmessung:

- Externe Spannungen/Parasitäre Thermospannungen
- Auswirkungen der Einschwingzeit
- Große Widerstände

Spannungsmessung:

- Gegentaktunterdrückung
- Gleichtaktunterdrückung
- Stör/Leckageströme
- Lastfehler Eingangswiderstand
- Lastfehler Offset-Strom

Tab. 20: Genauigkeit der D/A-Wandlung.

Funktion	Wert
Auflösung	1 mV
Einschwingzeit	1 ms bis 0,01 % des Ausgangs
Genauigkeit	$\pm 0,25$ % des Ausgangs + 20 mV
Temperaturkoeffizient	$\pm (0,015$ % + 1 mV) / $^{\circ}\text{C}$

Es werden folgende Gegenmaßnahmen zur Steigerung der Messgenauigkeit ergriffen:

- PLC/Integrationszeit für Regelgrößen erhöhen
- Eingangswiderstand > 10 G Ω
- Offset-Kompensation bei Widerstandsmessung
- Stationäre Messungen

Die Erhöhung der Integrationszeit bewirkt als Nebeneffekt eine Filterung der Messwerte, bei der Störungen höherer Frequenz unterdrückt werden.

3.5.6. Mess – und Steuerpunkte

Tab. 39 (Anhang A.8) beinhaltet eine Übersicht der die in der Versuchsanlage installierten Messpunkte, Steuerungspunkte und Berechnungsgrößen gemäß dem RI-Fließbild aus Kap. 3.3.4.

Ferner sind zusätzlich alternative Bezeichnungen der Messpunkte angegeben, die im weiteren Verlauf dieser Arbeit verwendet werden.

Anmerkung: Die Drehfrequenz der Verdichter S01/S02 ist gleichzeitig Mess – und Steuerungsgröße. Dies ist der Architektur des Frequenzumrichters geschuldet, der die Frequenz dem Verdichter aufschaltet und diese zusätzlich als Messgröße zur Bestätigung ausgibt.

3.6. Versuchsanlagenregelung

Dieses Kapitel widmet sich der Entwicklung und Umsetzung der Regelstrategie für die Versuchsanlage SCARLETT.

3.6.1. Wahl der Regelstrategie und Identifikation der Systemgrößen

Um die geforderten Versuchsparameter Druck, Temperatur, Massenstrom (Kap. 3.2.1) zu generieren und während des Versuchsbetriebs halten zu können, ist eine Steuerung der Anlage nicht zweckmäßig, wie Abb. 62 darlegt. Das Diagramm zeigt den exemplarischen zeitlichen Verlauf von Hochdruck bzw. Versuchsdruck (P05), Niederdruck (P03) und Massenstrom (F01) unter dem wechselnden Einfluss von ausgewählten Stör- bzw. Stellgrößen, auf die später noch näher einzugehen ist. Die Anlage wird zum Zwecke der Datenaufzeichnung (gänzlich ungeregelt) vorwärts gesteuert und die Reaktion der Anlagenparameter abgewartet. Einen konstanten Hochdruck oder Massenstrom durch reine Steuerung zu erreichen und unter Störeinflüssen konstant zu halten, ist für einen Anwender kaum möglich. Stattdessen müssen durch eine Regelung eine Einhaltung möglichst konstanter Versuchsparameter gewährleistet werden. Infolgedessen müssen P05, F01 und T09 als Regelgrößen angesehen werden.

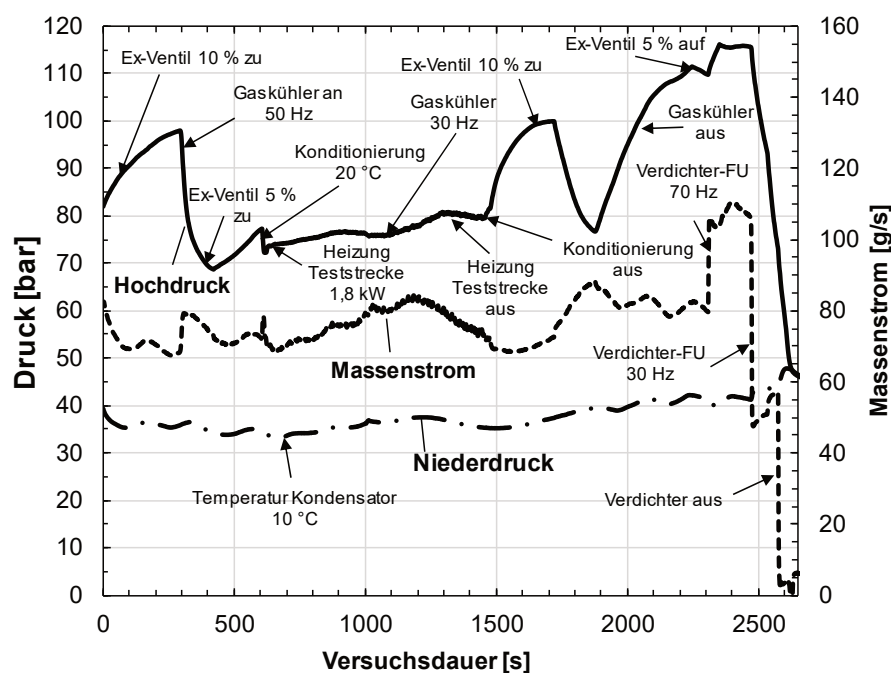


Abb. 62: Verlauf des ungeregelten Hochdrucks P05 und des ungeregelten Massenstroms F01 unter dem Einfluss aller Störgrößen.

Offensichtlich ist für den bestimmungsgemäßen Betrieb der Versuchsanlage eine Mehrgrößenregelung erforderlich. Für Mehrgrößenregelungen existieren drei grundsätzliche Regelstrategien [105]: Dezentrale, Entkoppelte und Echte Mehrgrößenregelung. Um einer dieser Regelstrategien den Vorzug geben zu können, ist es zunächst erforderlich die auftretenden Stör- und Stellgrößen, sowie die Einflüsse bzw. Abhängigkeiten der einzelnen Regel- und Stellgrößen untereinander zu identifizieren. Im Betrieb wirken verschiedene Einflussfaktoren auf die Anlage, die jeweils unterschiedliches Auswirkungsvermögen auf die drei Regelgrößen

besitzen. Die einzelnen identifizierten Einflussfaktoren auf Hochdruck, Massenstrom und Temperatur können Tab. 21 entnommen werden. Hierin wird außerdem die Reaktion der Regelgrößen auf eine Änderung der jeweiligen Einflussgröße aufgeführt. Die mit kursiver Schrift dargestellten Einflussfaktoren können durch digitalen Eingriff verändert werden und stehen dementsprechend einer Regelung als Stellgröße zur Verfügung. Eine Ausnahme bildet die Drehzahl der Ventilatoren der Gaskühler. Zwar ist es möglich über sie Hochdruck und Massenstrom zu beeinflussen, aber ihr quantitativer Einfluss hängt stark von der Temperatur der Außenluft und der Eintrittstemperatur des CO₂ ab (wiederum stark abhängig vom Betriebspunkt der Anlage). Dadurch ergibt sich eine ausgeprägte, rechnerisch nicht fassbare Nichtlinearität im Stellverhalten, die für eine Regelung unerwünscht ist. Die Raumtemperatur bestimmt als Temperatur der Wärmesenke/-quelle die Wärmeverluste/-einträge in der Hoch- und Niederdruckseite der Anlage. Außen – und Raumtemperatur sind nicht beeinflussbar und folgerichtig als Störgrößen aufzufassen. Der Wärmestrom der Teststrecke ist zwar digital stellbar, aber durch die Art des Experiments von vornherein fest definiert und damit als Stellgröße nicht nutzbar. Stattdessen wirkt er als weitere Störgröße auf die Versuchsanlage. Die Temperatur des Kondensators und die Öffnungsgrade der Ventile der Niederdruckseite und der Teststreckenbypass sind nur manuell stellbar. Sie können daher in eine Vorsteuerung miteinbezogen werden, stehen aber einer eigentlichen Mehrgrößenregelung nicht zur Verfügung.

Tab. 21: Einflussfaktoren auf die Regelgrößen: P05, F01, T09..

Einflussfaktor		P05	F01	T09	Stellgröße	Störgröße
Öffnungsgrad Expansionsventil ↑	φ_{EV}	---	+++	---	x	
Frequenz/Drehzahl Verdichter ↑	f_{verd}	+	++	+	x	
Kühlleistung,-temperatur Konditionierung ↑	P_{KM} T_{KM}	-	+	---	x	x
Drehzahl Gaskühlerventilator ↑	f_{GK}	--	++	--	x	x
Außentemperatur ↑	T_{amb}	+	-	+		x
Raumtemperatur ↑	T_{lab}	+	-	+		x
Wärmestrom Teststrecke ↑	P_{el}	+	-	+		x
Öffnungsgrad Bypassventil ↑	φ_{hbyp}	o	---	o		x
Öffnen Heißgasbypass ↑	-	o	--	o		x
Temperatur Kondensator ↑	T_{kond}	o	++	+		x
Öffnungsgrad Niederdruckventil ↓	φ_{ND}	-	-	-		x

Tab. 21 zeigt, dass eine Druckerhöhung stets mit der Erhöhung der Versuchstemperatur einhergeht. Dies deckt sich mit der Verdichterkennlinie Abb. 53 aus Kap. 3.3.1. Da eine Druckerhöhung bei konstantem Niederdruck mit einer Steigerung des Verdichtungsverhältnisses verbunden ist, muss sich gemäß der Verdichterkennlinie gleichzeitig der Massenstrom verringern. Druck und Massenstrom wirken als Antagonisten und können daher auch unter Einwirkung einer Regelung nicht auf beliebige Werte eingestellt werden. Eine (zumindest grobe) Vorsteuerung der Anlage in regelbare Hochdruck- und Massenstrombereiche ist daher unumgänglich. Da die Verdichterdrehzahl aber gleichzeitig den Massenstrom erhöhen kann, ohne den Hochdruck abzusenken, bietet sich die Möglichkeit über diese Stellgröße eine begrenzte Regelung des Massenstroms zu realisieren. Als nächstes müssen die Auswirkungen der einzelnen Stellgrößen auf die Regelgrößen und die Stellgrößen untereinander gemäß Tab. 21 untersucht werden. Abb. 63 verdeutlicht dies grafisch. Die Versuchsanlage stellt die Regelstrecke dar. Die Stellgrößen φ_{exp} , P_{KM} , f wirken jeweils zum Hauptteil in Richtung auf die ihr zugeordnete

Regelgröße (durchgehender Pfeil) und beeinflussen zusätzlich die beiden anderen Regelgrößen direkt oder indirekt in schwächerer Form (gestrichelter Pfeil, hier als direkte Wirkrichtung vereinfacht). Ein Einfluss der Regelgrößen auf die nicht-zugehörigen Stellgrößen ist nicht gegeben, somit weist die Regelstrecke eine P-kanonische Struktur auf [106]. Dies ist insofern entscheidend, dass durch diese Voraussetzung eine dezentrale Regelung überhaupt erst in Frage kommt. Somit bleiben drei Möglichkeiten die Regelstrategie zu wählen. Jede für sich genommen birgt Vor- und Nachteile gegenüber den anderen Strategien.

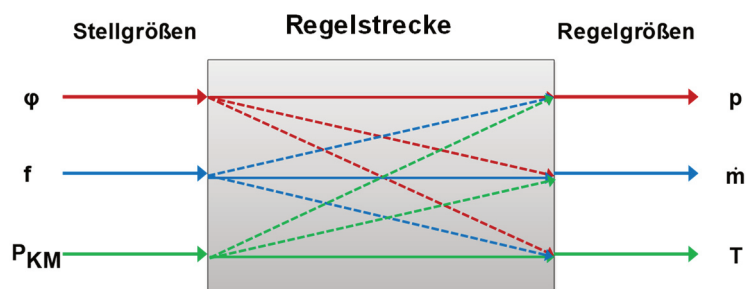


Abb. 63: Schema des Mehrgrößenproblems.

Ihr Vorteil liegt in der einfachen Realisierbarkeit begründet. Jeder Regler wird für sich und allein auf seine Regel- und Stellgröße ausgelegt und parametrisiert. Die einzelnen Regler arbeiten somit unabhängig voneinander. Die Eingriffe auf die Regelgröße durch Stellgrößen der anderen Regler werden als Störgrößen interpretiert, welche entsprechend ausgeregelt werden. Der wesentliche Nachteil liegt in der begrenzten Regelgüte, abhängig vom Grad der Interaktion der einzelnen Stellgrößen mit den nicht zugehörigen Regelgrößen. Eine echte Mehrgrößenregelung hingegen berücksichtigt sämtliche Abhängigkeiten der Regelgrößen bereits im Vorfeld und berechnet die notwendigen Stellgrößen um die günstigste Sollwerttrajektorie zu erreichen. Hierfür ist eine genaue Kenntnis der mehrdimensionalen Dynamik der Regelstrecke erforderlich, die über Matrizen und Vektorrechnung im Regelprozess verarbeitet wird. Dies wäre im Fall der Versuchsanlage mit einem enormen Aufwand für die experimentelle und mathematische Analyse der Versuchsanlagendynamik verbunden, den die dadurch erzielbare höhere Regelgüte nicht rechtfertigt. Die Versuchsanlage ähnelt durch den linksgängigen Kreisprozess, den das CO_2 in ihr durchläuft, und den verwendeten charakteristischen Komponenten (Verdichter in Kombination mit einem Expansionsventil) gängigen Kälteanlagen mit CO_2 oder FKW als Arbeits- bzw. Kältemittel. Anhang A.9 verdeutlicht, wie die Betrachtungsweise von gängigen Kälteanlagen und deren zugeordnete Regelstrategie SCARLETT zum Vorbild gereichen. In Anlehnung an eine Kälteanlage mit Niederdruckabscheider wird die Versuchsanlage zu dem vereinfachten Anlagenkonzept in Abb. 64 heruntergebrochen. Hoch- und Niederdruckseite werden jeweils zu einem Wärmeübertrager-Ersatzmodell (Ersatzmodelle: „Verdampfer“ und „Kondensator“) vereinfacht, an welchem sämtliche Störgrößen indirekt in Form von Wärmeströmen (negativ oder positiv) und Druckverlusten wirksam sind. Auch hier existiert eine Primärregelung durch Einsatz eines Expansionsventils (Regelung des Hochdrucks) und drei Sekundärregelungen für Massenstrom, Versuchstemperatur und Sauggasüberhitzung. Letztere ergibt sich aus der rein technischen Notwendigkeit durch eine Aufrechterhaltung einer minimalen Sauggasüberhitzung den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen.

3.6.2. Ausführung der Regelstrategie

Die Regelung wird als dezentrale Mehrgrößenregelung mit Vorsteuerung realisiert. Hierfür werden vier verschiedene Regler eingesetzt, die unabhängig voneinander arbeiten, ihre Regelgröße, mithilfe der verbundenen Stellgröße auf den Zielwert regeln und bei Einwirkungen von Störungen auf diesem konstant halten.

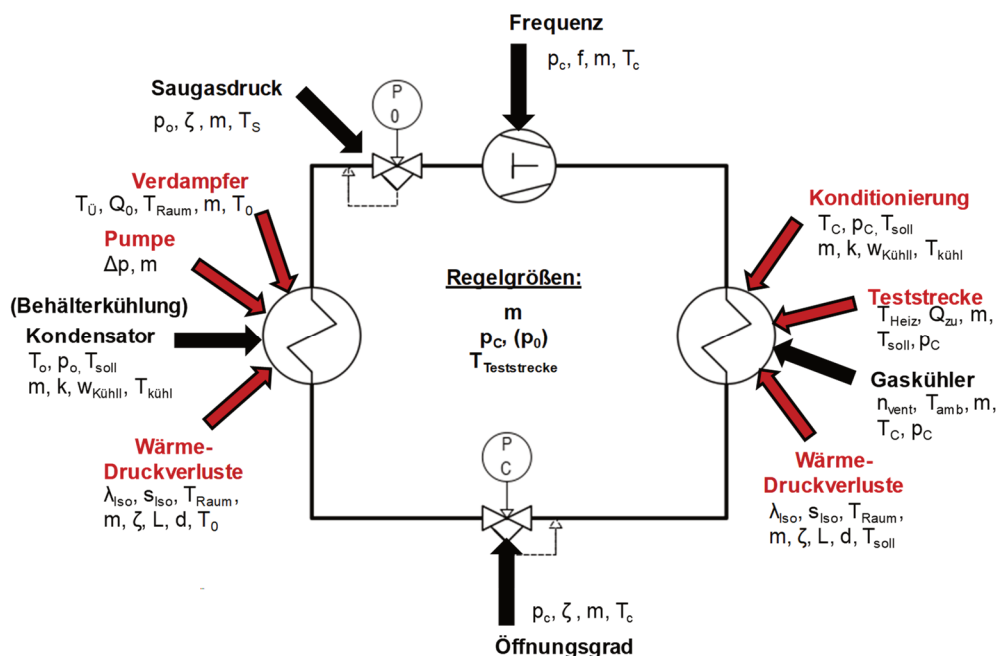


Abb. 64: Schema der Einflussfaktoren auf SCARLETT.

Da auf diese Weise nicht jeder Zielwert von Massenstrom und Hochdruck erreichbar ist, wird eine manuelle Vorsteuerung berücksichtigt. Dies bedeutet, der Anwender muss anhand der Verdichterkennlinie anfangs Zielwerte für Massenstrom und Hochdruck auswählen, die für den Verdichter und den Frequenzumrichter leistbar sind. Gegebenenfalls kann durch Einbezug des Ölabscheidungssystems ein Heißgasbypass realisiert werden, der ein weiteres Absenken des Massenstroms erreicht.

Tab. 22: Stellgrößen und ihre Betriebsbereiche.

Manuelle Stellgröße	Formel	Minimum	Maximum	Wirkung auf:
Kondensatortemperatur	T_{kond}	-15 °C	20 °C	P03, F01
Drehfrequenz Gaskühlergebläse	f_{GK}	30 Hz (0 Hz)	70 Hz	P05, F01
Teststrecken-Bypass	φ_{byp}	0 %	100 %	F01
Heißgas-Bypass	φ_{hbyp}	0 %	100 %	F01 (unstetig)
Heizleistung Verdampfer	P_{el}	36 kW	36 kW	$T_{sü}$

Die Paarungen von möglichen Massenströmen und Hochdrücken in der Versuchsanlage sind durch manuelle Eingriffe an Kondensator, Gaskühler, Teststrecken und Heißgasbypass in gewissen Grenzen erweiterbar. Bei letzteren drei allerdings nur hin zu geringeren Massenströmen.

Abb. 65 zeigt den gesamten Regelkreis für die Versuchsanlage.

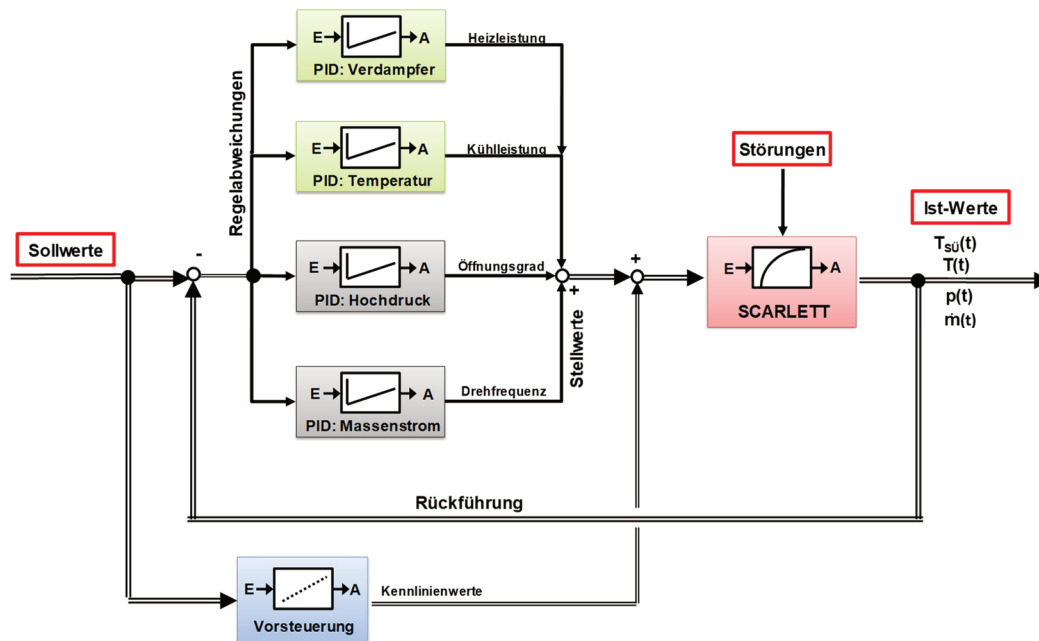


Abb. 65: Übersicht Regelstrategie SCARLETT. Dezentrale Mehrgrößenregelung.

Tab. 22 listet die manuellen Stellgrößen und ihre nutzbaren Bereiche im Rahmen einer Vorsteuerung, sowie deren Wirkgrößen auf. Tab. 23 zeigt eine Übersicht der in der Anlage implementierten Regler und die ihr zugeordneten Regel- und Stellgrößen, sowie Reglertypen und Realisierung.

Verdampfer- und Konditionierungsregler werden analog ausgeführt und von den Herstellern der Bauteile mitgeliefert. Massenstrom- und Hochdruckregler werden digital in den, aus Kap. 3.5.5 bekannten Mess- und Steuersystem integriert.

Tab. 23: Übersicht der Regelgrößen und ihrer Regler.

Regler	Regelgröße	Stellgröße	Regler-Typ	Realisierung
Verdampfer	T_{S0}	P_{el}	PID-P-Kaskade	analog
Konditionierung	T_{09}	T_{KM}, P_{KM}	PID-PID-Kaskade	analog
Hochdruck	P_{05}	φ_{EV}	PID	digital
Massenstrom	F_{01}	f_{verd}	PID	digital

Auf den Heißgasbypass als Stellgröße der Massenstromregelung wird, aus Gründen der unzulänglichen Vorausberechnungsmöglichkeiten, für den regulären Anlagenbetrieb verzichtet und stattdessen als Reservemöglichkeit für das gezielte Anvisieren von auslegungsüberschreitenden Betriebspunkten durch die Vorsteuerung vorgehalten.

3.6.3. Entwurf der Analogregler

Verdampfer- und Konditionierungsregler sind herstellerseitig als analoge PID-Kaskadenregler ausgeführt, siehe Kap. 3.6.2. Dementsprechend erübrigt sich ein klassischer Entwurf der Regelstruktur. Dennoch sind die zugehörigen Regelparameter durch den Anwender, angepasst an die konkreten Betriebsbedingungen und die Regelstrecke, festzulegen und dadurch der einwandfreie Betrieb der Regelung zu gewährleisten.

Verdampferregelung

Der Verdampfer liefert den vom Verdichter geforderten Massenstrom an gasförmigen CO₂. Die Verdampferregelung dient dementsprechend der Aufrechterhaltung der Funktionen der Versuchsanlage und wirkt lediglich schwach über den Ansaugzustand des Verdichters auf die Versuchsparameter ein. Eine ungewollte Leistungsminderung kann dazu führen, dass der Verdampfer Flüssigkeit ansaugt, was in jedem Fall zu vermeiden ist. Eine ungewollte Leistungserhöhung dagegen steigert die Sauggasüberhitzung und verringert dadurch den Verdichtermassenstrom und erhöht gleichermaßen die Druckgastemperatur. Durch einen analogen Regler in Kaskaden-Schaltung (siehe Abb. 66) wird die elektrische Heizleistung kontinuierlich an den Verdichtermassenstrom angepasst.

Der äußere Kreis der Kaskade regelt die Heizstabtemperatur, der Innere die CO₂-Austrittstemperatur. Auf diese Weise ist die Gesamtregelstrecke des Verdampfers einfacher zu handhaben, da sich deren Verzugszeit auf zwei separate Energiespeicher (Regelstrecken) aufteilt, die jeweils einzeln ausgeregelt und durch Messinstrumente überwacht werden. Dadurch werden die Energiespeicher der Regelstrecken nicht zu stark geladen und ein starkes Überschwingen der Regelgröße vermieden. Der Regler ist von Herstellerseite in die Leistungsversorgung integriert. Seine Parameter können durch manuellen Zugriff variiert werden. Eine elektrische Heizung mit großer thermischer Masse ($M_{th} = mc_v$), wie im Fall des Verdampfers, arbeitet sehr träge und weist eine Abkühlkurve mit größerer Zeitkonstante als jene der Aufheizung auf. Eine P(ID)-Regelung führt daher nur bei zurückhaltender Parametrierung zu einer akzeptablen Regelgüte hinsichtlich der Sollwertfolge und vermeidet Wind-Up-Effekte. Entsprechend langsam reagiert der Verdampfer auf starke Massenstromänderungen, was eine manuelle Nachjustierung des äußeren Reglers nötig macht, wenn andere Betriebsbereiche der Versuchsanlage angestrebt werden. Andernfalls wird das Ansaugen von Flüssigkeit im Verdichter bei unerwarteter Massenstromzunahme riskiert.

Beim inneren Regler, oder auch Folgeregler genannt, handelt es sich um einen P-Regler. Ihm wird ein normiertes 4-20 mA Stellsignal vom äußeren Regler, auch Führungsregler genannt, als Sollwertvorgabe aufgeschaltet. Die Heizstabtemperatur des Verdampfers fungiert als Regelgröße des Folgereglers. Mithilfe eines Steuersignals an den Thyristor kann dieser die elektrische Leistungsabgabe im Bereich von 0-36 kW kontinuierlich variieren und somit die Heizstabtemperatur entsprechend seinem Regelgesetz beeinflussen. Die Heizstabtemperatur stellt somit die Hilfsregelgröße der Kaskadenregelung dar und wird separat über einen intern verbauten Pt-100 in 3-Leiter-Technik gemessen.

Die Aufgabe des Folgereglers ist es Störungen, die zwischen den beiden Regelstrecken „Heizstab“ und „CO₂-Verdampfer“ angreifen (z.B. Wärmeverluste) frühzeitig zu erkennen und durch eine schnelle Änderung des Stellwerts des Thyristors zu unterdrücken. Weiterhin bleibt durch diese Regelungsstruktur die Heizstabtemperatur unter direkter Kontrolle des Folgereglers und kann nicht durch Störeingriffe auf unzulässige Werte überschwingen. Die regelungstechnische Charakterisierung der Heizstäbe durch eine Übertragungsfunktion ist experimentell nicht möglich. Hierzu müsste der Verdichter sinnvollerweise einen Massenstrom in der Größe des späteren Betriebspunkts ansaugen, wofür der Verdampfer wiederum zu jedem Zeitpunkt ausreichend Leistung liefern muss, um das Ansaugen von Flüssigkeit zu verhindern. Dies lässt sich bei derartigen Experimenten aber nicht gewährleisten.

Physikalisch gesehen stellt ein Heizstab ein PT1-Glied dar, da es sich bei der thermischen Masse in seinem Inneren um einen Energiespeicher handelt, der eine elektrische Leistungs-

erhöhung in Form einer höheren Außentemperatur zeitverzögert preisgibt. In Übereinstimmung mit den Herstellervorgaben wird der Proportionalanteil heuristisch ermittelt, indem bei maximalem P-Anteil der Betriebsmassenstrom vom Verdichter angesaugt wird.

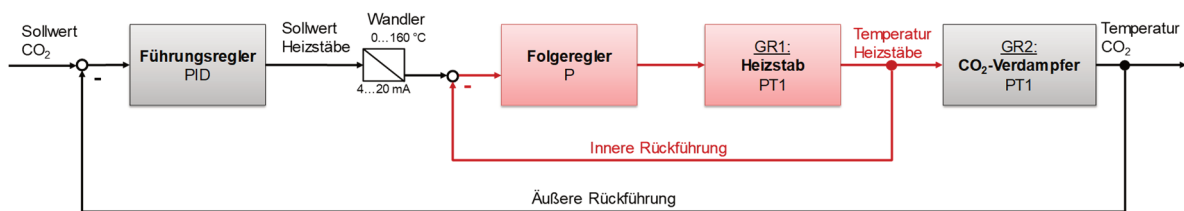


Abb. 66: Kaskadenregelkreis Verdampfer.

Der Proportionalanteil ist manuell einstellbar und daher im Anlagenbetrieb nicht mehr veränderlich. Anhang A.10 demonstriert die Herleitung der Übertragungsfunktion des Verdampfers und der daraus abgeleiteten Berechnungsformeln für die Zeitkonstante und die statische Verstärkung. Die Masse des Aluminiumblocks, sowie die wärmeübertragende Oberfläche sind durch den Hersteller bekannt. Der Wärmeübergangskoeffizient von CO_2 berechnet sich aus der Nusselt-Korrelation nach Vaihinger unter Strömungssieden [101], die Wärmekapazität von CO_2 kann für den Arbeitspunkt durch Refprop ermittelt werden. Die Totzeit des Systems ist vernachlässigbar im Vergleich zur Zeitkonstanten. Die Zeitkonstante beträgt unter den genannten Bedingungen $T = 616 \text{ s}$ und die statische Verstärkung $k_s = 5,1 \text{ K/kW}$. Unter Anwendung des Verfahrens der Pol-Nullstellen-Kompensation wird die Parametrierung des inneren PID-Reglers optimiert. $K_P = 10$, $T_N = 5 \text{ s}$ und $T_V = 1,5 \text{ s}$.

Konditionierungsregelung

Die Regelung der Versuchstemperatur („Konditionierung“) kann, abhängig von der geforderten Versuchstemperatur und der Druckgastemperatur am Austritt des Verdichters, durch Kühlung oder Beheizung erfolgen (siehe Kap. 3.3). Sowohl die Kühl-Kryostate, als auch der Strömungserhitzer sind durch herstellereigene analoge PID-Regler in Kaskadenschaltung ausgeführt. Die Reglerparameter können durch Fernzugriff an die jeweilige Regelstrecke angepasst werden.

3.6.4. Entwurf der Digitalregler

Zur Umsetzung der Regelung von Hochdruck und Massenstrom wird ein Digitalregler angestrebt. Dieser bietet zum einen den Vorteil der einfachen Integration in das Steuerungsprogramm der Versuchsanlage, was mit der Möglichkeit zur „Online-Parametrierung“ (Adaptiven Anpassung während des Betriebs) und der Kennlinien-Linearisierung am Arbeitspunkt verbunden ist. Zum anderen gestattet eine digitale Implementierung der Regelung ein sofortiges Umschalten auf Steuerung des Expansionsventils und des Frequenzumrichters des Verdichters im Bedarfsfall. Dies ist insbesondere beim An- und Abfahren der Versuchsanlage von Bedeutung. Digitale Regelkreise weisen im Vergleich zum analogen Aufbau einige Unterschiede und Besonderheiten auf, denen beim Entwurf Rechnung getragen werden muss. Abb. 67 verdeutlicht den prinzipiellen Aufbau eines solchen Regelkreises. Es ist leichthin ersichtlich, dass dieser im Vergleich zur klassischen Struktur zusätzliche Elemente integriert hält. Der hardwaretechnische Regler selbst wird zu einer Rechenvorschrift verdichtet, die durch ein Softwareprogramm in jedem Schleifendurchlauf den aktuellen Stellwert errechnet. Der Stellwert muss

an einen Aktor (Stellglied) übermittelt werden, welcher auf die Regelstrecke stabilisierend einwirkt. Dies wird in den meisten Fällen durch Analogsignale vollzogen und erfordert daher einen D/A-Wandler.

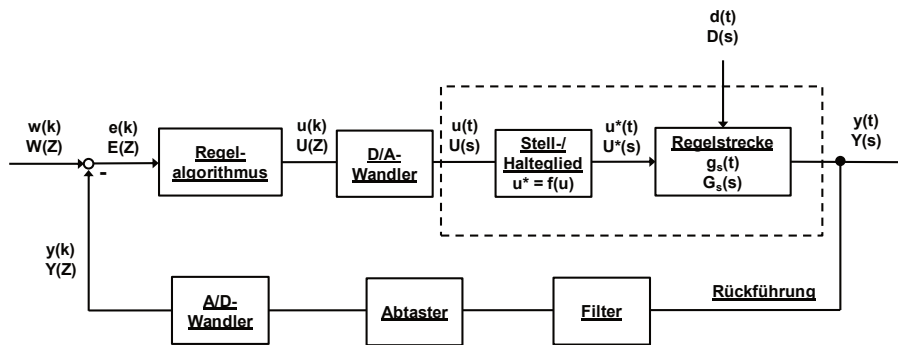


Abb. 67: Prinzipbild eines digitalen Regelkreises.

Die Rückführung des analogen Messsignals bedarf einer Filterung, bevor Abtastung und A/D-Wandler das Messsignal digitalisiert als Ist-Wert an den Regelalgorithmus zurückgeben. Ein Digitalregler arbeitet ferner prinzipbedingt mit zeitdiskreten Signalen, demzufolge liegt einem digitalen Regelkreis eine minimal mögliche Abtastzeit zugrunde, innerhalb derer exakt ein Mess- und Stelleingriff möglich sind. Als Konsequenz werden an einen Digitalregler zusätzlich hohe Anforderungen, die Signalverarbeitung betreffend, gestellt.

Spektralanalyse

Ein Digitalregler ist aus signaltechnischer Sicht erst in der Lage, unter Beachtung seiner Abtastzeit, ein gegebenes Regelproblem zu lösen, wenn das Abtast-Theorem nach Nyquist-Shannon erfüllt ist.

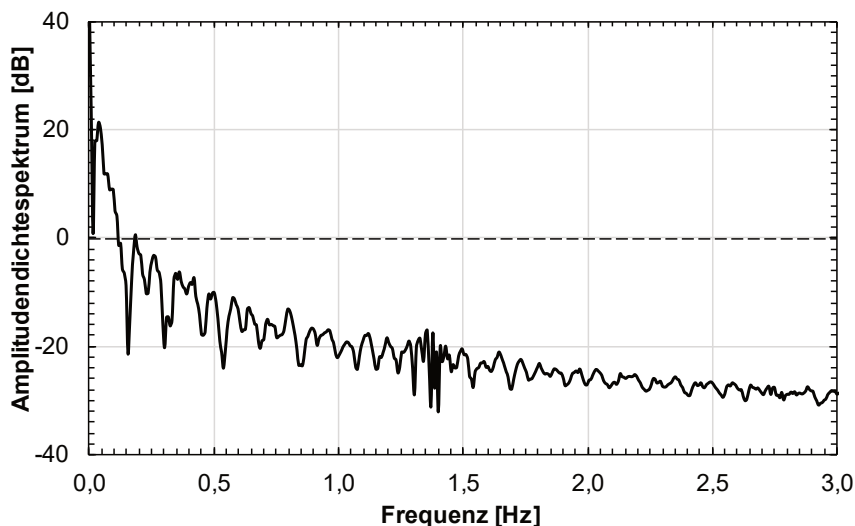


Abb. 68: Spektrum des Drucksignals aus P05.

Jenes fordert eine zweifach höhere Abtastrate, als die höchste Frequenz im dominanten Frequenzband des Messsignals, um eine Unterabtastung zu verhindern (Gl. 79).

$$f_{\text{abtast}} > 2 \cdot f_{\text{max}}$$

Gl. 79

Soll eine Regelgüte erzielt werden, die einem Analogregler gleichkommt, ist die sechsfach höhere Abtastrate vonnöten.

Der Nachweis, dass Gl. 79 für das hier behandelte Regelproblem erfüllt ist, erfolgt durch Fourier-Transformation eines repräsentativen Testsignals. Hierfür wird ein zeitlicher Verlauf der Regelgrößen P05 und F01, unter Einwirkung sämtlicher Stell- und Störgrößen, hochfrequent aufgezeichnet und anschließend einer Fourier-Analyse unterzogen. In Abb. 68 ist exemplarisch die Auswertung des Testsignals von P05 dargestellt.

Es ist ersichtlich, dass Frequenzen $f < 0,2$ Hz im Testsignal stark gedämpft werden. Daher sind die dominanten Frequenzen im Testsignal im Bereich unterhalb $f = 0,15$ Hz zu verorten, dementsprechend ist das Nyquist-Kriterium nach Gl. 79 für einen Digitalregler hinreichend erfüllt, wenn eine Abtastzeit $t_A < 3,3$ s beträgt.

Wie in Kap. 3.5.5 gezeigt, sind Messdatenerfassung, Prozessleitrechner und Steuerungssoftware in der Lage innerhalb von insgesamt $t_A = 1,2$ s sämtliche Messwerte abzutasten und Stellsignale auszugeben, was auch als Zykluszeit bezeichnet wird. Eine zur Digitalregelung notwendige Abtastzeit ist damit gegeben.

Experimentelle Regelstreckencharakterisierung

Im nächsten Schritt der Reglerauslegung muss die Modellgleichung der Regelstrecke ermittelt werden. Die Regelstrecke bildet die physikalischen Zusammenhänge der Versuchsanlage ab. Da diese Zusammenhänge für den Hochdruck und den Massenstrom unterschiedlich sind, muss für beide Regelgrößen eine individuelle Regelstreckenmodellgleichung aufgestellt werden. Im Fall der Versuchsanlage wäre eine analytische Formulierung, aufgrund des komplizierten Zusammenspiels der einzelnen Komponenten zu komplex und mit zu vielen Modellunsicherheiten behaftet.

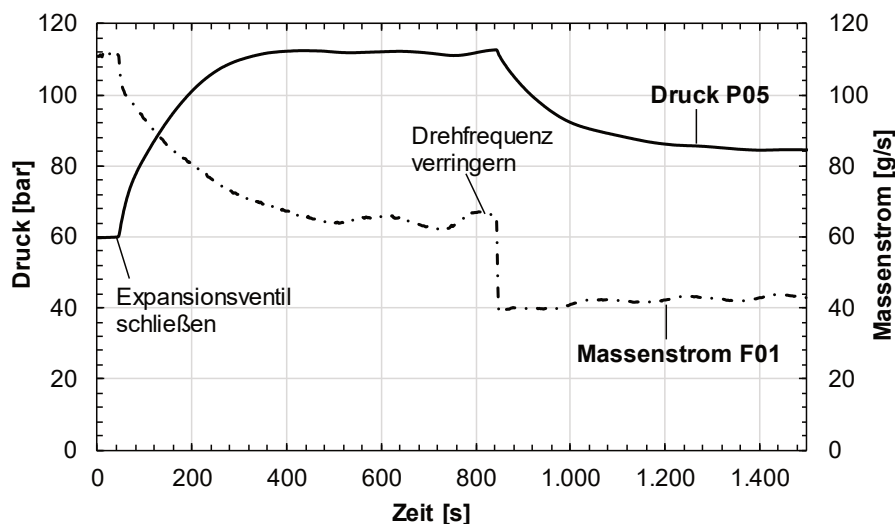


Abb. 69: Sprungantworten P05 und F01 zusammengefasst.

Daher erfolgt die Charakterisierung der Regelstrecke stattdessen experimentell, indem die Sprungantwort der Versuchsanlage auf ein sprungförmiges Eingangs-/Stellsignal aufgezeichnet wird.

Der Öffnungsgrad des Expansionsventils wird, als P05 zugehöriger Stellwert, augenblicklich aus dem stationären Zustand heraus von 60 % auf 5 % reduziert. Desgleichen wird anschließend durch die plötzliche Absenkung der Frequenz des Verdichtermotors von 50 Hz auf 30 Hz ein Abfall des Massenstroms induziert. Eine Absenkung ist deshalb vorteilhafter, da ein plötzlicher Anstieg des Massenstroms vom Verdampfer kurzzeitig nicht mit ausreichender Sauggasüberhitzung bewältigt werden könnte. Abb. 69 zeigt den vollständigen Verlauf von P05 und F01 während dieses Verfahrensablaufs. Darin ist ferner die gegenseitige Beeinflussung der beiden Regelgrößen untereinander zu erkennen.

Die Sprungantwort den Hochdruck betreffend ist in Abb. 70 näher zu sehen. Nach einer Totzeit von 6 s steigt P05 in der typischen Form eines Verzögerungsglieds höherer Ordnung an.

$$G_{s,PT1-Tt}(s) = \frac{0,98}{100 \cdot s + 1} \cdot e^{-6s} \quad \text{Gl. 80}$$

Da der Grad der Ordnung unbekannt ist, wird dessen Verlauf durch Glieder niedriger Ordnung angenähert. Zum einen durch ein PT1-Glied mit Totzeit (PT1-T_i) und zum anderen durch ein PT2-Glied, welches eine Art Totzeit bereits in Form eines anfänglich gedämpften Anstiegs enthält. Strenggenommen, kann die Totzeit auf diese Weise nur durch PTn-Glieder sehr hoher Ordnung hinreichend genau abgebildet werden.

$$G_{s,PT2}(s) = \frac{0,98}{(s + 1) \cdot (100 \cdot s + 1)} \cdot e^{-6 \cdot s} \quad \text{Gl. 81}$$

Die Verläufe von PT1-Tt- und PT2-Glied sind ergänzend in Abb. 70 dargestellt und die daraus abgeleiteten Übertragungsfunktion durch Gl. 80 und Gl. 81 wiedergegeben.

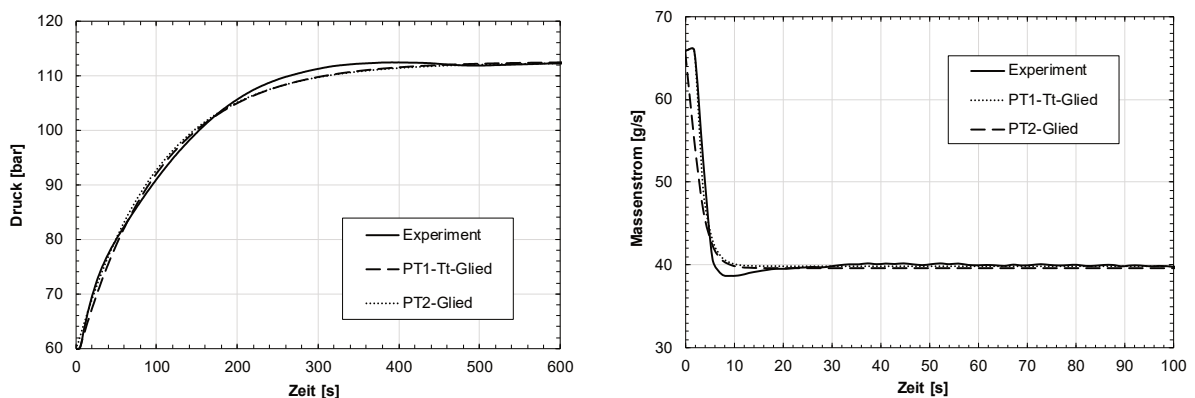


Abb. 70: Sprungantwort, PT1-Tt-Ersatzmodell und PT2-Ersatzmodell von P05 (links) und F01(rechts).

Es zeigt sich, dass die Näherung durch das PT1-Tt zufriedenstellender ist, folgerichtig wird dessen Übertragungsfunktion zur Reglerauslegung verwendet.

Gl. 82 zeigt der Vollständigkeit halber die Beschreibung des PT1-Tt im Zeitbereich als Übergangsfunktion.

$$h_s(t) = 60 [bar] \cdot 0,98 \cdot \left(1 - e^{-\frac{(t-6 \cdot s)}{100}}\right) + 60 [bar] \quad \text{Gl. 82}$$

Dieses experimentelle Verfahren wird analog auf die Charakterisierung der Regelstrecke für den Massenstrom F01 übertragen.

$$G_{s,PT1-Tt}(s) = \frac{1,33}{s+1} \cdot e^{-2 \cdot s} \quad \text{Gl. 83}$$

Die analytische Beschreibung der Ersatzmodelle erfolgt über Gl. 83 bis Gl. 85.

$$G_{s,PT2}(s) = \frac{1,15}{(0,8 \cdot s + 1)^2} e^{-6 \cdot s} \quad \text{Gl. 84}$$

Abb. 70 zeigt zusätzlich die zeitlichen Verläufe von F01 und der Näherungsübertragungsglieder PT1-Tt und PT2.

$$h_s(t) = 65 \left[\frac{g}{s} \right] - 1,33 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-2 \cdot s}{100}} \right) \quad \text{Gl. 85}$$

Hier ist die bessere Näherung durch das PT1-Tt-Glied gegenüber dem PT2-Glied noch stärker ausgeprägt.

Reglerauswahl

Obwohl ein Digitalregler angestrebt wird, erfolgen die Auswahl, Berechnung und Parametrierung desselbigen zunächst äquivalent zu einem Analogregler. Das Ziel soll sein, einen Regler zu entwickeln, der die wesentlichen regelungstechnischen Anforderungen erfüllt (Stabilität, stationäres Ansprechverhalten, Führungs- und Störverhalten sowie Robustheit [105]) und sich dennoch durch Einfachheit in Bedienung und Implementierung auszeichnet. Die Regelstrecken von P05 und F01 werden nach Beschreibung durch PT1-Tt-Ersatzmodell näherungsweise als lineares zeitinvariantes System (LZI) betrachtet.

$$u(t) = K_P \cdot \left(e(t) + \frac{1}{T_N} \int_0^t e(t-\tau) d\tau + T_V \cdot \frac{de(t)}{dt} \right) \quad \text{Gl. 86}$$

Ein PID Regler aus der Klasse der linearen Regler bietet die Möglichkeit, unter Erfüllung der allgemeinen regelungstechnischen Güteanforderungen (Stabilität, Stationäres Führungs- und Störverhalten, Dynamik, Robustheit), einen Regelkreis einfach zu strukturieren. Er kombiniert die Vorteile eines Proportionalglieds (schnelle Reaktion auf eine Regelabweichung), eines Integralglieds (Eliminierung der bleibenden Regelabweichung) sowie eines Differentialglieds (frühzeitige Erkennung der Tendenz der Regelabweichung) und regelt bei passender Parametrierung einen Regelkreis am schnellsten und ohne Einschwingvorgänge ein. Durch seine hohe Phasenhebung vermag er selbst Regelstrecken höherer Ordnung zu stabilisieren und stellt somit das geeignete Mittel der Wahl für das beschriebene Regelproblem dar. Das zeitabhängige Verhalten eines PID-Reglers wird durch die DGL in Gl. 86 beschrieben.

Einstellung der Digitalregler

Die Regelparameter werden nach der ersten Einstellregel von Ziegler und Nichols gewählt [105]. Diese Einstellung kennt zwei Methoden. Die erste Methode bedient sich einer Approximation der Regelstrecke durch ein PT1-Tt-Glied wie sie bereits in den vorhergehenden Abschnitten entwickelt wurde und leitet die Einstellparameter des Reglers aus empirischen Zusammenhängen ab. Die zweite Methode bringt den Regelkreis durch ein reines P-Glied in den metastabilen Zustand in dem die Regelgröße Schwingungen konstanter Amplitude vollführt, dies führt u.U. jedoch zu heftigen Massenstromschwankungen und demnach zu Konflikten mit der Verdampferregelung. Die erste Methode bedient sich der folgenden Formeln (Gl. 87):

$$K_P = \frac{1,2}{k_s} \cdot \frac{T}{T_t} \qquad T_N = 2 \cdot T_t \qquad T_V = \frac{T_t}{2} \qquad \text{Gl. 87}$$

Die Parameter der Totzeitmodelle (Gl. 80 und Gl. 83) werden für die Rechnung übernommen und die Reglerparameter sowohl für die Druck- als auch die Massenstromregelung ermittelt. Diese Reglerparameter dienen nur als Orientierung für die Einstellung des Reglers und berücksichtigen weiterhin keine Nicht-Linearitäten und Stellgrößenbeschränkungen (Wind-Up). Daher ist es erforderlich den Regler experimentell oder durch eine Simulation näher zu untersuchen und ggf. die Parameter im Rahmen einer Feineinstellung nachzuzustieren.

Tab. 24: Parameter der digitalen PID-Regler.

Formelzeichen	Druck	Massenstrom	Einheit
K_p	3	0,3	-
T_N	80	10	s
T_V	0,3	0	s
Anti-Windup-Faktor	0,3	0,1	-

Da heftige Massenstromschwankungen in der Versuchsanlage zu vermeiden sind, wird eine experimentelle Nachjustierung verzichtet und der theoretische Weg über eine Simulation bevorzugt. Dieser ist in Anhang 0 ausführlich beschrieben. Die so ermittelten finalen Reglerparameter, unter Berücksichtigung von Nichtlinearität und Wind-Up, sind Tab. 24 zu entnehmen.

Übertragung auf Digitalregelkreise

Nach der Auslegung als kontinuierlicher Regler, wird dieser nun auf einen Digitalregelkreis übertragen und der Regelalgorithmus für das Steuerungsprogramm bestimmt. Als wesentliche Schwierigkeiten treten bei der Übertragung von analogen auf digitale Regelkreise auf: Aliasing, Nicht-Linearität/Totzeit durch Halteglieder und Quantisierungsfehler bei der Digital-Analogwandlung. Aliasing beschreibt das durch Unterabtastung von hochfrequenten Signalen hervorgerufene Auftreten von niederfrequenten Störsignalen. Diesem kann durch einen geeigneten Filter vor- oder während des Digitalisierungsvorgangs begegnet werden, bei dem alle Frequenzen oberhalb der doppelten Abtastrate unterdrückt werden (nur analoge Filter zulässig!). Dies wird üblicherweise über einen Tiefpass erreicht, im Rahmen dieser Arbeit aber durch eine Erhöhung der Integrationszeit bei der Digitalisierung der Regelgrößen erreicht. Die Anzahl der Netzyklen (NPLC) wird von 1 auf 20 erhöht, wodurch eine Dämpfung von 100 dB erzielt wird. Totzeiten entstehen durch Halteglieder, die digitales Signal mit einem vorgeschalteten D/A-

Wandler in ein gestuftes kontinuierliches Signal umwandeln, welches dann über den Aktor auf die Regelstrecke einwirkt (z.B. Expansionsventil mit integrierter Steuerungselektronik).

$$u(k) = u(k-1) + c_2 \cdot e(k) + c_1 \cdot e(k-1) + c_0 \cdot e(k-2) \quad \text{Gl. 88}$$

Diese Totzeiten sind oft technisch bedingt und nicht zu vermeiden, ihnen wird durch eine zurückhaltende Parametrierung begegnet auf Kosten der Dynamik des Regelkreises. Quantisierungsfehler werden durch Wahl von leistungsfähigen Mess- und Steuereinheiten begegnet (siehe Kap. 3.5.5), die diese Fehler so weit wie möglich reduziert.

$$c_0 = \frac{K_P \cdot T_V}{t_A} \quad c_1 = -K_P - \frac{2 \cdot K_P \cdot T_V}{t_A} \quad c_2 = K_P + \frac{K_P \cdot t_A}{T_N} + \frac{K_P \cdot T_V}{t_A} \quad \text{Gl. 89}$$

Der Regelalgorithmus (Gl. 86) wird durch Z-Transformation (Laplace-Transformation für zeitdiskrete Signale) der PID-DGL (Gl. 86) und darauffolgende Anwendung der Differentiationsregel des Z-Bereichs, sowie durch Vereinfachungen und abschließende Rücktransformation in den diskreten Stellungsalgorithmus nach Gl. 88 und Gl. 89 überführt. Dieser liefert gleichermaßen die Rechenvorschrift für die aktuell notwendige Ventilstellung (Öffnungsgrad) und die Drehfrequenz des Verdichtermotors. Zur Berechnung des aktuellen Stellwerts $u(k)$ sind der Stellwert der letzten diskreten Rechenoperation $u(k-1)$, sowie die aktuelle und die zwei vorangegangenen Regelabweichungen $e(k)$, $e(k-1)$, $e(k-2)$. Dieser Algorithmus wird anschließend in das Steuerungsprogramm der Versuchsanlage implementiert. Die detaillierte Herleitung dieses Algorithmus ist Anhang A.12 zu entnehmen.

3.7. Ergebnisse

Das folgende Kapitel widmet sich den Ergebnissen bezüglich des praktischen Anlagenverhaltens von SCARLETT während des Zeitraums der Inbetriebnahme. Zunächst erfolgt ein Vergleich der theoretischen Auslegung durch das in Kap. 3.3.3 beschriebene nulldimensionale Matlab-Modell mit dem experimentell ermittelten, tatsächlichen Anlagenverhalten. Anschließend wird durch die, bei der Inbetriebnahme gewonnenen Messdaten, der Regelungsentwurf validiert und ihre allgemeine Funktionstüchtigkeit gemäß den in Kap. 3.2 gestellten Forderungen nachgewiesen.

3.7.1. Vergleich Auslegung und Experiment

Abb. 71 bis Abb. 79 zeigen die Reaktion der Auswertungsgrößen: Hochdruck und Niederdruck, sowie Massenstrom auf eine Variation der wesentlichen Einflussparameter auf den thermohydraulischen Zustand der Versuchsanlage: Öffnungsgrad, Drehfrequenz des Verdichters und Kondensatorvorlauftemperatur.

Eine Öffnung des Expansionsventils bewirkt einen Abfall des Hochdrucks (Abb. 71), eine Zunahme des Massenstroms (Abb. 72) und eine Steigerung des Niederdrucks (Abb. 73). Die berechneten Ergebnisse vermögen diesen Trends nachzubilden. Mit Ausnahme des Hochdrucks sind die Verläufe der Graphen weitgehend parallel. Die Abweichung zwischen experimentellem und rechnerischem Wert beträgt im Fall des Niederdrucks maximal 1,5 bar bzw. 4 %.

3.7. Ergebnisse

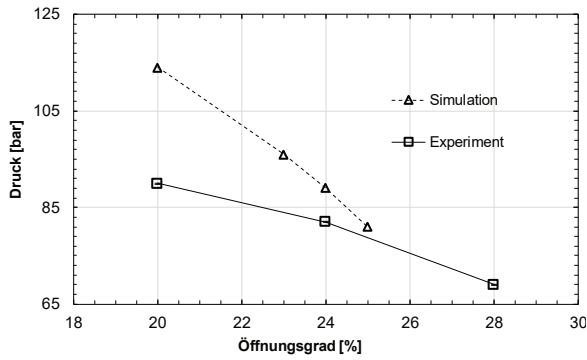


Abb. 71: Hochdruck in Abhängigkeit vom Öffnungsgrad des Expansionsventils.

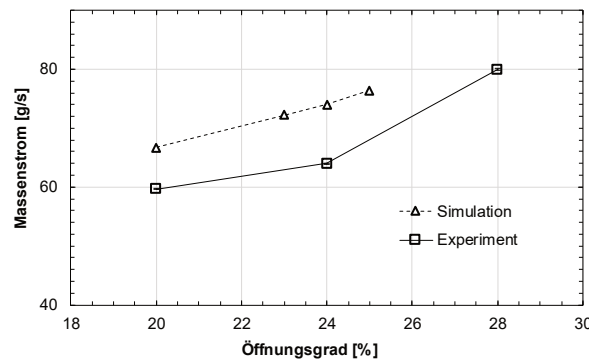


Abb. 72: Massenstrom in Abhängigkeit vom Öffnungsgrad des Expansionsventils.

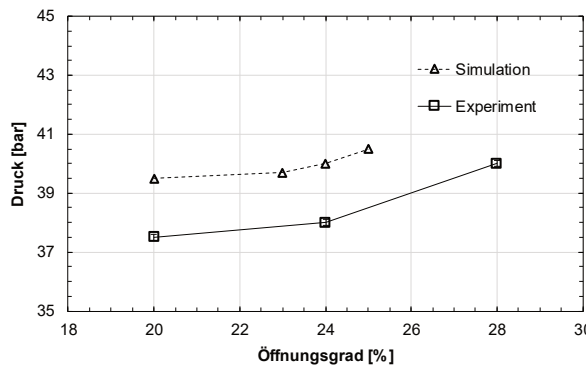


Abb. 73: Niederdruck in Abhängigkeit vom Öffnungsgrad des Expansionsventils.

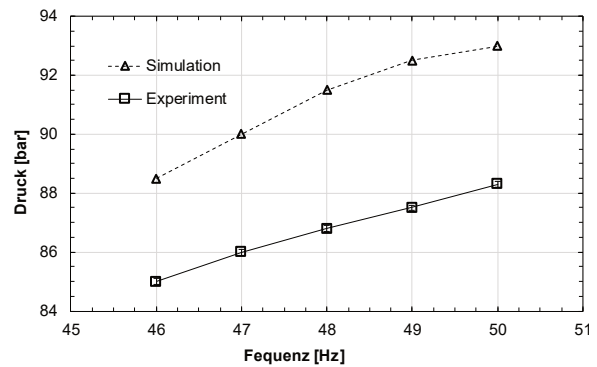


Abb. 74: Hochdruck in Abhängigkeit von der Drehfrequenz des Verdichters.

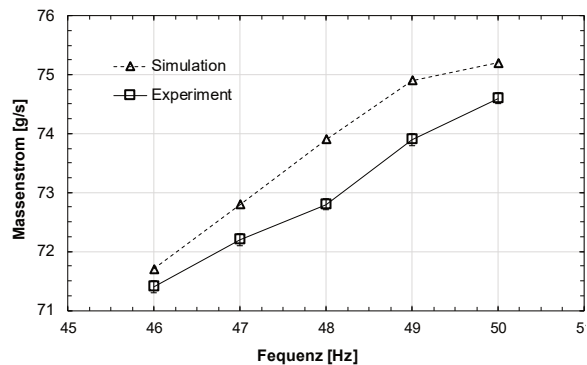


Abb. 75: Massenstrom in Abhängigkeit von der Drehfrequenz des Verdichters.

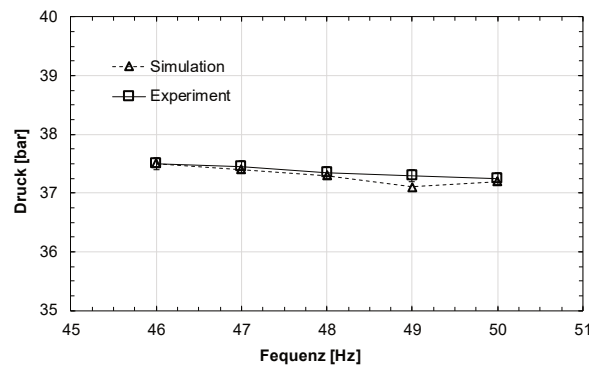


Abb. 76: Niederdruck in Abhängigkeit von der Drehfrequenz des Verdichters.

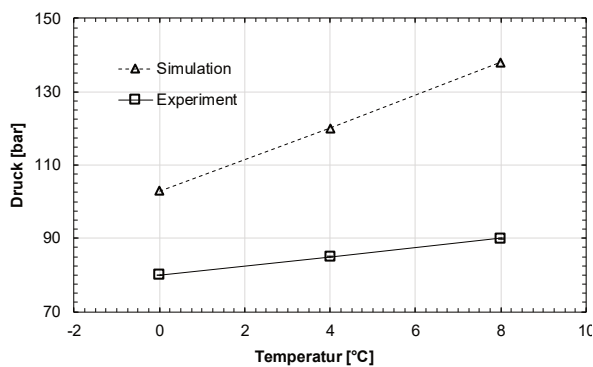


Abb. 77: Hochdruck in Abhängigkeit von der Kondensatorvorlauftemperatur.

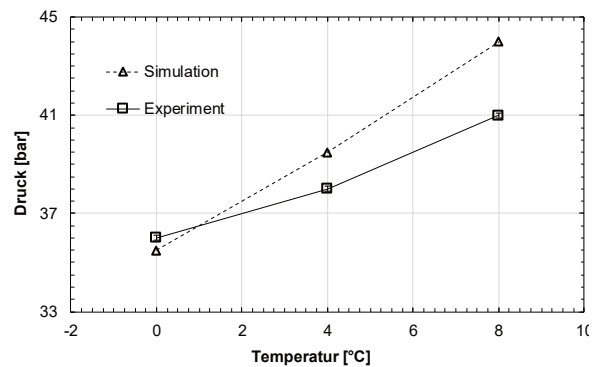


Abb. 78: Niederdruck in Abhängigkeit von der Kondensatorvorlauftemperatur.

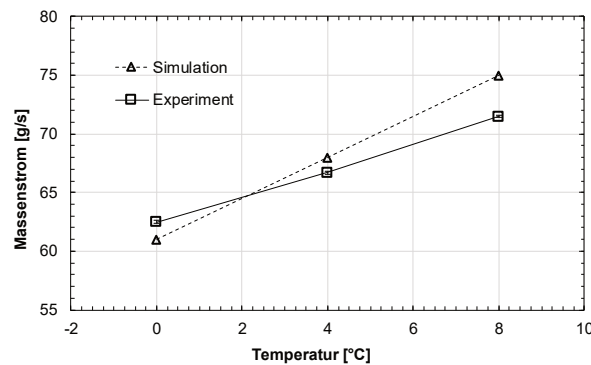


Abb. 79: Massenstrom in Abhängigkeit von der Kondensatorvorlauftemperatur.

Eine Zunahme der Drehfrequenz bewirkt eine Erhöhung des Hochdrucks (Abb. 74), sowie eine Steigerung des Massenstroms (Abb. 75) bei gleichzeitiger geringer Abnahme des Niederdrucks (Abb. 76). auch dieser grundsätzliche Verlauf wird durch Berechnungen zufriedenstellend abgebildet. Die tatsächlichen durchschnittlichen Abweichungen für Hochdruck und Massenstrom sind gering (4,2 bar bzw. 5 %, 0,6 g/s bzw. 1 %). Im Fall des Niederdrucks ergeben sich ausschließlich Abweichungen zwischen Berechnung und Experiment im Bereich der Messgenauigkeit. Eine Erhöhung der Kondensatorvorlauftemperatur erzwingt einen Anstieg von Hoch- und Niederdruck (Abb. 77 und Abb. 78), sowie des Massenstroms (Abb. 79). Auch diese Trends werden durch die Berechnungen abgebildet. Massenstrom und Niederdruck weisen geringe Abweichungen zur Berechnung auf. Das Zuschalten des Gaskühlergebläses senkt hoch- und Niederdruck, sowie die Temperatur am Austritt des Gaskühlers. Diese Zustandsverschiebung wird rechnerisch mit hoher Genauigkeit getroffen (< 5 % Abweichung für alle Auswertungsgrößen).

Tab. 25: Vergleich von Temperatur (Gaskühleraustritt), Hochdruck und Niederdruck zwischen Messwert und theoretischer Auslegung bei ein- und ausgeschaltetem Gaskühlergebläse.

	Einheit	Simulation		Experiment	
		GK aus	GK an	GK aus	GK an
Temperatur	°C	71,2	26,2	68,5	27,1
Hochdruck	bar	120,2	81,2	118,4	79,9
Niederdruck	bar	42,3	37,7	41,8	39,3

Der Vergleich der theoretischen Auslegung anhand von SCAR-SIM mit dem experimentellen Nachweis zeigt bei allen Einflussparametern eine zufriedenstellende qualitative Übereinstimmung. Die grundsätzlichen Verläufe werden für alle Auswertungsgrößen korrekt abgebildet, insbesondere die Werte für den Niederdruck und den Massenstrom zeigen zusätzlich auch eine gute quantitative Übereinstimmung mit geringen Abweichungen.

3.7.2. Validierung des Anlagenkonzepts

Im Rahmen der Inbetriebnahme der Versuchsanlage erfolgt die Aufnahme der charakteristischen Kennlinien des Verdichters vom Typ Bitzer 7PTC, dargestellt in Abb. 80. Hierbei wird die Sauggasüberhitzung durch die Regelung des Verdampfers auf 15 K konstant gehalten, der Niederdruck durch die Kondensatortemperatur vorgegeben, die Hochdruckregelung aktiviert, auf eine Regelung des Massenstroms aber verzichtet. Stattdessen stellt sich der Massenstrom als Funktion des gewählten Verdichtungsverhältnisses selbstständig ein, welches wiederum durch Wahl des jeweiligen Hoch- und Niederdrucks variiert wird. Wie schon in Abb. 80 zu

erkennen, hat der Ansaugzustand des CO_2 am Verdichtereintritt (T_s und p_0) auch im Experiment entscheidenden Einfluss auf den verdichteten Massenstrom. Als Konsequenz ergibt sich eine parallele Kennlinienschar, abhängig von den eingestellten Niederdrücken. Desgleichen zeigt Abb. 81 exemplarisch anhand der konstant gehaltenen Kondensatortemperatur von 15°C , dass eine Variation der Sauggasüberhitzung und damit der Verdichtereintrittstemperatur zu einer parallelen Verschiebung der Kennlinien führt. Die einzelnen Kennlinien nehmen mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis linear ab. Die Übereinstimmung mit den Herstellerdaten aus Abb. 53 ist grundsätzlich gegeben. Der experimentelle Nachweis der Gültigkeit von Gl. 37 ist somit erfolgreich, niedrigere Niederdrücke und höhere Sauggastemperaturen verringern die Dichte des CO_2 im Ansaugzustand und damit einhergehend die CO_2 -Masse im Zylinder. Gleichzeitig hemmt ein höheres Verdichtungsverhältnis den tatsächlichen Liefergrad und als Konsequenz daraus die tatsächlich ansaugbare Masse im Zylindervolumen.

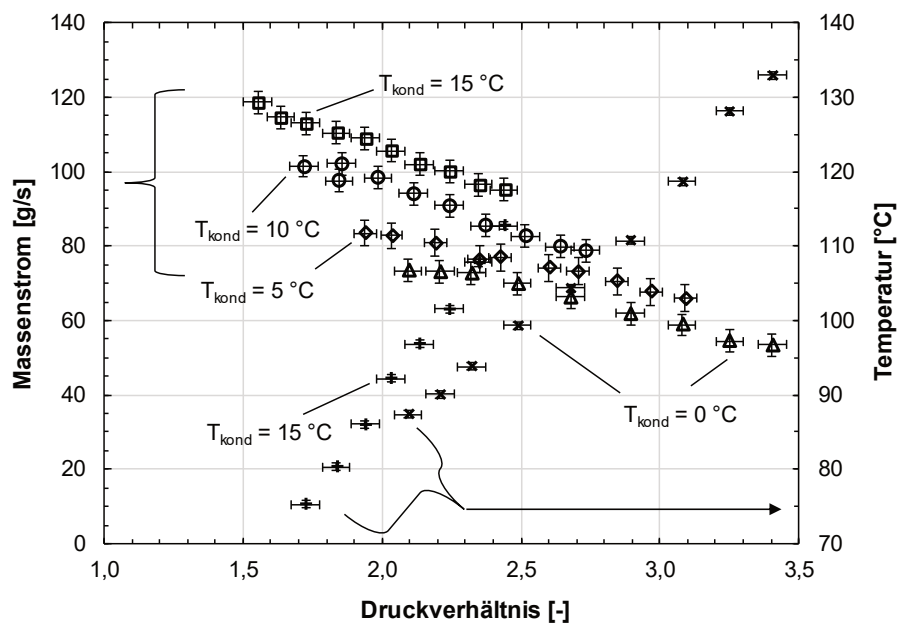


Abb. 80: Experimentell ermitteltes Kennliniendiagramm des Verdichters Bitzer 4PTC-7K. Sauggasüberhitzung beträgt 15 K. Verdichteraustrittstemperaturen als Kreuze dargestellt, Massenströme als ungefüllte Symbole.

Der Verlauf der Verdichteraustrittstemperatur über dem Verdichtungsverhältnis ist ebenfalls in Abb. 80 ersichtlich, exemplarisch für Kondensatortemperaturen von 0°C und 15°C aufgetragen. Die Höhe der Fehlerbalken in Abb. 80 und allen nachfolgenden Diagrammen ergibt sich durch die in Anhang A.14 beschriebene Fehlerbetrachtung.

Der gemessene Temperaturverlauf nimmt mit steigendem Verdichtungsverhältnis zu und entspricht dem aus Abb. 53 prognostizierten Verlauf.

Im nächsten Schritt der Inbetriebnahme wird die Qualität der Digitalregler für den Versuchsdruck (P05) und den $s\text{CO}_2$ -Massenstrom (F01) der Versuchsanlage geprüft. Der Prüfablauf aus Kap. 3.6.1 wird erneut unter Einbezug aller einstellbaren Störgrößen bei aktivierten Reglern durchgeführt. Manuelle Variationen an Expansionsventil und Verdichterdrehfrequenz sind dadurch obsolet. Stattdessen werden P05 und F01 als Zielgröße an den Reglern vorgeben. Abb. 82 zeigt das Ergebnis des Prüfablaufs. Bei einem eingeregelter Versuchsdruck von P05 = 75 bar und einem geregelten Massenstrom von F01 = 60 g/s verlaufen beide Größen unter geringen Schwankungen im Mittel konstant.

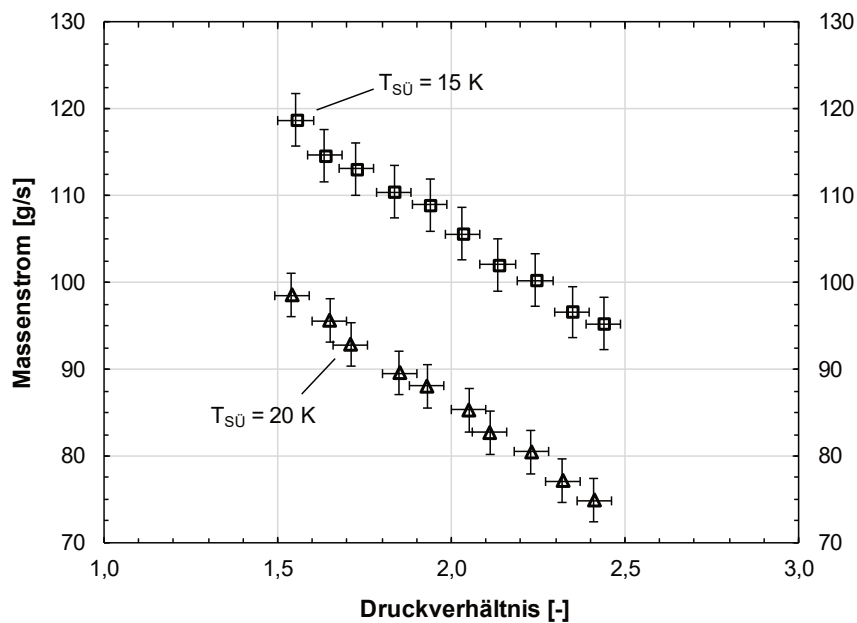


Abb. 81: Experimentell ermitteltes Kennliniendiagramm des Verdichters Bitzer 4PTC-7K. Kondensatoreintritts-temperatur beträgt 15 °C.

Einer Änderung der Führungsgrößen auf 80 bar bzw. 50 g/s folgen die Regelgrößen P05 bzw. F01 schnell und ohne wesentliche Überschwingungen (quasi nicht-oszillatorische Stabilität), die 7,5 %-Beruhigungszeit liegt für beide Regelgrößen unterhalb von 34 s und wird bereits beim ersten Sollwertdurchgang unterschritten. Die Sollwertfolge ist daher sowohl beim Druck (Sollwert von 75 bar auf 80 bar), als auch beim Massenstrom (Sollwert von 60 g/s auf 50 g/s) zufriedenstellend. Aufgeschaltete Störgrößen (z.B. Heizung, Konditionierung, Gaskühler) werden durch die Regelung ausreichend schnell innerhalb weniger Sekunden und ohne signifikante Abweichungen unterdrückt.

Diese Ergebnisse lassen sich auch in weiteren Arbeitspunkten und bei Abweichungen der Regelparameter reproduzieren (nicht graphisch dargestellt). Die Forderungen hinsichtlich Stabilität, Führungs- und Störverhalten, Dynamik und Robustheit aus Kap. 3.6.4 sind somit erfüllt. In beiden Regelgrößen treten im stationären Zustand geringfügige Schwingungen auf, die im Hinblick auf die Forderung nach konstanten Versuchsparametern aber tolerierbar sind und innerhalb der Messgenauigkeit liegen ($\pm 0,4$ bar und $\pm 1,1$ g/s bzw. 0,5 % und 2,2 %). Die Schwingungen im Verlauf des Drucks weisen eine Periodendauer von ca. 150 s auf, im Fall des Massenstroms ca. 230 s.

Letztere werden zusätzlich von Schwingungen mit einer Periodendauer von 2 s überlagert, die auf die Totzeit beim Ansteuern des Verdichters zurückzuführen sind. Die sechs Sekunden dauernde Totzeit zum Stellen des Expansionsventils wird hingegen erfolgreich durch den pneumatischen Tiefpass am Ölabscheider gefiltert. Die Ursache der niederfrequenten Schwingungen ist in der wechselseitigen Beeinflussung von Störgrößen, Verdampfer –, Konditionierungs- und Digitalregelung zu suchen. Sind viele Störgrößen vorhanden und sämtliche Regler der Versuchsanlagenkomponenten aktiv, ist es möglich, dass der Kaskadenregler des aus regelungstechnischer Sicht trägen Verdampfers für dieses komplexe Regelproblem zu aggressiv parametrisiert ist. Wenn die Verdampferregelung einen, in Bezug auf den jeweiligen Arbeitspunkt, zu starken I-Anteil aufweist, kommt es zu Schwingungen im Istwert der Sauggasüberhitzung, von bis 5 K.

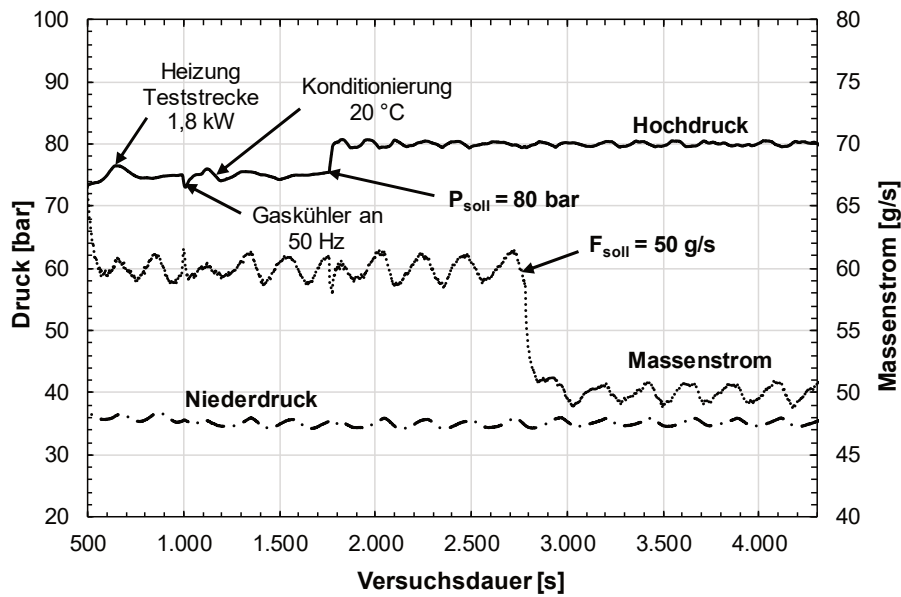


Abb. 82: Zeitlicher Verlauf von Versuchsdruck (liniert), Massenstrom (gepunktet) und Kondensatordruck (strichgepunktet) in geregeltm Zustand nach Kap.3.6.4.

Der vom Verdichter ausgestoßene Massenstrom hängt stark von der Sauggasüberhitzung ab, dementsprechend muss die Digitalregelung kontinuierlich Schwankungen des Massenstroms ausregeln.

Dies wirkt sich wiederum auch auf den Hochdruck der Versuchsanlage aus, aber durch die Regelung des Massenstroms sind diese Schwankungen bereits gedämpft worden und zeigen sich anhand der Höhe der Amplitude von P05 deshalb weniger deutlich. Dasselbe Phänomen ist für die Versuchstemperatur T09 zu beobachten.

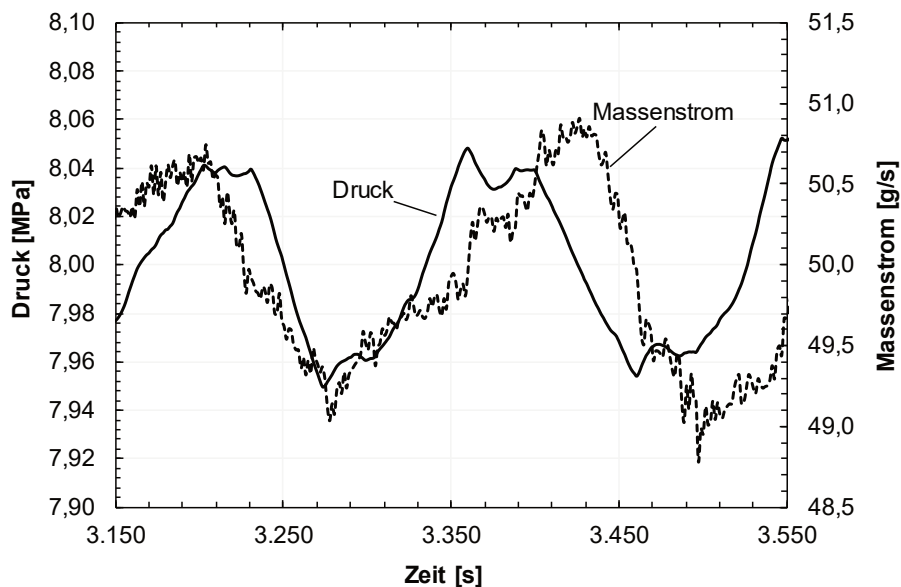


Abb. 83: Zeitlicher Verlauf von Versuchsdruck (liniert) und Massenstrom (gepunktet) in geregeltm Zustand nach Kap.3.6.4. Vergrößerter Ausschnitt

Wird ein stationärer Betriebspunkt über längere Zeit gehalten, kann der Verdampferregler manuell nachparametriert werden, dadurch gehen diese Schwankungen weiter zurück. Dafür

muss aber zugleich in Kauf genommen werden, dass beim Wechsel in einen neuen Betriebspunkt der Verdampferregler noch ungünstiger arbeitet und im Extremfall eine ausreichende Sauggasüberhitzung nicht gewährleistet ist.

Aus experimentierpraktischer Sicht sind die oben erläuterten Schwingungen der Versuchsgrößen jedoch keineswegs von Bedeutung. Die sich daraus ergebenden Unsicherheiten liegen innerhalb eines, für experimentell gewonnene Resultate, allgemeinüblichen, akzeptablen Fehlerbands, wie eine spätere Fehlerbetrachtung (Anhang A.14) zeigen wird.

Damit erfüllt die Versuchsanlage SCARLETT alle an sie gestellten Anforderungen nach Kap. 3.2 und kann für den Experimentierbetrieb freigegeben werden. Eine erste experimentelle Untersuchung von sCO₂-Kompaktwärmeübertragern, wie in der Zielstellung (Kap. 1.3) angestrebt, gestaltet sich als durchführbar und wird zusätzlich die Praxistauglichkeit von SCARLETT demonstrieren.

Dies wird im nachfolgenden Kapitel, der Beschreibung der ersten Teststrecke, ausführlich dargelegt.

4. Teststrecke: Diffusion Welded Heat Exchanger (DWHE)

Dieses Kapitel beschreibt die Entwicklung und die thermohydraulische Untersuchung eines Kompaktwärmeübertragers in Kombination mit $s\text{CO}_2$ als Arbeitsmittel zum Einsatz in einem Joule-Kreislauf wie in Kap. 1.2 erläutert. Dazu gehören neben der Auswahl eines geeigneten Wärmeübertragertyps bzw. -design, die thermohydraulische und mechanische Auslegung, sowie nicht zuletzt die Fertigung eines Prototyps zum Zwecke der experimentellen Untersuchung. Ferner werden die Instrumentierung und die Integration des Kompaktwärmeübertragers in einen umgebenden Versuchsaufbau (Teststrecke) innerhalb der Versuchsanlage SCARLETT, sowie die darauf aufbauende Versuchskampagne beschrieben, inklusive der Rechen- und Untersuchungsgrößen, die für die technische Beurteilung des Kompaktwärmeübertragers von Interesse sind. Zuletzt werden die Ergebnisse der Experimente dargelegt und mit den Resultaten numerischer Ansätze verglichen und diskutiert.

4.1. Auswahl eines Kompaktwärmeübertragers und Vorbetrachtung

Die Vorteile, die sich beim Einsatz von $s\text{CO}_2$ als Arbeitsmittel in der Kraftwerkstechnik im Allgemeinen und im Rahmen eines Joule-Kreislaufs im Speziellen ergeben, wurden in Kap. 1.1 und 1.2 ausführlich dargelegt. Der Vorteil von geringeren Investitionskosten resultiert aus der Annahme, in der Nähe des kritischen Punkts kompaktere Anlagenkomponenten fertigen zu können. Im Bereich der Wärmeübertragung führt dies zur Forderung, Wärmeübertrager so kompakt und effizient, d.h. so material – und platzsparend wie möglich, bei gleichzeitig hoher thermischer Übertragungsleistung, zu gestalten und zu fertigen. Dies betrifft sowohl die thermische, als auch für die mechanische Gestaltung des Wärmeübertragers. Diese Forderungen sind für den Wärmeübertrager der Hochdruckseite („Wärmequelle“) des in Kap. 1.2 vorgestellten Joule-Kreislaufs umso entscheidender, da das wesentliche Pro-Argument für die Anwendung dieses Kreislaufs darin liegt, diesen Wärmeübertrager auf möglichst kleinem Bauraum platzieren und damit in bestehende Kraftwerksanlagen nachrüsten zu können.

Des Weiteren schlägt sich der Druckverlust in diesem Wärmeübertrager direkt auf die Effizienz des Kreislaufs nieder, da er durch den Verdichter, unter Einsatz mechanischer Energie, kompensiert werden muss [107]. Eine Begrenzung bzw. Optimierung des Druckverlusts ist daher unerlässlich, um die Funktionalität des Kreislaufs aufrechtzuerhalten. Weiterhin muss aus wirtschaftlichen Erwägungen der Fertigungsprozess einfach und kostengünstig durchführbar sein, was zugleich bedeutet, dass das Fertigungsverfahren möglichst automatisiert und serientauglich von statten gehen muss.

Das Attribut *kompakt* ist im Zusammenhang mit Wärmeübertragern breit gefasst und entzieht sich einer einheitlichen Definition. Shah et al. beurteilen die Kompaktheit von Wärmeübertragern anhand des Verhältnisses von wärmeübertragender Oberfläche zu Gesamtvolumen und beziehen gleichzeitig den hydraulischen Durchmesser der Kanäle mit ein [108]. Unter diese Definition fallen diverse Arten von Wärmeübertragern, z.B. auch Rohrbündelwärmeübertrager. Hinsichtlich aller oben genannten Forderungen gilt jedoch der Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE) als am vielversprechendsten und erreicht in einem breiten Skalierungsbereich eine gute Wirtschaftlichkeit, insbesondere beim Einsatz von $s\text{CO}_2$ als Arbeitsmittel [9], [90], [107]. Die Wahl fällt daher unter Abwägung aller genannten technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkte auf einen PCHE.

4.1.1. Aufbau und Fertigung eines PCHE

Im konkreten Anwendungsfall für den Joule-Kreislauf lässt sich ein PCHE nach Shah [108] wie folgt einteilen:

- Kompakt
- Plattenwärmeübertrager → Geätzt und diffusionsgeschweisst
- Ein Durchgang → Gegenstromwärmeübertrager
- Zwei Fluide Interaktion → Dampf und sCO₂.
- Einphasige Wärmeübertragung hin zu ein- oder zweiphasiger Wärmeübertragung.
- Direkt (Rekuperator).

Weitere zusätzliche Einteilungsmöglichkeiten der Wärmeübertrager bestehen gemäß Shah [108] anhand der Fertigung, der Strömungsführung, der Anzahl der wärmeübertragenden Fluide und des Wärmeübertragungsmechanismus.

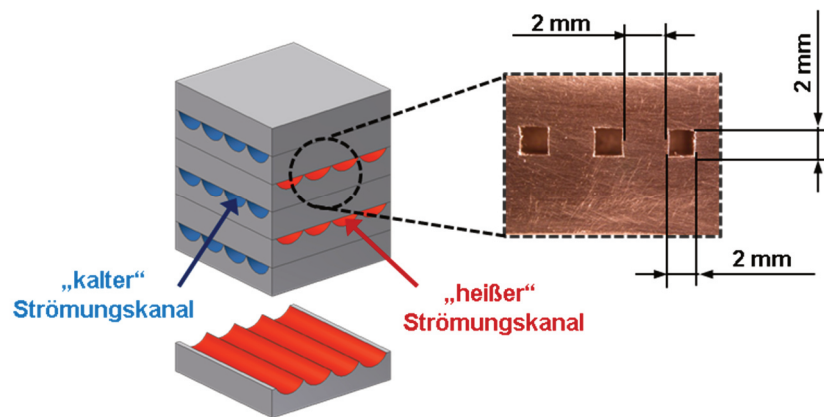


Abb. 84: Schematischer Aufbau eines PCHE

Der Aufbau und die Fertigung eines PCHE können in Abb. 84 und Abb. 85 nachvollzogen werden. Ein PCHE ist aus mehreren ebenen Plattenpaaren aufgebaut. Jedes Plattenpaar besteht aus einer Platte für das wärmeabgebende („heisse“) Fluid und einer Platte für das wärmeaufnehmende („kalte“) Fluid. In jede Platte werden zur Strömeführung des jeweiligen Fluids Kanäle geätzt. Dies erfolgt unter Anwendung einer Ätزشablone und Säure. Typische Kanaldurchmesser liegen nach Shah [108] im Bereich von 0,5 bis 2,0 mm (vgl. Minikanäle). Das Einätzen führt zu charakteristischen halbmondförmigen Kanälen. Die Platten werden anschließend abwechselnd übereinander geschichtet, so dass ein Stapel von Plattenpaaren entsteht. Dieser Stapel wird in einer Diffusions-schweissmaschine zu einem kompakten Plattenpaket gefügt.

Hierfür werden die Platten in einem evakuierten Schweißraum unter hohen Temperaturen (50 – 80 % der Schmelztemperatur) und hohen Drücken (nahe der Streckgrenze) miteinander verpresst [109], so dass es zu geringen plastischen Verformungen (6-7 % [110]) im Material kommt. Haltezeit, Temperatur und Druck werden während des Schweißvorgangs ggf. variiert, um bestmögliche Qualität zu erzielen. Die plastische Verformung begünstigt das Entstehen von Leerstellen an der Grenzschicht, in welche die Körner beider Platten durch Diffusions- und Kriechprozesse hineinwachsen können. Wachsen die Körner über die Grenzschicht hinweg entsteht eine starke Schweißverbindung auf molekularer Ebene, die sich über die gesamte Plattenfläche, inklusive der Stege zwischen den Kanälen, erstreckt [110], [109].

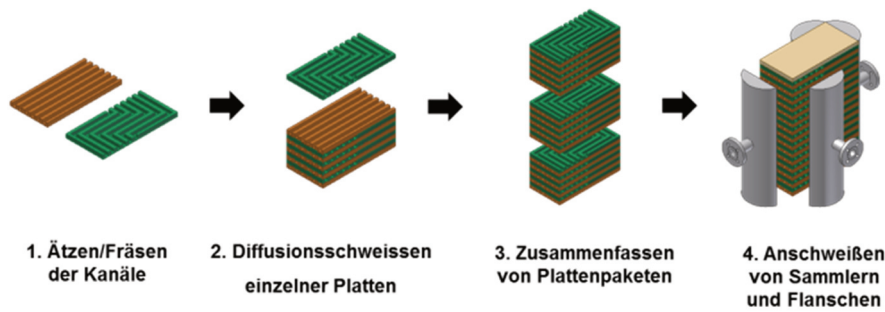


Abb. 85: Fertigungsschritte für einen PCHE.

Dem so entstandenen vollmetallischen Plattenpaket ist nun nicht mehr anzusehen, dass es ursprünglich aus einzelnen Platten besteht. Bei hohen Anforderungen an den zu übertragenden Wärmestrom können Plattenpakete modular zu größeren Einheiten zusammengefasst werden. Dies ist u.U. erforderlich, da der Schweissraum einer Maschine begrenzt ist. Typische maximale Plattenabmessungen kommerziell angebotener PCHE sind $1,2 \times 0,6 \text{ m}$ [107]. An die Ein- und Ausgänge der Kanäle werden im nächsten Fertigungsschritt die Verteilräume (Plenen) und Anschlussrohre bzw. -flansche mit herkömmlichen Schweissverfahren angebracht. Ein PCHE zeichnet sich aufgrund seiner Fertigungsweise durch folgende Eigenschaften und Vorteile aus [90], [107], [108]:

- Verhältnis Wärmeübertragender Oberfläche zu Volumen $\beta > 2500 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Kanaldurchmesser $d_h = 0,5 - 2,0 \text{ mm}$, Stegbreite $t_f \sim 0,5 \text{ mm}$.
- Geringeres Gewicht, geringerer Raumbedarf und geringere Masse an Strukturmaterial. 4-6-fach kleineres Volumen als bei konventionellen Rohrbündelwärmeübertragern.
- Masse-Leistungsverhältnis: $\frac{m_{\text{Struktur}}}{Q_{\text{WÜ}}} \sim 0,2 \frac{\text{kg}}{\text{kW}}$
- Einsatz bei Temperaturen von -200 bis $900 \text{ }^\circ\text{C}$ und Drücken bis zu 1000 bar .
- Geringeres Fluidinventar im Vergleich zu konventionellen Wärmeübertragern.
- Höherer Wärmedurchgangskoeffizient k und Effektivität ε ($\leq 98 \%$) erreichbar.
- Keine Dichtungen erforderlich, Leckagerate deutlich geringer als bei konventionellen Wärmeübertragern.
- Foulinggefahr sehr gering, aufgrund von hoher Einsatztemperatur und fehlenden Hinterschneidungen in der Kanalgeometrie.
- Geeignet für Gase, Flüssigkeiten und Zwei-Phasen-Gemische und sämtliche gängige Strömungsformen.

Photochemisches Ätzen und Diffusionsschweißen erweisen sich schon in der Kleinserienfertigung als wirtschaftlich. Die Kanaldurchmesser lassen sich durch diesen Verzicht auf mechanische Bearbeitung weiter reduzieren und als Konsequenz den übertragenen Wärmestrom (durch höhere Turbulenz in den Kanälen) und die Strukturmaterialersparnis (durch geringere Stegbreiten) weiter optimieren. Für die Prototypenfertigung hingegen erweist es sich als günstiger die Kanäle einzufräsen, was typischerweise zu einer rechteckigen Kanalgeometrie führt. Der horizontale Abstand zwischen den Kanalwänden (Stegbreite) t_f entspricht üblicherweise dem vertikalen Abstand (Wandstärke) und führt durch Addition mit der Kanalhöhe h zur Plattendicke t_p , siehe auch Abb. 84. Unter den oben genannten geometrischen Voraussetzungen berechnet sich die Kompaktheit eines PCHE nach Shah et al. folglich zu [108]:

$$\beta_{W\ddot{U}} = \frac{A_{W\ddot{U}}}{V_{ges}} = \frac{2 \cdot (b + h)}{(b + t_f) \cdot (h + t_f)} \quad \text{Gl. 90}$$

während der Flächennutzungsgrad wie folgt definiert ist:

$$\sigma_f = \frac{b \cdot h}{(b + t_f) \cdot (h + t_f)} \quad \text{Gl. 91}$$

Eine weitere WÜ-Kennzahl ist in diesem Zusammenhang die Leistungsdichte:

$$\frac{\dot{Q}_{th}}{V_{ges}} \quad \text{Gl. 92}$$

Diese ist aber stark abhängig von den konkreten Betriebsbereichen in denen der WÜ gefahren wird und eignet sich daher nur bedingt zum Vergleich verschiedener WÜ untereinander.

4.1.2. Materialien

Prinzipiell lassen sich alle Werkstoffe diffusionsschweißen, die auch bei herkömmlichen Schweißverfahren eine gute Schweißneigung zeigen. Je nach Werkstoff müssen aber die Schweißparameter angepasst werden, um eine akzeptable Güte zu erzielen. Gute Erfahrungen wurden bislang für ferritische Werkzeugstähle (auch nichtrostende mit entsprechend hohem Chromanteil), Edeltähle und austenitische Stähle mit hohem Nickelanteil gemacht [110], [111]. Allerdings bildet Nickel zähe Oxidablagerungen an der Grenzschicht, die den Diffusionsvorgang hemmen. Abhilfe schafft das elektrolytische Auftragen einer dünnen Zwischenschicht (2,5 µm) aus reinem Nickel zur Reduzierung der Karbidbildung. Diese Zwischenschicht ist ferner ausschlaggebend für Festigkeit [109], [110]. Rostfreier Duplexstahl (Mischung aus ferritischem und austenitischem Gefüge) mit hohem Chromanteil wird ebenfalls von einigen Autoren als möglicher Werkstoff für einen PCHE in Betracht gezogen, der gute mechanische Bearbeitbarkeit, Schweißbarkeit, hohe Duktilität und Korrosionsbeständigkeit in sich vereint [107], [109].

$$\sigma_{max} = \frac{R_{p/0,2}}{S} \cdot e \quad \text{Gl. 93}$$

Haufler and Mayer [110] beziffern die Höhe der Streckgrenze einer diffusionsgeschweißten Probe eines ferritischen Werkzeugstahls (Werkstoff-Nr:-1.2344) in der Nähe der Werte für das Ausgangsmaterial. Jentz, Anderson und Sun [109] sehen die Streckgrenze bei einer Schweißung hoher Güte bei etwa 85-95 % von jener des Ausgangsmaterial und eine ausreichende Widerstandsfähigkeit gegen thermischen Schock und Ermüdung. Die Firma Heatric rechnet mit einem Wert von 70 % der Streckgrenze [112]. Folglich muss je nach Werkstoffeinsatz zuzüglich dem allgemeinen Sicherheitsfaktor S (abhängig von der zu erwartenden Bruchart) noch ein Schweißnahtminderungsfaktor e zur Ermittlung der maximal erträglichen statischen Materialspannung nach Gl. 93 berücksichtigt werden.

Da bei einem PCHE die Kanaldurchmesser nach unten hin optimiert werden und gleichzeitig auf so viel Strukturmaterial wie möglich verzichtet wird, muss die Korrosion des

Strukturmaterials begrenzt werden. Ansonsten drohen Blockaden in den Kanälen und mangelnde Festigkeit, gerade beim Einsatz unter hohen Drücke und hoher Temperatur. Typischerweise wird ein PCHE ohne Korrosionstoleranz konzipiert, was eine verlässliche Materialauswahl erfordert [107].

4.1.3. Festigkeit

Der Einsatz eines PCHE bei hohen Drücken erfordert eine sorgfältige, festigkeitgerechte Auslegung. Dies umfasst sowohl die Materialauswahl, als auch die Dimensionierung der Struktur. Um größtmögliche Kompaktheit einerseits, dies bedingt die Forderung nach Wirtschaftlichkeit, und die Nutzbarkeit bei hohen Temperaturen und Drücken andererseits zu gewährleisten, muss ein PCHE hinsichtlich der Festigkeit optimiert werden. Dies bedeutet eine ausreichende Festigkeit, auch bei hoher Beanspruchung, mit sparsamem Materialeinsatz zu kombinieren. Unter besonderer mechanischer Belastung stehen die Stege (Dicke: $t_{f,h}$) zwischen den Kanälen, die Plattenzwischenwand (Wandstärke $t_{f,v}$), die Außenseite der Platten (Dicke $t_{f,a}$) und die Ober- bzw. Unterseite (Dicke $t_{f,o}$), so wie die Wandungen der Verteilräume (Abb. 88). Es stehen derzeit keine Normen oder anerkannte Berechnungsverfahren für derartige Wärmeübertrager zur Verfügung. Zur Berechnung der in der Struktur auftretenden mechanischen Spannungen ziehen verschiedene Autoren herkömmliche Verfahren für ähnliche Geometrien heran und passen diese behelfsmäßig an die jeweilige PCHE-Geometrie an. Das Kernproblem liegt darin, dass die Kanal- und Plattengeometrie dieses Wärmeübertragers nicht einheitlich festgelegt ist, daher müssen die meisten PCHE individuell mechanisch ausgelegt werden. Die Norm DIN EN 13445-3 enthält eine Berechnungsvorschrift für rechteckige, unverstärkte Druckbehälter mit zentralem Anker, die auf die Kanalgeometrie übertragen werden kann. Dadurch entsprechen die Stege dem Anker. Heatric nutzt zur Auslegung seiner PCHE den Rechencode ASME-BPVC-VIII(13), dessen Ansatz im wesentlichen mit dem der DIN-Norm identisch ist. Dieser wurde zur Berechnung rechteckiger Druckbehälter entworfen und wird von Heatric an halbkreisförmige Kanäle angepasst [112]. Des Weiteren betrachtet Heatric einen darin enthaltenen Beiwert K die Steifigkeit der Behälterwand betreffend näherungsweise als null und berechnet Flächenträgheitsmomente in vereinfachter Form. Carlson et al. [113] bedienen sich ebenfalls vereinfachten Ansätzen des ASME-Codes zur Berechnung der umgebenden Struktur rechteckiger Kanäle. Rezvani, Ziada und Shurrab [114] verglichen den ASME-13-Code mit den Ergebnissen einer FEM-Simulation und demonstrierten, dass dieser für schmale Seitenverhältnisse eine konservative Auslegung birgt. Eine weitere Auslegungsmöglichkeit besteht darin, rechteckige oder halbkreisförmige Kanalgeometrien näherungsweise in Kreisrunde zu überführen und die gängigen Verfahren zur Druckbehälterberechnung anzuwenden. Dies sind die Kesselformel für dünnwandige Behälter (Annahme/Vereinfachung: konstante radiale Spannung in der Wandung) und die analytische Berechnungsformel für dickwandige Druckbehälter. Mylavarapu et al. [115] wählen einen Ansatz, der Gleichungen von Wolf et al. [116], Hesselgreaves [117] und Dostal [9] miteinander in Beziehung setzt, aber für halbkreisförmige Kanalgeometrien konzipiert ist. Dieser Ansatz ist ebenfalls auf rechteckige Kanalgeometrien übertragbar. Nachteilig ist hingegen, dass die Stegbreite $t_{f,h}$ als Konsequenz einer Biegespannung berechnet werden kann, die aus dem Druckunterschied zwischen Primär- und Sekundärseite resultiert. Bei Gleichdruck wird diese Spannung null. Eine Druck- oder Membranspannung wird nicht berücksichtigt. Jentz, Anderson und Sun [109], sowie Zhang et al. [118] verwenden stattdessen Berechnungsprogramme basierend auf der Finite

Elemente Methode (FEM), um detailliertere Aussagen über die Spannungen bzw. die Spannungsverteilung in der Struktur zu erhalten. Hierbei wird der PCHE in eine endliche Anzahl an Berechnungselemente zerlegt. Für jedes Element werden die lokalen Dehnungen und Scherungen $\frac{\partial u(x,y,z)}{\partial n}$ durch Ansatzfunktionen bzw. -matrix Φ beschrieben (siehe Gl. 94 und Gl. 95) und durch die Beziehungen des allgemeinen Spannungszustands in einem linearelastischen starren Körpers die Spannungen numerisch/näherungsweise berechnet, siehe Gl. 96 und Gl. 97.

$$\varepsilon_n = \frac{\partial u(x,y,z)}{\partial n} = \frac{\partial \Phi(x,y,z)}{\partial n} \alpha \quad \text{Gl. 94}$$

$$\gamma_{nm} = \frac{\partial u(x,y,z)}{\partial m} + \frac{\partial v(x,y,z)}{\partial n} = \frac{\partial \Phi(x,y,z)}{\partial m} \cdot \alpha + \frac{\partial \Phi(x,y,z)}{\partial n} \cdot \alpha \quad \text{Gl. 95}$$

$$\sigma_n = \frac{E}{1+\mu} \left[\varepsilon_n + \frac{\mu}{1-2\mu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] \quad \text{Gl. 96}$$

$$\tau_{nm} = G \cdot \gamma_{nm} \quad \text{Gl. 97}$$

Durch Erhöhung der Elementanzahl oder durch die Wahl einer Ansatzfunktion höherer Ordnung lässt sich die Genauigkeit dieses Verfahrens weiter erhöhen.

Weiterhin sind bei der Auslegung eines PCHE zusätzlich Wärmedehnungen zu berücksichtigen. Diese entstehen, wenn sich der PCHE bzw. dessen Struktur im Betrieb erwärmt und nicht nach allen Raumrichtungen hin die Möglichkeit zur vollständigen Materialausdehnung besteht.

$$\sigma_n = \frac{E}{1+\mu} \left[\varepsilon_n + \frac{\mu}{1-2\mu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right] - \frac{E}{1-2\mu} \alpha \Delta\vartheta \quad \text{Gl. 98}$$

Eine besonders konservative Auslegung der Strukturfestigkeit führt zur Fertigung von tendenziell stärkeren Wandungen und Stegen, um die mechanischen Spannungen zu senken. Gleichzeitig werden dadurch aber die Spannungen aufgrund von Wärmedehnungen erhöht. Eine weitere Zunahme der Wandstärken über das Optimum hinaus oder eine starke Temperaturerhöhung, können die Spannungen in der Struktur erneut anwachsen lassen. Dies wird berücksichtigt, indem Gl. 96 um einen Summanden für die Wärmespannung ergänzt wird (Superpositionsprinzip), der den Ausdehnungskoeffizienten α des Materials, sowie die Temperaturerhöhung im Einsatz enthält. Dies führt zu Gl. 98.

$$\sigma_{Vergleich,,GEH} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad \text{Gl. 99}$$

Gl. 98 bleibt davon unberührt, da eine Temperaturerhöhung keine Scherungen im Körper hervorruft. Aus dem allgemeinen Spannungsfall kann nach der Gestaltänderungshypothese für duktile Werkstoffe (GEH, auch von-Mises-Spannung) die ausschlaggebende Vergleichspannung für den einachsigen Belastungsfall berechnet werden:

4.1.4. Wärmeübertragung

Die Auslegung eines Wärmeübertragers erfordert in erster Linie viel Erfahrung [7]. Es werden zwei grundsätzliche Herangehensweisen zur Auslegung unterschieden [119]:

- Ermittlung der erforderlichen Geometrie eines Wärmeübertragers unter Berücksichtigung der Fluidtemperaturen (Methode I).
- Nachrechnen der tatsächlichen Wärmeübertragungsleistung bei einer gegebenen oder abgeschätzten Geometrie (Methode II).

Zur systematischen Auslegung eines Plattenwärmeübertragers empfehlen Shah [108], Hesselgreaves [117], VDI-Wärmeatlas [7] und Heidemann [119] die Anwendung von NTU-Verfahren. Hierbei handelt es sich um ein vereinheitlichtes Verfahren unter Nutzung der dimensionslosen Kennzahl NTU (Number of Transfer Units), die den Auslegungs- bzw. Nachrechnungsprozess erheblich vereinfacht. Es existieren drei Variationen der NTU-Methode (ϵ -NTU, P-NTU, MTD), die untereinander in mathematischer Beziehung stehen. Für alle Variationen benötigt man NTU-Diagramme für gängige Strömungstypen- und -muster aus der Fachliteratur. Anhand bekannter Wärmekapazitätsströme sowie Fluidtemperaturen kann im Diagramm die NTU-Zahl bzw. die Effektivität ϵ abgelesen werden. Unter Schätzung des Wärmedurchgangskoeffizienten k kann die wärmeübertragende Fläche ermittelt werden (Methode I).

Ihre Hauptvorteile liegen zum einen darin, dass selbst für komplexe Strömungsformen (z.B. Kreuzstrom mit mehreren Durchgängen) anhand der Diagramme noch einfach die wärmeübertragende Fläche abgeschätzt werden kann und zum anderen darin, dass sich größere Wärmeübertrager nach der Zellenmethode in kleinere Funktionseinheiten aufspalten lassen, deren Berechnung über lokale NTU-Kennzahlen mithilfe einfacher Algorithmen verknüpft werden kann. Die Schwachstelle dieser Verfahren, liegt darin begründet, dass sie konstante Stoffwerte, sowohl für die Wärmekapazitätsströme, als auch für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten vorsehen. Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten müssen durch Nusselt-Korrelationen ermittelt werden, die an das jeweilige Fluid und etwaige Phasenwechsel angepasst sind. Hesselgreaves empfiehlt für eine einphasige Strömung mit konstanten Stoffwerten in einem PCHE:

$$Nu = 0,125 \cdot Re^{0,64} \cdot Pr^{0,33} \quad \text{Gl. 100}$$

LePierres et al. [112] nutzen Gl. 101 zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten.

$$Nu = (0,0729 \pm 0,0276) \cdot Re^{0,717 \pm 0,041} \quad \text{Gl. 101}$$

Beim Wärmeübergang in überkritisches CO_2 empfiehlt es sich jedoch auf Gleichungen aus Kap. 2.1.4 zurückgreifen, da diese den Besonderheiten beim Wärmeübergang nahe des kritischen Punkts Rechnung tragen. Neben dem kA -Wert ist die Effektivität eines Wärmeübertragers ϵ eine weitere Möglichkeit die thermische Leistungsfähigkeit auszudrücken, siehe Gl. 102.

$$\epsilon = \frac{W_{heiss} \cdot (T_{heiss,ein} - T_{heiss,aus})}{W_{min} \cdot (T_{heiss,ein} - T_{kalt,ein})} = \frac{k \cdot A \cdot \theta_m}{W_{min} \cdot \Delta T_{max}} \quad \text{Gl. 102}$$

mit

$$W^* = \frac{W_{max}}{W_{min}} \quad \text{Gl. 103}$$

Leistungsverluste bzw. Diskrepanzen zwischen Auslegung und späteren Betriebskennwerten entstehen durch unberücksichtigte axiale Wärmeleitung in der Struktur, durch Konvektions- und Abstrahlverluste von der Außenseite an die Umgebung (Nicht-ideale Isolierung) und durch nicht-gleichmäßige Strömungsaufteilung auf die einzelnen Kanäle, was im Folgenden erörtert wird.

4.1.5. Hydraulik

Der Strömungsverlauf innerhalb eines PCHE hat direkten Einfluss auf dessen internen Druckverlust. Außerdem bestimmen die Strömungsbedingungen, über den Massenstrom pro Kanal, die Turbulenz und somit letztlich auch die realisierbare Wärmeübertragungsleistung in erheblichem Umfang.

Kanalgeometrie:

Üblicherweise wird ein PCHE mit halbkreisförmigem Kanalquerschnitt gefertigt, der sich aus dem Herstellungsprozess durch photochemisches Ätzen ergibt. Durch mechanische spanabhebende Bearbeitung lassen sich zusätzlich quadratische und rechteckige Querschnitte generieren. Kreisrunde Querschnitte sind bislang selten in der Literatur zu finden [107].

Folgende Kanallängsgeometrien werden in der Literatur für die Ausführung in einem PCHE diskutiert:

- Gerade Kanäle
- Zick-Zack
- Lamellenform
- Tragflächenprofil
- Sinuswellen
- S-Form

Kanalformen mit Richtungswechsel (Zick-Zack, Wellen, Lamellen, S-Form) zeigen sich hinsichtlich der Wärmeübertragung geraden Kanälen überlegen, erzeugen aufgrund des längeren Strömungswegs aber höhere Druckverluste. Steiflankige Zick-Zack-Kanäle zeigen sich nach Tsuzuki et al [120] und Kato [121] in der Lage die höchsten Nusselt-Zahlen zu liefern, der damit verbundene Druckverlust steigt aber zugleich signifikant. Le Pierres et al [112] weisen durch Versuche nach, dass gerade Kanäle und Zick-Zack-Kanäle mit moderatem Winkel hinsichtlich ihres J/λ_R -Verhältnisses (Wirtschaftlichkeitsfaktor) nach Gl. 104 diesen überlegen sind.

$$\frac{J}{\lambda_R} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda_R} \quad \text{Gl. 104}$$

S-förmige Kanäle wurden aus wellenförmigen Kanälen entwickelt und verringern die Druckverluste im Vergleich zu Zick-Zack-Kanälen um das vier- bis fünffache. Allerdings liegt die erzielbare Nusselt-Zahl 24-34 % unter jener von Zick-Zack-Kanälen [122].

Kim et al. [123] demonstrieren, dass Kanäle in Tragflächenprofilform aufgrund des optimierten Strömungswegs und der größeren Wärmeübertragungsfläche lediglich 1/20 des Druckverlusts von Zick-Zack-Kanälen erzeugen, bei nahezu identischer Wärmeübertragungsleistung.

Dementsprechend muss die Kanalform nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten abgewogen werden, eine in allen Punkten überlegene Kanalform existiert nicht.

Stromführung

Die Stromführung in einem PCHE kann auf folgende Arten realisiert werden:

- Gegenstrom
- Gleichstrom
- Kreuzstrom (mit und ohne Quervermischung)
- Kombination aus obigen → Mehrere Durchgänge

Optimale Exergieausnutzung ist nur im Gegenstrombetrieb oder bei Kreuzstrom mit einem phasenwechselnden Fluid (d.h. konstante Temperatur auf einer Seite im PCHE) realisierbar. Bei Anwendung von Kreuzstrom sollte Quervermischung vermieden werden, da ansonsten ein weiterer Exergieverlust die maximale Leistungsfähigkeit des PCHE herabsetzt (Ausnahme: Phasenwechselndes Fluid) [119].

Weiterhin können die Kanäle parallel übereinander oder versetzt angeordnet werden, ggf. mit unterschiedlicher Kanalanzahl für Primär- und Sekundärseite.

- Parallel
- Versetzt

Die thermische Auslegung eines PCHE mit versetzten Kanälen oder unterschiedlicher Kanalzahl pro Seite macht einen alternativen Formfaktor für die Berechnung des Wärmeleitwiderstands zwischen den Platten notwendig. Hieran entscheidet sich die Frage, ob eine Versetzung der Kanäle Vorteile oder Nachteile für die thermische Leistungsfähigkeit mit sich bringt.

Strömungsungleichverteilung

Durch zahlreiche Autoren konnte experimentell und numerisch nachgewiesen werden, dass sich eine ungleichmäßige Aufteilung der Strömung auf die einzelnen Kanäle auf Druckverlust und die thermische Leistungsfähigkeit auswirken. Die meisten Autoren gehen dabei von einem achsensymmetrischen Verteilungsprofil aus [124].

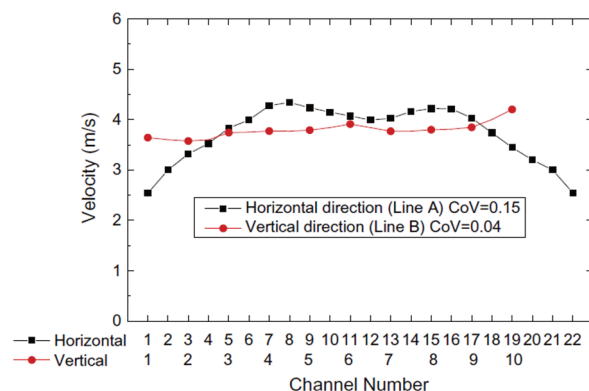


Abb. 86: Vertikale und horizontale Strömungsverteilung (Geschwindigkeitsverteilung) in einem Plattenwärmeübertrager nach [125].

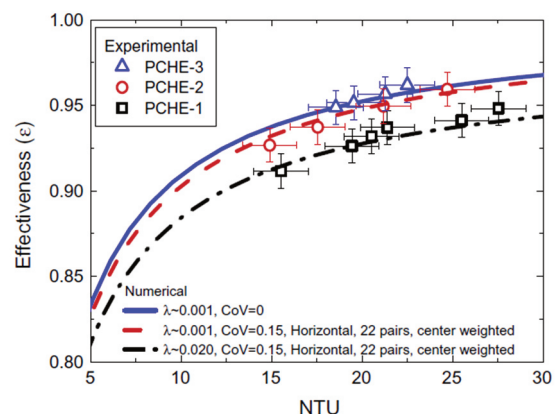


Abb. 87: ϵ -NTU-Diagramm für unterschiedliche Werte von CoV, numerische und experimentelle Ergebnisse [125].

Ranganayakulu et al [126] demonstrierten, dass die Strömungsverteilung einen wesentlichen Einfluss auf die thermische Leistungsfähigkeit und den Druckverlust eines Wärmeübertragers hat.

Baek, Lee und Jeong [125] zeigten durch einen Vergleich zwischen Simulationen und Experimenten an von Helium durchströmten Mikrowärmeübertrager, dass sich eine Ungleichverteilung des Massenstroms negativ auf dessen Effektivität auswirkt, demonstriert anhand des ϵ -NTU-Diagramms in Abb. 87. Eine Möglichkeit zur erneuten Quervermischung der Strömung direkt hinter dem Einlass, kann die Ungleichverteilung in den Kanälen merklich reduzieren und die thermische Leistungsfähigkeit, trotz Exergieeinbußen, steigern.

Einfache Modelle von parallel durchströmten Kanälen zur Berechnung der zu erwartenden Wärmeübertragungsleistung wurden von Shah et al. [108] entworfen, sind jedoch für detailliertere Optimierungen der Verteilräume ungeeignet.

Gemäß Shah [108] treten folgende Ursachen für Strömungsungleichverteilung auf:

- Ungleichverteilung aufgrund der Geometrie:

Die Geometrie des PCHE kann auf zwei Arten Einfluss auf die Gleichverteilung der Strömung nehmen:

- Unterschiedlicher Strömungswiderstand in den einzelnen Kanälen: Tritt auf, wenn sich die tatsächlichen Strömungsquerschnitte durch mangelnde Fertigungsgüte oder Fouling unterscheiden. Ursachen hierfür können sein: Fertigungstoleranzen, Grenzen der mechanischen Bearbeitbarkeit, unterschiedliche Rauigkeiten, plastische Deformation beim Schweißen, Korrosion, Verunreinigungen im Fluid. Sind die Unterschiede in den Querschnitten bekannt oder können verlässlich abgeschätzt werden, stehen nach Mueller und Chiou [127] Diagramme und Rechenverfahren zur Verfügung um einen Verschlechterungsfaktor für Druckverlust und Wärmeübertragung zu ermitteln.
- Aufbau der Verteilräume: Datta und Majumdar [128] konnten zeigen, dass die Strömungsverteilung durch die Geometrie der Verteilräume durch drei dimensionslosen Kenngrößen adäquat beschrieben wird. Diese sind: Das Verhältnis der Flächen von Verteilraum zu Kanälen, sowie die Reibungszahlen von Kanälen und Verteilraum. Weiterhin konnte durch A.J. Jiao [129] nachgewiesen werden, dass allein durch strömungstechnische Optimierung der Verteilräume die thermische Leistungsfähigkeit gesteigert und der Druckverlust reduziert werden kann. Besonders kompakte Wärmeübertrager bieten großes Potential auf diese Weise optimiert zu werden, da ihre Leistungsfähigkeit empfindlich von der Strömungsverteilung abhängt.

- Ungleichverteilung aufgrund der Betriebsbedingungen:

Bei Fluiden, deren Stoffwerte empfindlich auf Temperaturänderungen reagieren, stimmen die dynamische Viskositäten an Eintritt und Austritt eines PCHE nicht mehr überein. Wie Gl. 12 nahelegt, haben sowohl der Massenstrom pro Kanal, als auch die Viskosität (über die Reynoldszahl) einen Einfluss auf den Druckverlust pro Kanal.

Bei Fluiden deren Viskosität mit der Temperatur fällt (wie es bei Fluiden nahe ihres pseudokritischen Punkts zutreffend ist) ist das Auftreten einer Strömungsinstabilität möglich, wenn sie gekühlt werden. Dies hat zur Konsequenz, dass bei einer kontinuierlichen Erhöhung des Massenstrom, der Druckverlust in einem Kanal (innerhalb eines begrenzten Massenstrombandes) zunächst zurückgeht und später wieder ansteigt, da die der Einfluss der temperaturinduzierten Viskositätsänderung

Volumen im Vergleich zu konventionellen Rohrbündelwärmeübertragern gleicher Wärmeübertragungsleistung auf [130]. Des Weiteren wird zum erweiterten Vergleich auf den CHX des EU-Projekts HeRo verwiesen, der mit demselben Verfahren hergestellt wird und in den wesentlichen Erkenntnissen dieser Arbeit einfließen [11]. Aus diesem Grund wird ausschließlich die Beheizung der sCO₂-Strömung analysiert. Grundlegende Phänomene, die bei diesem Strömungsregime auftreten können, wurden in Kap. 2.1.4 ausführlich beschrieben und sollen zusätzlich bei Auslegung und Untersuchung Berücksichtigung finden. Die Untersuchung des DWHE soll von grundlegender Art sein und sich in einem Betriebsbereich in der Nähe der pseudokritischen Temperaturen bei Drücken oberhalb des kritischen Drucks bewegen. Sie unterscheidet sich ausdrücklich von den Betriebsbereichen des CHX und wirft stattdessen die Frage auf, wie sich die potentielle Leistungsfähigkeit eines DWHE weiter verbessern lässt. Hinsichtlich der Massen- und Wärmeströme dienen die Versuche von Kim et al. [31] als Orientierung. In diesen wurde die Wärmeübertragung einer beheizten vertikalen sCO₂-Rohrströmung grundlegend untersucht, einschließlich des Auftretens von DHT und des Einflusses der freien Konvektion. Diese Ergebnisse/Erkenntnisse sollen vom physikalisch einfachen Fall einer gerichteten Rohrströmung auf den komplexeren Fall einer Strömung in einem Wärmeübertrager mit intensivem dreidimensionalem Impulsaustausch in den Verteilräumen übertragen werden. Corradini [96] testete neun parallele Kanäle in einem PCHE. Diese Kanalanzahl soll gesteigert werden, um dem Design kommerzieller Kompaktwärmeübertrager (Fa. Heatric [130]) näher zu kommen.

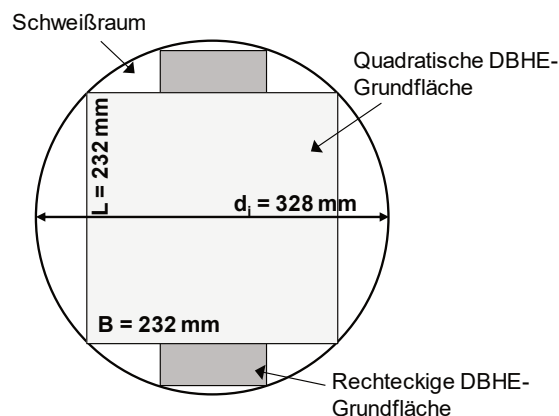


Abb. 89: Schematische Darstellung der Dimension des Schweißraums der Diffusionsschweißanlage am IKE und der Möglichkeit das Abmaß des DWHE darin einzupassen.

Das Abmaß des DWHE ist jedoch durch den Schweißraum der IKE-eigenen Diffusionsschweißanlage beschränkt (Abb. 89).

$$L(B) \leq \sqrt{d_i^2 - B^2} = \sqrt{d_i^2 - (n \cdot b + t_f \cdot (n - 1) + 2 \cdot t_{f,a})^2} \quad \text{Gl. 105}$$

Der nutzbare Innendurchmesser des Schweißraums beträgt 328 mm, womit sich eine Abhängigkeit der Plattenlänge L von der Plattenbreite B einstellt und umgekehrt, die durch Gl. 105 ausgedrückt wird und die bei der Auslegung berücksichtigt werden muss.

4.3. Thermohydraulische Auslegung

Zur Auslegung des DWHE wird das Prinzip des Nachrechnens herangezogen (vgl. Kap. 4.1.4). Dieses erweist sich als besonders vorteilhaft, da geeignete zielführende Designwerkzeuge und Berechnungsvorschriften (z.B. NTU-Diagramme, Normen) für diesem speziellen Typ eines WÜ nicht zugänglich sind. Diese gewählte Art Auslegung erfolgt iterativ durch vier (bzw. fünf) sich ggf. wiederholenden Grundschritten:

1. Festlegung der Wärmeübertragergeometrie, insbesondere von Kanalanzahl n , Kanaldurchmessern d_h , Stegbreite t_f , Plattendicke t_p und die sich daraus ergebende wärmeübertragende Oberfläche $A_{WÜ}$.
 2. Überprüfung der Fluideintrittstemperaturen und Massenströme auf beiden Seiten. Hier ist eine Festlegung oder Korrektur durch den Anwender oft nur eingeschränkt möglich.
 3. Nachrechnen der tatsächlichen, von den Eintrittsbedingungen und von der Geometrie abhängigen Wärmeübertragungsleistung.
 4. Überprüfung ob Fluidaustrittstemperaturen im akzeptablen Bereich liegen.
- (5.) Da die Wandstärken bereits bei der Betrachtung der Thermohydraulik festzulegen sind, muss ggf. die Einbindung einer Festigkeitsberechnung in die iterative Auslegungsprozesskette erwogen werden.

Festlegung der Geometrie

Kommerziell vertriebene PCHE der oben genannten Firmen sind üblicherweise mit halbrunden Kanälen ausgestattet, die aus dem Ätzzvorgang herrühren [130]. Ihre maximale Breite an der Plattenoberfläche beträgt 1,51 mm bzw. 1,90 mm. Diese entspricht gleichzeitig dem zweifachen des Radius der halbkreisförmigen Vertiefung der Kanäle. Dagegen ergeben sich beim DWHE aufgrund der Herstellung durch Fräsen rechteckige Kanalquerschnitte (siehe Schema in Abb. 88). Es wird eine Kanalbreite, sowie eine Kanaltiefe von jeweils 2,00 mm gewählt. Dies schränkt zwar die Kompaktheit im Vergleich zu den Heatric-PCHE ein, verringert aber die Gefahr, dass sich die Kanäle wegen Ungenauigkeiten beim Fräsen oder im Schweißdruck verformen und dadurch wesentlich an Querschnittsfläche einbüßen. Als horizontaler Abstand zwischen den Kanälen (Stegbreite) wird ein konservativer Wert von 2,00 mm gewählt. Wie bei PCHE üblich wird der vertikale Kanalabstand gleich dem Horizontalen gewählt. Dies ergibt eine Plattenhöhe von 4,0 mm. Als äußere Wandstärke wird 5 mm gewählt. Die Kanäle werden im ersten Ansatz geradlinig ausgeführt und die daran anschließenden Plenen an Ein- und Austritt rechteckig. Dies dient dazu, die Geometrie einfach zu halten, dem Grundgedanken nach potentieller Optimierung folgend. Kim et al. [31] wählen für ihre Versuche eine maximale Wärmestromdichte von $\dot{q} = 150 \text{ kW/m}^2$, sowie eine Massenstromdichte von 400 bis 1200 $\text{kg/m}^2\text{s}$. Der $s\text{CO}_2$ -Massenstrom in der Versuchsanlage ist auf den Bereich von 30 bis 120 g/s beschränkt. Die Geometrie des Schweißraums lässt, nach Gl. 105, eine maximale Kanalanzahl von 50 zu, dies entspricht einer Gesamtbreite von des DWHE von 208 mm. Deren kumulierte Querschnittsfläche führt beim gegebenen Massenstrombereich zu einer Massenstromdichte von 150 bis 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$. Aufgrund der bereits erwähnten limitierten Grundfläche der Schweißanlage, werden sowohl das Eintritts- als auch das Austrittsplenum auf Breite von 10 mm begrenzt. Des Weiteren wird als Form eine einfache Rechteckgeometrie gewählt, dem beschriebenen Ansatz folgend, dass die Geometrie anfangs einfach gehalten werden soll. Jedes Plenum erhält drei Anschlussleitungen, um eine gleichmäßigere Strömungsverteilung zu

erzielen. Diese drei Leitungen vereinigen sich wieder zu einer Gesamtleitung gleichen Durchmessers, welche an die Versuchsanlage angeschlossen ist. Die detaillierten Maße, Kenngrößen und die Betriebsbedingungen sind Tab. 38 zu entnehmen.

Berechnung der Fluidtemperaturen

Im Zuge der Nachrechnung von Wärmeübertragung und Fluidtemperaturen wird die Annahme getroffen, der Massenstrom, Wärmestromdichte der Heizseite, sowie der Wärmedurchgangskoeffizient seien über die Breite des gesamten Wärmeübertragers (x-Richtung) konstant bzw. in jedem Kanal identisch. Wie Kap. 4.1.5 zeigt, sind diese Annahmen nicht vollumfänglich gültig und bedürfen einer experimentellen Absicherung. Weiterhin wird aus Kap. 4.1.5 abgeleitet, dass die Gegenstromführung die optimale Strömungsform darstellt. Wird unter diesen Annahmen und Voraussetzungen ein Wärmeübertrager im Gegenstrom mit planparallel übereinander angeordneten Kanälen angestrebt, vereinfacht sich die Auslegungsrechnung zu einem eindimensionalen Problem, bei dem lediglich ein Kanal betrachtet wird, siehe Abb. 90. Für die weitere Nachrechnung wird der Wärmeübertrager in Strömungsrichtung (y-Richtung) diskretisiert. In jeder dergestalt entstanden Zelle wird eine Enthalpiebilanz über beide Fluidräume, inklusive der wärmeleitenden Struktur zwischen den Kanälen aufgestellt (Abb. 90). Als Randbedingung werden an der Ober- wie an der Unterseite vereinfacht adiabate Wandungen angenommen.

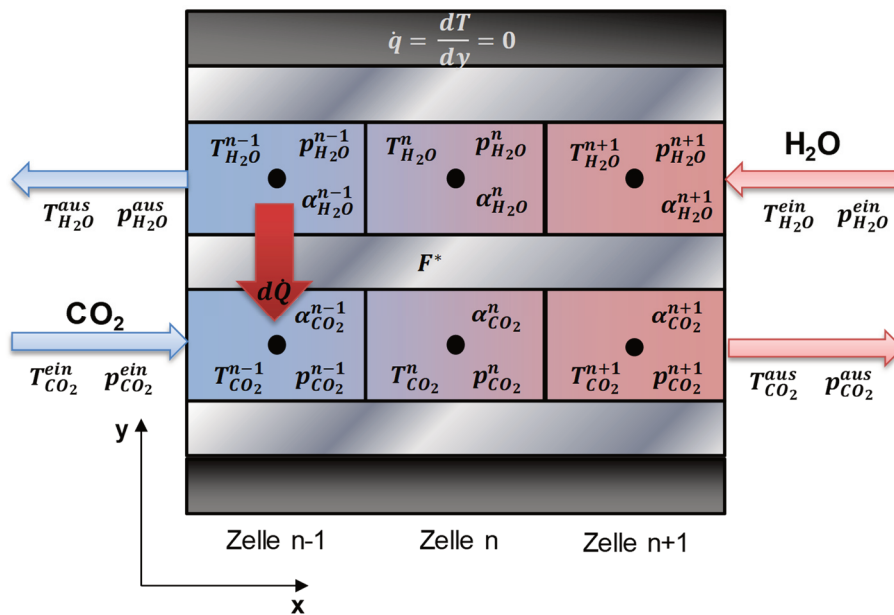


Abb. 90: 1-D-Modell der Wärmeübertragung in einem idealisierten PCHE.

Eine weitere Vereinfachung ergibt sich, wenn ein Fluid im Wärmeübertrager durch eine Beheizung mit konstanter Wärmestromdichte ersetzt wird (z.B. elektrische Beheizung), siehe Gl. 106.

$$\dot{m}_{CO_2} \left(h_{CO_2}^n(T_{CO_2}^n, p_{CO_2}^n) - h_{CO_2}^{n-1}(T_{CO_2}^{n-1}, p_{CO_2}^n) \right) = d\dot{Q}_{el} \quad \text{Gl. 106}$$

Des weiteren gilt:

$$d\dot{Q}_{el} = k_n \cdot dA_{l\ddot{a}ngs,n} \cdot (T_W^n - T_{CO_2}^n) \quad \text{Gl. 107}$$

Zur Berechnung von Stoffwerten und Enthalpien wird vereinfacht ein konstanter Druck vorausgesetzt, ein etwaiger Druckverlust pro Zelle kann aber – falls relevant - als zusätzliche Gleichung (Gl. 3) mitberücksichtigt werden. Der temperatur – und druckabhängige Wärmedurchgangskoeffizient wird gemäß Gl. 108 gebildet.

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{CO_2}(T_{CO_2}^n, p_{CO_2}^n)} + \frac{A_{l\ddot{a}ngs,n}}{F^* \cdot \lambda_{Alloy800}}} \quad \text{Gl. 108}$$

Für die lokalen k_n -Werte beträgt der Formkoeffizient konstant:

$$F^* = \frac{A_{L,n}}{s} \quad \text{Gl. 109}$$

Aus Gl. 3, Gl. 16, sowie Gl. 106 bis Gl. 109 wird ein implizites Gleichungssystem aus n -Gleichungen aufgestellt. Unter Einbeziehung der Stoffwertdatenbank Refprop und unter Zuhilfenahme einer Datenverarbeitungssoftware wie z.B. Excel oder Matlab kann dieses Gleichungssystem gelöst werden. Im Gegenstrom ist des Weiteren eine Initialisierung der Fluidtemperaturen und ein anschließendes iteratives Nachrechnen erforderlich. Als Ergebnis der Auslegung werden die Fluidaustrittstemperaturen auf beiden Seiten ermittelt und geprüft, ob sie den Anforderungen an den Wärmeübertrager entsprechen. Abschließend können die lokalen k_n -Werte über die gesamte Wärmeübertragerlänge L entsprechend Gl. 110 zum globalen Wärmedurchgangskoeffizient aufsummiert und gemittelt werden.

$$k_m = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L k_n(x) dx \quad \text{Gl. 110}$$

Die prinzipielle Vorgehensweise dieser Auslegung ist zum NTU-Verfahren (Nachrechnen einer vorgegebenen Geometrie (II) durch Berechnung von k identisch. Baik et al. [132] bedienen sich zur Auslegung ihrer PCHE ebenfalls dieser Art eindimensionalen Diskretisierung. Durch die Anwendung dieses Verfahrens ist es ferner möglich der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte Rechnung zu tragen. Durch Berechnung von Gl. 108 und anschließendem Vergleich mit dem Wärmeleitwiderstand wird nach Gl. 111 ersichtlich, dass mit zunehmenden WÜK der sCO₂-Seite der Anteil der Wärmeleitung am Wärmedurchgang steigt. Da eine entscheidende Intention zur Verwendung von sCO₂ als Arbeitsmittel darin besteht hohe WÜK zu erzielen, birgt dies die Gefahr durch die Wärmeleitung eine Engstelle zu erzeugen, die die Erwartung an den konvektiven Anteil der Wärmeübertragung konterkariert. Dieser Sachverhalt ist in Abb. 91 graphisch demonstriert. Eine strömungstechnische Optimierung des Wärmedurchgangskoeffizienten ist nur möglich oder sinnvoll wenn zugleich, der Wärmeleitwiderstand optimiert, d.h. die Wärmeleitfähigkeit der Struktur erhöht oder die Plattendicke herabgesetzt wird.

$$\frac{R_{Leitung}}{R_{CO_2}} = \frac{1}{\frac{F^* \lambda}{\alpha_{CO_2}(T_{CO_2}^n, p_{CO_2}^n)} + \frac{s}{\lambda}} \quad \text{Gl. 111}$$

Entsprechend wird auf Kap. 4.1.3 verwiesen.

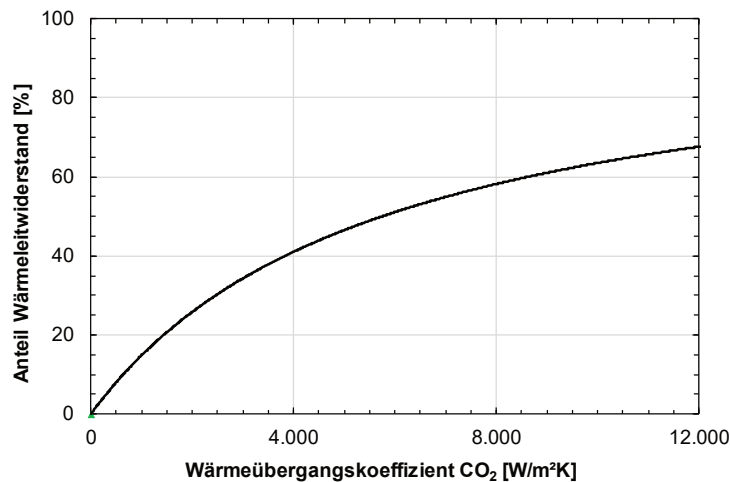


Abb. 91: Anteil des Wärmeleitwiderstands am Gesamtwiderstand in Abhängigkeit des WÜK von sCO₂. Verwendete Werte der Wärmeleitfähigkeit: $\lambda = 11,5 \text{ W/(mK)}$, $s = 2 \text{ mm}$.

Die nach diesem Verfahren optimierte finale DWHE-Geometrie, sowie die thermohydraulischen Auslegungsdaten sind Tab. 38 in Anhang A.3 zu entnehmen. Entsprechend dieser Daten wird im nächsten Schritt das finale Design des DWHE, inklusive Verteilräume und Anschlüsse entworfen. Anhang A.5 zeigt die CAD-Zeichnung des finalen DWHE-Design, der alle weiteren Maße entnommen werden können.

Tab. 26: Vergleich von Kennzahlen verschiedener diffusionsgeschweißter Kompaktwärmeübertrager..

Bezeichnung	Formel	Einheit	DWHE	Heatric	TiTech	CHX
Material	-	-	Alloy800	1.4404	1.4404	1.4301
Leistung	\dot{Q}_{th}	<i>kW</i>	1,5	17,5	3,0	6,0
Hydraulischer Durchmesser	d_h	<i>mm</i>	2,00	0,92	1,15	1,33
Wandstärke/Stegbreite	t_f	<i>mm</i>	2,0	1,0	0,7	1,4
Wärmedurchgangskoeffizient	k	<i>W/(m²K)</i>	1.904	754	144	1.800
Anteil Wärmeleitwiderstand	R_{wand}/R_{ges}	%	33	5,2		16,8
Kompaktheit	β	<i>m²/m³</i>	500	881	726	735
Flächennutzungsgrad	σ_f	%	25	14	21	25
Leistungsdichte	$\frac{\dot{Q}_{th}}{V_{ges}}$	<i>kW/m³</i>	3.916	402	-	4.300

Tab. 26 zeigt den Vergleich der PCHE hinsichtlich verschiedener Kennzahlen. Es zeigt sich, dass durch die konservative Herangehensweise bei der Auslegung des DWHE die hydraulischen Durchmesser der Kanäle, sowie die Wandstärken größer ausfallen als jene der kommerziellen PCHE (Heatric, TiTech). Dementsprechend wirkt sich dies auch in Form einer geringeren Kompaktheit des DWHE und eines höheren Anteils des Wärmeleitwiderstands aus, wohingegen die erzielbare maximale Leistungsdichte und der Flächennutzungsgrad höher ausfallen, im Vergleich zu den kommerziellen PCHE (Heatric, TiTech). Der CHX erzielt in allen Punkten vorteilhaftere Werte und kann somit als erste Stufe einer Weiterentwicklung des DWHE betrachtet werden.

4.4. Materialauswahl

Unter Berücksichtigung der Literatur in Kap. 4.1.2 werden drei potentielle Materialien ausgewählt, die zur Fertigung eines DWHE als tauglich scheinen. Diese sind in Tab. 27 inklusive ausgewählter spezifischer Materialeigenschaften aufgeführt.

Tab. 27: Eigenschaften der untersuchten Werkstoffe.

Eigenschaft	1.4301 (V2A)	Alloy800 (Inconel)	1.2083
Zusammensetzung	X5CrNi18-10	X10NiCrAlTi32-20	X42Cr13
Kohlenstoffanteil	0,5 %	0,1 %	4,2 %
Gefüge (vor Härtung)	Austenitisch	Austenitisch	ferritisch
$R_p/R_{p0,2}$ (bei RT)	190	250	ca. 750
Einsatztemperatur	< 600 °C	< 800 °C	< 200 °C
Korrosionsbeständigkeit	hoch	sehr hoch	mittel
Schweißbarkeit	gut	mittel	sehr gut
Mech. Bearbeitung	mittel	mittel	gut
λ (25°C)	15	11,5	20 – 23

Wichtigste Gesichtspunkte bezüglich der Eignung als DWHE-Material sind die Schweißneigung und die Korrosionsbeständigkeit in verunreinigter sCO_2 -Atmosphäre bei Temperaturen oberhalb der Umgebungstemperatur. Diese Punkte sind bei allen drei Materialien grundsätzlich erfüllt. Das Diffusionsschweißverfahren verlangt besondere Anforderungen im Vergleich zu klassischen Schweißverfahren, mit denen das verwendete Material zurechtkommen muss und deren Erfüllbarkeit sich nicht direkt aus der Eignung für konventionelle Schweißverfahren ableiten lässt.

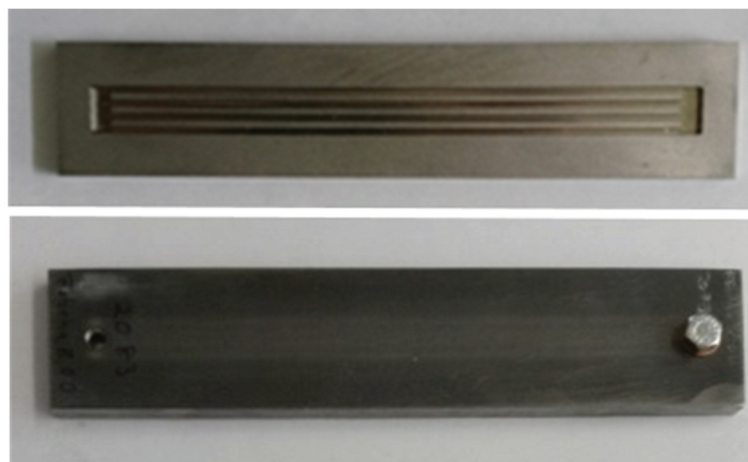


Abb. 92: Aufnahmen der Schweißprobe aus Alloy800. Oben: Grundplatte vor dem Schweißen. Unten: Schweißprobe im Endzustand.

Gleichzeitig hängt der Erfolg einer Diffusionsschweißung von der Güte der mechanischen Bearbeitung der Platten und insbesondere der Oberflächen ab, wofür grundsätzlich eine mechanische Bearbeitbarkeit des Materials gegeben sein sollte. Vor der endgültigen Auswahl eines Materials zur Fertigung des DWHE werden daher Schweißproben aller in Tab. 27 gelisteten Materialien angefertigt, diffusionsgeschweißt und anschließend untersucht.

4.4. Materialauswahl

Die mechanische Bearbeitung wird mittels Fräsen durchgeführt. Anschließend wird die Oberfläche der Platte geschliffen und mit Aceton gereinigt. Die Schweißung erfolgt bei einer Temperatur knapp unterhalb der Soliduslinie des jeweiligen Materials und einem Pressdruck der bei diesem eine plastischen Verformung von 0,1 mm induziert (~1200 bar). Die Dauer des Schweißvorgangs beträgt ca. 24 Stunden. Das Aussehen der Schweißproben, vor und nach dem Schweißvorgang ist den Fotos in Abb. 92 zu entnehmen.

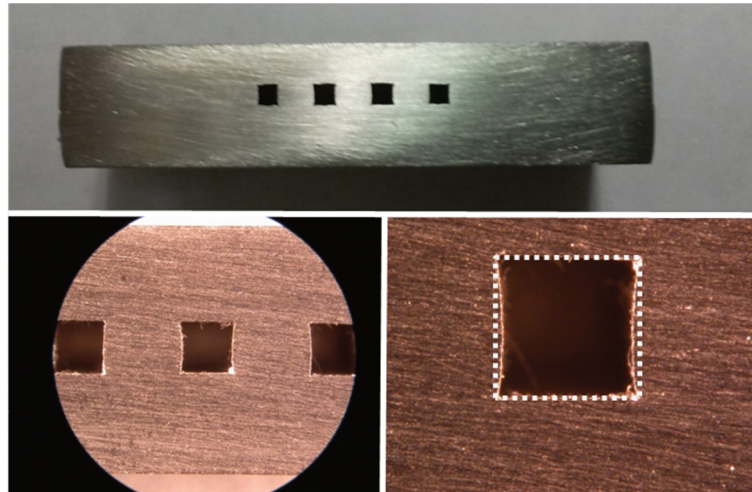


Abb. 93: Zersägte Schweißproben von Alloy800. Oben: Photographische Aufnahme des Kanalquerschnitts. Links unten: Kanalquerschnitt unter einem Auflichtmikroskop. Vergrößerung 10-fach. Rechts unten: Kanalquerschnitt unter einem Auflichtmikroskop. Vergrößerung 15-fach. Zum Vergleich ein orthogonales Quadrat mit Seitenlänge 2 mm (weiss gestrichelt), sowie der ursprüngliche Verlauf der Plattengrenzen/Schweißnaht (roter Strichpunkt).

Alle Materialien zeigen eine befriedigende Schweißeignung. Eine Wasserströmung von 5 l/min induziert einen Druckverlust von 380 mbar innerhalb der gesamten Schweißprobegeometrie. Dieser Wert lässt sich über die Druckverlustgleichung (Gl. 12) unter Einbezug der Kanalgeometrie der Schweißprobe nachbilden, was zeigt, dass eine ausreichende Fluiddurchlässigkeit (respektive Querschnittsfläche von Kanälen und Verteilraum) gegeben sein muss. Alle Proben bestehen einen Drucktest bei 160 bar ohne mechanische Deformationen, sowie einen Unterdruck-Leckageprüfertest mit Helium als Prüfgas bei einer Lackagerate von weniger als $5,9 \cdot 10^{-10}$ mbar/(l·s). Zur Untersuchung der Kanalquerschnitte, werden die Schweißproben anschließend quer zur Strömungsrichtung zersägt. Abb. 93 zeigt ein Bild dieses gesamten Querschnitts, sowie die Kanalquerschnitte unter einem Auflichtmikroskop bei unterschiedlichen Vergrößerungsstufen (10-fach und 15-fach). Die Schweißnaht entlang der Plattengrenzen ist unter 15-facher Vergrößerung nicht zu erkennen. Die Deformation der Kanalwände ist gering, lediglich die vertikalen Seitenwände zeigen geringfügige Einbuchtungen, dennoch ist die Orthogonalität zwischen horizontaler und vertikaler Kanalwand ausreichend gegeben.

Als nächster Untersuchungsschritt werden Schliiffbilder der zersägten Schweißproben angefertigt. Hierzu werden die Querschnitte in Kunststoff eingefasst, die Oberflächen der Querschnitte geschliffen, poliert, mit Säure angeätzt und gereinigt. Abb. 94 zeigt die Schliiffbilder der Schweißproben aus den Materialien Alloy800 und 1.2083 bei unterschiedlichen Vergrößerungen unter einem Mikroskop. Die unterschiedlichen Gefügearten (links: ferritisch, rechts: austenitisch) sind anhand ihrer Charakteristika deutlich zu erkennen. Auffallend sind weiterhin die Zwillingsgrenzen des Austenits. In beiden Materialien ist die Schweißnaht anhand von Kohlenstoffausscheidungen zu erkennen. Diese ergeben sich beim Abkühlvorgang, wenn sich

die Gitterstrukturen der Gefüge umwandeln. Einkerbungen der Schweißnaht entstehen durch ein Anwachsen der Körner über die Plattengrenzen hinweg. Dieser schmiedeähnliche Vorgang ist Grundvoraussetzung für das Diffusionsschweißen und zeugt von einer hohen Qualität der Schweißung. Ferner zeigen sich an der Schweißnaht des Austenits Karbidausscheidungen (schwarze Flecken).

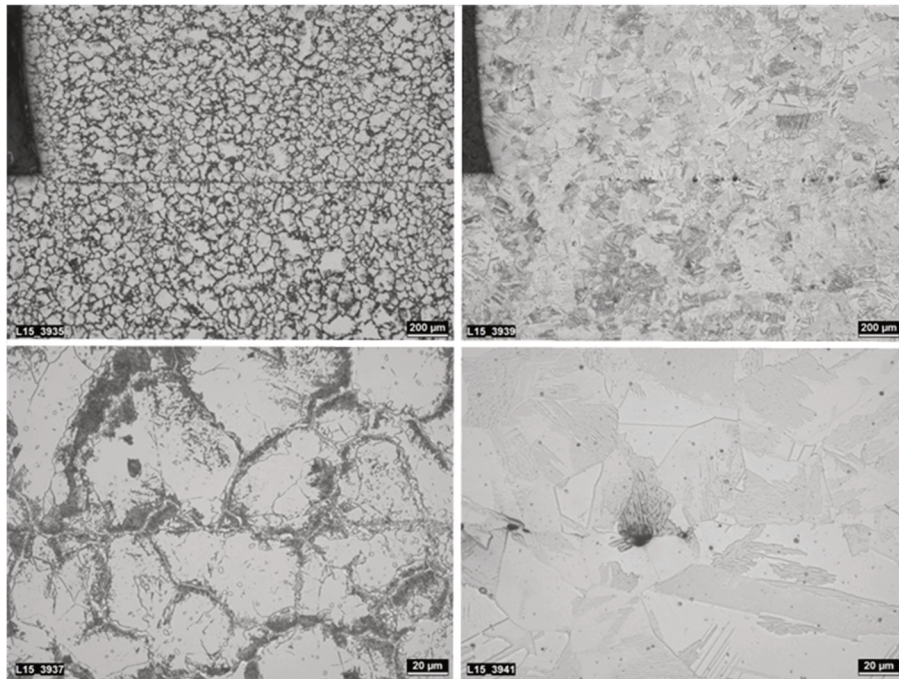


Abb. 94: Schlibfbilder Schweißproben. Links: 1.2083. Rechts: Alloy800.

Die Kohlenstoffausscheidung an der Schweißnaht ist beim ferritischen Werkzeugstahl 1.2083 höher als beim austenitischen Alloy800. Ausscheidungen in größerem Maß und unzureichendes Kornwachstum können die Festigkeit der Verbindung beeinträchtigen. Diese Gefahr ist bei beiden Materialien auszuschließen, daher ist die Schweißung des Austenits in der Gesamtbetrachtung von höherer Güte.

Unter Abwägung und Bewertung aller relevanten Gesichtspunkte fällt die Wahl auf den Werkstoff Alloy800. Dieser zeigt sich durch seine vergleichsweise hohe Korrosionsbeständigkeit und der hohen maximalen Einsatztemperatur als vielseitig anwendbar. Gleichzeitig liegt die Ersatzstrecke über den typischen Werten für austenitische Stähle. Die Wärmeleitfähigkeit ist mit 11,5 W/mK jedoch am geringsten. Wie in Kap. 4.3 gezeigt werden konnte, nimmt mit steigendem WÜK im Fluid, der Anteil der Wärmeleitung am Wärmedurchgang zu und kann sich zur entscheidenden Engstelle entwickeln. Abb. 95 demonstriert den Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Strukturmaterials (für eine Wandstärke von 2 mm), sowie der Wandstärke zwischen Primär- und Sekundärseite (bei der Wärmeleitfähigkeit von Alloy800; 11,5 W/mK) auf den Gesamtwärmedurchgang. Mit Alloy800 wird ein Anteil des Wärmeleitwiderstands am Gesamtwiderstand von 34 % im Auslegungspunkt erreicht. Mit der Wahl von 1.2083 fiel dieser Wert auf ca. 25 %. Eine Verringerung der Wandstärke auf 1,0 mm wie im Heatric-PCHE ließe ebenfalls eine Reduktion auf 25 % zu.

Da der Anteil des Wärmeleitwiderstands am Gesamtwiderstand in der ursprünglich gewählten Konfiguration noch deutlich unter 50 % beträgt, wird eine tatsächliche Engstelle im Wärmedurchgang verneint.

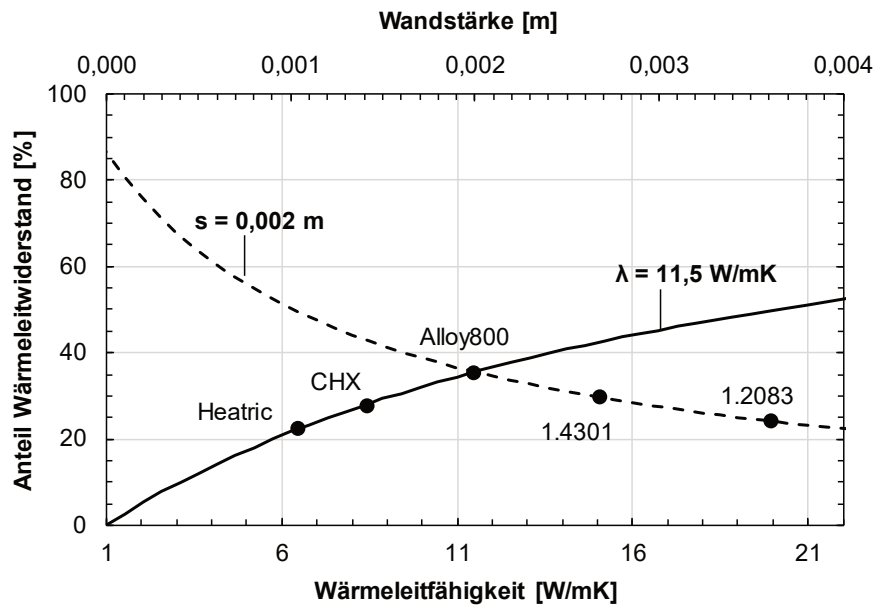


Abb. 95: Anteil des Wärmeleitwiderstands am Gesamtwiderstand, abhängig von der Wärmeleitfähigkeit des Strukturmaterials und der Wandstärke.

Vor diesem Hintergrund entspricht die Wahl von Alloy800 einer konservativen thermischen Auslegung, die in einem nächsten Entwicklungsschritt weiter optimiert werden kann.

4.5. Betriebsfestigkeit

Der DWHE wird im Rahmen der Versuchskampagne Drücken bis 95 bar ausgesetzt, dennoch muss eine Festigkeit bis zu einem Druck von 132 bar gewährleistet werden. Dies entspricht dem Druck, bei dem im Störfall die Hochdruckseite der Versuchsanlage über ein Sicherheitsventil entlastet wird. Unter Berücksichtigung einer 20-prozentigen Sicherheitsreserve, ergibt sich ein Auslegungsdruck von 160 bar. Gleichzeitig ist im ungünstigsten Fall an der Grenze zum Heizblock mit Temperaturen bis zu 300 °C zu rechnen. Dadurch werden zum einen die Streckgrenze des DWHE-Materials herabgesetzt und zum anderen zusätzliche thermische Spannungen induziert. Zum Schutz vor etwaigen Sach- und Personenschäden erfolgt daher eine konservative Überprüfung der Festigkeit des DWHE unter Bezugnahme auf die Geometriedaten aus Tab. 38. Dies beinhaltet die Nachrechnung der maximalen mechanischen Spannung mithilfe der in Kap. 4.1.3 vorgestellten Berechnungsverfahren, die Simulation der Vergleichsspannungen nach von Mises (GEH) in Comsol und die experimentelle Messung der Dehnungen an der Oberfläche unter Druckbeaufschlagung.

4.5.1. Berechnung der Festigkeit

Der DWHE, in seiner bisher angenommenen Geometrie, wird unter Betrachtung der Berechnungsformeln aus Kap. 4.1.3 einer Nachrechnung unterzogen. Thermische Spannungen können nach diesen Berechnungsverfahren nicht berücksichtigt werden. Für die Spannung zwischen den Kanälen in horizontaler Richtung $\sigma_{t_f,hor}$ wird, wie zuvor beschrieben, eine Druckdifferenz von 160 bar zugrunde gelegt. Dies entspricht einem Fluidruck von 0 bar auf der Sekundärseite genügt der Forderung nach einer konservativen Auslegung. Ein höherer Druck auf

der Sekundärseite würde die Biegespannung im Steg eliminieren und stattdessen zu reiner Druck- bzw. Membranspannung führen.

Tab. 28: Berechnete isothermale Spannungen im DWHE nach Kap.4.1.3 für einen Innendruck von 160 bar.

Verfahren	$\sigma_{t,hor}/MPa$	$\sigma_{t,ver}/MPa$	$\sigma_{t,o}/MPa$	$\sigma_{t,a}/MPa$	$\sigma_{t,p,o}/MPa$	$\sigma_{t,p,a}/MPa$
DIN	16,0	16,0	16,0	6,4	-	-
Heatric	16,0	16,0	16,0	4,5	-	-
Kesselformel	16,0	16,0	16,0	11,2	-	-
Dickwandiger DB	42,7	42,6	42,7	34,8	-	-
Mylavarapu	-	-	15,9	6,4	53,0	6,4

Für duktilen Werkstoffverhalten wird üblicherweise ein Sicherheitsfaktor von 1,5 gefordert. In Kombination mit einem konservativen, an die Fa. Heatric entlehnten Schweißfaktor von 0,75 führt dies auf eine zulässige Spannung von 125 MPa (gemäß Gl. 93). Dieser Grenzwert wird bei der gegebenen DWHE-Geometrie und Alloy800 als Werkstoff unter isothermen Randbedingungen nicht erreicht, weder in den Stegen, noch in den Randbereichen des DWHE (siehe Tab. 28).

4.5.2. Numerischer und experimenteller Ansatz

Zur Kontrolle erfolgt eine Berechnung der Vergleichsspannung nach von Mises (Gestaltänderungshypothese, GEH) im vollelastischen Bereich mithilfe der FEM-Software Comsol-Multiphysics. Zusätzlich wird der Einfluss der Temperatur berücksichtigt. Dies geschieht zum einen, indem den Werten für die Streckgrenze ein temperaturabhängiger Verlauf hinterlegt wird. Zum anderen werden Gl. 98 und Gl. 99 als benutzerdefinierte Funktionen im Programm hinterlegt und parallel aus den örtlichen Dehnungen berechnet. Auf diese Weise werden Thermospannungen im Strukturmaterial Rechnung getragen. Eine Netzverfeinerungsstudie zur Verifizierung wurde durchgeführt. Anschließend wird eine experimentelle Überprüfung durch Applikation von Dehnmessstreifen (DMS) durchgeführt und mit den numerischen Berechnungen zur Validierung verglichen, siehe Anhang A.6. Die Übereinstimmung ist zufriedenstellend. Sowohl Experiment, als auch numerische Berechnung zeigen für alle untersuchten Temperatur- und Druckbereiche einen ausreichend hohen Sicherheitsfaktor ($> 1,5$) gegen mechanisches Versagen durch plastische Verformung.

4.6. Teststrecke

Der DWHE wird nach den Maßgaben aus Tab. 38 (Anhang A.3) gefertigt. Es erfolgt anschließend die Integration in den umgebenden Versuchsaufbau, im Folgenden als Teststrecke bezeichnet. Deren Aufbau und Instrumentierung wird im Folgenden detailliert erläutert.

4.6.1. Aufbau

Der Versuchsaufbau gestaltet sich nach dem Schema in Abb. 96. Der DWHE wird fest mit einem Heizblock aus Kupfer verschraubt. Der Kupferblock wird wiederum über zehn eingepresste Heizpatronen mit jeweils 700 W elektrischer Leistung beheizt ($d_a = 10$ mm, $l = 100$ mm). Zur Verringerung von Wärmeleitwiderständen an der Grenzfläche zwischen Bohrung im Kupferblock und Heizpatronenoberfläche wird auf diese Kupferleitpaste (Wärmeleitfähigkeit: 8 W/mK) aufgetragen.

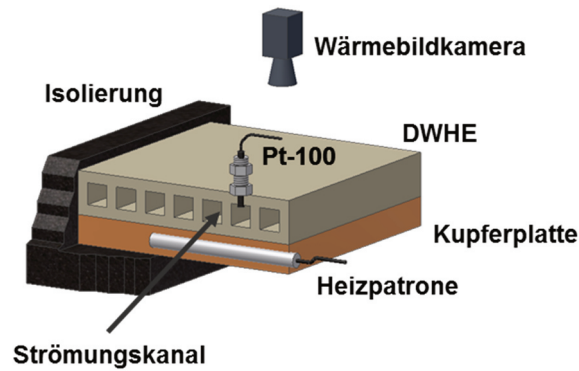


Abb. 96: Schematischer Aufbau der Teststrecke.

Zur Messung der Oberflächentemperatur werden u.a. Pt-100 appliziert. Vor Inbetriebnahme der Teststrecke werden der DWHE und die zu- und abführenden Rohrleitungen durch Armaflex (vgl. Kap.3.4.10) mit einer Stärke von 13 mm gedämmt. Die Kupferplatte wird, aufgrund der erwarteten Temperaturen oberhalb von 200 °C, zusätzlich mit Mineralwolle gedämmt.

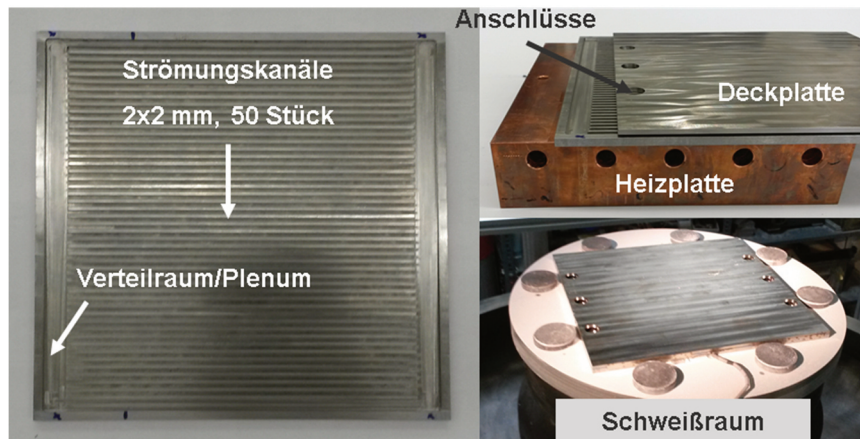


Abb. 97: DWHE vor dem Schweißvorgang. Links: Grundplatte. Rechts oben: Grundplatte, Deckplatte und Heizblock. Rechts unten: Platten übereinander gepasst und zentriert in der Schweißanlage.

Abb. 97 zeigt den DWHE vor dem Schweißvorgang. Darin zu erkennen sind die Grundplatte, die Deckplatte und der Heizblock aus Kupfer. Des Weiteren ist der Einbau dieser Platten in die Diffusionsschweißanlage – ebenfalls vor dem Schweißvorgang - zu sehen.

Abb. 98 zeigt die vollständige Teststrecke vor Inbetriebnahme. In der linken Bildhälfte ist der DWHE nicht-instrumentiert und nicht-gedämmt im Einbauzustand zu erkennen. In der rechten Bildhälfte nach erfolgter Instrumentierung und Dämmung. Die DWHE-Heizblock-Einheit ist mit einem Gestell aus Boschprofilen verschraubt, das eine Drehung um 90° im und gegen den Uhrzeigersinn in die Vertikale ermöglicht.

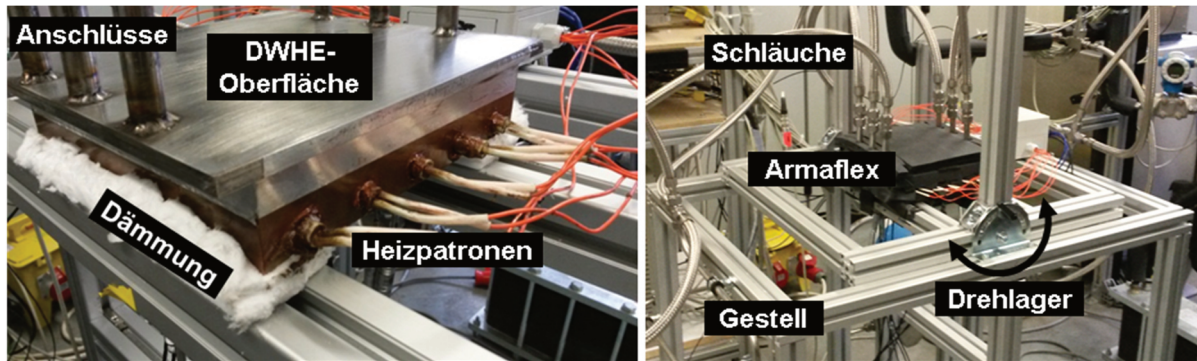


Abb. 98: DWHE in eingebautem Zustand. Links: Ohne Dämmung. Rechts: Gedämmt.

Abschließend wird die den DWHE umgebende Peripherie vollständig instrumentiert.

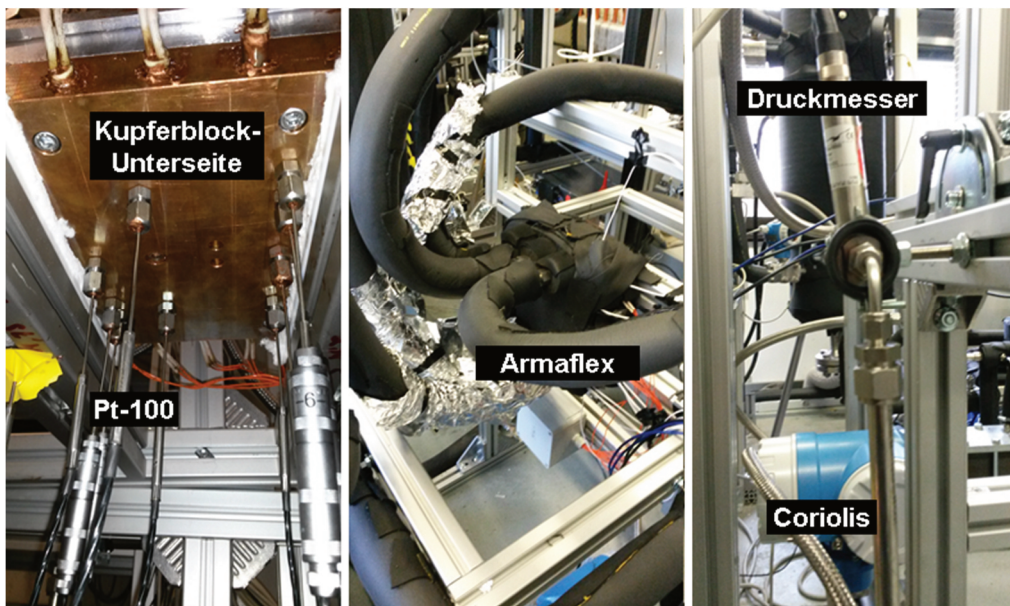


Abb. 99: Instrumentierung der Teststrecke.

Abb. 99 zeigt Detailansichten der Dämmung und der Instrumentierung der Teststrecke, bezüglich der rückseitigen Temperaturmessung im Heizblock und der Druckdifferenzmessung.

4.6.2. Messinstrumente

Folgende Messinstrumente sind in der Teststrecke verbaut:

Druckmessung

Der absolute Druck am Ein- und Austritt der Teststrecke wird durch piezoresistive Druckmessumformer vom Typ PAA-32 (Messbereich: 0 bis 200 bar) gemessen. Diese sind identisch zu jenen in der Versuchsanlage.

Die Messung des Druckverlusts im DWHE erfolgt über einen piezoresistiven Druckmessumformer zur direkten Druckdifferenzmessung. Ein Folgefehler durch Bildung der Druckdifferenz aus den Werten zweier getrennten Druckmessumformer wird dadurch umgangen.

4.6. Teststrecke

Tab. 29: Kenndaten der verwendeten Druckmessumformer.

Art	Hersteller	Typ	Bereich	Ausgang	Temperaturbereich	Fehler
Absolutdruck	Keller Druck	PAA-23/25	0-200 bar	0-10 V	-10...80 °C	0,2 % FS ± 0,4 bar
Differenzdruck	Keller Druck	PD-33X	0-3 bar	0-10 V	-10...80 °C	0,15 % FS ± 15 mbar

Die Typenbezeichnung lautet PD-33x, dieser arbeitet in einem Messbereich von 0 bis 3 bar. Der Anschluss an der Teststrecke erfolgt aus konstruktiven Gründen unmittelbar vor der Aufteilung bzw. Vereinigung des Massenstroms auf drei Anschlussleitungen.

Pt-100

Die Temperaturmessung an Ein- und Austritt der Teststrecke wird durch Widerstandsthermometer Pt-100 (Klasse A), analog zur Versuchsanlageninstrumentierung, realisiert. Die Messspitze wird über Formbauteile der Fa. Swagelok in die Rohrmitte der Hauptzuleitung eingebracht.

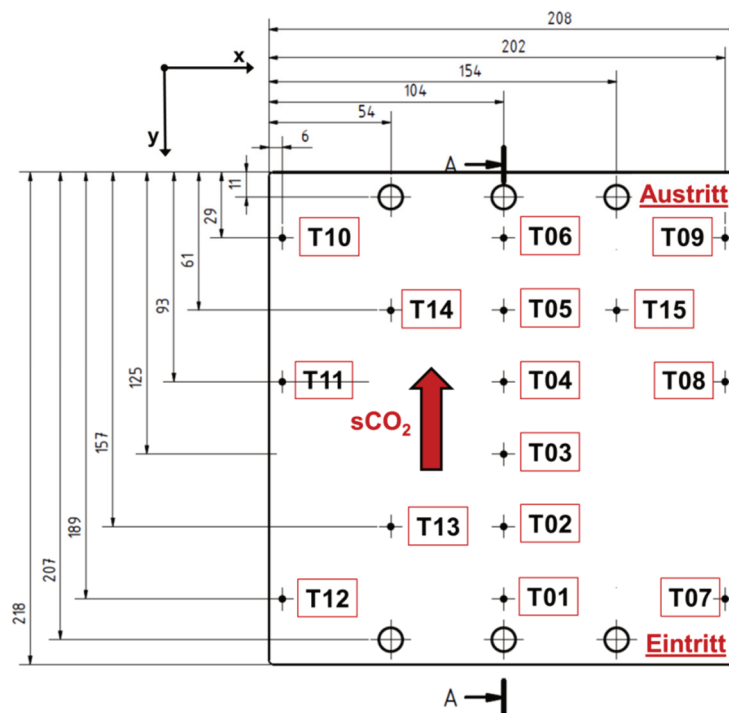


Abb. 100: CAD-Zeichnung des DWHE im Endzustand mit Positionen und Bezeichnungen für die Dünnschicht-Pt-100.

Die diskrete Messung der Oberflächentemperatur wird über Dünnschicht-Pt-100 (Klasse A) vorgenommen. Der Platinwiderstand ist auf einem Keramiksubstrat der Dimension 0,3 auf 3,0 mm aufgebracht. Die Dünnschicht-Pt-100 werden über Aluminiumklebeband auf der Oberfläche des DWHE ortsfest fixiert. Zur messtechnischen Bestimmung von Wärmestromdichten ist die Messung geringer Temperaturdifferenzen unvermeidlich. Jedoch führen selbst Messabweichungen < 1 K gemäß Gl. 126 bereits zu großen Abweichungen in der errechneten Wärmestromdichte. Bei Kombination zweier Pt-100 der Klasse A, kann die Messabweichung gemäß Tab. 16 im ungünstigsten Fall mehr als 0,3 K betragen, die Temperaturabhängigkeit nicht

miteingerechnet. Um diesen Fehler so weit wie möglich zu minimieren werden kalibrierte Pt-100 verwendet. Tab. 30 zeigt die Abweichung der gemessenen Temperatur vom Kalibriernormal bei sechs Pt-100 für Temperaturen von 50 °C, 100 °C und 150 °C.

Tab. 30: Messabweichung der einzelnen Pt-100 laut Kalibrierprotokoll.

Sensor-Nr.	50 °C	100 °C	150 °C
1	0,05	0,11	0,00
2	0,11	0,17	0,06
3	0,14	0,23	0,14
4	0,25	0,34	0,22
5	0,11	0,17	0,04
6	0,20	0,26	0,19

Durch Permutation werden die günstigsten Kombinationen zur Temperaturdifferenzmessung ermittelt. Das Ergebnis und die sich daraus ergebenden finalen Messfehler sind in Tab. 31 verzeichnet.

Tab. 31: Messfehler der günstigsten Pt-100-Kombinationen in [K].

Kombination	50 °C	100 °C	150 °C	Mittelwert
4-6	0,05	0,08	0,03	0,05
2-5	0,06	0,00	0,02	0,03
1-3	0,09	0,12	0,14	0,12

Zusätzlich erfolgt die Temperaturbestimmung über die quadratische Umrechnung des gemessenen Widerstands in die Temperatur, nach Gl. 64. Des Weiteren wird die maximale Integrationszeit bei der A/D-Wandlung (NPLC-Zahl von 200) gewählt, um die Genauigkeit der Messung zu maximieren.

Wärmebildkamera

Die Oberflächentemperatur des DWHE wird mithilfe einer Wärmebildkamera gemessen. Es handelt sich hierbei um das Modell *VarioCAM hr head* der Firma Infratec mit ungekühltem Mikrobolometerarray.

$$\text{Strahlungsverhältnis} = \frac{\text{Messstrahlung}}{\text{Störstrahlung}} = \frac{\varepsilon_t T_t^4}{(1 - \varepsilon_t) \varepsilon_w T_w^4} \quad \text{Gl. 112}$$

Thermographiemessungen sind auf metallischer, polierter Oberfläche durch den damit verbundenen niedrigen Emissionsgrad und die dort auftretenden Reflexionen des thermischen Hintergrunds nicht sinnvoll. Außerdem muss sichergestellt sein, dass jene Wärmestrahlung, die vom thermischen Hintergrund des Objekts ausgeht, nicht das Messergebnis verfälscht. Um dies zu gewährleisten, muss die Oberfläche des DWHE vorbehandelt werden. Abb. 101 und Abb. 102 verdeutlichen, dass die Oberfläche im erwarteten Temperaturbereich (30 bis 150 °C) einen Emissionsgrad größer als 0,9 aufweisen muss. Andernfalls übersteigt der thermische Kontrast in der Objektebene zwischen Oberfläche und Hintergrund nicht die Wahrnehmungsschwelle des menschlichen Auges. Das nach Gl. 112 berechnete Verhältnis der der Strahlungsleistung zwischen Oberfläche und Hintergrund zeigt an, dass erst ab diesem Emissionsgrad die Wärmestrahlung der DWHE-Oberfläche gegenüber der thermographische Messung hinreichend dominiert, d.h. der damit verbundene Messfehler gering ist.

4.6. Teststrecke

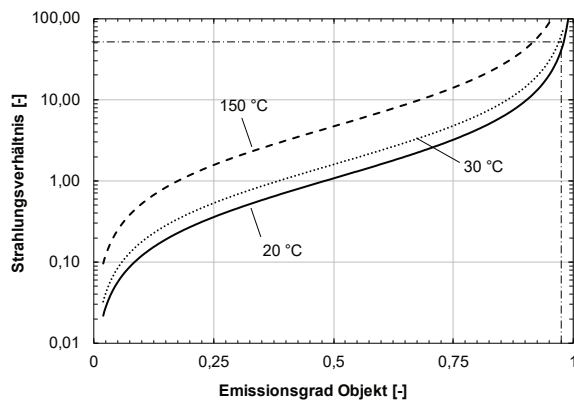


Abb. 101: Strahlungsverhältnis in Abhängigkeit vom Emissionsgrad für Temperaturen 20 °C, 50 °C und 150 °C. Mittels Berechnet nach Gl. 112 für eine Hintergrundtemperatur von $T_w = 20$ °C. Strich-Punkt-Linie markiert den Wert für einen Emissionsgrad von $\epsilon = 0,97$.

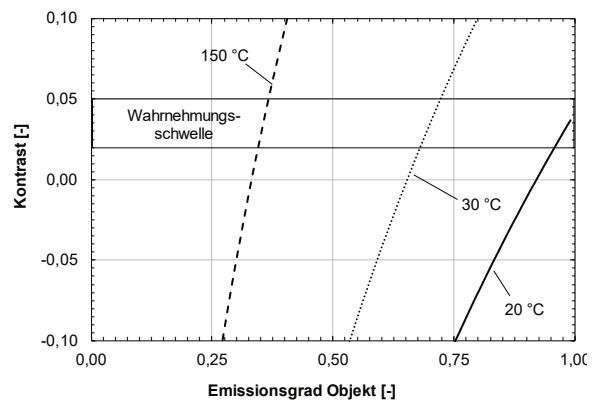


Abb. 102: Kontrast von thermographiertem Objekt zu Hintergrund in Abhängigkeit vom Emissionsgrad des Objekts Emissionsgrad für Temperaturen 20 °C, 50 °C und 150 °C. Mittels Strich-Punkt-Linie ist der Bereich der Wahrnehmungsschwelle des menschlichen Auges dargestellt.

Entsprechend wird eine Schicht der Dicke 0,5 mm eines Lacks der Fa. Nextel mit definiertem Emissionsgrad von 0,97 auf die Oberfläche des DWHE aufgetragen. Der thermische Hintergrund jedoch kann nur bedingt ausgeblendet werden. Dennoch wird der Emissionsgrad von Bauteilen in der Umgebung des DWHE und damit einhergehend dessen Einfluss auf die thermographische Messung verringert, indem diese mit Aluminiumfolie abgedeckt werden.

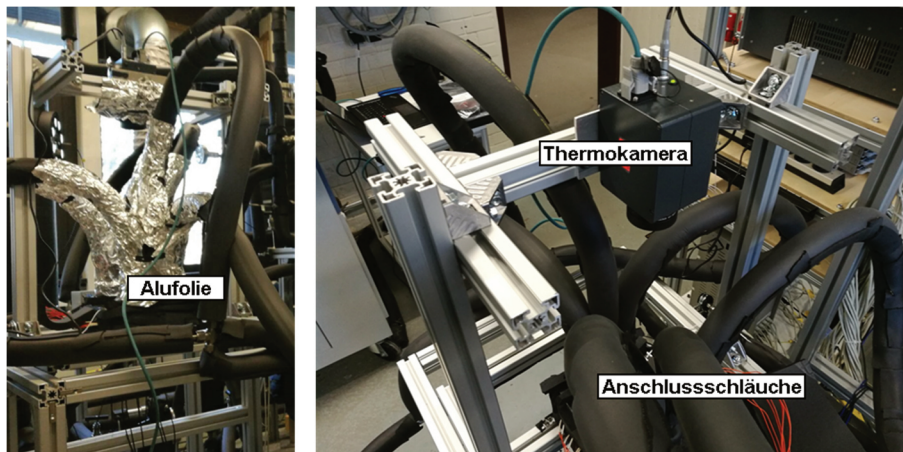


Abb. 103: Aufbau der Wärmebildkamera in der Teststrecke.

Eine weitere Fehlerquelle, die Einfluss auf die thermographische Messung nimmt, ist die eingeschränkte Transmission zwischen Objekt und Linse aufgrund von Wasserdampf und CO_2 in der Atmosphäre. Die Thermokamera bietet in Kombination mit der vom Hersteller angebotenen Software *IRBISView* einen erweiterten Funktionsumfang, der diese Fehler rechnerisch minimiert, wenn Luftfeuchtigkeit und Emissionsgrad des Objekts hinreichend genau bekannt sind. Streuungen aus dem Sichtbereich der Kamera sind bei Laboranwendungen auf kurze Distanzen (< 10 m) vernachlässigbar. Abb. 103 zeigt den Versuchsaufbau mit Teststrecke und Wärmebildkamera.

4.7. Auswertemethoden

Die folgenden Auswertungsmethoden und –algorithmen werden genutzt.

Druckverlust

Der gesamte Druckverlust in der Teststrecke berechnet sich zu:

$$\Delta p_{CO_2, ges} = \Delta p_{Reib, kanal} + \Delta p_{Form} \quad \text{Gl. 113}$$

Zur Berechnung des reibungsinduzierten Druckverlusts wird auf Gl. 12 verwiesen. Schwerkraftbedingte Druckverluste müssen nicht berücksichtigt werden, da eine gravitative Druckrückgewinnung innerhalb der Teststrecke, noch vor Erreichen des Druckdifferenzmessers, stattfindet. Druckverluste aufgrund von Kontraktion sind lediglich für beheizte Strömungen relevant.

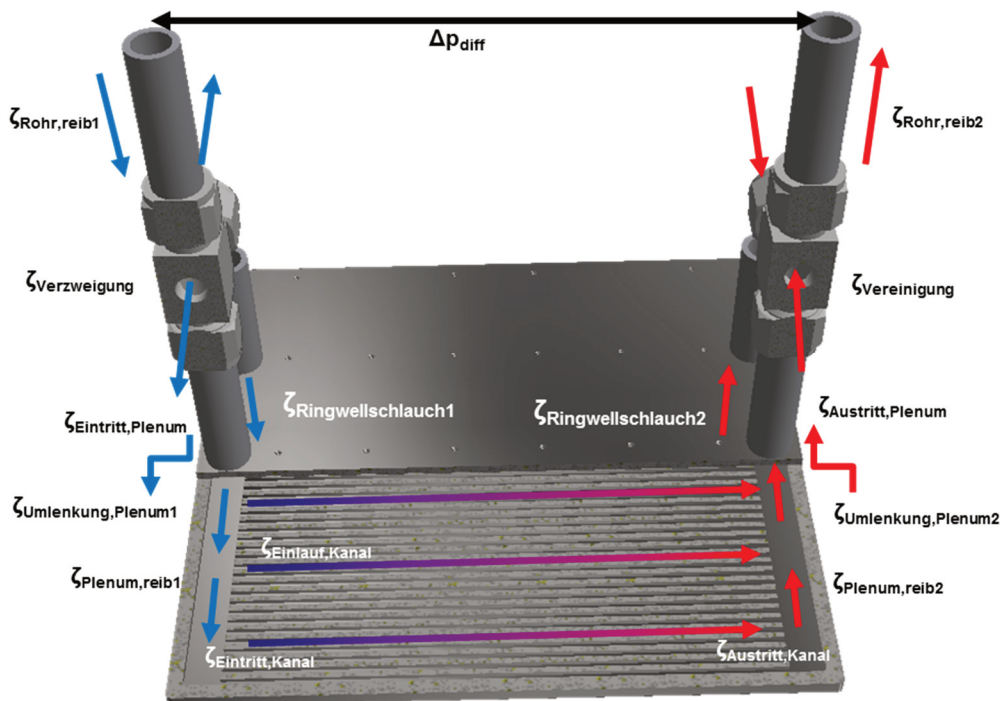


Abb. 104: Formwiderstände die das sCO₂ beim Durchströmen des DWHE bzw. der Teststrecke überwinden muss.

Abb. 104 verdeutlicht, dass das sCO₂, bedingt durch den Versuchsaufbau und die notwendige Platzierung des Differenzdruckmessers zwischen den Haupt-Rohrleitungen zusätzlich Formwiderstände überwinden muss, die zusätzlich in die Messung des Druckverlusts einfließen und daher in die Berechnung des Gesamtdruckverlusts in der Teststrecke einbezogen werden müssen, siehe Gl. 114.

$$\Delta p_{Form} = \frac{1}{2} \rho(T, p) \cdot w_x(T, p)^2 \xi_x = \frac{1}{2} \frac{\dot{m}^2}{\rho(T, p) \cdot A^2} \xi_x \quad \text{Gl. 114}$$

Die aus Formwiderständen resultierenden Druckverluste setzen sich aus dem Druckverlust in der Rohrleitung vor dem DWHE, dem Druckverlust durch die Aufteilung des Massenstroms

auf drei Hochdruck-Ringwellschläuche im Kreuzstück, dem reibungsbedingten Druckverlust in den Ringwellschläuchen, dem Eintrittsdruckverlust beim Einströmen ins Verteil-Plenum, dem Druckverlust durch die 90° Umlenkung der Strömung im Verteil-Plenum, dem Reibungsdruckverlust der Strömung im Verteil-Plenum, dem Eintrittsdruckverlust in den Kanälen, dem Druckverlust durch turbulenten Einlauf in den Kanälen, dem Austrittsdruckverlust beim Ausströmen ins Sammler-Plenum, dem Reibungsdruckverlust im Sammler-Plenum, dem Druckverlust durch die 90° Umlenkung im Sammler-Plenum, dem Austrittsdruckverlust beim Einströmen in die drei Ringwellschläuche, den Reibungsdruckverlusten in den Ringwellschläuchen, dem Druckverlust aufgrund von Vermischung im Kreuzstück und dem reibungsbedingten Druckverlust in der Rohrleitung dahinter bis zum Anschluss an den Differenzdruckmesser, siehe Gl. 115 – Gl. 125.

Gl. 114 auf den Versuchsaufbau angewendet führt zu:

$$\begin{aligned} \Delta p_{form} = & \Delta p_{Rohr,reib1} + \Delta p_{Verzweigung} + \Delta p_{Ringwellschlauch1} + \Delta p_{Eintritt,Plenum} & \text{Gl. 115} \\ & + \Delta p_{Umlenkung,Plenum1} + \Delta p_{reib,Plenum1} + \Delta p_{Eintritt,Kanal} \\ & + \Delta p_{Einlauf,Kanal} + \Delta p_{Austritt,Kanal} + \Delta p_{reib,Plenum2} \\ & + \Delta p_{Umlenkung,Plenum2} + \Delta p_{Austritt,Plenum} + \Delta p_{Ringwellschlauch2} \\ & + \Delta p_{Vereinigung} + \Delta p_{Rohr,reib2} \end{aligned}$$

Für die einzelnen Summanden gilt nach [7]:

$$\Delta p_{Verzweigung} = 2,87 \quad \text{Gl. 116}$$

$$\Delta p_{Ringwellschlauch,i} = (0,1 \dots 0,2) \frac{L_{Ringwellschlauch}}{d_i} + 2,0 \frac{\alpha}{180^\circ} \quad \text{Gl. 117}$$

$$\xi_{Eintritt,Plenum} = \left(1 - \frac{A_{Rohre}}{A_{Plenum,längs}}\right)^2 = \left(1 - \frac{\frac{3}{4} \pi d_i^2}{b_{Plenum} l_{Plenum}}\right)^2 \quad \text{Gl. 118}$$

$$\xi_{Umlenkung,Plenum,i} = 2,5 \text{ (für } 90^\circ) \quad \text{Gl. 119}$$

$$\xi_{reib,Plenum,i} = \lambda_{Fil} \frac{b_{Plenum}}{d_{h,Plenum}} \quad \text{Gl. 120}$$

$$\xi_{Eintritt,Kanal} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{A_{Kanäle}}{A_{Plenum,quer}}\right)^{\frac{3}{4}} = \left(1 - \frac{50 b_{kanal} h_{kanal}}{h_{Plenum} l_{Plenum}}\right)^{\frac{3}{4}} \quad \text{Gl. 121}$$

$$\xi_{Einlauf,Kanal} = 0,5 \text{ (scharfkantig)} \quad \text{Gl. 122}$$

$$\xi_{Austritt,Kanal} = \left(1 - \frac{A_{Kanäle}}{A_{Plenum,quer}}\right)^2 = \left(1 - \frac{50 b_{kanal} h_{kanal}}{h_{Plenum} l_{Plenum}}\right)^2 \quad \text{Gl. 123}$$

$$\xi_{\text{Austritt,Plenum}} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{A_{\text{Rohre}}}{A_{\text{Plenum,längs}}} \right)^{\frac{3}{4}} = \left(1 - \frac{\frac{3}{4} \pi d_i^2}{b_{\text{Plenum}} l_{\text{Plenum}}} \right)^{\frac{3}{4}} \quad \text{Gl. 124}$$

$$\Delta p_{\text{Vereinigung}} = 1,56 \quad \text{Gl. 125}$$

Wärmestromdichte

Die Wärmestromdichte wird durch Anwendung des Fourier'schen Gesetzes unter Einbeziehung der jeweiligen gegeneinander kalibrierten Pt-100-Paare (TQ01-TQ02, TQ03-TQ04) berechnet.

$$\dot{q} = \frac{\lambda_{\text{Cu}}}{s} \cdot (T_{Q_{\text{oben}}} - T_{Q_{\text{unten}}}) \quad \text{Gl. 126}$$

Die Wärmeleitfähigkeit des Kupfers wird vom Hersteller mit $\lambda_{\text{Cu}} = 390 \text{ W/(mK)}$ angegeben. Der vertikale Abstand der Messspitzen zueinander beträgt 0,007 m.

Heizleistung

Die Beheizung der Teststrecke erfolgt über zehn Heizpatronen (Türk & Hillinger maximal 750 W, $U_{\text{max}} = 230 \text{ V}$, $d_a = 0,010 \text{ m}$, $l = 0,100 \text{ mm}$), die über insgesamt zwei Leistungssteller (Delta Elektronika, Typ SM-6000, $U_{\text{max}} = 300 \text{ V}$, $I_{\text{max}} = 20 \text{ A}$) mit elektrischer Leistung versorgt werden. Die von diesen abgegebene Spannung und Stromstärke können als Analogsignal abgegriffen und ausgewertet werden. Die Berechnung der anliegenden Heizleistung berechnet sich aus den Messwerten wie folgt.

$$\dot{Q}_{\text{el}} = I_1 \cdot U_1 + I_2 \cdot U_2 \quad \text{Gl. 127}$$

Wärmestrom

Der vom sCO₂ aufgenommene Wärmestrom berechnet sich als Differenz aus den Enthalpien an Ein- und Austritt.

$$\dot{Q}_{\text{th}} = \dot{m} (h_{\text{ein}}(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}}) - h_{\text{aus}}(T_{\text{aus}}, p_{\text{aus}})) \quad \text{Gl. 128}$$

Verlustleistung

Die Wärmeverlustleistung berechnet sich, nach Anwendung einer Energiebilanz, als Differenz zwischen elektrischer Heizleistung und Wärmestrom im sCO₂.

$$|\dot{Q}_{\text{verlust}}| = \dot{Q}_{\text{el}} - \dot{Q}_{\text{th}} \quad \text{Gl. 129}$$

Temperaturdifferenz

Die Differenz der Temperaturen zwischen Ein- und Austritt des DWHE wird wie folgt gebildet:

$$\Delta T = T_{aus} - T_{ein} \quad \text{Gl. 130}$$

Oberflächentemperaturen

Die diskreten Oberflächentemperaturen werden als Messwerte TO01-TO15 den Pt-100 entnommen. Die mittlere Oberflächentemperatur wird durch den arithmetischen Mittelwert aller Oberflächen-Pt-100 gebildet:

$$\overline{TO} = \frac{1}{15} \sum_{j=01}^{15} TO_j \quad \text{Gl. 131}$$

Die sich dadurch ergebende mittlere Abweichung berechnet sich zu:

$$\Delta TO = \sqrt{\frac{1}{15(15-1)} \sum_{j=01}^{15} (TO_j - \overline{TO_m})^2} \quad \text{Gl. 132}$$

Diese dient als Maß zur Quantifizierung der Temperaturungleichverteilung entlang der gesamten Oberfläche des DWHE.

Des Weiteren wird die mittlere Temperatur der Oberfläche entlang des linken äußeren Kanals (TO10-TO12) wie folgt berechnet:

$$\overline{TO_{links}} = \frac{1}{3} \sum_{j=10}^{12} TO_j \quad \text{Gl. 133}$$

Analog hierzu ergibt sich die Berechnung der mittleren Temperatur an Oberfläche des rechten äußeren Kanals zu:

$$\overline{TO_{rechts}} = \frac{1}{3} \cdot \sum_{j=07}^{09} TO_j \quad \text{Gl. 134}$$

sowie des mittleren Kanals zu:

$$\overline{TO_{mitte}} = \frac{1}{6} \cdot \sum_{j=01}^{06} TO_j \quad \text{Gl. 135}$$

Die mittlere Temperatur auf der Unterseite des DWHE wird durch folgende Gleichung ermittelt.

$$\overline{TR} = \frac{1}{4} \cdot \sum_{j=01}^{04} TR_j \quad \text{Gl. 136}$$

Entsprechend berechnet sich die mittlere Abweichung der Temperaturen an den unterseitigen Messstellen zu:

$$\Delta TR = \sqrt{\frac{1}{4(4-1)} \cdot \sum_{j=01}^4 (TR_j - \overline{TR})^2} \quad \text{Gl. 137}$$

Bei der Variation der Strömungsrichtung und der Anschlusszahl werden die Oberflächentemperaturen als relative Temperaturänderungen $\Delta \tilde{T}_{x,y}$, bezogen auf die Temperaturen eines Referenzfalls, angegeben.

$$\Delta \tilde{T}_{x,y} = \frac{TO_{x,y} - TO_{x,y}^{ref}}{TO_{x,y}^{ref}} [\%] \quad \text{Gl. 138}$$

Dies dient der einfacheren und übersichtlicheren Vergleichbarkeit der Ergebnisse untereinander. Nach derselben Rechenvorschrift werden die relativen Änderungen der mittleren Oberflächentemperatur, sowie der Oberflächentemperatur entlang des mittleren, rechten, bzw. linken Kanals gebildet.

Temperaturabweichung Experiment FEM-Simulation

Die durchschnittliche Abweichung der Oberflächentemperatur des DWHE zwischen simulierten und gemessenen Daten wird gebildet zu:

$$\overline{\Delta TO} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |TO_{sim,i} - TO_{exp,i}| \quad \text{Gl. 139}$$

sowie als Gesamtwert:

$$\Delta \bar{T}_{ges} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{j=1}^m \overline{\Delta TO}_j \quad \text{Gl. 140}$$

Mittlere Re-Zahlen

Die mittlere Re-Zahl zwischen Ein- und Austritt wird durch lineare Mittelung gebildet und berücksichtigt die Temperaturabhängigkeit:

$$\overline{Re} = \frac{1}{2} (Re_{ein}(T_{ein}, p_{ein}) + Re_{aus}(T_{aus}, p_{aus})) \quad \text{Gl. 141}$$

Mittlere Nu-Zahl

Analog zur Re-Zahl wird die mittlere Nu-Zahl zwischen Ein- und Austritt wie folgt gebildet:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{2}(Nu_{ein}(Re_{ein}, Pr_{ein}) + Nu_{aus}(Re_{aus}, Pr_{aus})) \quad \text{Gl. 142}$$

Die Nu-Zahlen werden nach der Korrelation von Gnielinski berechnet.

Heizflächenbelastung

Die Heizflächenbelastung stellt ein Maß für die Enthalpiezunahme des Fluids durch die Heizfläche dar und wird als Verhältnis:

$$\frac{\dot{Q}}{G} = \frac{\dot{q} A_{längs}}{\frac{\dot{m}_{SCO_2}}{n_k \cdot A_{quer}}} \approx \frac{P_{el}}{G} \quad \text{Gl. 143}$$

definiert. Sie entspricht physikalisch einer normierten Enthalpieänderung bezogen auf die Querschnittsfläche aller Kanäle. Folglich führen sowohl eine Erhöhung des Wärmestroms bzw. der elektrischen Heizleistung, als auch eine Abnahme des Massenstroms zu einer Erhöhung der Heizflächenbelastung.

4.7.2. Untersuchungsgrößen

Zu den wesentlichen Untersuchungsaspekten am DWHE zählen: Druckverlust, erzielbare Wärmeübertragungsleistung, Massenstrom- und Temperaturverteilung, Einfluss der Schwerkraft auf die Wärmeübertragung, Auftreten von DHT, Betriebs- und Teillastverhalten (Abweichung der Eintrittstemperaturen- und -drücke), Aufzeigen von Optimierungspotential hinsichtlich der thermischen und mechanischen Auslegung und des Fertigungsverfahrens.

Folgende Mess- bzw. Berechnungsgrößen sind zentrales Element und Ziel der experimentellen Untersuchungen und sollen Aussagen zu Charakteristik und Leistungsfähigkeit des DWHE zulassen.

Druckverlust

Eine wichtige Kenngröße eines Wärmeübertragers ist der Druckverlust. Er stellt einen entscheidenden Faktor für die Wirtschaftlichkeit eines technischen Systems dar, denn er muss durch Mehrarbeit der Pumpe bzw. des Verdichters des Systems überwunden werden. Seine Messung dient daher zur Charakterisierung der Wirtschaftlichkeit des DWHE.

Temperaturdifferenz und Austrittstemperatur

Vorweg zu beachten ist, dass die Austrittstemperatur von der Eintrittstemperatur und der erzielten Temperaturdifferenz der betreffenden Seite abhängt bzw. aus beiden anderen Größen errechnet werden kann und umgekehrt und folglich nicht isoliert betrachtet werden darf. Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt beider Seiten ist eine weitere wichtige Größe zur Charakterisierung eines Wärmeübertragers. Je geringer diese Temperaturdifferenz desto größer wird die tatsächlich nutzbare logarithmische Temperaturdifferenz und damit der übertragbare Wärmestrom in einem Wärmeübertrager. Diese Aussage besitzt sowohl für Primär- als auch Sekundärseite Gültigkeit. Die Austrittstemperatur wiederum kann aus zweierlei Gründen entscheidend für den Einsatz eines Wärmeübertragers in einem technischen System sein.

Zum einen kann, wie im Anwendungsfall eines geschlossenen Kreislaufs (im Projekt sCO₂-HeRo [11]), eine dem Wärmeübertrager nachgeschaltete Turbine in ihrem Betriebsverhalten negativ beeinflusst werden, wenn sich die Austrittstemperatur des Wärmeübertragers über ein verkräftbares Maß hinaus verändert. Dasselbe gilt für einen Verdichter. Hat der Wärmeübertrager jedoch die Aufgabe eine konstante Austrittstemperatur zu gewährleisten (Verfahrenstechnischen Anlagen, Chemiereaktor usw.), wird üblicherweise eine Regelung verwendet, um dies zu gewährleisten. Dies bedeutet, einer Änderung der Austrittstemperatur wird durch Regeleingriffe begegnet (z.B. Massenstromvariation). Regelungen können aber üblicherweise nur begrenzte Regeleingriffe und -geschwindigkeiten vollführen (Stellgrößenbeschränkung, Instabilität), bei größeren Regelabweichungen auf Seiten der Austrittstemperatur versagen diese folglich.

Oberflächentemperatur

Wird die Oberfläche des DWHE als ideal adiabat betrachtet und wird lediglich eindimensionale Wärmeleitung durch die Struktur des DWHE angenommen, so repräsentiert die Oberflächentemperatur näherungsweise die Kernströmungstemperatur des sCO₂. Dies ist bedingt durch den verschwindenden Temperaturgradienten zwischen oberer Kanalwand und der Oberfläche. Wird weiterhin angenommen, der Massenstrom verteile sich gleichmäßig auf die einzelnen Kanäle und die Wärmestromdichte sei über der gesamten Unterseite des DWHE konstant, so kann aus der Differenz zwischen Oberflächen- und Unterseitentemperatur der lokale Wärmedurchgangskoeffizient an den vorhandenen Messstellen rechnerisch ermittelt werden. Erweisen sich jedoch die getroffenen Annahmen als nicht zulässig, so stellt die Oberflächentemperatur die lokale Wandüberhitzung dar. Diese wiederum kann als qualitatives Maß für die Höhe des Wärmedurchgangskoeffizienten betrachtet werden, bleibt aber einer rechnerischen Ermittlung, aufgrund von mangelhafter Informationslage über den tatsächlichen Massenstrom im Kanal, verschlossen.

4.8. Messkampagnen DWHE

Durch systematische Versuchsreihen anhand der zuvor beschriebenen Teststrecke DWHE wird das Betriebsverhalten des DWHE nahe dem kritischen Punkt bzw. nahe verschiedener pseudokritischer Punkte untersucht. Hierfür wurden sechs Messkampagnen über einen Zeitraum von sechs Monaten durchgeführt. Tab. 32 verschafft einen ersten Überblick über den Zweck der einzelnen Messkampagnen.

In den folgenden beiden Unterkapiteln werden die Durchführung und die Ziele weitergehend erläutert. Dabei wird zwischen Versuchsreihen mit beheizter und unbeheizter Strömung gemäß Tab. 32 unterschieden.

Tab. 32: Übersicht der durchgeführten Messkampagnen.

Messkampagne	Beheizung	Zielgröße	Einflussgröße
1		Δp	$T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}}, \dot{m}_{\text{sCO}_2}, \text{Anschlusszahl}$
2	unbeheizt	Wiederholungsmessung	wie Messkampagne 2
3		Wiederholungsmessung	wie Messkampagne 2
4		$\Delta p, TO_x, T_{\text{aus}}$	$T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}}, \dot{m}_{\text{sCO}_2}, P_{\text{el}}, Q/G, g$
5	beheizt	Wiederholungsmessung	wie Messkampagne 4
6		Wiederholungsmessung	wie Messkampagne 4

Anmerkung: Abhängig vom Hochdruck der Versuchsanlage, ist der fahrbare Massenstrombereich Schwankungen unterworfen, da der Betriebsbereich des Verdichters vom jeweiligen Druckverhältnis abhängt, siehe Kap. 3.3.1. Entsprechend verschieben sich die Grenzen der Massenstrombereiche bei verschiedenen Eintrittsdrucklagen.

4.8.1. Druckverluste bei unbeheizter Strömung

Ziel der ersten Messkampagne ist die Bestimmung der Abhängigkeit des Druckverlusts vom Gesamtmassenstrom unter verschiedenen Einflussfaktoren. Im Rahmen der ersten Messkampagne wird der Einfluss der Temperatur, wie auch des Drucks am Eintritt des DWHE auf den gesamten Druckverlust untersucht. Entsprechend wird jeweils einer der beiden Parameter variiert, während der andere konstant gehalten wird. Dies führt zur Versuchsmatrix in Tab. 33. Dieser können ferner, alle angefahrenen Temperaturen und Drücken entnommen werden. Als Eintrittstemperatur werden Werte unterhalb (20 °C), oberhalb (40 °C) und am kritischen Punkt (30 °C) gewählt. Dadurch soll ein unter- oder überschreiten der kritischen Temperatur im Betrieb experimentell abgebildet werden und die Folgen auf den Druckverlust aufgezeigt werden.

Tab. 33: Versuchsmatrix der Messkampagnen zur Ermittlung der Druckverluste bei unbeheizter Strömung.

Variation	p_{ein}	T_{ein}	\dot{m}_{SCO_2}	P_{el}	Anschlüsse
	bar	°C	g/s	kW	-
T-Var	75	20	40-110 in 5 g/s-Schritten	0	3
		30			
		40			
p-Var	70	30	40-110 in 5 g/s-Schritten		3
	75		40-110 in 5 g/s-Schritten		
	85		35-100 in 5 g/s-Schritten		
	95		30-100 in 5 g/s-Schritten		
Anschluss-Var	75	30	40-110 in 5 g/s-Schritten		3
	75				1

Die Eintrittsdrücke nehmen überwiegend Werte oberhalb des kritischen Drucks an und sind in Anlehnung an die beheizten Versuche gewählt. Dies gewährleistet eine Vergleichbarkeit zwischen Versuchen bei beheizter und unbeheizter Strömung und bietet die Möglichkeit den Einfluss der Beheizung zu ermitteln. Um die Auswirkung eines Druckabfalls am Eintritt auf unterkritische Werte zu examinieren, wird zusätzlich ein Eintrittsdruck von 70 bar gewählt. Weiterhin ist aus Tab. 33 ersichtlich, dass die Anzahl der aktiven Anschlüsse am Eintritts- und Austrittsplenum, bei ansonsten identischen Eintrittsbedingungen, variiert wird, was einer künstlichen Verschlechterung der Strömungsverteilung entspricht. Daraus lassen sich Aussagen über den Einfluss der Hydraulik der Strömung in den Plenen gewinnen. Die Messkampagnen 2 und 3 dienen zur Sicherstellung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse aus der ersten Messkampagne.

4.8.2. Druck- und Temperaturmessungen bei beheizter Strömung

Im Rahmen der vierten Messkampagne steht die Untersuchung der Wärmeübertragung im DWHE im Vordergrund. Speziell der Einfluss der Eintritts- und Randbedingungen auf Wärmeübertragung und Druckverlust sind von Interesse. Der Druck p_{ein} und Temperatur T_{ein} am Eintritt des DWHE werden als Eintrittsbedingungen zusammengefasst. Abb. 105 zeigt die schematische Darstellung der Eintrittsbedingungsarten, die im Rahmen der Messkampagne gewählt werden. Es lassen sich drei Arten ableiten, die für:

- Unter(pseudo)kritische Einströmung 3 K unterhalb der pseudokritischen Temperatur (EB I).
- Über(pseudo)kritische Einströmung 3 K oberhalb der pseudokritischen Temperatur (EB II).
- Einströmung weit unterhalb der pseudokritischen Temperatur bei 20 °C (EB III).

EB I und EB II besitzen Gültigkeit für die Drucklagen von 75, 85 und 95 bar, EB III lediglich für 75 bar.

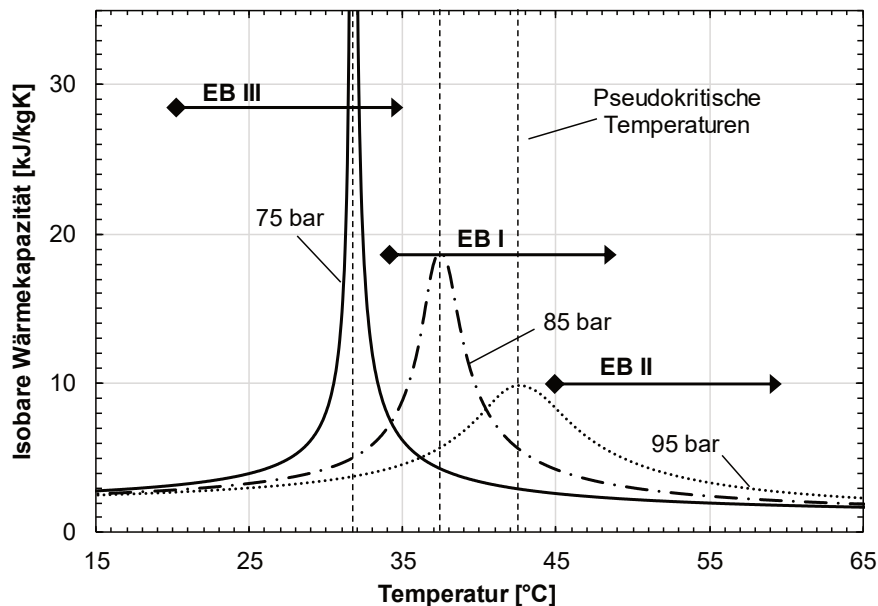


Abb. 105: Schematische Darstellung der Eintrittsbedingungen (EB I-III) des sCO₂ der Messkampagne. Pseudokritische Temperaturen sind gestrichelt dargestellt.

Die Variation der Eintrittsbedingungen simuliert eine Betriebsabweichung des DWHE innerhalb eines technischen Systems (z.B. Turbo-Verdichter-Kreislauf) und zeigt deren Konsequenz für den Druckverlust und für die Wärmeübertragung bzw. die Austrittstemperatur auf.

- Abweichung der Eintrittstemperatur bei konstantem Druck (EB I → EB II).
- Variation des Eintrittsdrucks bei konstanter Temperatur (EB I {95 bar} → EB II {85 bar}). Die Eintrittstemperaturen sind in diesem Fall identisch (~ 40 °C)
- Vergleich zu stark unterkühlter Flüssigkeit (EB III). Diese Fahrweise stellt eine Alternative zum Betrieb des DWHE nahe am (pseudo)kritischen Punkt dar.

Jede Durchführung von Versuchen einer Eintrittsbedingungenart wird durch eine Variation der Randbedingungen ergänzt. Diese sind im Einzelnen der Massenstrom, die elektrische Heizleistung und die Schwerkraft. D.h. die Randbedingungen werden gemäß dem Schema in Tab. 34 bei konstant gehaltenen Eintrittsbedingungen variiert. Dies wird im Folgenden als Heizleistungsvariation (H-Var) bzw. Massenstrom-Variation (M-Var) oder Gravitationsvariation (G-Var) bezeichnet. Sowohl eine H-Var, als auch eine M-Var erzwingt unweigerlich eine Änderung der Heizflächenbelastung, dadurch ist es möglich diesen Einflussfaktor auf zwei Weisen zu variieren und in der Folge einen breiteren Bereich durchlaufen zu können.

4.8. Messkampagnen DWHE

Tab. 34: Eintritts- und Randbedingungen der Messkampagnen 4-6, sowie verwendete Farbcodes für verschiedene Druckniveaus und deren pseudokritische Temperatur.

	<u>Eintrittsbedingungen</u>			\dot{m}_{scO_2} g/s	<u>Randbedingungen</u>	
	p_{ein} bar	T_{ein} °C	T_{pk} °C		P_{el} kW	Gravitation
EB I	75	28,7	31,7	30-110 in 10 g/s-Schritten	0-6,5 in 1,3 kW-Schritten	Waagrecht, Auf-, Abwärtsströmung
	85	34,3	37,3			
	95	39,5	42,5			
EB II	75	34,7	31,7	30-110 in 10 g/s-Schritten	0-6,5 in 1,3 kW-Schritten	-
	85	40,3	37,3			
	95	45,5	42,5			
EB III	75	20	31,7	30-110 in 10 g/s-Schritten	0-6,5 in 1,3 kW-Schritten	-
				M-Var	H-Var	G-Var

Dabei kann es zu einer Überschneidung von Betriebspunkten kommen. Die G-Var wird nur für einen Eintrittsdruck von 75 bar und unter EB I durchgeführt. Dies dient der exemplarischen Identifikation des grundsätzlichen Einflusses der Schwerkraft auf die Wärmeübertragung bei unter(pseudo)kritischer Einstromung. Die Messkampagnen 5 und 6 dienen zur erneuten Sicherstellung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse aus der ersten Messkampagne und laufen folglich unter denselben Bedingungen ab.

4.9. Versuchsergebnisse

Dieses Unterkapitel enthält eine detaillierte Beschreibung und Analyse der Versuchsergebnisse zur Wärmeübertragung und den Druckverlusten im DWHE.

4.9.1. Vorbetrachtung

Abb. 106 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf von Austrittstemperatur, durchschnittlicher Oberflächentemperatur und der Temperatur im Kupferblock für verschiedene Messpunkte.

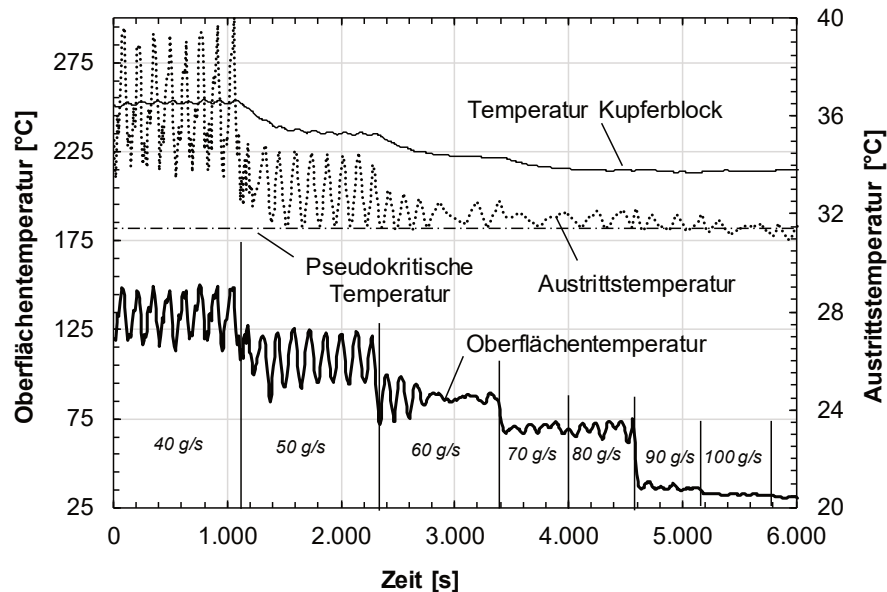


Abb. 106: Zeitlicher Verlauf von Austrittstemperatur (T_{aus}), Oberflächentemperatur ($TO05$) und Kupfertemperatur ($TQ01$). $s\text{CO}_2$ -Eintrittsbedingungen: $T_{\text{ein}} = 20\text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 75\text{ bar}$; $P_{\text{el}} = 6,5\text{ kW}$; Massenstromvariation von 40...110 g/s.

Zum Anfahren verschiedener Messpunkte für die EB III, wird der Massenstrom bei konstanter Heizleistung (6,5 kW) schrittweise erhöht und abgewartet, bis sich sämtliche Messgrößen einen stationären Verlauf annehmen. Liegt die Austrittstemperatur, wie in Abb. 106 ersichtlich, oberhalb der pseudokritischen Temperatur, so weisen die Oberflächentemperatur und die Austrittstemperatur erhebliche Schwingungen (Oszillationen) um einen stationären Mittelwert auf, ähnlich der Geschwindigkeit einer turbulenten Strömung. Dabei weisen die Schwingungen der Oberflächentemperaturen Amplituden von bis zu 25 K auf. Fällt die Austrittstemperatur hingegen auf Werte unterhalb der pseudokritischen Temperatur, so verringert sich die Amplitude auf niedrige Werte (< 3 K im Falle der Austrittstemperatur), oder die Oszillationen klingen gänzlich ab (Oberflächentemperatur). Dies deckt sich mit den in Abb. 27 gezeigten Effekten, die von Kim et al. [38] beschrieben und erklärt werden. Auffällig ist weiterhin, dass die Temperatur im Kupferblock zu keiner Zeit nennenswerte Oszillationen aufweist. Dies ist insofern von Bedeutung, da diese Temperaturmessstelle zur Berechnung der Wärmestromdichte herangezogen wird. Entsprechend kann die Unsicherheit dieses Messwerts als gering betrachtet werden. Eine anschließende Fehlerfortpflanzungsrechnung wird zeigen, dass dies eine wichtige Voraussetzung zum Erreichen einer hohen Messqualität darstellt. Die Fehlerfortpflanzungsrechnung wird dabei nach DIN 1319-4 erfolgen.

4.9.2. Druckverluste (unbeheizte Strömung)

Abb. 107 zeigt den Druckverlust in der Teststrecke in Abhängigkeit des Gesamtmassenstroms bei ausgeschalteter Beheizung und für verschiedene Eingangsdrücke ($p_{\text{ein}} = 70; 75; 85; 95$ bar) bei einer konstanten Eintrittstemperatur von $T_{\text{ein}} = 30$ °C.

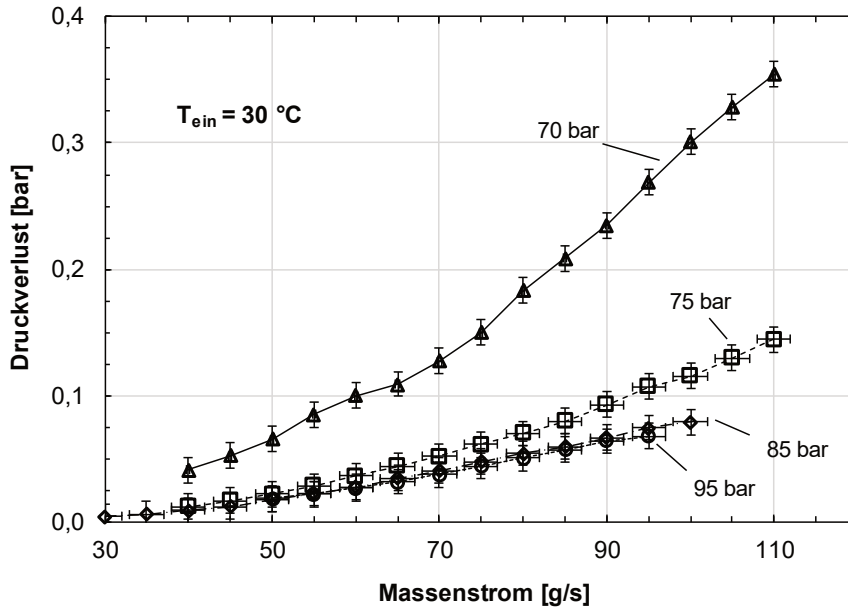


Abb. 107: Gemessener Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom für verschiedene Eintrittsdrücke und einer Eintrittstemperatur von $T_{\text{ein}} = 30$ °C.

Der Druckverlust nimmt mit dem Gesamtmassenstrom zu und zeigt bei sämtlichen Eingangsdrücken einen parabolischen Verlauf. Dies deckt sich mit dem zu erwartenden Verlauf gemäß Gl. 12, bei der der Massenstrom quadratisch in den Druckverlust einfließt. Je höher der Eingangsdruck gewählt wird, desto steiler wird der Anstieg des Druckverlusts mit zunehmendem Massenstrom.

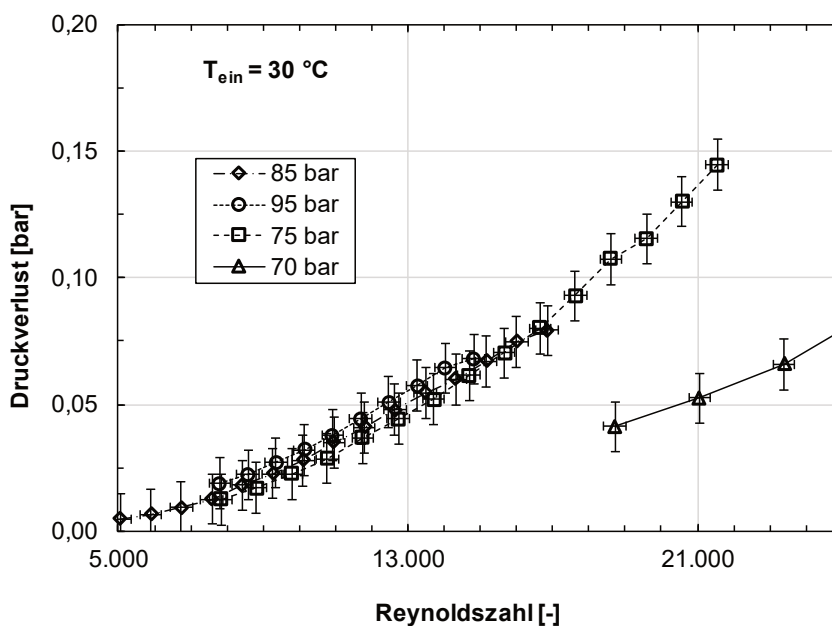


Abb. 108: Gemessener Druckverlust in Abhängigkeit von der kanalspezifischen Reynolds-Zahl für verschiedene Eintrittsdrücke und bei einer Eintrittstemperatur von $T_{\text{ein}} = 30$ °C.

Dies ist durch die Zunahme der Dichte mit steigendem Druck zu erklären. Je höher die Dichte des Fluids am Eintritt gewählt wird, desto geringer fällt nach Gl. 12 der zu erwartende Druckverlust aus.

Dabei darf jedoch nicht übersehen werden, dass bei diesen Experimenten der Massenstrom zwar für alle Eingangsdrücke identisch durchlaufen wird, aber sich stattdessen die Strömungsgeschwindigkeit und die Re-Zahl abhängig vom Eingangsdruck verändern. Wird eine Auftragung des Druckverlusts gegenüber der Re-Zahl wie in Abb. 108 gewählt, zeigt sich, dass die Re-Zahlen bei identischem Massenstrom für niedrigere Drücke höher ausfällt. Dies führt zu dem gemessenen Anstieg des Druckverlusts, bedeutet im Umkehrschluss aber auch, dass bei der gleichen Re-Zahl der Druckverlust für niedrigere Eingangsdrücke geringer ausfällt. Da die Re-Zahl, und damit das Maß für die Turbulenz, bei der Wärmeübertragung in einem DWHE eine entscheidende Rolle spielt, kann es für dessen Betrieb günstiger sein einen geringeren Druck zu wählen und den Massenstrom zu reduzieren. Dadurch wird der Druckverlust verringert, ohne den Einfluss der Turbulenz auf die konvektive Wärmeübertragung zu verschlechtern.

Abb. 109 zeigt den massenstromabhängigen Druckverlust für verschiedene Eintrittstemperaturen ($T_{\text{ein}} = 20, 30, 40 \text{ °C}$) bei einem konstant gehaltenen Eintrittsdruck von $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$. Hier zeigt sich ebenfalls, dass die Eintrittsbedingungen einen signifikanten Einfluss auf den massenstromabhängigen Druckverlust haben.

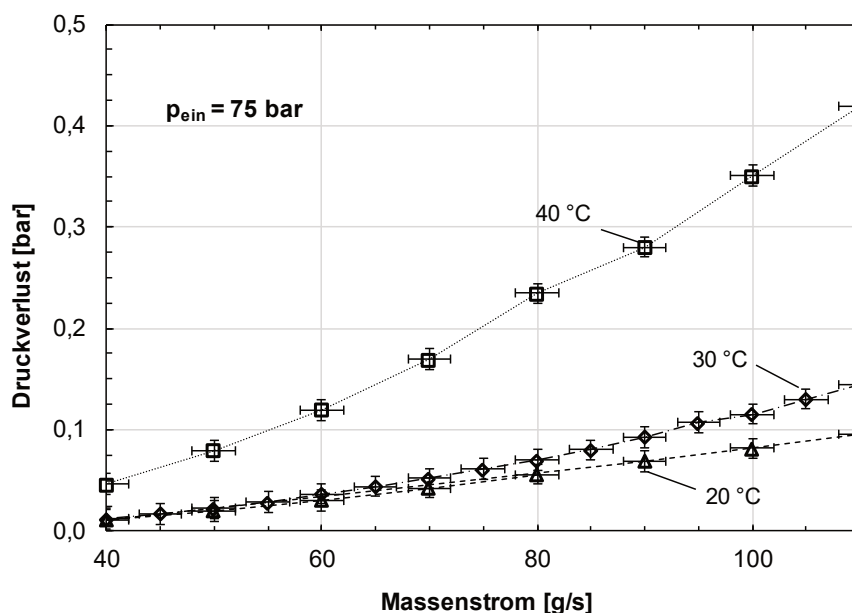


Abb. 109: Gemessener Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom für verschiedene Eintrittstemperaturen und bei einem Eintrittsdruck von $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$.

Je höher die Eintrittstemperatur gewählt wird, desto höher fällt der Druckverlust im DWHE aus und desto steiler gestaltet sich sein massenstromabhängiger Verlauf. Insbesondere für Eintrittstemperaturen oberhalb der pseudokritischen Temperatur ($T_{\text{pk}}(75 \text{ bar}) = 31,4 \text{ °C}$) zeigt sich eine deutliche Zunahme des Druckverlusts. Dies kann abermals durch die starken temperaturbedingten Änderungen der Dichte nahe dem pseudokritischen Punkt erklärt werden, die zu einer starken Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit bzw. der Re-Zahl führen. Abb. 110 zeigt analog zu Abb. 108 den Druckverlust in Abhängigkeit von der Re-Zahl. Auch in diesem Fall wird deutlich, dass bei höheren Eintrittstemperaturen zwar die Druckverluste ansteigen,

aber der gleiche Druckverlust bei einer höheren Re-Zahl und damit einer höheren Turbulenz erzielt werden kann im Vergleich zu niedrigeren Eintrittstemperaturen. Der gemessene Druckverlust beinhaltet jedoch nicht allein den Reibungswiderstand des sCO₂ in den Kanälen des DWHE, vgl. Kap. 4.7.

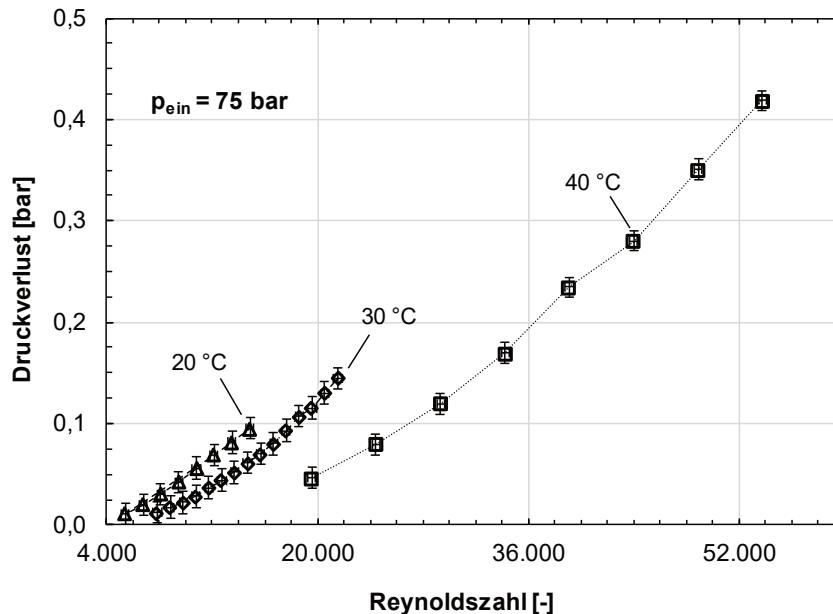


Abb. 110: Gemessener Druckverlust in Abhängigkeit von der kanalspezifischen Reynolds-Zahl für verschiedene Eintrittstemperaturen und bei einem Eintrittsdruck von $p_{\text{ein}} = 75$ bar.

Zhao und Jian [63] zeigten anhand von experimentellen Daten von Dang et al. [53], dass sich der zusätzliche Druckverlust aufgrund von Ölfilmbildung an Rohrleitungswiderständen durch die Korrelationen in Gl. 27 und Gl. 28 aus den Stoffdaten von CO₂ und dem verwendeten Schmieröl sowie der Ölkonzentration und der Löslichkeit von CO₂ im Schmieröl näherungsweise berechnen lässt. Abb. 111 zeigt den Vergleich zwischen experimentell ermittelten und analytisch berechneten Druckverlusts für zunehmende Massenströme bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und $T_{\text{ein}} = 30$ °C. Im Diagramm enthalten sind der berechnete reibungsbehaftete Druckverlust in den Kanälen nach Filonenko (glatte Kanalwand), nach Nikuradse (rauhe Kanalwand), der Gesamtdruckverlust inkl. der Formwiderstände und der berechnete Druckverlust unter Berücksichtigung des Ölfilms für eine Ölkonzentration von 1 %.

Für die Rohrrauigkeit wird ein Wert für gefräste Oberflächen von $k = 0,025$ mm angenommen [133]. Daraus ergibt sich eine relative Rauigkeit von $k/d = 0,0125$. Abb. 113 demonstriert anhand des Moody-Diagramms, dass bei der den Versuchen zugrunde liegenden Re-Zahl sich die Strömung im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatter und hydraulisch rauher Kanalwand liegt.

Es zeigt sich in allen berechneten Fällen, wie auch bei der Messung die charakteristische parabolische Zunahme des Druckverlusts über dem Massenstrom aufgrund der quadratischen Zunahme des Reibungswiderstands der Strömung. Das quantitative Niveau des Druckverlusts wird jedoch von keinem der analytischen Ansätze abgebildet. Die konservative Annahme einer hydraulisch rauhen Wandung, unter Anwendung der Gleichung nach Nikuradse, führt zu berechneten massenstromabhängigen, reibungsinduzierten Druckverlusten, die eine Zehnerpotenz unterhalb jener der Messwerte liegen.

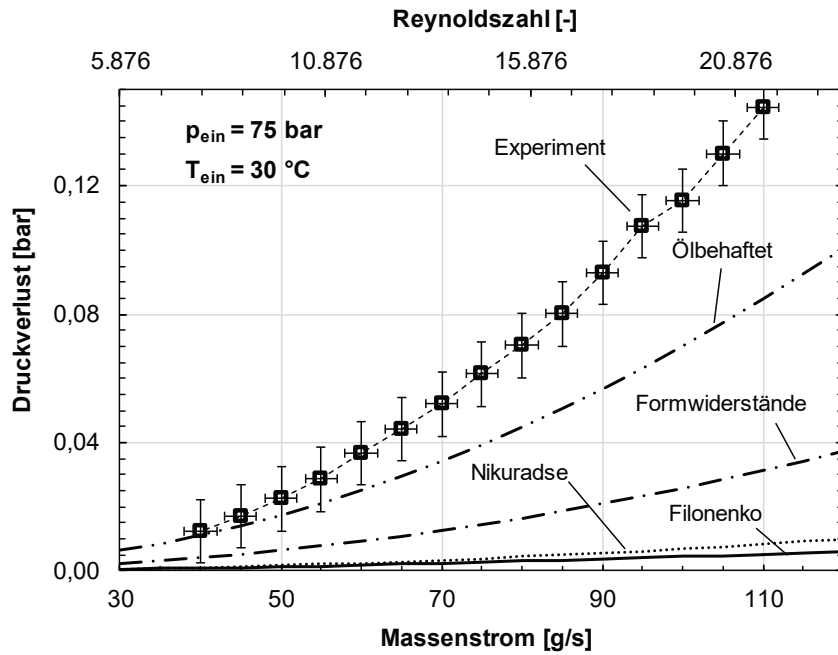


Abb. 111: Gemessener und berechneter Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und $T_{\text{ein}} = 30$ °C.

Die Berücksichtigung sämtlicher Druckverluste durch Formwiderstände führt lediglich zu einem geringen Anstieg der berechneten Druckverluste. Wird der reibungsfördernden Wirkung des Ölfilms im $s\text{CO}_2$ durch Anwendung von Gl. 27 Rechnung getragen, erhöht sich der rechnerische Druckverlust weiter, verharrt aber dennoch für hohe Massenströme um den Faktor zwei unterhalb der Messwerte.

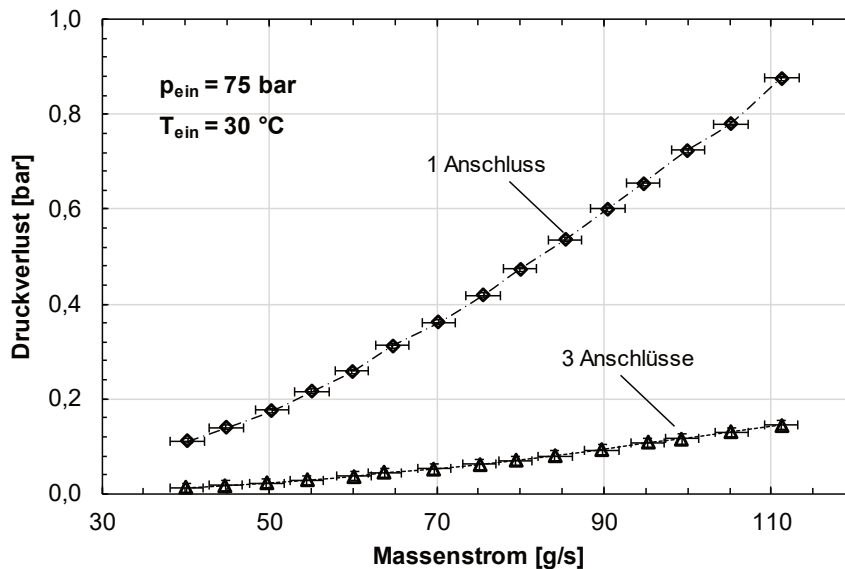


Abb. 112: Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und $T_{\text{ein}} = 30$ °C, bei drei Anschlüssen und einem aktiven Anschluss.

Eine weitere Zunahme der Ölkonzentration in Gl. 27 auf Werte oberhalb von 1 % vermag den berechneten Druckverlust weiter anzuheben (nicht illustriert). Da keine Messwerte zur tatsäch-

lichen Ölkonzentration vorliegen, ist ein höherer Wert als der angenommene nicht auszuschließen. Dies wäre ein möglicher Erklärungsansatz für die Diskrepanz zwischen gemessenem und berechnetem Druckverlust.

Anhand von Abb. 112 wird jedoch deutlich, dass der ausschlaggebende Faktor für die Höhe des Druckverlustniveaus stattdessen in der Strömungsverteilung von Einlauf- und Austrittsplenium zu suchen ist. Darin dargestellt ist der Vergleich zwischen den gemessenen Druckverlusten in Abhängigkeit vom Massenstrom bei drei aktiven Anschlüssen sowie bei einem aktiven Anschluss an Einlauf- und Austrittsplenium. Die Eintrittsbedingungen beider Konfigurationen sind ansonsten identisch.

Es zeigt sich, dass sich durch die Abriegelung der beiden seitlich außen gelegenen Anschlüsse auf beiden Seiten des Wärmeübertragers der Druckverlust nahezu versechsfacht. Damit liegt die Hauptursache, die das Niveau des Druckverlusts bestimmt in der Strömungsverteilung der beiden Plenums begründet. Bei einem aktiven Anschluss auf derselben Breite des Plenums verteilt sich die Strömung ungleichförmiger im Vergleich zu drei aktiven Anschlüssen bei dem gleichen Massenstrom.

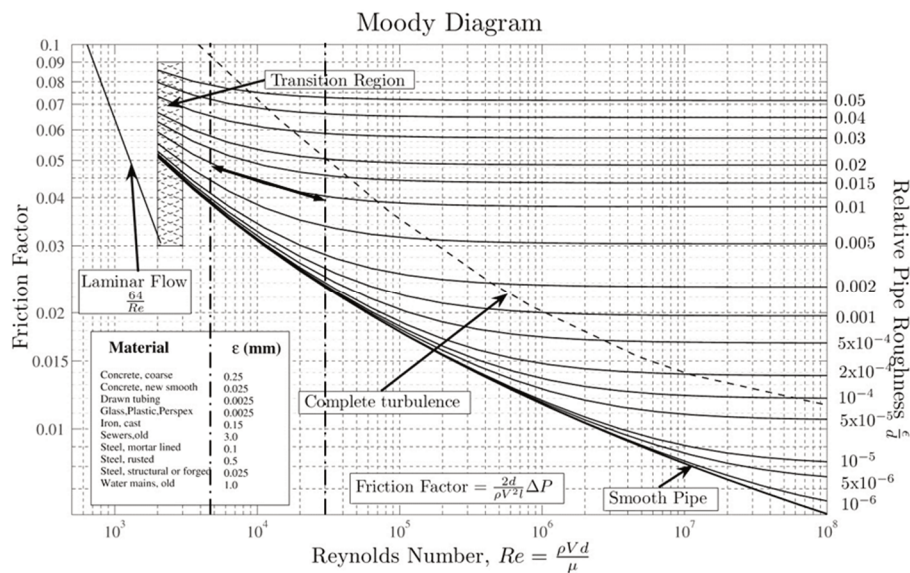


Abb. 113: Moody-Diagramm. Rot markiert: Bereich der berechneten Rohrreibungszahl λ_R im Rahmen der Versuchskampagne. Die relative Rauigkeit der Kanalwände ergibt sich zu 0,01.

Dies führt in letzter Konsequenz zu einem wesentlich höheren Druckverlust im Wärmeübertrager, der rechnerisch nicht erfassbar ist. Dies lässt die Schlussfolgerung zu, dass zur Reduzierung des gesamten Druckverlusts in einem DWHE eine Optimierung der Verteilräume erwogen werden muss.

4.9.3. Druckverluste (beheizte Strömung)

Nachdem in den bisherigen Versuchsreihen in Kap. 4.9.2 das Verteilraumdesign und die Dichte des sCO_2 am Eintritt des DWHE als entscheidend für das Niveau des Druckverlusts und der Massenstrom als ausschlaggebend für den Verlauf des Druckverlusts identifiziert wurden, wird im Folgenden der Einfluss der Wärmeübertragung bzw. der Beheizung untersucht. Abb. 114 zeigt den gemessenen Druckverlust in der Teststrecke in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung. Darin dargestellt sind drei Messreihen der EB I. Der Massenstrom beträgt in allen Messreihen konstant 80 g/s, die Heizflächenbelastung wird ausschließlich durch eine

Variation der Heizleistung verändert (H-Var). Es zeigt sich, dass der Druckverlust in allen Fällen mit der Zunahme der Heizflächenbelastung ansteigt. Des Weiteren ist zu erkennen, dass das Niveau des Druckverlusts bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar am geringsten bei $p_{\text{ein}} = 95$ bar am höchsten ausfällt, was wiederum bedeutet, dass eine Einströmung unterhalb der pseudokritischen Temperatur einen umso günstigeren, d.h. geringeren Druckverlust bedingt, je näher der Eingangsdruck am kritischen Druck p_k selbst liegt.

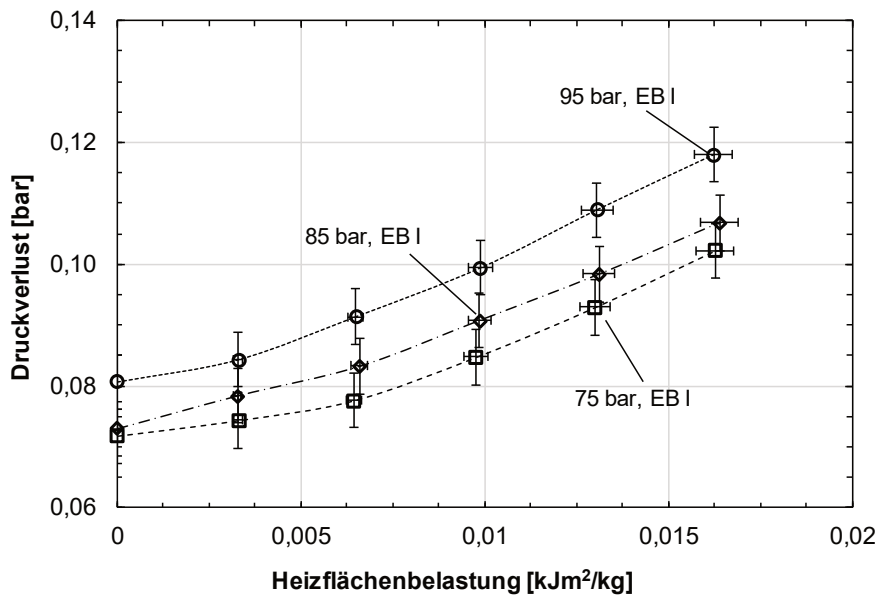


Abb. 114: Druckverlust in Abhängigkeit des Gesamtmassenstroms bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und $T_{\text{ein}} = 30$

Abb. 115 zeigt zum Vergleich zusätzlich die gemessenen Druckverluste über der Heizflächenbelastung für Eintrittstemperaturen 3 K oberhalb der jeweiligen pseudokritischen Temperatur (EB II) für dieselben Drücke.

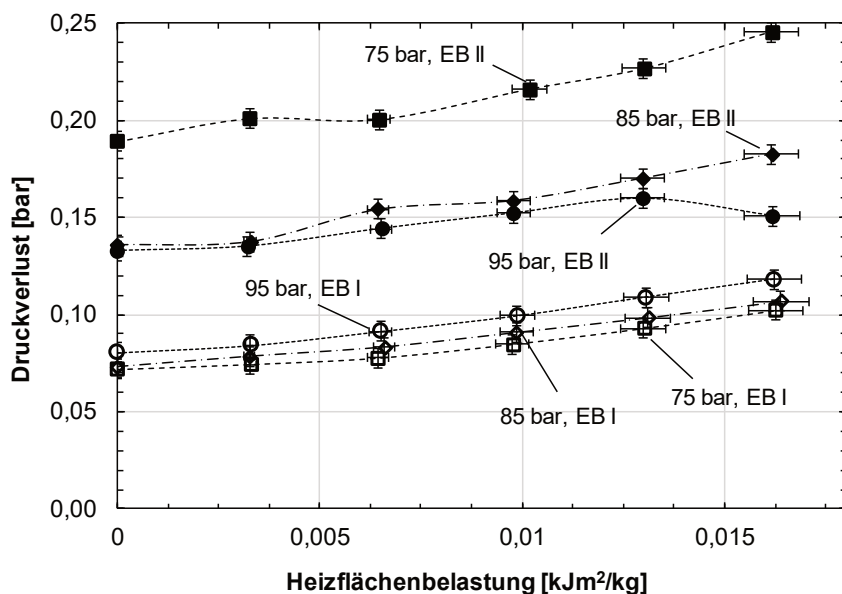


Abb. 115: Druckverlust in Abhängigkeit des Gesamtmassenstroms bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und $T_{\text{ein}} = 30$ °C.

Unter diesen Eintrittsbedingungen kehren sich die Verhältnisse um, je näher der Eingangsdruck am kritischen Druck liegt, desto höher fällt der gemessene Druckverlust aus. Somit weist

4.9. Versuchsergebnisse

der Druckverlust für $p_{\text{ein}} = 75$ bar unterhalb der pseudokritischen Temperatur zwar den geringsten Wert aller Messreihen auf, eine Verschiebung der Eintrittstemperatur über die pseudokritische Temperatur hinaus, lässt den Druckverlust jedoch auf den höchsten Wert ansteigen. Generell bewirkt ein Passieren der pseudokritischen Temperatur am Eintritt der Teststrecke einen Anstieg des Druckverlusts, der umso stärker ausfällt, je näher die Eintrittsbedingungen am kritischen Punkt liegen. Ein linearer Anstieg des Druckverlusts mit der Zunahme der Heizflächenbelastung ist dennoch auch für Eintrittstemperaturen oberhalb der pseudokritischen Temperatur zu verzeichnen.

Tab. 35: Dichte von CO_2 für die im Rahmen der Versuchskampagne durchlaufenen Drücke und Temperaturen. Blau markiert: 3 K unterhalb von $T_{\text{pk}}(p)$. Rot markiert: 3 K oberhalb $T_{\text{pk}}(p)$.

Dichte [kg/m ³]	75 bar	85 bar	95 bar
20 °C	818,7	835,8	850,0
28 °C	712,8	754,1	780,5
34 °C	288,3	644,7	707,2
40 °C	231,5	353,9	580,0
46 °C	205,8	273,7	391,0
52 °C	188,9	239,6	310,0

Tab. 35 listet die Dichte von CO_2 bei den verschiedenen Temperaturen und Drücken auf, die bei den Messkampagnen als Eintrittsbedingungen vorgegeben wurden. Ein Vergleich der Dichten ober- sowie unterhalb der pseudokritischen Temperatur zeigt die Ursache für den Anstieg des Druckverlusts bei Überschreiten der pseudokritischen Temperatur auf: Die Dichte fällt bei Überschreitung der pseudokritischen Temperatur umso heftiger ab, je näher der zugehörige Druck am kritischen Druck liegt, z.B. von 713 kg/m³ auf 288 kg/m³ bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und von 580 kg/m³ auf 391 kg/m³ bei $p_{\text{ein}} = 95$ bar.

Verdeutlicht wird der Einfluss der Dichte am Eintritt auf das Niveau des Druckverlusts, durch Abb. 116.

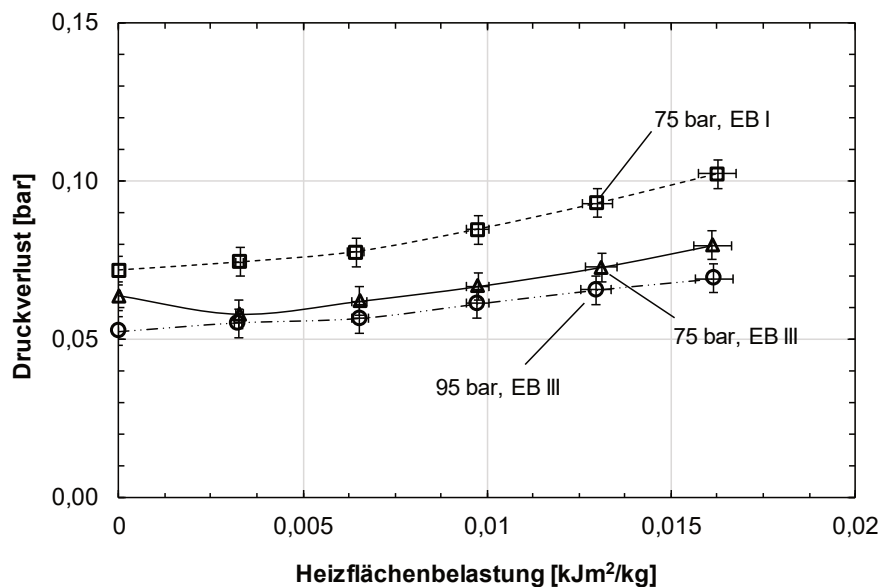


Abb. 116: Druckverlust in Abhängigkeit des Gesamtmassenstroms bei $p_{\text{ein}} = 75$ bar und $T_{\text{ein}} = 30$ °C.

Bei den, dem Diagramm zugrundeliegenden, Messreihen werden Eingangsdruck und Eingangstemperatur variiert. Die Auftragung erfolgt als gemessener Druckverlust in Abhängigkeit

zur Heizflächenbelastung. Für die EB I wird der höchste Druckverlust gemessen. Eine Anpassung der Eintrittstemperatur auf $T_{\text{ein}} = 20 \text{ °C}$ (EB III) lässt den Druckverlust abfallen. Dies erklärt sich über den Anstieg der Dichte am Eintritt von $\rho_{\text{ein}} 713 \text{ kg/m}^3$ auf 819 kg/m^3 , wie er mittels Tab. 35 nachvollziehbar ist.

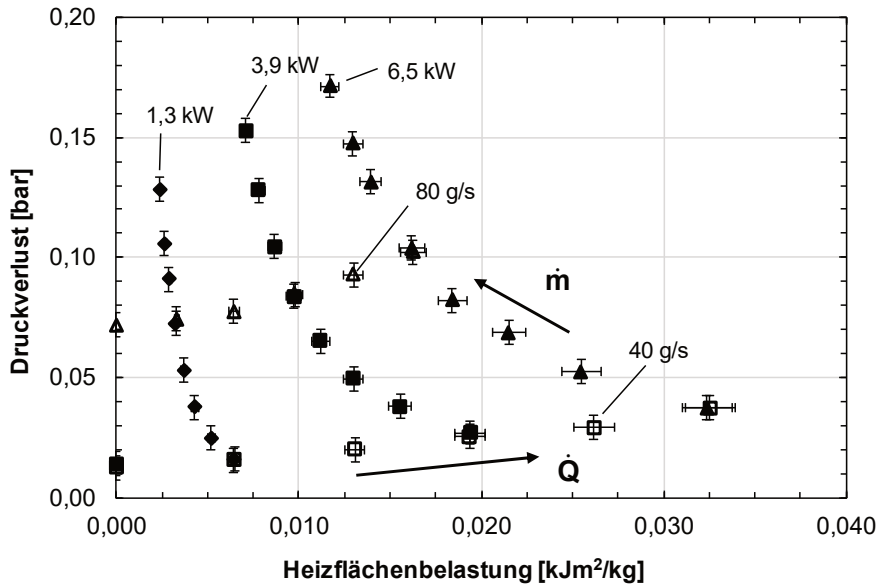


Abb. 117: Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom bei $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$ und $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$.

Eine zusätzliche Änderung des Eintrittsdrucks auf $p_{\text{ein}} = 95 \text{ bar}$ (EB III) steigert die Dichte am Eintritt auf $\rho_{\text{ein}} = 850 \text{ kg/m}^3$, was als Konsequenz zu einem weiteren Abfall des Druckverlusts führt. Somit zeigt sich bei Messungen mit beheizter Teststrecke, dass die Dichte des sCO_2 am Eintritt der Teststrecke ebenfalls entscheidenden Einfluss auf den zu erwartenden Druckverlust nimmt.

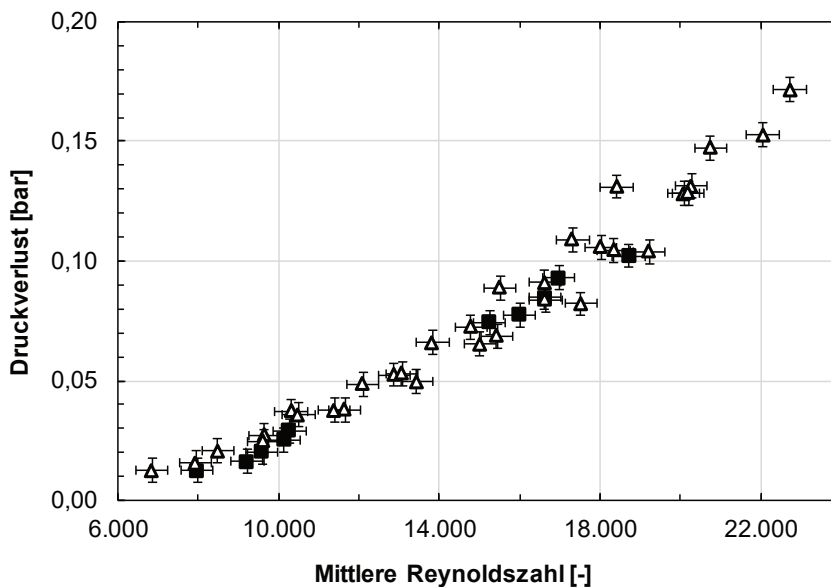


Abb. 118: Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom bei $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$ und $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$.

Um zu verifizieren, dass eine Erhöhung der Heizflächenbelastung zwangsläufig eine lineare Zunahme des Druckverlusts bewirkt, wird die Heizflächenbelastung bei ansonsten stets identischen Eintrittsbedingungen (EB I) durch Variationen, sowohl von der Heizleistung als auch der Massenstromdichte verstellt (H-Var und M-Var). Das Ergebnis ist in Abb. 117 dargestellt, erneut ist der gemessene Druckverlust über der Heizflächenbelastung aufgetragen.

Es wird deutlich, dass sowohl eine Zunahme der Heizflächenbelastung (durch Variation der Heizleistung), als auch deren Abnahme (durch Variation des Massenstroms) einen Anstieg des Druckverlusts bewirken. Ersteres bedingt durch eine Beschleunigung des $s\text{CO}_2$ in der Teststrecke, aufgrund der abnehmenden Dichte, die aus der Temperaturzunahme innerhalb des DWHE herrührt (zusätzlicher Druckverlust aufgrund von Kontraktion, siehe Kap. 2.1.5). Letzteres durch den zunehmenden Massenstrom, wie es schon im vorherigen Kapitel für Druckverluste bei unbeheizter Strömung nachgewiesen wurde. Die Re-Zahl vermag die beiden Ursachen quantitativ zu erfassen, zum einen über den Massenstrom im Zähler und zum anderen über die dynamische Viskosität im Nenner, die analog zur Dichte während des Beheizungsvorgangs abnimmt.

Daraus folgt in Abb. 118 die Auftragung des gemessenen Druckverlusts über der mittleren Re-Zahl nach Kap. 4.7 für alle Messreihen mit identischen Eintrittsbedingungen (H-Var und M-Var für EB I). Darin ist zu erkennen, dass eine Zunahme der Re-Zahl, gleich welcher Ursache (Beheizungs- oder massenstrominduziert) zu einem Anstieg des Druckverlusts führt. Die Überdeckung der einzelnen Messpunkte ist hoch, sie lassen sich durch eine Gerade annähern. Geringe Abweichungen ergeben sich, neben den üblichen Messfehlern, aus den Unsicherheiten beim Berechnen der dynamischen Viskosität und dem nichtlinearen Verlauf der Re-Zahl über der Kanallänge bzw. der $s\text{CO}_2$ -Temperatur, resultierend aus der Stoffwertanomalie in der Nähe der pseudokritischen Linie. Abb. 119 zeigt eine Auftragung der Messwerte aus Abb. 115 über der mittleren Nu-Zahl (Gl. 142) statt über der Heizflächenbelastung.

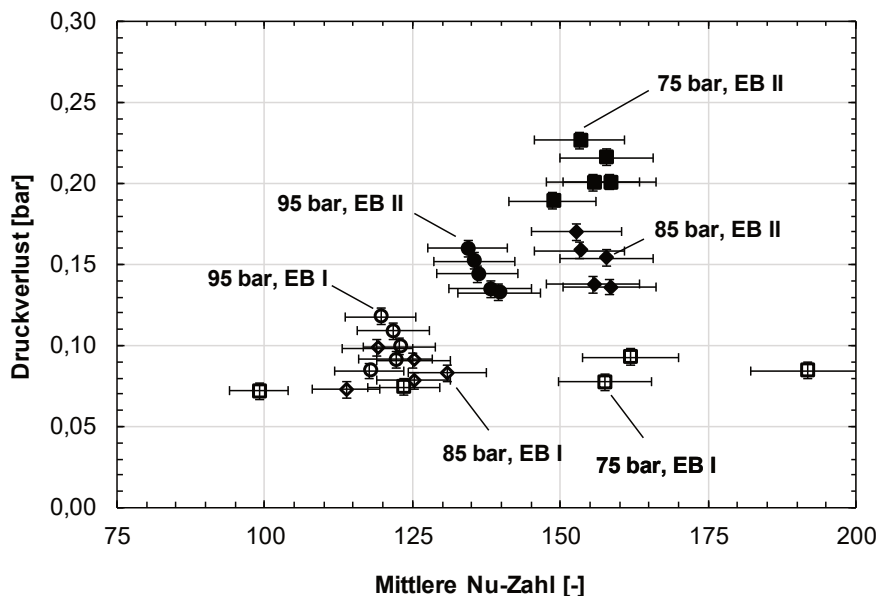


Abb. 119: Druckverlust in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom bei $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$ und $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$.

Es wird deutlich, dass sich für Eintrittsdrücke nahe des kritischen Punkts ($p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$), bei gleichzeitiger Einströmung mit einer Temperatur unterhalb der korrespondierenden pseudokritischen Temperatur ($T_{\text{ein}} = 28 \text{ °C}$) die höchsten Nu-Zahlen bei gleichzeitig geringstem Druck-

verlust erzielen lassen. Da sowohl eine hohe Nu-Zahl als Maß für die Qualität der Wärmeübertragung, als auch ein geringer Druckverlust als Beitrag zur Effizienz des Anlagenkreislaufs wünschenswert sind, zeigen die Messreihen, dass ein Betrieb des DWHE mit Eintrittsdrücken nahe des kritischen Drucks unter diesen Gesichtspunkten am günstigsten ist. Voraussetzung ist gleichzeitig eine Eintrittstemperatur unterhalb der pseudokritischen Temperatur. Wird die Eintrittstemperatur jedoch auf einen Wert oberhalb der pseudokritischen Temperatur erhöht (z.B. $T_{\text{ein}} = 34 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$), was einer Betriebsabweichung im Anlagenkreislauf entspricht, steigen die Werte für den Druckverlust an und jene für die Nu-Zahlen gehen zurück. Dieses Resultat impliziert eine Verschlechterung der Betriebsbedingungen für den DWHE. Diese Verschlechterung aufgrund der Temperaturerhöhung des sCO_2 am Eintritt wird umso deutlicher, je näher der Eintrittsdruck am kritischen Druck liegt.

Dies bedeutet, dass eine Einströmung unterhalb der pseudokritischen Temperatur und gleichzeitiger Nähe zum kritischen Druck zwar günstige Betriebsbedingungen (geringe Druckverluste und hohe Nu-Zahlen) erwarten lässt, diese aber bereits bei einer geringen Abweichung der Eintrittstemperatur zu höheren Druckverlusten und geringeren Nu-Zahlen verschoben werden.

4.9.4. Temperaturdifferenz

Abb. 120 zeigt die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des DWHE in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung für verschiedene Drücke unter den Eintrittsbedingungen EB I und III.

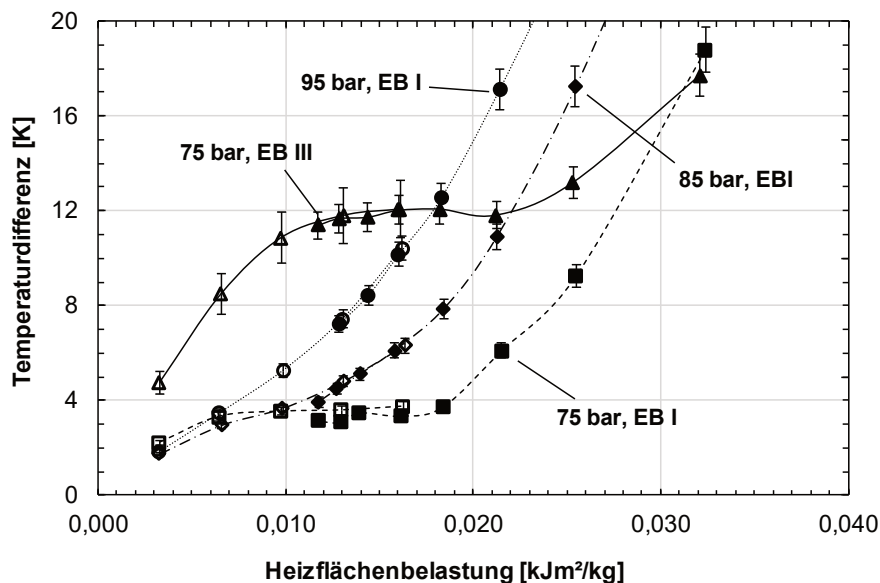


Abb. 120: Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung für verschiedene Drücke bei Eintrittsbedingungen I und III.

Bei einem Eintrittsdruck von 75 bar weisen die Temperaturdifferenzen einen sattelförmigen Verlauf mit ausgeprägtem Plateau auf, bei dem der Verlauf der Temperaturdifferenzen im Bereich von 0,01 – 0,02 (kJm^2)/kg nahezu waagrecht ist. Da die Heizflächenbelastung einer normierten Enthalpieänderung entspricht, passt der Verlauf der Temperaturdifferenz qualitativ zu Gl. 11 und Abb. 76 und ist charakteristisch für ein Fluid nahe seinem kritischen Punkt. Die geringe bzw. nahezu nicht vorhandene Temperaturänderung ist durch die hohe spezifische

Wärmekapazität in diesem Temperatur- und Druckbereich zu erklären. Dieser typische Verlauf ist für einen Eingangsdruck von 85 bar deutlich geringer ausgeprägt und für 95 bar praktisch nicht vorhanden.

Liegen die Temperaturdifferenzen bei geringen Heizflächenbelastungen unter 0,01 (kJm²/kg) für alle drei Eintrittsdrücke unter der EB I noch eng beisammen, so divergieren diese Temperaturdifferenzen, sobald die Austrittstemperatur die pseudokritische Temperatur überschreitet. Da die isobare Wärmekapazität bei 95 bar von allen untersuchten Druckniveaus am geringsten ist, steigen für diesen Druck die Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung am stärksten an. Zusätzlich hängen die quantitativen Werte, die Temperaturdifferenz betreffend, erwartungsgemäß mit der jeweiligen Eintrittstemperatur zusammen und können folglich nur bedingt verglichen werden. So zeigt eine Einströmung bei einer Temperatur von 11 K unterhalb der pseudokritischen Temperatur (EB III) höhere Temperaturdifferenzen, als bei Temperaturen 3 K darunter (EB I).

Abb. 121 zeigt die Differenz der Temperatur zwischen Ein- und Austritt in Abhängigkeit von der Heizleistung, bei konstantem Massenstrom, unter der EB I und II. Aus der Abbildung kann abgeleitet werden, dass unter EB I ein niedriger Druck bzw. ein Druck nahe dem kritischen Druck die geringsten Temperaturdifferenzen von weniger als 5 K erzeugt.

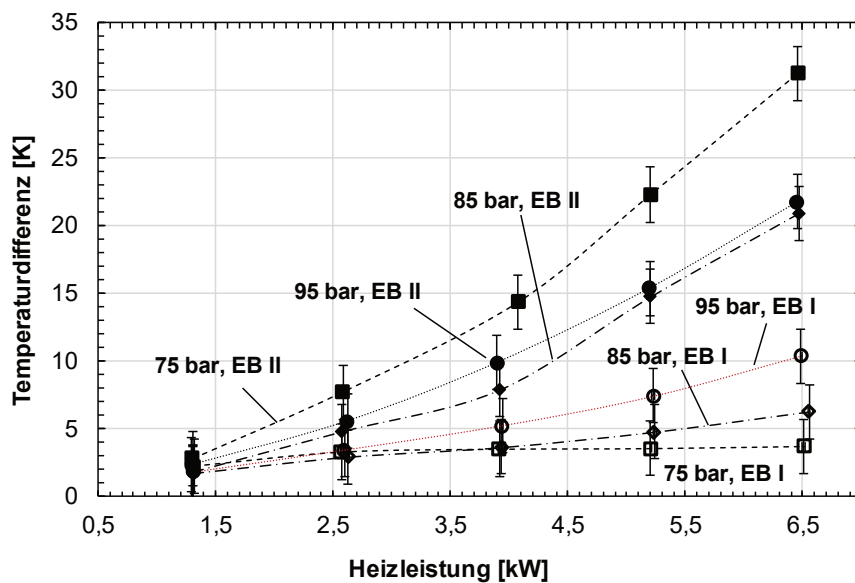


Abb. 121: Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt in Abhängigkeit von der Heizleistung für verschiedene Drücke bei Eintrittsbedingungen I und II.

Mit steigendem Druck, nimmt auch die Temperaturdifferenz zu (10 K bei 95 bar). Diese Entwicklung legt die fallende spezifische Wärmekapazität mit steigendem Druck nahe.

Unter der EB II kehren sich die beobachteten Tendenzen um. Eine Verschiebung der Eintrittstemperatur zu Werten oberhalb der pseudokritischen Temperatur führt bei jedem Eingangsdruck zu einer Zunahme der Temperaturdifferenz. Dabei bewirkt die Einströmung unter 75 bar den stärksten Anstieg der Temperaturdifferenz auf mehr als 30 K. Bei Einströmung unter 85 bzw. 95 bar hingegen, treten nahezu identische und wesentlich geringere Anstiege mit bis max. 24 K auf. Dieses Phänomen hängt ursächlich mit der jeweiligen spezifischen isobaren Wärmekapazität zusammen. Unter Berücksichtigung des temperaturabhängigen Verlauf der isobaren spezifischen Wärmekapazität (Abb. 11) deckt sich die Ergebnisse mit der berechneten Vorauslegung. Die Wärmekapazität weist bei einem Druck nahe dem kritischen Druck die

höchste Spitze auf, fällt im Gegenzug aber nach Überschreiten der pseudokritischen Temperatur stärker ab als bei höheren Drücken. D.h. die Wärmekapazität ist bei einem Druck von 95 bar effektiv höher als bei 75 bar und die Temperaturdifferenz nach Gl. 11 geringer. Insofern kann bei einer Abweichung der Eintrittstemperatur hin zu Werten oberhalb der pseudokritischen Temperatur eine starke Zunahme der Temperaturdifferenz bzw. der Austrittstemperatur erwartet werden, wobei die Zunahme umso größer ist, je größer der angelegte Eintrittsdruck ist. Ist eine solche Steigerung der Austrittstemperatur aus technischen Gründen unerwünscht, so kann ein Betrieb nahe unterhalb der pseudokritischen Temperatur als instabil betrachtet werden. Dies ist insofern von Belang, als dass ein Betrieb bei 75 bar Eingangsdruck und einer Eintrittstemperatur unterhalb der pseudokritischen Temperatur, bei reiner Betrachtung der Stoffwerte in diesem Bereich, eine günstige, d.h. aus konstruktiver Sicht kompakte Wärmeübertragung erwarten lässt. Diese experimentellen Resultate zeigen, dass diese Vorteile hinsichtlich der Wärmeübertragung durch Nachteile die Stabilität des Betriebspunkts betreffend erkauft werden.

4.9.5. Temperaturen der Kupferoberfläche bzw. der DWHE-Unterseite

Durch das Einbringen einer konstanten elektrischen Heizleistung (gewährleistet durch einen spannungsgesteuerten Leistungssteller) in den Kupferblock wird an der Kontaktfläche zwischen Kupfer und DWHE eine Dirichlet-Randbedingung (Randbedingung 2. Art) erzwungen. Dies bedeutet den Eintrag einer über der gesamten Fläche konstanten Wärmestromdichte (bei einer angenommenen idealen homogenen Verteilung des Wärmestroms im Kupferblock). Abhängig vom örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten (genauer: des Wärmedurchgangskoeffizienten), der durch die sCO₂-Strömung in den Kanälen beeinflusst wird, stellt sich ein zweidimensionales Temperaturprofil in der Kontaktfläche ein. Dieses kann über die diskret verteilten Pt-100, die auf der Rückseite des Kupferblocks eingeschraubt werden und bis an die Unterseite des DWHE reichen (TR01 – TR04) gemessen werden. Es zeigt sich eine maximale mittlere Abweichung der Temperaturen von 4,5 K, verbunden mit einer durchschnittlichen Temperatur von 252.2°C (bei einem Massenstrom von 40 g/s und 6,5 kW elektrischer Heizleistung).

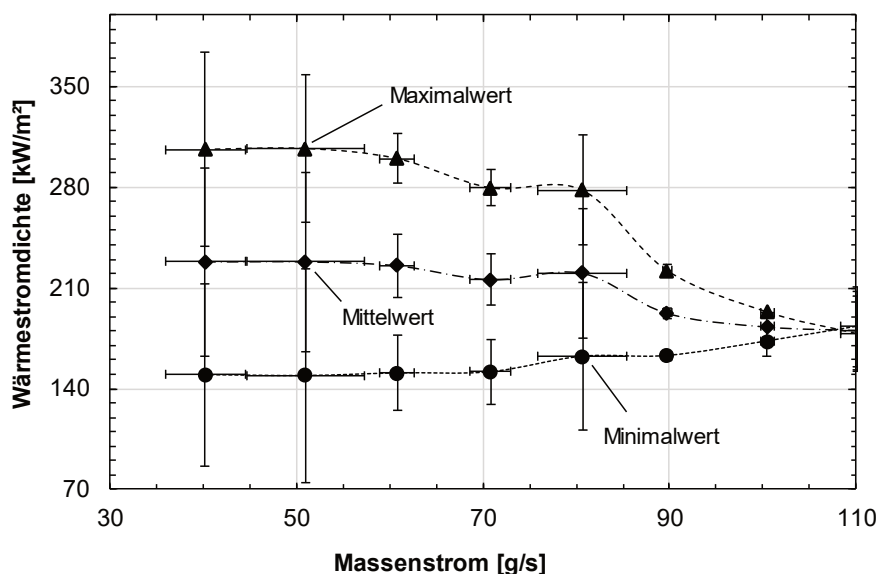


Abb. 122: Berechnete Wärmestromdichte nach Gl. 126.

Inwieweit die Annahme einer konstanten Wärmestromdichte als Randbedingung gerechtfertigt ist, verdeutlicht Abb. 122. Darin dargestellt sind die Maximal-, Minimal- und Mittelwerte der berechneten Wärmestromdichte aufgrund der Messwerte TQ1-TQ4. Zwar divergieren Minimal- und Maximalwert für geringe Massenströme, jedoch bleibt der Mittelwert der berechneten Wärmestromdichte über den gesamten Massenstrombereich nahezu konstant.

4.9.6. Oberflächentemperaturen

Dieses Kapitel widmet sich der Analyse der Oberflächentemperaturen des DWHE im Rahmen der Versuchsreihen mit Beheizung aus Kap. 4.8.2. Es stehen zwei Messmethoden zur Erfassung der Oberflächentemperatur zur Verfügung: Diskret verteilte Pt-100 Widerstandsthermometer und eine Thermokamera.

Vergleich zwischen Thermographie und Oberflächen-Pt-100

Als erster Schritt werden Thermographieaufnahmen der DWHE-Oberfläche erstellt, um aus diesen zweidimensionalen Temperaturinformationen grundsätzliche Erkenntnisse über die Strömungsverteilung und Wärmeübertragung im Inneren des DWHE zu gewinnen. Dies ist nur bei nicht-gedämmter Oberfläche realisierbar, entsprechend müssen Wärmeverluste hingenommen werden. Die Ergebnisse der Thermographie sind in Abb. 123 und Abb. 124 dargestellt. Die Eintrittsbedingungen lauten wie folgt: $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$; $\dot{Q}_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$; $\dot{m} = 40 \text{ g/s}$ bzw. 90 g/s . Die Heizleistung wird auf $1,3 \text{ kW}$ begrenzt, um die Oberflächentemperaturen und damit einhergehend die Wärmeverluste moderat zu halten.

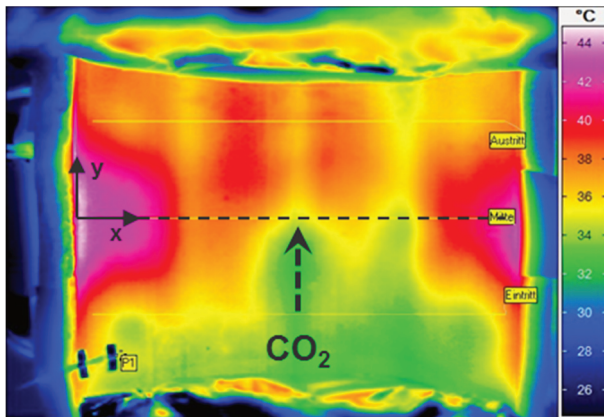


Abb. 123: Temperaturverteilung auf der DWHE-Oberfläche mittels Thermographie. sCO₂-Eintrittsbedingungen: $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$; $\dot{Q}_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$; $\dot{m} = 40 \text{ g/s}$.

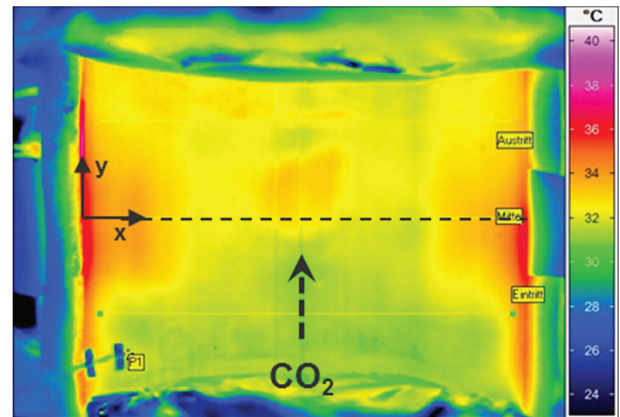


Abb. 124: Temperaturverteilung auf der DWHE-Oberfläche mittels Thermographie. sCO₂-Eintrittsbedingungen: $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$; $\dot{Q}_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$; $\dot{m} = 90 \text{ g/s}$.

Für derartige Heizleistungen können aus der Oberflächentemperaturverteilung folgende Schlüsse gezogen werden:

- Die Oberfläche weist entgegen der Auslegung eine ausgeprägte Temperaturungleichverteilung in x- und y-Richtung auf.
- Das Temperaturfeld der Oberfläche ist grundsätzlich achsensymmetrisch bezüglich der Mittellinie in y-Richtung, zeigt aber geringfügige Asymmetrien. Diese können aus fertigungsbedingten Unterschieden in den Kanalquerschnitten herrühren, die wiederum eine ungleichmäßige Massenstromverteilung bewirken.
- An den x-Positionen an der sich die Eintrittsanschlüsse befinden ist die Oberflächentemperatur entlang der Strömungsrichtung niedriger als in benachbarten Gebieten, was als „kühler Streifen“ sichtbar wird.
- Die Temperatur nimmt zur Seite hin zu und weist dort an der mittleren Kanallänge die höchsten Werte als „heiße Einbuchtung“ auf. Dies bedeutet zugleich, dass in diesem Bereich die Oberflächentemperatur zur Mitte hin zu- und danach wieder abnimmt.

- Die Oberflächentemperatur liegt an jeder Position der Oberfläche oberhalb der Austrittstemperatur des $s\text{CO}_2$. Messungen unter isolierter Oberfläche mittels Pt-100 bestätigen dieses Ergebnis. Dies hat zur Folge, dass die Oberflächentemperaturen nicht als Fluidtemperatur interpretiert werden dürfen. Stattdessen werden auf der Oberfläche Wandüberhitzungen detektiert.
- Das Temperaturfeld als Ganzes deutet auf eine ausgeprägte dreidimensionale Temperaturverteilung in der DWHE-Struktur hin. Die Annahme einer adiabaten Randbedingung an der Kanaloberseite ist, genau wie eindimensionale Wärmeübertragung an die Kanalunterseite, folglich nicht haltbar.
- Bei der gegebenen gleichförmigen Beheizung kann die festgestellte Temperaturgleichverteilung nur auftreten, wenn der Massenstrom ungleichmäßig auf die Kanäle verteilt ist. Die Ergebnisse deuten ferner darauf hin, dass der Massenstrom in den mittleren Kanälen und im Bereich der Anschlüsse am größten ist. Die im Hinblick auf die Hydraulik unzureichend gestalteten Plenen scheinen als Ursache am wahrscheinlichsten.
- Ob allein die Massenstromungleichverteilung die Temperaturungleichverteilung in diese Richtung auslöst, oder ob eine Wechselwirkung zwischen Beiden stattfindet kann aus den Messungen nicht geschlossen werden. Wahrscheinlicher ist jedoch, dass eine zusätzliche Massenstromungleichverteilung aufgrund der Betriebsbedingungen vorliegt, da Temperatur- und Viskosität miteinander gekoppelt sind.

Abb. 125 zeigt die kontinuierlichen Verläufe der thermographierten Oberflächentemperatur in der Mitte des Strömungskanäle ($y = 0 \text{ mm}$) quer zur Strömungsrichtung (in positiver x-Richtung) für die gegebenen Eintrittsbedingungen.

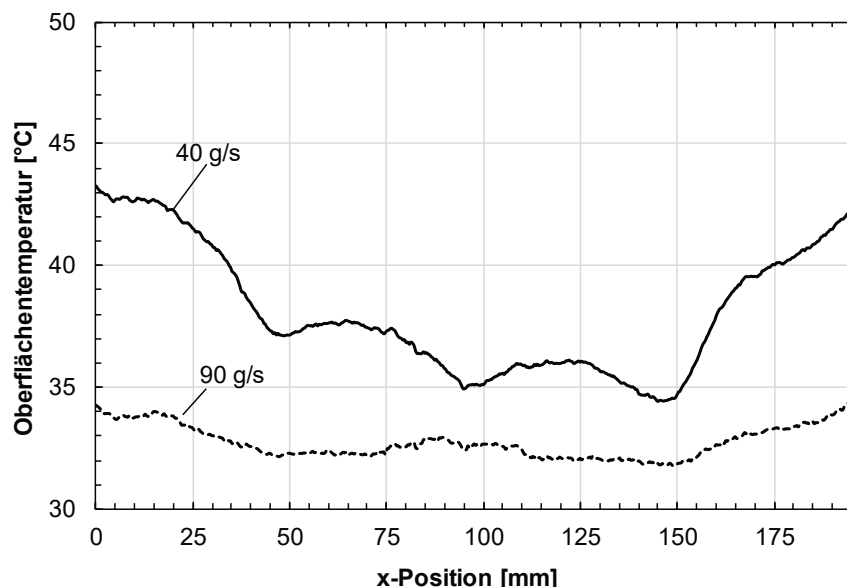


Abb. 125: Oberflächentemperatur in x-Richtung entlang der Mittellinie des DWHE (Thermographie) für verschiedene Massenströme. $s\text{CO}_2$ -Eintrittsbedingungen: $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$; $\dot{Q}_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$.

Es zeigt sich, dass bei höherem Massenstrom sich das Niveau des Oberflächentemperaturprofils verringert. Dies hängt ursächlich mit der dabei geringeren Enthalpiezunahme nach Gl.

106 zusammen. Zum mittleren Kanal hin nähern sich die Oberflächentemperaturen beider Massenströme dennoch bis auf 2,0 K an, was an die maximal erzielbare Messgenauigkeit in diesem Temperaturbereich heranreicht (1,5 K). Die absoluten Temperaturen liegen mit 33 °C bzw. 35 °C geringfügig über der Einströmtemperatur des sCO₂.

Weiterhin ersichtlich ist, dass ein höherer Massenstrom zu einer Glättung des Temperaturprofils in x-Richtung führt. Im Vergleich zur Einströmung mit 90 g/s weist das Temperaturprofil bei einem Massenstrom von 40 g/s einen signifikanten Temperaturanstieg an den Seiten (äußeren Kanälen) des DWHE auf. In der Konsequenz ergibt sich dort zwischen Einströmung mit 40 g/s und 90 g/s eine Temperaturdifferenz von 9 K. Des Weiteren treten zu den x-Koordinaten der Einströmröhrleitungen hin (x = 45 mm; x = 98 mm; x = 148 mm) lokale Minima des Temperaturverlaufs auf. Diese sind bei einem Massenstrom von 90 g/s vergleichsweise schwach ausgeprägt.

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	39,8		37,2		38,7
61		36,9	34,2	35,5	
93	39,8		34,1		49,3
125			33,7		
157		47,3	34,0		
189	49,2		33,7		35,5

Abb. 126: Diskrete Temperaturverteilung auf der DWHE-Oberfläche mittels Pt-100-Messung. sCO₂-Eintrittsbedingungen: T_{ein} = 30 °C, p_{ein} = 80 bar; Q̇_{el} = 1,3 kW; ṁ = 40 g/s.

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	31,6		33,5		31,4
61		33,2	32,5	33,0	
93	31,6		32,4		35,1
125			32,1		
157		38,0	32,3		
189	36,7		32,1		31,3

Abb. 127: Diskrete Oberflächentemperatur mittels Pt-100-Messung. sCO₂-Eintrittsbedingungen: T_{ein} = 30 °C, p_{ein} = 80 bar; Q̇_{el} = 1,3 kW; ṁ = 90 g/s.

Im zweiten Schritt werden die so gewonnenen Temperaturinformationen mit Messungen durch Pt-100 bei gleichzeitig isolierter Oberfläche verglichen. Abb. 126 und Abb. 127 zeigen die diskreten Oberflächentemperaturen, gemessen mit Pt-100, bei ansonsten identischen Eintrittsbedingungen. Bei moderaten Heizleistungen liefert die Thermographie belastbare Ergebnisse hinsichtlich der Oberflächentemperaturverteilung. Thermographie und Pt-100-Messung zeigen hierbei eine befriedigende Übereinstimmung. Das charakteristische zweidimensionale Temperaturfeld kann auch mittels Pt-100 festgestellt werden. Die Wärmeverlustleistung (berechnet nach Gl. 129) bezogen auf die Heizleistung, beträgt ca. 5 % bei freier Oberfläche (Thermographie) und ca. 3 % bei isolierter Oberfläche. Die Wärmeverluste sind somit bei gegebener Eintrittstemperatur und Heizleistung vertretbar.

Abb. 128 und Abb. 129 illustrieren zum einen die kontinuierlichen Verläufe der Oberflächentemperatur quer zur Strömungsrichtung (in positiver x-Richtung) und zum anderen die diskreten, durch Pt-100 bestimmten, Temperaturen an Kanaleintritt, -austritt sowie in der Mitte des DWHE (y = 0 mm, y = 50 mm; y = -50 mm) für einen Massenstrom von 40 g/s und 90 g/s. Die Eintrittsbedingungen sind zu den vorhergehenden identisch.

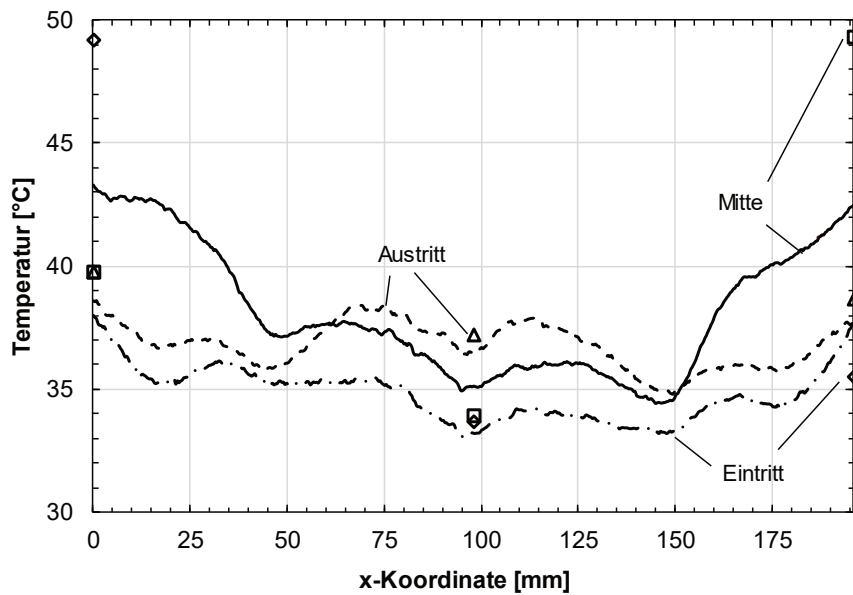


Abb. 128: Vergleich der Oberflächentemperatur (Mitte, Kanaleintritt und -austritt des DWHE) in x-Richtung zwischen Thermographie und Pt-100-Messung. sCO₂-Eintrittsbedingungen: $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$; $\dot{Q}_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$; $\dot{m} = 40 \text{ g/s}$.

Die Temperaturen oberhalb des mittleren Strömungskanals befinden sich bei Messung mit Pt-100 und Thermokamera in guter Übereinstimmung innerhalb der Messgenauigkeit. Dies gilt sowohl entlang der Kanäle (y-Richtung), als auch für unterschiedliche Massenströme von 40 g/s und 90 g/s. Die Diskrepanz zwischen Pt-100-Messung und Thermographie beträgt maximal 1,5 K.

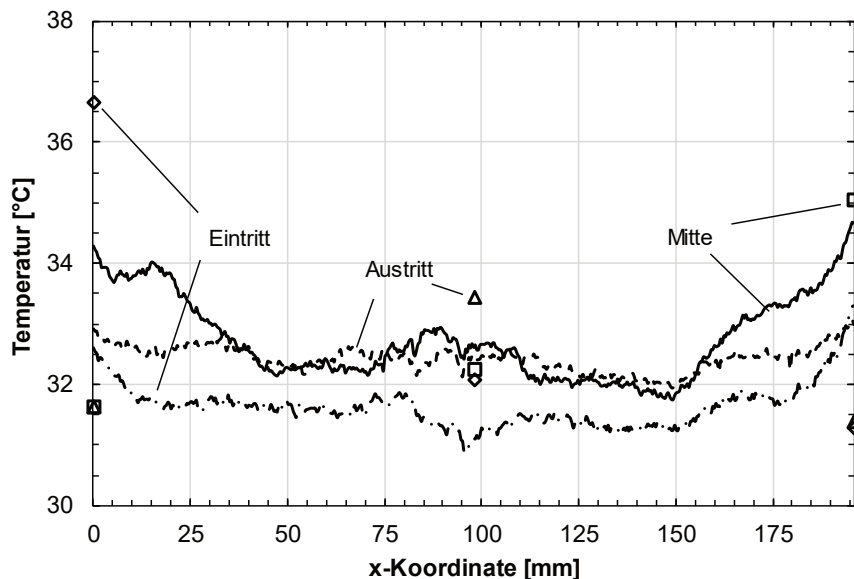


Abb. 129: Vergleich der Oberflächentemperatur (Mitte, Eintritt, Austritt des DWHE) in x-Richtung zwischen Thermographie und Pt-100-Messung. sCO₂-Eintrittsbedingungen: $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$; $\dot{Q}_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$; $\dot{m} = 90 \text{ g/s}$.

Die Temperatur an der Oberfläche der äußeren Kanäle hingegen zeigen deutliche Abweichungen zwischen den beiden Messarten.

Bei einem Massenstrom von 90 g/s beträgt diese Abweichung 3,5 K und ist vergleichsweise moderat, bei einem Massenstrom von 40 g/s treten Abweichungen von bis zu 21 K auf. Dies ist durch den starken Anstieg der seitlichen Oberflächentemperatur bei geringem Massenstrom zu erklären, die bereits mittels Thermographie in Abb. 125 nachgewiesen wurde. Die lokal erhöhten Temperaturen (bis zu 49 °C bei isolierter Oberfläche und einem Massenstrom 40 g/s) bedingen eine Zunahme der Wärmeverluste an der freien Oberfläche durch Strahlung und freie Konvektion. In der Folge stellen sich im nun verschobenen thermischen Gleichgewicht verringerte Oberflächentemperaturen im Vergleich zu isolierter Oberfläche ein.

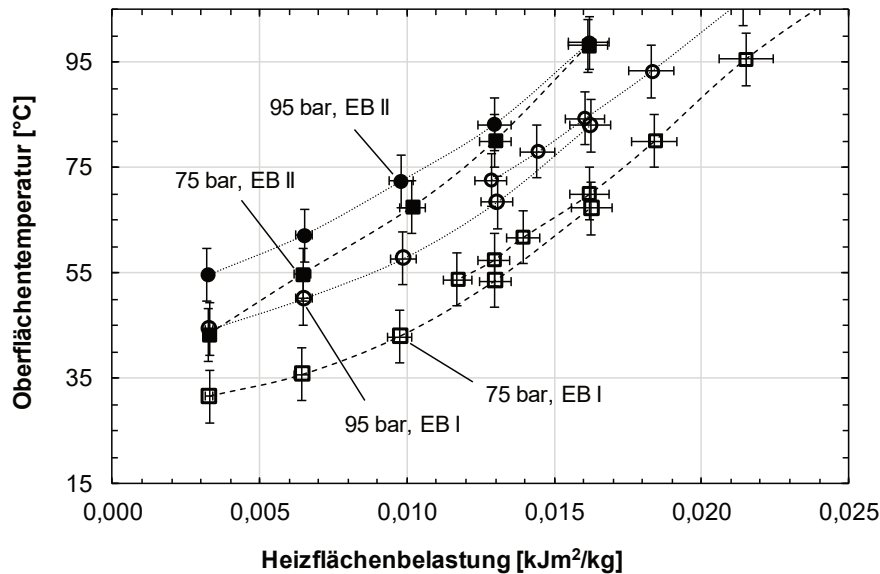


Abb. 130: Mittlere Oberflächentemperatur in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung für verschiedene Eintrittsbedingungen.

Um den Verlustwärmestrom nicht durch höhere Heizleistungen oder geringere Massenströme weiter zu vergrößern, wird in den weiteren Versuchsreihen die DWHE-Oberfläche vollständig isoliert und die Temperaturen auf der Oberfläche ausschließlich über Pt-100 bestimmt. Abb. 130 zeigt die mittleren Oberflächentemperaturen nach Gl. 131 in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung. Als Eintrittsbedingungen werden erneut Temperaturen unterhalb der pseudokritischen Temperatur gewählt. (EB I). In Abb. 131 sind zusätzlich noch die gemessenen Oberflächentemperaturen für Eintrittstemperaturen oberhalb der pseudokritischen Temperaturen zu erkennen (EB II).

Da die Oberflächentemperatur, wie bereits anhand der Thermographieaufnahmen gezeigt, ein Maß für die Qualität der Wärmeübertragung darstellt, muss die Wärmeübertragung bei Eintrittsbedingungen unterhalb der pseudokritischen Punkte folglich günstiger ablaufen. Analog zu Kap. 4.9.4 führen Eintrittsbedingungen mit niedrigem Druck zu den geringsten Oberflächentemperaturen und zeugen in der Folge von der günstigsten Wärmeübertragung. Dennoch ist eine bislang beobachtete Instabilität (siehe Kap.4.9.3) bei einer Verschiebung der Eintrittstemperatur zu Werten oberhalb der pseudokritischen Temperatur nicht zu verzeichnen. Stattdessen liegen die Abweichungen der mittleren Oberflächentemperaturen für EB II untereinander im Bereich der Messabweichung (siehe Kap. 4.11).

Zieht man die Nu-Zahl nach Gnielinski als dimensionslose Größe zur Charakterisierung des Wärmeübergangs in Fluid heran, müsste für EB II eine massive Verschlechterung der Wärmeübertragung angenommen werden, insbesondere für die Einströmung mit 75 bar (siehe Abb. 20).

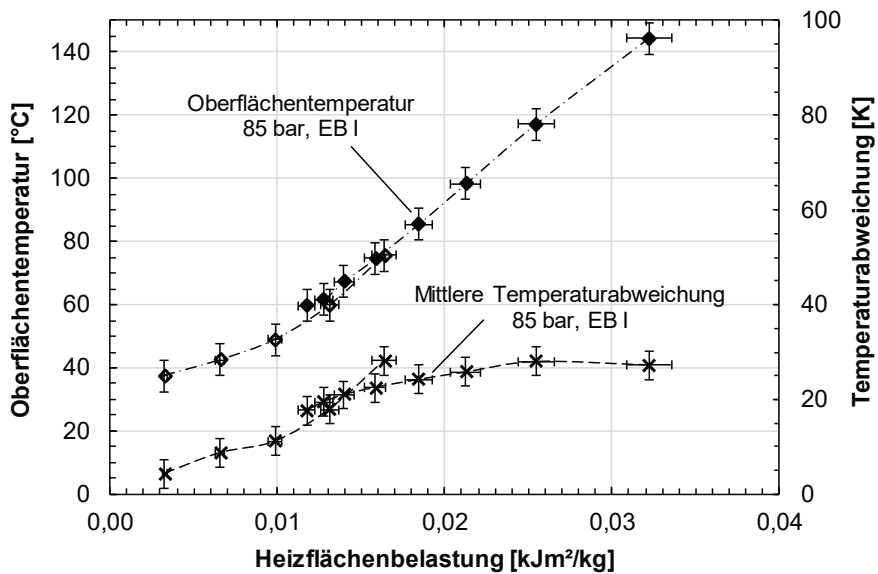


Abb. 131: Mittlere Oberflächentemperatur in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung für verschiedene Eintrittsbedingungen.

Da dies offenkundig nicht der Fall ist, lässt Abb. 131 den Schluss zu, sich die komplexen Phänomene der Strömungsverteilung und Wärmeübertragung in einem Wärmeübertrager mit überkritischen Fluid nicht allein durch stoffwertabhängige dimensionslose Kennzahlen beschreiben lassen.

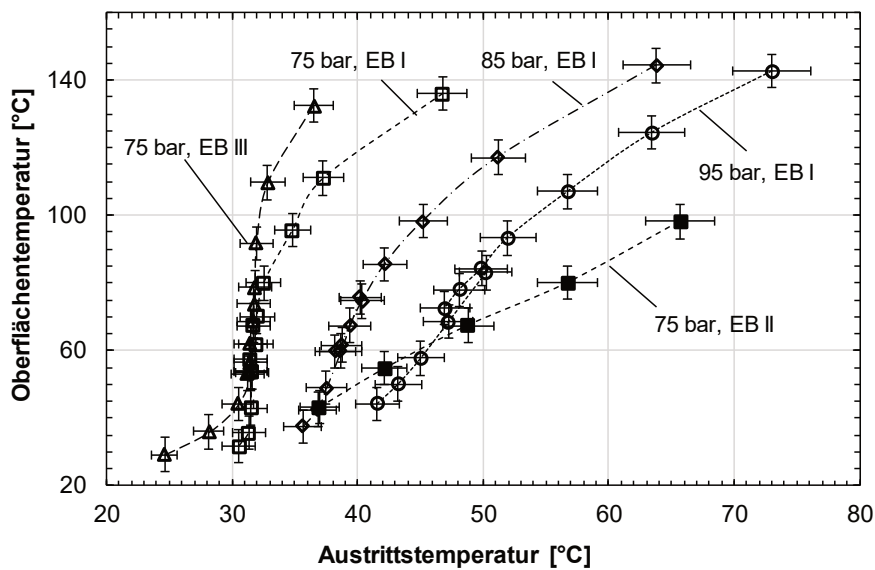


Abb. 132: Mittlere Oberflächentemperatur in Abhängigkeit von der sCO₂-Austrittstemperatur für verschiedene Eintrittsbedingungen.

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde angenommen, dass der Zweck des DWHE darin besteht von der Sekundärseite eine gegebene Wärmeübertragungsleistung abzuführen. Dabei

passt sich die Austrittstemperatur des $s\text{CO}_2$ auf der Primärseite bei festgelegten Eintrittsbedingungen an den zu übertragenden Wärmestrom an. Dementsprechend ist die $s\text{CO}_2$ -Austrittstemperatur eine Funktion der Wärmeübertragungsleistung, die von der Sekundärseite angefordert wird. Ist es jedoch die Aufgabe eines DWHE in einem technischen System eine vordefinierte Austrittstemperatur auf der primären $s\text{CO}_2$ -Seite zu generieren und konstant zu halten (z.B. Temperierung eines chemischen Reaktors), so muss durch eine Regelung die Heizflächenbelastung derart angepasst werden, dass eine Schwankung der Eintrittstemperatur kompensiert wird. Dies kann einerseits durch eine Massenstromverringern auf der Primärseite ($s\text{CO}_2$) oder durch eine Erhöhung der Heizleistung auf der Sekundärseite bewerkstelligt werden. Dies wiederum muss mit einer Erhöhung der dortigen Eintrittstemperatur oder aber des sekundärseitigen Massenstroms verbunden sein, abhängig von den jeweiligen technischen Gegebenheiten des Systems. In der Folge stellt sich eine neue Austrittstemperatur auf der Sekundärseite ein, zum einen aufgrund der veränderten $s\text{CO}_2$ -Eintrittstemperatur und zum anderen durch die ggf. regelungsbedingte höhere Eintrittstemperatur des Fluids auf der Sekundärseite. Um dennoch Aussagen zum Wärmeübertragungsverhalten auf der $s\text{CO}_2$ -Seite ableiten zu können, erfordert dieser technische Anwendungsfall eine differenzierte Betrachtungsweise der Oberflächentemperaturen.

Abb. 132 zeigt den Verlauf der mittleren Oberflächentemperatur in Abhängigkeit von der Austrittstemperatur. Aufgetragen sind die Verläufe für die Eintrittsbedingungen EB I und III unter vollständiger Zuhilfenahme von Massenstrom- und Heizleistungsvariationen. Es ist ersichtlich, dass eine Erhöhung der Austrittstemperatur generell zu einer Zunahme der mittleren Oberflächentemperatur führt. Für einen Druck von 95 bar ist unter der Eintrittsbedingung EB I ein näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen Austrittstemperatur und mittlerer Oberflächentemperatur zu verzeichnen, sowohl für Austrittstemperaturen unterhalb, als auch oberhalb der korrespondierenden pseudokritischen Temperatur (nicht in der Abbildung enthalten). Bei einem Druck von 75 bar hingegen ist eine Linearität lediglich unterhalb der pseudokritischen Temperatur näherungsweise gegeben (EB I und EB III), dies ist an der Einströmung bei 20 °C besonders deutlich zu erkennen. Beim Überschreiten eben jener pseudokritischen Temperatur ist ein starker Anstieg der Oberflächentemperatur zu verzeichnen, der nahezu vertikal verläuft und diesbezüglich eine Unstetigkeit oder Sprung darstellt. Diese Unstetigkeit lässt sich durch die Änderung der Stoffwerte in diesem Temperaturbereich hin zu ungünstigeren Werten, die Wärmeübertragung betreffend, erklären. Bei einem Druck von 85 bar ist zwar ebenfalls eine Unstetigkeit zu erkennen, jedoch ist diese weniger ausgeprägt. Exemplarisch sind zusätzlich die mittleren Oberflächentemperaturen für die Eintrittsbedingung EB II bei 75 bar aufgetragen. Auffallend ist, neben einer linearen Zunahme bei steigender Austrittstemperatur, die geringeren mittleren Oberflächentemperaturen im Vergleich zur Einströmung mit EB I.

Dies lässt sich wie folgt erklären: Zum einen weisen die Eintrittstemperaturen eine Differenz von 6 K auf und zum anderen durchläuft das CO_2 bei einer unterpseudokritischen Eintrittstemperatur während seiner Aufheizung jenen Temperaturbereich, bei dem ein Peak in der isobaren Wärmekapazität zu verzeichnen ist und der bei 75 bar ausgeprägter, als bei 85 oder 95 bar ist. Dementsprechend ist zur Aufheizung auf eine geforderte Austrittstemperatur eine wesentlich höhere Heizflächenbelastung erforderlich, als bei überpseudokritischer Eintrittstemperatur (vergleiche hierzu auch Kap. 4.9.4). Die gesteigerte Heizflächenbelastung erweist sich als negativ für die Oberflächentemperaturen, und damit einhergehend für die Wärmeübertragung im DWHE.

Beim Betrieb mit Sekundärfluid können die Wandtemperaturen der Primärseite niemals die Eintrittstemperatur des Sekundärfluids überschreiten (2. Hauptsatz der Thermodynamik), die

verschlechterte Wärmeübertragung äußert sich darin, dass die geforderte Austrittstemperatur des Primärfluids nicht erreicht bzw. konstant gehalten werden kann. Eine Gegenmaßnahme wäre eine Überdimensionierung der wärmeübertragenden Fläche, die bei einer Verschlechterung des Wärmedurchgangskoeffizienten dennoch die geforderte Wärmeübertragungsleistung gewährleistet. Diese Erkenntnisse haben für den Betrieb eines DWHE mit geregelter Austrittstemperatur unterhalb der pseudokritischen Temperatur und einem Druck nahe dem kritischen Druck folgende Konsequenzen:

- Eine Erhöhung der Austrittstemperatur ist stets mit einem Anstieg der Oberflächentemperatur und damit einer Verschlechterung der Wärmeübertragung verbunden. Die erforderliche wärmeübertragende Fläche zur Aufrechterhaltung des stationären Betriebs steigt. Dies muss durch Reserven in der Auslegung des DWHE gedeckt sein.
- Eine Überschreitung der pseudokritischen Temperatur bei Eingangsdrücken nahe dem kritischen Druck führt zu einer derartigen Verschlechterung der Wärmeübertragung, dass das Vorhalten des Mehrbedarfs an wärmeübertragender Fläche als Reserve unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten fragwürdig erscheint.
- Durch eine Abweichung der Eintrittstemperatur bei ansonsten stabilem Druck und geregelter konstanter Austrittstemperatur ändert sich die Oberflächentemperatur ebenfalls. Wird die Eintrittstemperatur von Werten unterhalb der pseudokritischen Temperatur auf Werte darüber, so fällt die Oberflächentemperatur aufgrund des gesunkenen Bedarfs an Heizflächenbelastung zur Aufrechterhaltung der Austrittstemperatur. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass ein stationärer Betrieb oberhalb der pseudokritischen Temperatur mit derartigem Abstand geschehen sollte, dass ein Unterschreiten eben jener Temperatur ausgeschlossen ist.

Einfluss von Schwerkraft und Anzahl der Anschlüsse

Abb. 133 zeigt eine diskrete Temperaturverteilung an der Oberfläche des DWHE auf Basis der Pt-100-Messung. Die Eintritts- und Randbedingungen für das sCO₂ lauten: T_{ein} = 28 °C, p_{ein} = 75 bar; P_{el} = 3,9 kW; ṁ = 80 g/s. Das sCO₂ durchströmt den DWHE in waagrechter Position und mit drei aktiven Anschlüssen an Ein- und Austrittsplenum. Diese Randbedingungen werden für die folgende Versuchsauswertung als Referenzfall definiert. Die diesem zugeordneten Temperaturen werden als T_{x,y}^{ref} indiziert.

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	46,7		32,8		38,7
61		43,0	39,1	40,0	
93	46,7		41,4		63,0
125			33,4		
157		38,3	38,1		
189	70,0		33,4		39,6

Abb. 133: Referenzfall Oberflächentemperatur: sCO₂-Eintrittsbedingungen: T_{ein} = 28 °C, p_{ein} = 75 bar; P_{el} = 3,9 kW; ṁ = 80 g/s. Beheizung erfolgt von unten, Strömung orthogonal zur Schwerkraft.

Die Oberflächentemperaturen aller weiteren Messungen werden als relative Temperaturänderung ΔT̃_{x,y}, bezogen auf die Temperaturen des Referenzfalls, gemäß Gl. 138 angegeben. Abb. 134 zeigt die relative Änderung der Oberflächentemperatur im Vergleich zum Referenzfall bei einer aufwärts gerichteten Strömung (entgegen der Schwerkraft).

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	0,7		0,4		7,5
61		11,9	0,3	2,9	
93	0,7		0,7		5,4
125			6,5		
157		-10,9	13,7		
189	5,8		-1,6		-12,1

Abb. 134: Prozentuale Änderung der Oberflächentemperatur bei Strömung entgegen der Schwerkraft im Vergleich zum Referenzfall.

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	58,1		1,1		75,1
61		10,7	0,0	7,8	
93	58,1		1,1		54,5
125			5,2		
157		142,1	9,8		
189	50,0		-9,4		180,2

Abb. 135: Prozentuale Änderung der Oberflächentemperatur bei Strömung in Richtung der Schwerkraft im Vergleich zum Referenzfall.

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	-41,3		-7,6		-41,4
61		-2,9	-6,1	-2,3	
93	-41,3		-5,4		-11,6
125			-3,3		
157		-5,4	2,2		
189	-10,7		4,6		19,3

Abb. 136: Prozentuale Änderung der Oberflächentemperatur bei Strömung orthogonal zur Schwerkraft und bei Beheizung von oben im Vergleich zum Referenzfall.

x/y [mm]	0	48	98	148	196
29	80,1		3,2		96,2
61		74,0	-2,1	98,3	
93	80,1		-0,1		50,4
125			-2,8		
157		67,4	-22,7		
189	53,1		-19,2		49,7

Abb. 137: Prozentuale Änderung der Oberflächentemperatur bei jeweils einem genutzten Anschluss an Ein- und Austrittsplenum im Vergleich zum Referenzfall.

Es ist ersichtlich, dass diese Änderung der Strömungsrichtung einen Anstieg der Oberflächentemperatur bewirkt. Lediglich im Einströmbereich der mittleren und rechten Kanäle finden sich drei diskrete Messstellen, an denen eine Temperaturabnahme festzustellen ist. Die Zunahme der Oberflächentemperatur beträgt an jeweils fünf Messpunkten $< + 10 \%$ und $< + 1 \%$. Im Bereich des mittleren Kanals fällt die Zunahme der Oberflächentemperatur zum Austrittsplenum hin ab. In Abb. 135 ist die die relative Änderung der Oberflächentemperatur im Vergleich zum Referenzfall bei einer abwärts gerichteten Strömung (in Richtung der Schwerkraft) dargestellt. Im Bereich des mittleren Kanals sind die Temperaturänderungen ähnlich zum vorhergehenden Fall und betragen in allen Messpunkten $< + 10 \%$ mit tendenziell abfallenden Werten der Temperaturzunahme zum Austritt hin. Die Temperaturen an den beiden äußeren Kanälen steigen hingegen um bis zu 180 % an. Abb. 136 lässt die die relative Änderung der Oberflächentemperatur im Vergleich zum Referenzfall bei einer von oben beheizten Strömung erkennen (Versuchsaufbau steht „über Kopf“). Während die Änderung der Temperaturen im Bereich des mittleren Kanals gering ist, verringern sich die Temperaturen an den äußeren Kanälen, um bis zu 42 %.

Abb. 137 zeigt die relative Änderung der Oberflächentemperatur im Vergleich zum Referenzfall bei einem, statt drei aktiven Anschlüssen. Während im Bereich des mittleren Kanals die Oberflächentemperaturen zurückgehen, steigen sie in Richtung der äußeren Kanäle an.

Abb. 138 fasst die prozentualen Änderungen der Temperatur im Vergleich zum Referenzfall an verschiedenen Bereichen des DWHE, sowie für alle untersuchten Fälle zusammen, nämlich gemittelt über die gesamte Oberfläche, gemittelt über die Rückseite und gemittelt im Bereich des mittleren/linken/rechten Kanals. Es ist ersichtlich, dass sich die Temperaturen entlang des mittleren Kanals bei drei aktiven Anschlüssen nur geringfügig ($< \pm 5 \%$) ändern. Dies deutet darauf hin, dass im mittleren Kanal ein vergleichsweise hoher Massenstrom strömt, der durch Änderungen der Wirkrichtung der Schwerkraft nur geringfügig beeinflusst wird. Ersichtlich wird dies an der Definition der Gr-Zahl. Diese besagt, dass die Gr-Zahl proportional zur Wandüberhitzung ist, eine große Wandüberhitzung demnach starke Auftriebskräfte induziert. Bei hohen Massenströmen ist diese Voraussetzung nicht gegeben, die Wandüberhitzung beträgt im Bereich des mittleren Kanals im Durchschnitt 6,9 K für den Referenzfall. In den äußeren Kanälen ist der kanalspezifische Massenstrom aufgrund der Massenstromungleichverteilung geringer als in der Mitte des DWHE, dadurch sind im Bereich des linken bzw. rechten äußeren Kanals

höhere Wandüberhitzungen feststellbar und betragen im Mittel bis zu 25 K (Referenzströmung). Entsprechend machen sich in diesen äußeren Bereichen Effekte aufgrund einer Änderung der Wirkrichtung der Schwerkraft bemerkbar. Im Fall einer Aufwärtsströmung erhöhen sich die Oberflächentemperaturen im Bereich des mittleren, rechten und linken äußeren Kanals geringfügig im Vergleich zum Referenzfall ($< 10\%$). Dadurch bedingt, erhöht sich auch die mittlere Oberflächentemperatur in derselben Größenordnung. Eine Abwärtsströmung hingegen führt zu einer signifikanten Zunahme der Oberflächentemperaturen (bis zu 70%) in den beiden äußeren Bereichen der DWHE-Oberfläche, während sich die Oberflächentemperatur in der Mitte lediglich geringfügig erhöht. In der Folge steigt die mittlere Oberflächentemperatur um 55% an.

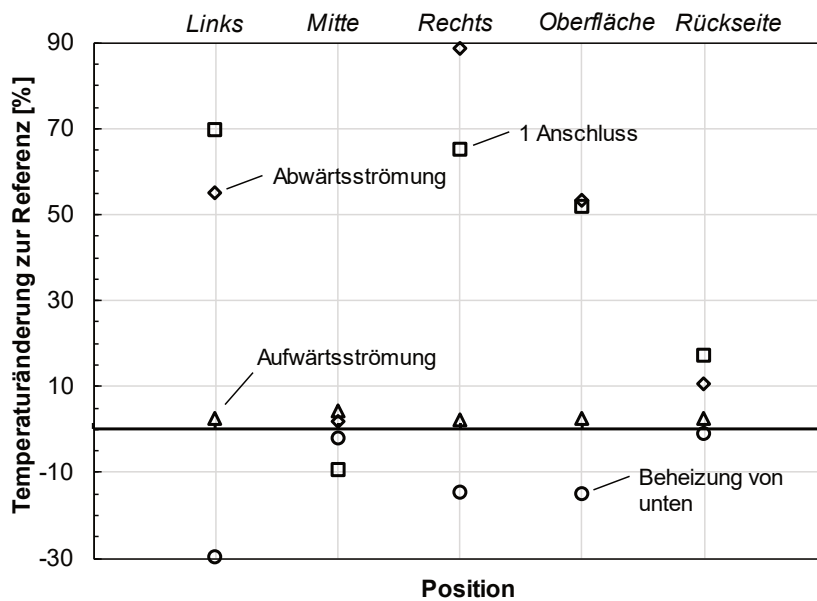


Abb. 138: Prozentuale Änderungen der Temperaturen auf der gesamten Oberfläche (gemittelt), auf der Rückseite, auf dem linken, dem rechten und auf dem mittleren Oberflächenbereich.

Diese Phänomene decken sich mit den experimentellen Erkenntnissen von Kim et al. [38] für Rohrleitungen geringer Durchmesser ($< 4\text{ mm}$), die im Gegensatz zu Jackson [33], eine Verschlechterung des Wärmeübergangs bei einer Abwärtsströmung beobachteten. Ein Verdrehen der gesamten Teststrecke um 180° („Seitenverkehrt“) bedingt eine Abnahme der Oberflächentemperatur in den äußeren Bereichen zwischen 10 und 30% . Die Änderung im Bereich der Kanalmitte ist abermals gering. Dadurch verringert sich die mittlere Oberflächentemperatur im Vergleich zum Referenzfall um 12% . Dies untermauert den Verdacht, dass auch bei waagrechtter Strömung merkliche Auftriebskräfte wirken und dadurch eine gravitationsinduzierte Schichtung über dem Kanalquerschnitt vorliegt.

Befindet sich die Heizfläche unterhalb der Kanäle, so transportieren Auftriebskräfte die „heiße“ Strömung in die Nähe der Heizflächenwand in Form einer Konvektionswalze nach oben, wo es zur Vermischung mit der kälteren Kernströmung kommt. Bei einer Beheizung von oben, kann können keine Auftriebskräfte mehr wirken und diese „heiße“ Strömung zur Unterseite bzw. zur Oberfläche des DWHE führen. Ein demzufolge gleichzeitig notwendiger Anstieg der Rückseitentemperatur kann nicht gemessen werden. Allerdings liegen für die Rückseite konstruktionsbedingt weniger Temperaturmessstellen vor, die des Weiteren nicht bis an die äußeren Kanäle reichen. Wird ausgehend vom Referenzfall, die Anzahl aktiver Anschlüsse an

beiden Plenen auf eins reduziert (mittiger Anschluss!), führt dies erstmals zu einer signifikanten Verringerung der Oberflächentemperatur im Bereich des mittleren Kanals (-10 %). Gleichzeitig erhöhen sich die Temperaturen an beiden äußeren Kanälen um bis zu 70 %. Die mittlere Oberflächentemperatur nimmt in etwa dieselbe Größenordnung wie bei einer abwärts gerichteten Strömung an (55 %). Dies verdeutlicht, dass bei einer Einströmung nur über den Anschluss in der Mitte die Strömungsungleichverteilung zunimmt und in der Konsequenz die Wärmeübertragung über den gesamten DWHE gehemmt wird. Damit kann gezeigt werden, dass der Strömungsverteilung in den Plenen ein entscheidender Einfluss auf Druckverlust und Wärmeübertragung zukommt.

4.10. Numerische Analysen

Nach erfolgter experimenteller Untersuchung, soll im Folgenden ein Vergleich mit einem numerischen Ansatz gezogen werden. Dieser beinhaltet ein vereinfachtes CFD-Modell des DWHE, mit dem die innere sCO₂-Strömungsverteilung über den Kanälen zweidimensional und isotherm näherungsweise berechnet wird. Gleichzeitig dient die auf diese Weise ermittelte Verteilung des Massenstroms als Eingangsgröße für eine weitere – nun dreidimensionale - Berechnung der Wärmeübertragung innerhalb der DWHE Struktur (Kopplung von Strömungs- und Temperaturfeld). Die Temperaturverteilung in der DWHE Struktur wird durch Lösung der Wärmeleitungsdifferentialgleichung nach Laplace ermittelt, die konvektive Wärmeübertragung in den Strömungskanälen des DWHE als Randbedingung dritter Art, unter Berechnung des massenstrom- wie temperaturabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten mittels Nu-Korrelationen, vorgegeben. Das resultierende Temperaturfeld der DWHE-Struktur dient zur Schließung einer iterativen Schleife, in deren Verlauf die, der Strömungssimulation zugrundeliegenden Stoffwerte temperaturabhängig bestimmt werden. Beide Berechnungsteile werden mithilfe der kommerziellen FEM-Software Comsol Multiphysics ausgeführt. Durch diesen vereinfachten numerischen Ansatz kann auf konventionelle CFD-Verfahren wie Direkte Numerische Simulation oder Turbulenzmodellierung bei konjugiertem Wärmetransport verzichtet werden, die gerade zur Untersuchung von überkritischen Fluiden erheblichen Rechenaufwand erfordern (siehe Kap. 2.1.6) Eine detaillierte Modellbeschreibung ist Anhang 5.A.13 zu entnehmen. In die Betrachtung miteinbezogen werden die Massenstromverteilung in über die Kanäle, sowie die Temperaturverteilung auf der Wärmeübertrageroberfläche.

4.10.1. Massenstromungleichverteilung

Abb. 139 zeigt die Verteilung des gesamten sCO₂-Massenstroms über die einzelnen Kanäle des DWHE, die durch die FEM-Simulation ermittelt werden konnte. Der Simulation liegen folgende Eintritts- und Randbedingungen zugrunde: $p_{\text{ein}} = 85 \text{ bar}$, $T_{\text{ein}} = 34,4 \text{ °C}$, $m_{\text{ges}} = 80 \text{ g/s}$ und $\dot{P}_{\text{el}} = 3,9 \text{ kW}$. Diese Simulation wird als Referenzfall für alle weiteren Simulationen definiert. Schwarz markiert ist das Ergebnis der ersten zweidimensionalen, isothermen Strömungssimulation ohne Einfluss der Temperaturverteilung, rot markiert hingegen das iterierte Ergebnis, unter Einbeziehung der Temperaturverteilung im Strukturmaterial. Das Ergebnis konvergiert nach drei Iterationen mit einer Abweichung < 0,01 %.

Es zeigen sich Spitzen im Massenstromverlauf in den Kanälen, die im Bereich der drei Anschlüsse liegen (Kanal-Nr. 13, 25, 26 und 38). Die höchsten Massenströme treten in den Kanälen auf, vor denen die Fluidströme aus den beiden äußeren Anschlüssen auf die der mittleren treffen (Kanal-Nr. 19 und 32). In diesen Kanälen liegt der Massenstrom bis zu 79 % über dem durchschnittlichen, gleichverteilten Massenstrom. Zu den äußeren Rändern hin nimmt

der kanalspezifische Massenstrom ab, um für die beiden äußeren Kanäle wieder anzusteigen (Kanal-Nr. 1 und 50). Das Massenstromprofil ist achsensymmetrisch. Etwaige Asymmetrien aufgrund von unterschiedlichen tatsächlichen Kanalquerschnitten können durch die Simulation nicht abgebildet werden. Im Bereich des mittleren Kanals sind die Massenströme vor und nach durchgeführten Iterationen weitestgehend identisch. In den äußeren Bereichen, jenseits der drei Anschlüsse, wird der Verlauf des Massenstroms durch Iterieren flacher. Dies zeigt, dass eine Wechselwirkung zwischen Temperaturfeld im Strukturmaterial und Strömungsfeld lediglich in den äußeren Gebieten auftritt. Genau dort werden in Experimenten (siehe Kap. 4.9.6) höhere Oberflächentemperaturen gemessen, als im Bereich des mittleren Kanals, wo die Wandüberhitzung gering ist.

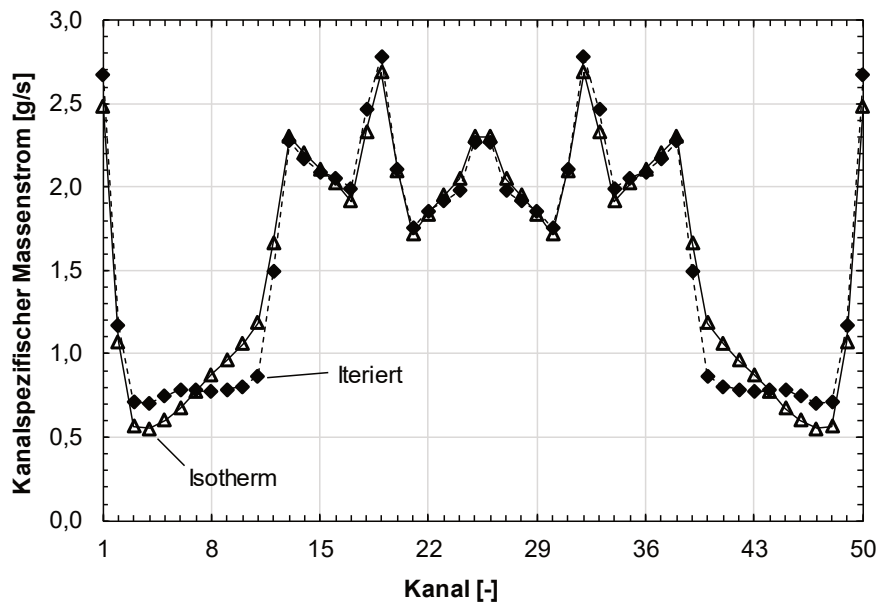


Abb. 139: Verteilung des Gesamtmassenstroms über die einzelnen Kanäle, nach der isothermen Simulation und nach erfolgter Iteration.

Die beschriebene Glättung in den Bereichen niedrigen Massenstroms lässt sich durch eine temperaturbedingte Änderung der Rohrreibungszahl erklären, die erst durch die Simulation der Wärmeleitung im Strukturmaterial berücksichtigt werden kann. Die dynamische Viskosität von $s\text{CO}_2$ sinkt mit zunehmender Temperatur ab, dadurch erhöht sich in den Kanälen mit niedrigem Massenstrom die Re-Zahl, da in diesen die höchste Enthalpiezunahme bei einem gleichmäßigen Beheizungsprozess zu verzeichnen ist. Als Folge sinkt in Kanälen mit niedrigem Massenstrom die Rohrreibungszahl (bei hydraulisch glattem Rohr) und damit der Strömungswiderstand, die Kanalmassenströme gleichen sich aneinander an. Dieser Effekt wirkt umso stärker, je niedriger das Niveau der spezifischen Kanalmassenströme ist, da hier die Enthalpiezunahme über der Kanallänge am höchsten ist, weswegen die zentralen Kanäle mit hohen Kanalmassenströmen davon weniger betroffen sind. Im nächsten Schritt wird untersucht inwiefern die Eintritts- und Randbedingungen auf diese Ungleichverteilung Einfluss nehmen. Ausgangspunkt ist die Simulation des Referenzfalls. Jeweils ein Parameter wird variiert, die Anderen gleichzeitig konstant gehalten. Um die Ungleichverteilung der Kanalmassenströme quantifizierbar zu machen, wird die Abweichung jeder Kanalströmung von der idealen Massenstromverteilung betrachtet. dies erfolgt über den Grad der Ungleichverteilung CoV (Gl. 182

in Anhang A.13). Abb. 140 bis Abb. 143 zeigen den simulierten CoV in Abhängigkeit von den Eintritts – und Randbedingungen Druck, Temperatur, Heizleistung, Massenstrom.

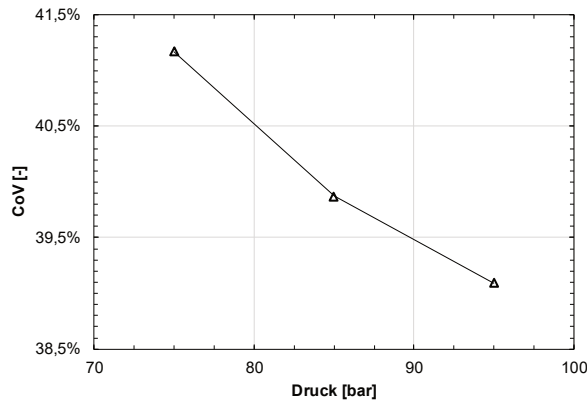


Abb. 140: CoV in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck.

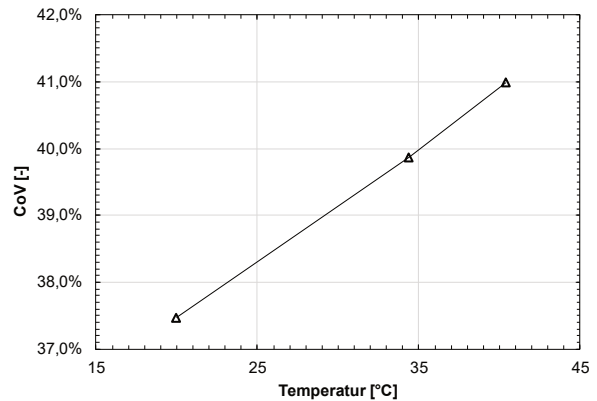


Abb. 141: CoV in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur.

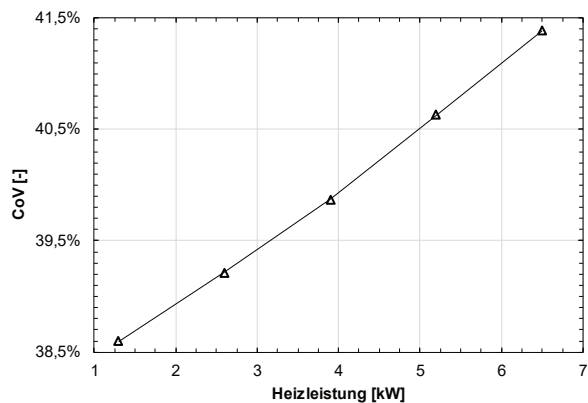


Abb. 142: CoV in Abhängigkeit von der Heizleistung.

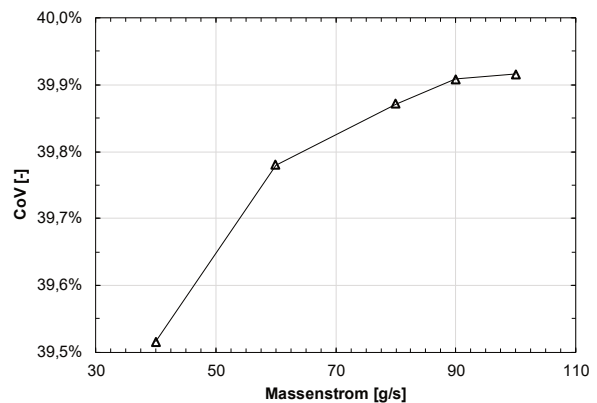


Abb. 143: CoV in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom.

Ein höherer Eintrittsdruck führt zu einer günstigeren Verteilung des Fluids auf die Kanäle. Der Verlauf des CoV weist eine signifikante Abnahme am pseudokritischen Druck, und damit an der Grenze zwischen flüssigkeitsähnlichem und gasähnlichem Verhalten, auf. Des Weiteren zeigt sich eine Zunahme der Ungleichverteilung bei höheren Temperaturen, die sich bei Temperaturen oberhalb der pseudokritischen Temperatur verstärkt. Daraus kann geschossen werden, dass flüssigkeitsähnliche Eintrittsbedingungen eine Gleichverteilung begünstigen. Bei der Variation des Gesamtmassenstroms fällt auf, dass die Ungleichverteilung bei höheren Gesamtmassenströmen zwar zunimmt, jedoch einen Grenzwert anzustreben scheint. Insgesamt ist der Einfluss des Massenstroms auf die Ungleichverteilung gering, die Änderung des CoV liegt bei weniger als einem Prozent. Zwar konnte bereits gezeigt werden, dass der Einfluss der Beheizung die Ungleichverteilung in den Kanälen zu den Rändern hin mildert, dennoch bewirkt eine Zunahme der Heizleistung insgesamt ein höheres Maß an Ungleichverteilung über alle Kanäle.

4.10.2. Vergleich zwischen Simulation und Thermographie

Abb. 144 bis Abb. 147 zeigen die Oberflächentemperatur des DWHE als Ergebnis von Simulation und Thermografie bei einem Massenstrom von 40 g/s und 90 g/s. Die Eintritts- und Randbedingungen sind jeweils identisch und betragen: $p_{\text{ein}} = 80 \text{ bar}$, $T_{\text{ein}} = 30 \text{ °C}$, $P_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$.

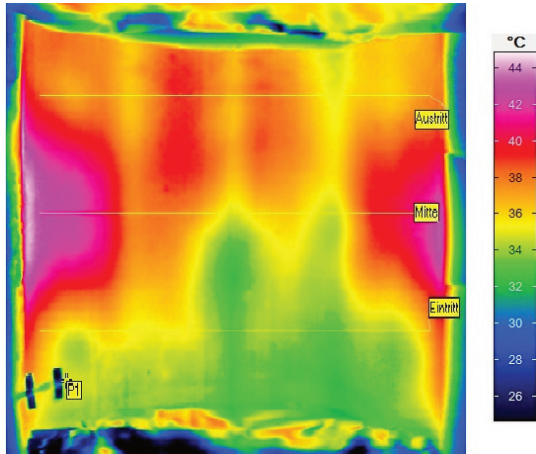


Abb. 144: Thermografieaufnahme der DWHE-Oberfläche bei einem Massenstrom von 40 g/s.

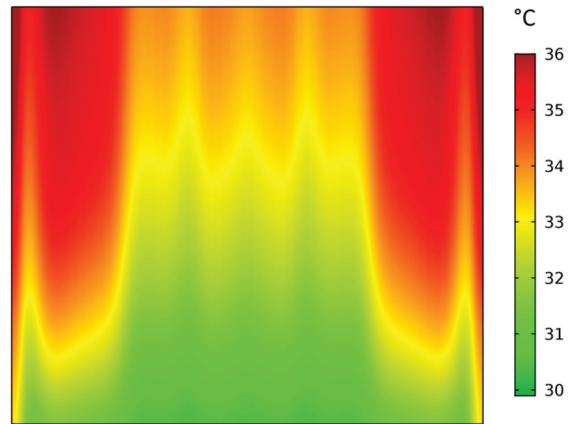


Abb. 145: Simulation der DWHE-Oberfläche bei einem Massenstrom von 40 g/s.

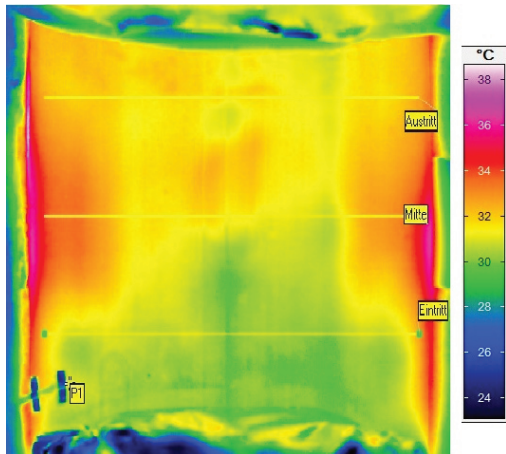


Abb. 146: Thermografieaufnahme der DWHE-Oberfläche bei einem Massenstrom von 90 g/s.

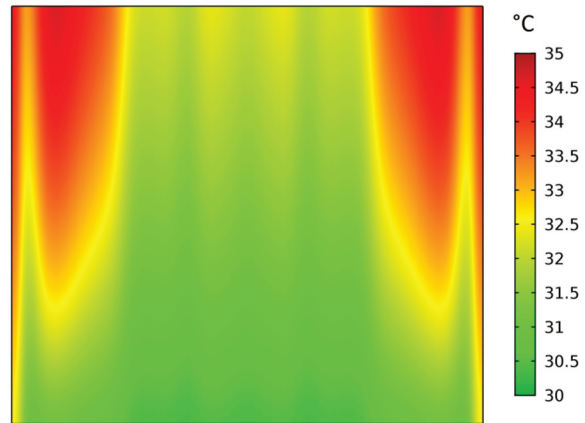


Abb. 147: Simulation der DWHE-Oberfläche bei einem Massenstrom von 90 g/s.

Für diese Werte sind die Wärmeverluste über die freiliegende Oberfläche vertretbar (siehe Kap. 4.9.6). Es zeigt sich insgesamt eine befriedigende qualitative Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment. Das zweidimensionale Temperaturprofil des Experiments kann durch die Simulation nachgebildet werden.

Sowohl Simulationen, als auch Thermografieaufnahmen weisen einen Temperaturabfall im zentralen Bereich des DWHE gegenüber dessen Randbereichen auf. Dies liegt an den dort höher anliegenden Kanalmassenströmen im Vergleich zu den Randbereichen. In den Randbereichen hingegen zeigt sich eine starke Wandüberhitzung bei geringerem Massenstrom, die bei hohem Massenstrom zurückgeht, jedoch nicht gänzlich verschwindet. Die Grenze zwischen geringer und starker Wandüberhitzung wird durch das Modell relativ genau erfasst, es vermag den Temperaturabfall zum Austrittsplenum hin aber nicht abzubilden. Ebenfalls dargestellt wird der Temperaturanstieg im Bereich der beiden äußeren Kanäle über die komplette Länge des DWHE.

4.10.3. Vergleich von Nusselt-Korrelationen

Um den Grad der Eignung verschiedener Nusselt-Korrelationen (Gl. 3 und Gl. 176, Gl. 177 in Anhang A.13) für das DWHE-Modell quantifizierbar zu machen, wird die Differenz zwischen den diskreten Oberflächentemperaturen des Experiments und der Simulation unter verschiedenen Eintrittsbedingungen errechnet (siehe Gl. 140). Die durchschnittlichen Abweichungen aller verwendeten Nusselt-Korrelationen sind in Tab. 36 aufgeführt.

Tab. 36: Übersicht über die mittleren Abweichungen zwischen den gemessenen Oberflächentemperaturen von den simulierten Temperaturen auf Grundlage der untersuchten Nusselt-Korrelation (Gl. 3 und Gl. 176, Gl. 177 in Anhang A.13).

Nusselt-Korrelation	Mittlere Abweichung
Dittus-Boelter	12,3 K
Liao	12,4 K
Dittus-Boelter (Wandwerte)	11,3 K
Gnielinski	23,5 K
Gnielinski (Temperaturkorrigiert)	19,0 K

Die mittlere Abweichung ist bei der Dittus-Boelter-Korrelation mit Wandtemperaturen zur Berechnung der Stoffwerte am geringsten, führt dementsprechend zur größten Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation. Deshalb wird diese Korrelation im Rahmen aller weiteren Untersuchungen verwendet. Die mittleren Abweichungen der einzelnen Messpunkte dieser Korrelation sind in Abb. 148 aufgeführt.

Es fällt auf, dass die Genauigkeit in der Mitte des DWHE hoch ist, die Messpunkte am Rand allerdings stärker abweichen. Insgesamt erreicht die Simulation trotzdem eine zufriedenstellende Genauigkeit über weite Bereiche der DWHE-Oberfläche.

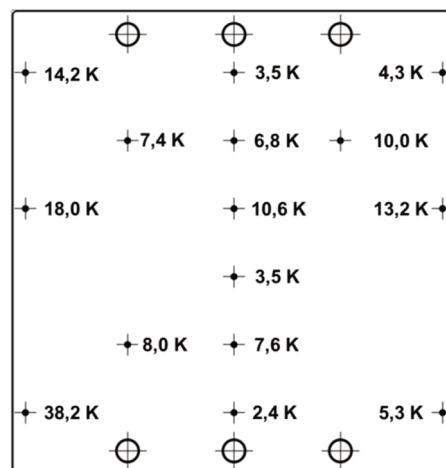


Abb. 148: Mittlere Abweichungen zwischen den gemessenen Oberflächentemperaturen von den simulierten Temperaturen auf Grundlage der Nusselt-Korrelation von Dittus-Boelter mit Wandwerten.

Die auf der Korrelation nach Dittus-Boelter basierenden Korrelationen tendieren dazu, den Wärmeübergang bei hohen Heizleistungen zu überschätzen, während die Korrelationen nach Gnielinski bei niedrigen Heizwärmeströmen den Wärmeübergangskoeffizienten als zu niedrig berechnen und erst bei hohen Heizleistungen genauere Resultate erzielen.

4.10.4. Temperaturungleichverteilung

Abb. 149 bis Abb. 152 zeigen die Änderung des DoTD (Gl. 183 in Anhang A.13) unter Variation der Eintritts- und Randbedingungen Druck, Temperatur, Massenstrom und Heizleistung. Wie auch in Kap. 4.10.1 wird jeweils nur ein Parameter variiert und die restlichen Parameter werden auf den Werten des Referenzfalls konstant gehalten.

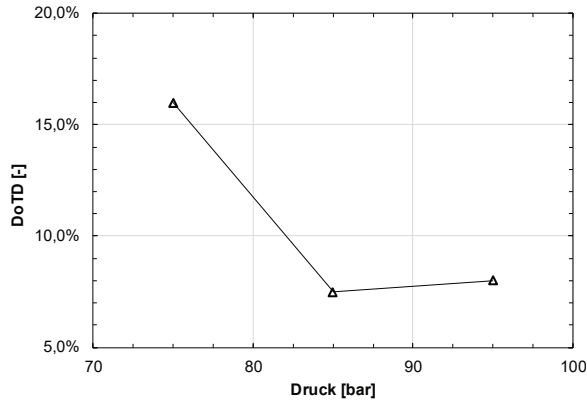


Abb. 149: DoTD in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck.

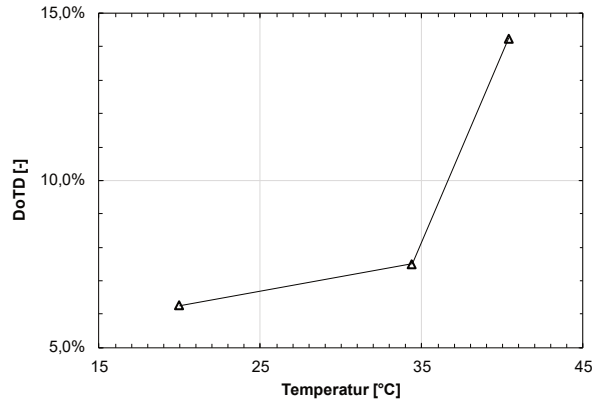


Abb. 150: DoTD in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur.

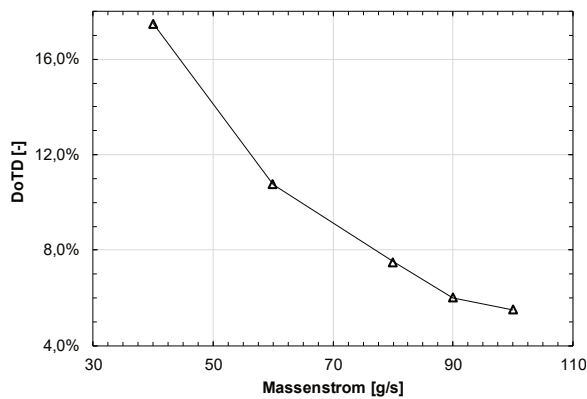


Abb. 151: DoTD in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom.

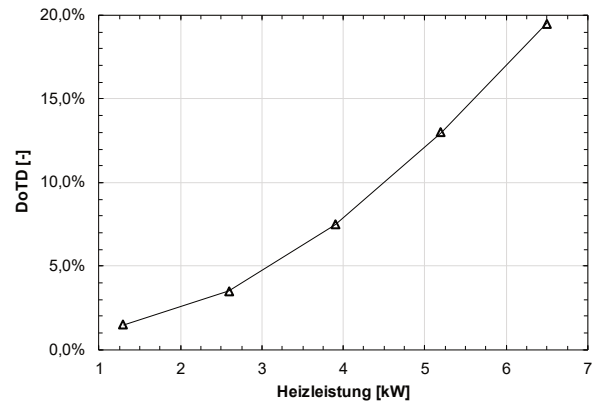


Abb. 152: DoTD in Abhängigkeit von der Heizleistung.

Wird der zur Eintrittstemperatur korrespondierende pseudokritische Druck (80 bar) überschritten, so ist ersichtlich, dass dies mit einer Abnahme des DoTD und damit mit einer Verbesserung des Wärmeübergangs im DWHE verbunden ist.

Höhere Eintrittstemperaturen hingegen führen zu einer Verschlechterung des DoTD. Ein Überschreiten der pseudokritischen Temperatur (37,4 °C) am Eintritt bei einem ansonsten konstanten Referenzdruck von 85 bar, bewirkt eine zusätzliche Verschlechterung der Temperaturungleichverteilung auf der DWHE-Oberfläche. Bei einer derartigen Eintrittstemperatur wird durch den Temperaturanstieg im DWHE die pseudokritische Temperatur erreicht, was den Wärmeübergang verbessert. Dies tritt bei Kanälen mit niedrigem Massenstrom früher auf, sodass das Temperaturfeld sich bei Eintrittstemperaturen unterhalb der pseudokritischen Temperatur angleicht.

Nach Erreichen der pseudokritischen Temperatur verschlechtert sich der Wärmeübergang jedoch deutlich, sodass der DoTD stark ansteigt. Bei einer Erhöhung des Massenstroms steigt der Wärmeübergangskoeffizient und damit verbunden der Wärmeübergang an, wodurch die Oberflächentemperatur und der DoTD insgesamt sinkt.

Dieser Effekt dominiert gegenüber der in Kap. 4.10.1 festgestellten verminderten Gleichverteilung des Massenstroms auf die einzelnen Kanäle.

Wird die Heizleistung erhöht, so steigt der DoTD an. Dies ist der Ungleichverteilung der Kanalmassenströme geschuldet. Kanäle mit niedrigem Massenstrom durchlaufen bei stärkerer Beheizung einen weiten Temperaturbereich und erreichen Temperaturen weit oberhalb der pseudokritischen Temperatur. Dadurch sinkt in diesen Kanälen der Wärmeübergang gegenüber den Kanälen mit höheren Massenströmen erheblich, was zu einer stärkeren Ungleichverteilung der Oberflächentemperaturen führt.

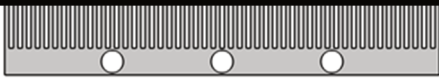
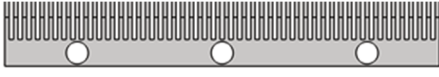


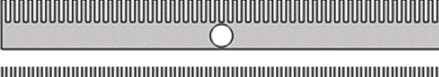


4.10.5. Verbesserungsmaßnahmen

Wie in Kap. 4.3 beschrieben, wird der DWHE zunächst geometrisch einfach gestaltet und den Anforderungen an die Thermohydraulik der Kanäle, sowie den vorhandenen Bauraum der Schweißanlage angepasst. Als Konsequenz weisen die Plenen des DWHE eine quaderförmige Gestalt, mit einer geringen Breite von zehn Millimetern auf, die den hydraulischen Gestaltungsgrundsätzen eines WÜ aus Kap.4.1.5 widerspricht. Um die daraus prognostizierte Ungleichverteilung der Strömung zu verbessern, sind drei Anschlüsse an ein- und Austritt installiert. Mögliche Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der Plengeometrie sind:

- Verteilung der Anschlüsse
- Vergrößerung des Plenums
- Kalottenförmiges Plenum

Weiterhin wird angestrebt für zukünftige Entwicklungen und Experimente einen DWHE zu konstruieren, der wie technisch üblich, mit einem Anschluss auskommt. Für diese Konfiguration sollen ebenfalls Optimierungsmaßnahmen betrachtet werden. Da eine experimentelle Optimierung zum einen aufwendig und zum anderen bei der gegebenen Schweißanlage technisch nicht möglich ist, wird auf die DWHE-Simulation zurückgegriffen.

Tab. 37: Übersicht der einzelnen Verbesserungsmaßnahmen und ihrer Wirkung auf CoV und DoTD.

Anschlüsse	Verbesserung	Skizze	CoV	DoTD
3	Original		43,0 %	7,5 %
	Abstände der Anschlüsse		26,4 %	
	Vergrößertes Plenum		24,0 %	
	Kombination		10,0 %	3,5 %
1	Original		102 %	27,5 %
	Vergrößertes Plenum		52,0 %	
	Kalottenform		21,2 %	5,5 %

Hierzu wird das Geometriemodell der Plenen schrittweise abgeändert und die Simulation des Referenzfalls erneut durchgeführt.

Anhand der Kennwerte CoV und DoTD, kann der Erfolg und die Effektivität der jeweiligen Optimierung quantifiziert werden. Tab. 37 enthält eine Übersicht über die erwogenen Optimierungsmaßnahmen, nebst einer 2D-Skizze des Plenums, und die dadurch erzielbaren CoV- und DoTD-Werte auf Basis der DWHE-Simulation. Ausgehend vom originalen Fertigungszustand des DWHE bringt eine Erhöhung der Abstände zwischen eine Verbesserung des CoV von 43,0 % auf 26,4 % mit sich. Ursache hierfür ist, dass sich der Impuls des einströmenden Fluids an den Anschlüssen weniger gegenseitig beeinflusst. Eine Verbreiterung der Plenen von 10 mm auf 20 mm drückt den CoV auf 24,0 %. Eine Kombination beider Maßnahmen senkt den CoV auf 10,0 % und verbessert den DoTD auf 3,5 %. Der originale Fertigungszustand mit einem aktiven Anschluss zeigt einen deutlich verschlechterten CoV von 102 %, sowie einen DoTD von 27,5 %, was qualitativ auch durch Experimente nachvollzogen werden konnte.

Die Vergrößerung der Plenen senkt den CoV in diesem Fall auf 52 %. Die Erweiterung der Plenen zur Kalottenform vermindert den CoV weiter auf 21,2 % und reduziert den DoTD auf 5,5 %. Dennoch zeigt sich diese Art der Plengeometrie jener bei drei aktiven Anschlüssen unterlegen.

4.10.6. Ideale Massenstromverteilung

Um die Wärmeverteilung bei idealer Massenstromverteilung zu ermitteln, wird eine gleichmäßige Verteilung des Gesamtmassenstroms auf alle Kanäle angenommen, bei den ansonsten identischen Eintritts- und Randbedingungen des Referenzfalls. Ein Temperaturanstieg zu den seitlichen Rändern des DWHE hin ist auch unter dieser Annahme festzustellen, was bedeutet, dass die Ursache hierfür nicht in der Ungleichverteilung der Strömung zu suchen ist.

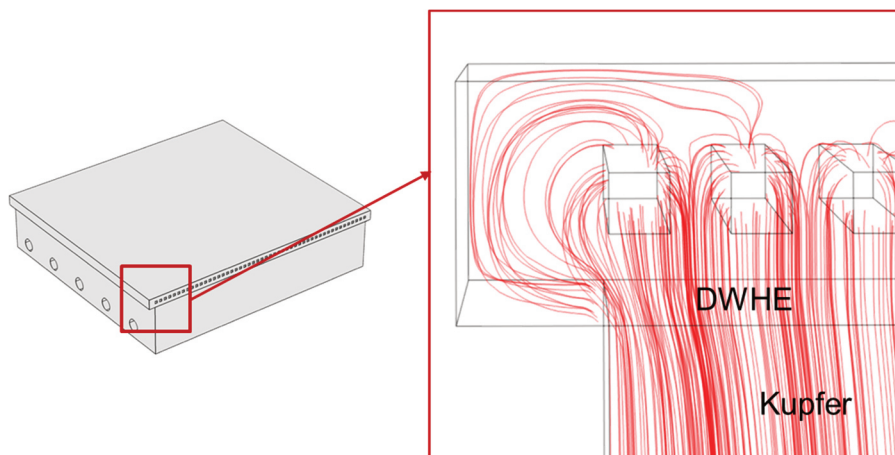


Abb. 153: Wärmestromlinien bei idealer Strömungsverteilung im seitlichen Bereich von DWHE und Kupferblock.

Die Ursache liegt stattdessen in einem seitlichen Einfall der Wärme um den äußeren Kanal herum begründet, der die Oberfläche des DWHE in diesem Bereich erhitzt (in Abb. 153 anhand von Wärmestromlinien dargestellt). Dieser Effekt tritt in den Vordergrund, wenn die Massenstromverteilung sehr homogen ist und dadurch zentral keine Wandüberhitzungen auftreten. Die maximalen Temperaturen treten dann an den Rändern auf und werden primär nicht mehr durch den Arbeitspunkt und die Verteilung des Arbeitsfluids bestimmt, sondern weitestgehend durch die zugeführte Heizleistung.

Der minimal erreichbare DoTD beträgt damit im gewählten Arbeitspunkt 3,87 %. Eine erhöhte Wärmeabfuhr und höhere Massenströme in den äußeren Kanälen können diesem Effekt aber entgegenwirken und den DoTD noch weiter verringern.

4.11. Fehlerbetrachtung

Abschließend erfolgt eine kritische Betrachtung der Messwerte und der Rechenergebnisse hinsichtlich Fehlergehalt und Belastbarkeit, sowie eine Überprüfung inwiefern Annahmen, die bei Auslegung und Auswertung getroffen wurden, tatsächlich Gültigkeit besitzen. Dies kann in Anhang A.14 detailliert nachvollzogen werden.

4.12. Schlussfolgerungen

Der Druckverlust innerhalb des DWHE wird im Wesentlichen durch die Geometrie und Einströmbedingungen der Verteilräume bestimmt. Der Druckverlust in Kanälen und aufgrund von Beheizung, sowie durch Ölfilmbildung ist demgegenüber gering ausgeprägt. Das Design der Verteilräume ist der dominante Faktor und verhindert eine analytische Vorausberechnung. Des Weiteren wird aufgrund dessen eine ausgeprägte Strömungsungleichverteilung diagnostiziert, die auch den konvektiven Wärmeübergang massiv beeinflusst. Strömungen mit Wärmeübergang induzieren dadurch in dem hier untersuchten DWHE ein stark dreidimensionales Temperaturfeld, auch bei näherungsweise eindimensionalem Wärmeeintrag.

Die mittlere Oberflächentemperatur kann als Maß für die Qualität des Wärmeübergangs herangezogen werden. Sie hängt im Wesentlichen von den Eintrittsbedingungen der Strömung und den Randbedingungen des Versuchsaufbaus – genauer: vom Druck und der Temperatur, sowie der Heizflächenbelastung und der Wirkrichtung der Schwerkraft ab. Die Wärmeübertragung unterhalb der pseudokritischen Punkte führt zu geringeren Oberflächentemperaturen als oberhalb der pseudokritischen Punkte. Dabei gilt, je näher der gewählte Eintrittsdruck am kritischen Druck liegt, desto vorteilhafter gestaltet sich die Wärmeübertragung, desto geringer sind die Temperaturzunahme der Strömung im DWHE und desto geringer sind die Druckverluste, eine Eintrittstemperatur unterhalb der pseudokritischen Temperatur vorausgesetzt.

Eine Verschiebung der Eintrittstemperatur zu Werten oberhalb der pseudokritischen Temperatur führt aber für genau diese Drücke zu den signifikantesten Verschlechterungen, was Wärmeübertragung und Druckverlust betrifft. Dies kann als Instabilität oder zumindest Metastabilität des Betriebspunkts betrachtet werden. Ein Betrieb des DWHE nahe dem kritischen Druck erscheint daher wirtschaftlich vorteilhaft, reagiert aber auf eine Temperaturabweichung am Eintritt äußerst sensibel. Eine Verringerung des Eingangsdrucks bei konstanter Eintrittstemperatur kann sowohl eine Verschlechterung als auch eine Verbesserung der Wärmeübertragung bewirken. Es muss zur Unterscheidung und Beurteilung der temperatur- und druckabhängige Verlauf der Prandtl-Zahl betrachtet werden. Unabhängig davon ist eine Verringerung des Eintrittsdrucks mit einer Erhöhung des Druckverlusts verbunden.

Auch bei Kanälen mit hydraulischem Durchmesser in der Größenordnung von zwei Millimetern wirken Auftriebskräfte unter den betrachteten Randbedingungen. Dies führt zu einer vertikalen Temperaturschichtung in den Kanälen des DWHE. Die beste Wärmeübertragung, unter Berücksichtigung dieser Auftriebskräfte, wird daher bei waagrechter Strömung erzielt. Die Experimente legen weiterhin nahe, dass auch bei turbulenten Strömungen in Mini-Kanälen mit Schwerkrafteinflüssen und Schichtungen zu rechnen ist.

Abschließend formuliert, zeigt der untersuchte DWHE in Verbindung mit sCO₂ eine ausgeprägte Leistungsfähigkeit unter der oben beschriebenen Betriebsführung und beweist damit

die Eignung zum Einsatz in Joule-Kreisläufen unter den geforderten Eigenschaften: Wärmeübertragungsvermögen, Druckverlust und Kompaktheit. Jedoch ist der angestrebte Betriebsbereich für eine maximale Wärmeübertragungsleistung metastabil und das Design Verteilräume sollten ins Zentrum künftiger Optimierungsmaßnahmen gerückt werden.

5. Zusammenfassung

Gegenstand dieser Arbeit war die thermohydraulische Grundlagenuntersuchung eines kompakten, diffusionsgeschweißten Wärmeübertragers mit $s\text{CO}_2$ als Arbeitsmittel. Durch diese sollte das Potential von $s\text{CO}_2$ als Wärmeübertragungsfluid zur effizienten Wärmeübertragung auf begrenztem Bauraum aufgezeigt werden, wie es für die Anwendung in speziellen Joule-Kreisläufen zur Wärmeabfuhr postuliert wird.

Als Voraussetzung hierfür wurde im ersten Schritt eine Versuchsanlage konzipiert und gebaut. Die Versuchsanlage wurde zunächst in Matlab modelliert und die anvisierten stationären Betriebspunkte, sowie ihr Störverhalten vorausberechnet. Ferner wurde ein Regelungs- und Steuerungskonzept entworfen, implementiert und getestet. Die Versuchsanlage erfüllt alle Anforderung, die an sie gestellt werden, dies betrifft insbesondere kontante Versuchsparameter in den geforderten Wertebereichen, innovatives Anlagendesign, Bedienbarkeit, Sicherheit und die gegebene Möglichkeit zur Ausgestaltung möglichst vielfältiger Experimente mit überkritischem CO_2 . Das Regelungs- und Steuerungskonzept liefert zufriedenstellende Resultate. Experimentelles und berechnetes stationäres Verhalten stimmen in guter Näherung überein. Somit steht eine Versuchsanlage für weitere thermohydraulische Untersuchungen an $s\text{CO}_2$ zur Verfügung.

Im zweiten Schritt wurde eine Teststrecke zur Integration in die Versuchsanlage entworfen. Diese Teststrecke hatte den Zweck die thermohydraulische Leistungsfähigkeit und die Einsatzgrenzen, sowie etwaiges Optimierungspotential eines diffusionsgeschweißten Kompaktwärmeübertragers aufzuzeigen. Die Teststrecke bestand aus einem drehbar gelagerten, elektrisch beheizten, sowie auf eine Platte herunterskalierten Prototypen eines diffusionsgeschweißten Wärmeübertragers mit 50 gefrästen, rechteckigen Minikanälen (Breite und Höhe: 2×2 mm, Länge: 184 mm). Die Verteilräume an Ein- und Austritt wurden ohne Einbauten gestaltet. Das Design des Wärmeübertragers wurde einfach gehalten, um Verbesserungspotenzial gezielt identifizieren zu können. Die energetische Auslegung erfolgte durch eindimensionale Diskretisierung der Kanalstruktur unter Annahme eines eindimensionalen Wärmeeintrags in die Kanäle und unter Zuhilfenahme von Nu-Korrelationen nach Gnielinski und Liao & Chao. Die festigkeitsgerechte Auslegung geschah mithilfe der Norm DIN EN 13445-3 für rechteckige Druckbehälter und durch Simulation der linear-elastischen Bauteilspannungen mit dem Programm Comsol Multiphysics. Als Material wurde die Legierung Alloy800H gewählt, welche bei Vorversuchen hinsichtlich Schweißneigung, anwendbarer Temperaturbereich und Korrosion zufriedenstellende Ergebnisse zeigte.

Abschließend wurden an der Teststrecke Versuchsreihen durchgeführt bei denen der Druckverlust mit und ohne Beheizung der CO_2 -Strömung, sowie die Wärmeübertragung unter Einfluss der Schwerkraft gemessen wurden. Die Ergebnisse zeigen auf, dass ein Betrieb des Wärmeübertragers mit Einströmbedingungen knapp unterhalb der pseudokritischen Temperaturen, bei Drücken möglichst nahe am kritischen Punkt mit einem erheblichen positiven Einfluss auf Wärmeübertragung und Druckverlust verbunden ist, was hohe übertragene Wärmeströme bei moderaten Temperaturhöhungen im Fluid und auf der Wärmeübertrageroberfläche ermöglicht.

Diese vorteilhaft erscheinenden Betriebsbereiche weisen jedoch eine signifikante Anfälligkeit für geringe Abweichungen der Einströmbedingungen (Druck und Temperatur) auf, was mit einer massiven Verschlechterung von Wärmeübertragung und Druckverlust verbunden ist.

Es konnte weiterhin gezeigt werden, dass der Druckverlust im Wesentlichen durch die Strömung in den Verteilräumen beeinflusst wird und die Reibung an Kanalwandung und aufgrund

von Ölfilmbildung (Mitriss von Verdichter-Öl in der Versuchsanlage) demgegenüber vernachlässigbar ist. Aus diesem Grund war eine analytische Berechnung des Druckverlusts nicht möglich. Es wurde des Weiteren eine Zunahme des Druckverlusts durch Beheizung der Strömung festgestellt, welcher sich weitgehend durch die Zunahme der Re-Zahl, aufgrund der ausgeprägten Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften ergibt.

Anhand der Oberflächentemperatur konnte qualitativ auf die Wandüberhitzung und damit das Wärmeübertragungsvermögen geschlossen werden. Die experimentellen Ergebnisse legten diesbezüglich nahe, dass die Wärmeausbreitung im Wärmeübertrager stark dreidimensional ausgeprägt ist und eine ungleichmäßige Oberflächentemperatur infolge einer Ungleichverteilung des $s\text{CO}_2$ -Massenstroms auf die einzelnen Kanäle auftritt.

Außerdem konnte ein Einfluss der Schwerkraft auf die Wärmeübertragung in Form von Auftriebseffekten nachgewiesen werden.

Ergänzend zu den Experimenten wurde ein vereinfachter Modellansatz entwickelt, um die Wärmeübertragung in der Teststrecke berechnen zu können. Dieser umfasst eine zweidimensionale, isotherme Strömungssimulation in Kombination mit einer Simulation der Wärmeleitung in der Wärmeübertragerstruktur und unter Anwendung von Nu-Korrelationen als konvektive Randbedingung. Die Ergebnisse zeigen gute qualitative Übereinstimmung mit den Experimenten, speziell im Hinblick auf die Temperaturungleichverteilung auf der Oberfläche. Mithilfe dieser Simulationen konnte ergänzend demonstriert werden, dass das Design der Verteilräume entscheidenden Einfluss auf Strömungsverteilung und Wärmeübertragung ausübt und eine Optimierung der Verteilräume eine gleichmäßigere Verteilung des Massenstroms auf die Kanäle bewirkt. Weiterhin wurde eine starke Abhängigkeit der Massenstromverteilung von der Beheizung des $s\text{CO}_2$ nachgewiesen.

Dementsprechend beweist der untersuchte Prototyp eines diffusionsgeschweißten Kompaktwärmeübertragers mit $s\text{CO}_2$ als Arbeitsmittel zwar eine ausgeprägte thermohydraulische Leistungsfähigkeit (hinsichtlich Wärmeübertragungsvermögen, Druckverlust und Kompaktheit) bei einer Betriebsführung nahe dem kritischen Punkt und damit die prinzipielle Eignung zum Einsatz als Wärmequelle in den beschriebenen Joule-Kreisläufen. Jedoch ist genau dieser Betriebsbereich mit einer metastabilen Wärmeübertragung verbunden. Um dessen Leistungsfähigkeit vollumfänglich auszunutzen ist außerdem ein optimiertes Design der Verteilräume anzustreben.

Literaturverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Wirtschaft (BMWi), „Zahlen und Fakten Energiedaten, Stand 19.Mai 2015,“ Berlin, 2015.
- [2] UNO, „Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen,“ New York, 1997.
- [3] Bundesregierung, „Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung,“ Berlin, 2012.
- [4] J. Feldhusen und K.-H. Grote, Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [5] Europäischer Rat, *Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlaments und des Rates*, Brüssel: Amtsblatt der Europäischen Union, 2006.
- [6] Deutscher Bundestag, *Gesetz zu der am 3. Dezember 1999 in Peking beschlossenen Änderung des Montrealer Protokolls vom 16. September 1987 über Stoffe, die zu einem Abbau der Ozonschicht führen und zur weiteren Anpassungen des Protokolls*, Bonn: Bundesgesetzblatt, 2002.
- [7] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), VDI-Wärmeatlas, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2013.
- [8] A. Kruizenga and D. Fleming, "Materials corrosion concerns for supercritical carbon dioxide heat exchangers," in *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, Düsseldorf, Germany, June 16-20, 2014.
- [9] V. Dostal, M. Driscoll und P. Hejzlar, „A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors,“ MIT- ANP-TR-100, 2004.
- [10] J. Venker, „Development and Validation of Models for Simulation of Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycles and Application to Self-Propelling Heat Removal Systems in Boiling Water Reactors,“ Stuttgart, 2015.
- [11] M. Strätz, R. Mertz and J. Starflinger, "Power cycle calculations and preliminary design of a compact heat exchanger of a scaled down sCO₂-HeRo-system for a PWR glass model at KSG/GfS," in *Proceedings of 1st European Seminar on Supercritical CO₂ (sCO₂) Power Systems*, Wien, 2016.
- [12] E. W. Lemmon, M. C. Huber and M. O. McLinden, "Refprop - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, Standard Reference Database 23, Version 9.0," National Institute of Standards and Technology (NIST), Boulder, CO, USA, 2010.
- [13] N. Theysen, Z. Hou, W. Wiesenhöfer, G. Franciò, W. Leitner und J. Panten, „Depolymerisationen in überkritischem Kohlendioxid,“ *Chem. Ing. Tech.* , Bd. 75, p. 1154, 2003.
- [14] F. Schwabl, *Statistische Mechanik*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
- [15] A. . Z. Patashinskii and V. L. Pokrovskii, *Fluctuation Theory of Phase Transitions*, Oxford, New York, Toronto, Sydney, Paris, Frankfurt : Pergamon Press, 1979.
- [16] D. Bolmatov, V. V. Brazhkin und K. Trachenko, „Thermodynamic behaviour of supercritical matter,“ *Nature Communications*, p. 4:2331 doi: 10.1038/ncomms3331, 2013.

- [17] D. I. Uzunov, "Introduction to the Theory of Critical Phenomena: Mean Field, Fluctuations and Renormalization," *World Scientific. Singapur*, 2010.
- [18] K. Spindler, „Wärmeübergang bei erzwungener Strömung von Kohlendioxid bei überkritischen Zuständen,“ in *Tagungsband DKV-Tagung*, Würzburg, 2005.
- [19] R. Span and W. Wagner, "A new Equation of State for Carbon Dioxide covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 25, no. 6, pp. 1509-1596, 1996.
- [20] V. Vesovic, W. A. Wakeham, G. A. Olchowy, J. V. Sengers, J. T. Watson and J. Millat, "The Transport Properties of Carbon Dioxide," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 19, no. 3, pp. 763-808, 1990.
- [21] A. Fenghour, W. A. Wakeham and V. Vesovic, "The Viscosity of Carbon Dioxide," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 27, no. 1, pp. 31-44, 1998.
- [22] O. Kunz, R. Klimeck, W. Wagner und M. Jaeschke, „The GERG-2004 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures,“ VDI Fortschritt-Berichte Nr. 55, 2007.
- [23] G. Scalabrin, P. Marchi, F. Finezzo and R. Span, "A Reference Multiparameter Thermal Conductivity Equation for Carbon Dioxide with an Optimized Functional Form," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 35, no. 4, pp. 1549-1575, 2006.
- [24] J. F. Ely, J. W. Magee und W. M. Haynes, „Thermophysical Properties for Special High CO₂ Content Mixtures,“ Gas Processors Association , Tulsa Oklahoma, 1987.
- [25] G. Olehowy and J. Sengers, "A Simplified Representation for the Thermal Conductivity of Fluids in the Critical Region," *International Journal of Thermophysics*, vol. 10, no. 2, pp. 417-427, 1989.
- [26] S. E. Quinones-Cisneros and U. K. Deiters, "Generalization of the Friction Theory for Viscosity Modeling," *J. Phys. Chem. B* , vol. 110, pp. 12820-12834, 2006.
- [27] A. Jarrahiana and E. Heidaryan, "A novel correlation approach to estimate thermal conductivity of pure carbon dioxide in the supercritical region," *J. of Supercritical Fluids*, vol. 64, pp. 39-45, 2012.
- [28] E. Heidaryana and A. Jarrahian, "Modified Redlich–Kwong equation of state for supercritical carbon dioxide," *J. of Supercritical Fluids* , vol. 81 , p. 92– 98, 2013.
- [29] D. M. McEligot and J. D. Jackson, "Detoriation criteria for convective heat transfer in gas flow through non-circular ducts," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 232, pp. 327-333, 2004.
- [30] H. Li, A. Krüzenga, M. Anderson, M. Corradini, Y. Luo, H. Wang and H. Li, "Development of a new forced convection heat transfer correlation for CO₂ both in heating and cooling modes at supercritical pressures," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 2430-2442, 2011.
- [31] H. Kim, Y. Y. Bae, H. Y. Kim, J. H. Song and B. H. Cho, "Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics in a Vertical Upward Flow of Supercritical CO₂," in *Proceedings of ICAPP '06*, Reno, NV, USA, June 4-8, 2006.
- [32] R. B. Duffey and I. L. Pioro, "Experimental heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing inside channels (survey)," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 235, pp. 913-924, 2005.

- [33] J. D. Jackson, "Models of heat transfer to fluids at supercritical pressure with influences of buoyancy and acceleration," *Journal of Applied Thermal Engineering and Heat Transfer Engineering*, vol. 10, 2016.
- [34] J. D. Jackson, "Models of Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressure with Influences of Buoyancy and Acceleration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, pp. 1481-1491, 2017.
- [35] S. M. Liao and T. S. Zhao, "An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 5025-5034, 2002.
- [36] R.-N. Xu, F. Luo and P.-X. Jiang, "Buoyancy effects on turbulent heat transfer of supercritical CO₂ in a vertical mini-tube based on continuous wall temperature measurements," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 110, pp. 576-586, 2017.
- [37] X. Chu and E. Laurien, "Flow stratification of supercritical CO₂ in a heated horizontal pipe," *J. of Supercritical Fluids*, vol. 116, pp. 172-189, 2016.
- [38] J. K. Kim, H. K. Jeon and J. S. Lee, "Wall temperature measurement and heat transfer correlation of turbulent supercritical carbon dioxide flow in vertical circular/non-circular tubes," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 237, pp. 1795-1802, 2007.
- [39] S. Koshizuka, N. Takano and Y. Oka, "Numerical analysis of deterioration phenomena in heat transfer to supercritical water," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38, p. 3077-3084, 1995.
- [40] F. Durst, *Grundlagen der Strömungsmechanik*, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2006.
- [41] S. M. Laio and T. S. Zhao, "Measurements of Heat Transfer Coefficients From Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels," *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 124, pp. 413-420, 2002.
- [42] I. L. Pioro, R. B. Duffey and T. J. Dumouchel, "Hydraulic resistance of fluids flowing in channels at supercritical pressures (survey)," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 231, pp. 187-197, 2004.
- [43] H. Schlichting und K. Gersten, *Grenzschicht-Theorie*, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2006.
- [44] P. L. Kirillov, Y. S. Yur'ev and V. P. Bobkov, "Flow hydraulic resistance of the working fluids with significantly changing properties," in *Handbook of Thermal Hydraulics Calculations*, Moskau, Energoatomizdat Publ. House, 1990, pp. 66-67.
- [45] Z. Du, W. Lin and A. Gu, "Numerical investigation of cooling heat transfer to supercritical CO₂ in a horizontal circular tube," *J. of Supercritical Fluids*, vol. 55, p. 116-121, 2010.
- [46] J. Y. Yoo, "The Turbulent Flows of Supercritical Fluids with Heat Transfer," *Annu. Rev. Fluid Mech.*, vol. 45, p. 495-525, 2013.
- [47] M. Mohensi and M. Bazargan, "Modification of low Reynolds number k-turbulence models for applications in supercritical fluids," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 51, pp. 51-62, 2012.
- [48] Y. Y. Bae, "A new formulation of variable turbulent Prandtl number for heat transfer to supercritical fluids," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 92, pp. 792-806, 2016.

- [49] S. Pandey, E. Laurien and X. Chu, "A modified convective heat transfer model for heated pipe flow of supercritical carbon dioxide," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 117, pp. 227-238, 2017.
- [50] ESK Schultze, Salim Afalou, *Telefonat am 04. November*, Stuttgart, 2015.
- [51] C. Dang, K. Iino and E. Hihara, "Effect of PAG-type lubricating oil on heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide cooled inside a small internally grooved tube," *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 558-565, 2010.
- [52] Y. Hwang, J. Lee and R. Radermacher, "Oil distribution in a transcritical CO₂ air-conditioning system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, pp. 2618-2625, 2007.
- [53] C. Dang, K. Iino, K. Fukuoka and Eiji Hihara, "Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 724-731, 2007.
- [54] C. Dang, K. Iino and E. Hihara, "Study on two-phase flow pattern of supercritical carbon dioxide with entrained PAG-type lubricating oil in a gas cooler," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 1265-1272, 2008.
- [55] K. Mori, J. Onishi, H. Shimaoka and S. Nakanishi, "Cooling heat transfer characteristics of CO₂ and CO₂-oil mixture at supercritical pressure conditions," in *Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning*, Kobe, 2002.
- [56] „Kuang, G., Ohadi, M., Zhao, Y. Experimental study of miscible and immiscible oil effects on heat transfer coefficients and pressure drop in microchannel gas cooling of supercritical CO₂,“ in *Proceedings of 2003 ASME Summer Heat Transfer Conference*, Las Vegas, NV, USA, 2003.
- [57] R. Yun, "Prediction of thermo-physical properties for CO₂-oil mixtures at low oil concentration," *Int. J. Microscale Nanoscale Therm. Fluid Trans. Phenomena*, vol. 1, pp. 349-362, 2011.
- [58] C. Dang, K. Hoshika and E. Hihara, "Effect of lubricating oil on the flow and heat-transfer characteristics of supercritical carbon dioxide," *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, pp. 1410-1417, 2012.
- [59] A. Hauk und E. Weidner, „Thermodynamic and Fluid-Dynamic Properties of Carbon Dioxide with Different Lubricants in Cooling Circuits for Automobile Application,“ *Ind. Eng. Chem. Res.*, Bd. 39, pp. 4646-4651, 2000.
- [60] J.-Y. Jung and R. Yun, "Prediction of gas cooling heat transfer coefficients for CO₂-oil mixtures," *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 129-135, 2013.
- [61] J. Y. Kim and A. J. Ghajar, "A general heat transfer correlation for non-boiling gas-liquid flow with different flow patterns in horizontal pipes," *Int. J. Multiphase Flow*, vol. 32, pp. 447-465, 2006.
- [62] C.-R. Zhao, P.-X. Jiang and Y.-W. Zhang, "Flow and convection heat transfer characteristics of CO₂ mixed with lubricating oil at super-critical pressures in small tubes during cooling," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, pp. 29-39, 2011.
- [63] C.-R. Zhao and P.-X. Jiang, "Predictions of in-tube cooling pressure drops for CO₂ mixed with lubricating oil at supercritical pressures," *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, pp. 529-538, 2014.

- [64] K. Sridharan, M. Anderson, J. Jelinek, G. Cao and V. Firouzdor, "Corrosion of Candidate Alloys in High Temperature Supercritical Carbon Dioxide," in *Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder, CO, USA, May 2011.
- [65] E. M. Russick, G. A. Poulter, C. L. Adkins and N. R. Sorensen, "Corrosive Effects of supercritical Carbon Dioxide and Cosolvents on Metal," *The Journal of Supercritical Fluids*, vol. 9, pp. 43-50, 1996.
- [66] N. Spycher, K. Pruess and J. Ennis-King, "CO₂-H₂O mixtures in the geological sequestration of CO₂. I. Assessment and calculation of mutual solubilities from 12 to 100°C and up to 600 bar," *Geochimica et Cosmochimica Acta*, vol. 67, no. 16, pp. 3015-3031, 2003.
- [67] F. Ayello, K. Evans, R. Thodla and N. Sridhar, "Effect of Impurities on Corrosion of Steel in Supercritical CO₂," in *Proceedings of NACE Corrosion Conference*, Houston, Texas, USA, 2010.
- [68] S. Nestic, J. Postlethwaite and S. Olsen, "An electrochemical model for prediction of corrosion of mild steel in aqueous carbon dioxide solutions," *Corrosion*, vol. 52, pp. 280-294, 1996.
- [69] Y.-S. Choi und S. Nestic, „Determining the corrosive potential of CO₂ transport pipeline in high pCO₂–water environments,“ *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Bd. 5, p. 788–797, 2011.
- [70] I. S. Cole, P. Corrigan, S. Sim and N. Birbilis, "Corrosion of pipelines used for CO₂ transport in CCS: Is it a real problem?," *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 5, pp. 749-756, 2011.
- [71] P. Shiladitya, R. Sheperd, A. Bahrami and P. Woollin, "Material Selection for Supercritical CO₂ Transport," in *Proceedings of the First International Forum on the Transportation of CO₂ by Pipeline*, Gateshead, UK, 1-2 July 2010.
- [72] F. Rouillard, F. Charton and G. Moine, "Corrosion behaviour of different metallic materials in supercritical CO₂ at 550 °C and 250 bars," in *SCCO₂ Power Cycle Symposium*, RPI, Troy, NY, USA, April 29-30, 2009.
- [73] K. Sridharan, M. Anderson, J. Jelinek, G. Cao and V. Firouzdor, "Corrosion of candidate alloys in high temperature supercritical carbon dioxide," in *Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder, CO, USA, May 2011.
- [74] D. R. Holmes, R. B. Hill and L. M. Wyatt, "Corrosion of steels in CO₂ :," in *Proceedings of the British Nuclear Energy Society, international conference*, Reading University, 23-24 September 1974.
- [75] G. Cao, M. Anderson, K. Sridharan, L. Tan and T. Allen, "Corrosion of candidate alloys in supercritical carbon dioxide," University of Wisconsin, Madison, 2009.
- [76] M. Dunlevy, G. Eastwick, J. Gibbs and J. Lim, "Corrosion of Materials in Supercritical CO₂ Environments," in *Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, RPI, Troy, NY, USA, April 29-30, 2009.
- [77] L. Tan, M. Anderson, D. Taylor and T. Allen, "Corrosion of austenitic and ferritic-martensitic steels exposed to supercritical carbon dioxide," *Corrosion Science*, vol. 53, p. 3273–3280, 2011.
- [78] H. Tunison, "Materials Evaluation in SCO₂," in *Proceedings of Super Critical CO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder, CO, USA, May 2011.

- [79] E. A. Krasnoshchekov and V. S. Protopopov, "Experimental study of heat exchange in carbon dioxide in the supercritical range at high temperature drops.," *High Temp.*, vol. 4, no. 3, pp. 375-382, 1966.
- [80] R. P. Bringer and J. M. Smith, "Heat transfer in the critical region," *AIChE J.*, vol. 3, no. 1, pp. 49-55, 1957.
- [81] W. B. Hall and J. D. Jackson, "Laminarization of a turbulent pipe flow by buoyancy forces," *ASME Paper 69-HT-55*, p. 8, 1969.
- [82] B. S. Shiralkar and P. Griffith, "Detoriation in heat transfer to fluids at supercritical pressures and high heat fluxes," *J. Heat Transfer, Trans. ASME*, vol. 91, no. 1, pp. 27-36, 1969.
- [83] E. G. Feher, "The Supercritical Thermodynamic Power Cycle," in *IECEC Douglas Paper No. 4348*, Miami Beach, Florida, USA, August 13-17, 1967.
- [84] G. Angelino, "Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production," *ASME Paper No. 68-GT-23*, 1968.
- [85] S. A. Wright, T. M. Conboy and G. E. Rochau, "Break-even Power Transients for two Simple Recuperated S-CO₂ Brayton Cycle Test Configurations," in *Proceedings of SCO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder, Colorado, USA, May 24-25, 2011.
- [86] H. T. Hoang, M. R. Corcoran and J. W. Wuthri, "Thermodynamic Study of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle Concept," in *Proceedings of S-CO₂ Power Cycle Symposium 2009*, RPI, Troy, NY, USA, April 29-30, 2009.
- [87] M. J. Hexemer and K. Rahner, "Supercritical CO₂ Brayton Cycle Integrated System Test (IST) TRACE Model and Control System Design," in *Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder, Colorado, USA, May 24-25, 2011.
- [88] G. P. Montagner and C. Melo, "A study on carbon dioxide cycle architectures for light-commercial refrigeration systems," *International Journal of Refrigeration*, vol. 42, pp. 90-96, 2014.
- [89] M. Haida, K. Banasiak, J. Smolka, A. Hafner and T. M. Eikevik, "Experimental analysis of the R744 vapour compression rack equipped with the multi-ejector expansion work recovery module," *International Journal of Refrigeration*, vol. 64, pp. 93-107, 2016.
- [90] E. S. Kim, C. H. Oh and S. Sherman, "Simplified optimum sizing and cost analysis for compact heat exchanger in VHTR," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 238, pp. 2635-2647, 2008.
- [91] M. Mecheri and Y. Le Moullec, "Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants," *Energy*, vol. 103, pp. 758-771, 2016.
- [92] R. Chacartegui, J. Muñoz de Escalona and D. Sánche, "Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 872-879, 2011.
- [93] O. Olumayegun, M. Wanga and G. Kelsal, "Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review," *Fuel*, vol. 180, p. 694-717, 2016.
- [94] G. Liu, Y. Huang and J. Wang, "Experimental Investigation of the Basic Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Natural Circulation in a Rectangular Loop," in *Proceedings of the 7th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors*, Helsinki, Finland, 15-18 March 2015.

- [95] D. Southall, "Diffusion Bonding in Compact Heat Exchangers," in *Proceedings of SCCO2 Power Cycle Symposium*, RPI, Troy, NY, USA, April 29-30, 2009.
- [96] M. Corradini, "Supercritical Flow and Heat Transfer in Advanced Reactors," in *Proc. 14th In. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, NURETH-14, Sept. 25-30*, Toronto, Canada, 2011.
- [97] H. von Cube, F. Steimle und J. Kunis, Lehrbuch der Kältetechnik, 4 Hrsg., Bd. 1, J. Kunis, Hrsg., Heidelberg, Baden-Württemberg: C.F. Müller Verlag, 1997, p. 782.
- [98] M. J. Hexmer and K. Rahner, "Supercritical CO2 Brayton Cycle Integrated System Test (IST) TRACE Model and Control System Design," in *Proceedings of sCO2-Power-Cycle-Symposium*, Boulder, Colorado, USA, May 24-25 2011.
- [99] H. C. Weingardt, „Auslegung und Konstruktion von Druckbehältern für CO2,“ Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, Universität Stuttgart. Studienarbeit (unveröffentlicht), Stuttgart, 2014.
- [100] ThyssenKrupp, *Werkstoffblatt Nr. 4129*, ThyssenKrupp VDM GmbH, 1998.
- [101] K. Spindler und A. Frank, *Umdruck zur Vorlesung: Grundlagen der Wärmeübertragung*, Stuttgart: Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, 2014.
- [102] Bürkert Fluid Control Systems, *Beständigkeitstabelle - The Smart Choice of Fluid Control System*, Ingelfingen: Bürkert Fluid Control Systems, 2015.
- [103] H. Rottländer, W. Umrath und G. Voss, „Grundlagen der Lecksuch-Technik,“ Leybold GmbH, Köln, 2016.
- [104] H. Bernstein, *Messelektronik und Sensoren*, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014.
- [105] J. Lunze, *Regelungstechnik 1*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [106] J. Lunze, *Regelungstechnik 2*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [107] Q. Li, G. Flamant, X. Yuan, P. Neveu and L. Luo, "Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 4855-4875, 2011.
- [108] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Heat Exchanger Design*, New York: Wiley, 2000.
- [109] I. Jentz, M. Anderson and X. Sun, "Modelling of the mechanical integrity of airfoil PCHE," in *Proceedings of Nureth-16*, Chicago, IL, USA, August 30 – September 4, 2015.
- [110] G. Haufler und H. G. Mayer, „Diffusionsschweißen von Warmarbeitsstählen für Spritzgießwerkzeuge,“ *DVS-Berichte Band 125*, Stuttgart, 1989.
- [111] K. P. Singh, A. Patel and K. Bhoje, "Optimization of the diffusion bonding parameters for SS316L/CuCrZr with and without Nickel interlayer," *Fusion Engineering and Design*, vol. 112, p. 274–282, 2016.
- [112] R. Le Pierres, D. Southall and S. Osborne, "Impact of Mechanical Design Issues on Printed Circuit Heat Exchangers," in *Proceedings of sCO2 Power Cycle Symposium 2011*, Boulder, CO, USA, May 24-25 2011.
- [113] M. Carlson, T. Conboy, D. Fleming and J. Pasch, "Scaling considerations for sCO2 cycle heat exchangers," in *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, Düsseldorf, June 16-20, 2014.
- [114] M. A. Revani, H. H. Ziada and M. S. Shurab, "Stress Analysis and Evaluation of a Rectangular Pressure Vessel," in *Proceedings of National Design Engineering Conference and Show*, Chicago, IL, USA, March 7-11, 1993.

- [115] S. K. Mylavarapu, X. Sun, R. N. Christensen, R. R. Unoric, R. E. Glosup and M. W. Patterson, "Fabrication and design aspects of high-temperature compact diffusion bonded heat exchangers," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 249, pp. 49-56, 2012.
- [116] L. Wolf, M. S. Kazimi and N. E. Todreas, "Introduction to Structural Mechanics," MIT Nuclear Engineering Notes L.4, Boston, 1995.
- [117] J. E. Hesselgreaves, *Compact Heat Exchangers: selection, design and operation*, Amsterdam: Pergamon, 2001.
- [118] X. Zhang, X. Sun, R. N. Christensen and M. Anderson, "Preliminary structural assessment of printed circuit heat exchanger with s-shaped fins," in *Proceedings of NURETH-16*, Chicago, IL, USA, August 30 - September 4, 2015.
- [119] W. Heidemann, *Berechnung von Wärmeübertragern*, Stuttgart: Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, 2009.
- [120] N. Tsuzuki, Y. Kato and T. Ishiduka, "High performance printed circuit heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1702-1707, 2007.
- [121] Y. Kato, "Experimental thermal-hydraulics comparison of microchannel heat exchangers with zigzag channels and s-shaped fins for gas turbine reactors," in *Proceeding of ICONE-15*, Nagoya, Japan, 22 - 26 April, 2007 .
- [122] K. Nikitin, Y. Kato and L. Ngo, "Printed circuit heat exchanger thermal-hydraulic performance in supercritical CO₂ experimental loop," *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 807-814, 2006.
- [123] D. E. Kim, M. H. Kim, J. E. Cha and S. O. Kim, "Numerical investigation on thermal-hydraulic performance of new printed circuit heat exchange rmodel," *Nucl Eng Des*, vol. 238, pp. 3269-3276, 2008.
- [124] J. B. Kitto and J. M. Robertson, "Effects of Maldistribution of Flow on Heat Transfer Equipment Performance," *Heat Transfer Engineering*, vol. 10, no. 1, pp. 18-25, 1989.
- [125] S. Baek, C. Lee and S. Jeong, "Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger," *Cryogenics*, vol. 60, pp. 49-61, 2014.
- [126] C. H. Ranganayakulu, K. N. Seetharamu and K. V. Sreevatsan, "The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin compact heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 40, no. 1, pp. 27-38, 1997.
- [127] A. C. Mueller and J. P. Chiou, "Review of various types of flow maldistribution in heat exchangers," *Heat Transfer Eng.*, vol. 9, no. 2, pp. 36-50, 1988.
- [128] A. B. Datta and A. K. Majumdar, "Flow distribution in parallel and reverse flow manifolds," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 2, pp. 253-262, 1980.
- [129] A. J. Jiao, "A Study of the Configuration and Performance of Distributor in Plate-fin Heat Exchanger," in *Proc. 18th Int. Cryogenic Engineering Conference (ICEC18)*, pp. 299-302,, Bombay, India, 2000.
- [130] H. Song, "Investigation of a Printed Circuit Heat Exchanger for supercritical CO₂ and Water," Kansas State University, Manhattan, Kansas, 2007.
- [131] T. Ishizuka, "Thermal-Hydraulic Characteristics of a Printed Circuit Heat Exchanger in a supercritical CO₂-Loop," in *The 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11)*, Avignon, France, October 2-6, 2005.

- [132] S. Baik, S. G. Kim, S. Son, H. T. Kim and J. I. Lee, "Printed Circuit Heat Exchanger Design, Analysis and Experiment," in *Proceedings of NURETH-16*, Chicago, IL, USA, August 30 - September 4, 2015.
- [133] U. Fischer, M. Heinzler, F. Näher, H. Paetzold, R. Gomeringer, R. Kilgus, S. Oesterle und A. Stephan, *Tabellenbuch Metall*, Haan-Gruiten: Verlag Europa Lehrmittel, 2011.
- [134] N. Schuster und V. G. Kolobrodov, *Infrarot-Thermographie*, Berlin: Wiley-VCH, 1999.
- [135] Physikalisch Technische Bundesanstalt, Abteilung: Temperatur und Synchrotronstrahlung, Berlin, 2017.
- [136] H. D. Baehr und K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*, Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [137] M. Busch, G. Eyb und J. Messner, „Messtechnik an Maschinen und Anlagen,“ Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Stuttgart, 2009.
- [138] W. Wibel, „Untersuchungen zu laminarer, transitioneller und turbulenter Strömung in rechteckigen Mikrokanälen,“ Forschungszentrum Karlsruhe, Karlsruhe, 2009.
- [139] E. Laurien und H. Oertel jr., *Numerische Strömungssimulation*, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [140] J. F. Mayer, *Numerische Methoden in Fluid und Strukturdynamik*, Stuttgart: Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, 2009.
- [141] E. Roos, *Festigkeitslehre I*, Stuttgart: Institut für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre, 2010.
- [142] I. L. Pioro, H. F. Khartabil and R. B. Duffey, "Heat Transfer to supercritical fluids flowing in channels - empirical correlations (survey)," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 230, pp. 69-91, 2004.
- [143] J. D. Jackson and K. Evans-Lutterodt, "Impairment of Turbulent Forced Convection Heat Transfer to Super-critical Pressure CO₂, Caused by Buoyancy Forces. Rept. N.E.2," Simon Engineering Labs, University of Manchester, Manchester, 1968.
- [144] B. S. Petukhov, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, Advances in Heat Transfer," *Academic Press, New York*, vol. 6, pp. 511-564, 1970.
- [145] H. T. Hoang, , M. R. Corcoran und J. W. Wuthrich, „Thermodynamic Study of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle Concept,“ in *Proceedings of sCO₂-Power-Cycle-Symposium*, Boulder, Colorado, USA, May 24-25 2011.
- [146] D. Bolmatov, D. Zavyalov, M. Gao and Mikhail , "Structural Evolution of Supercritical CO₂ across the Frenkel Line," *J. Phys. Chem. Lett.*, vol. 5, p. 2785–2790, 2014.
- [147] E. Hahne und U. Grigull, „Formfaktor und Formwiderstand der stationären mehrdimensionalen Wärmeleitung,“ *Int. J. Heat Mass Transfer*, Bd. 18, pp. 751-767, 1975.
- [148] D. Southall, L. P. Renaud and J. D. Stephen, "Design considerations for compact heat exchangers," in *Proceedings of ICAPP'08*, Anaheim, CA, USA, June 8-12, 2008.
- [149] W. Dahmen und A. Reusken, *Numerik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*, Heidelberg: Springer Verlag, 2008.

- [150] Daimler AG, „Daimler Webpage,“ 2017. [Online]. Available: <https://www.daimler.com/nachhaltigkeit/produkt/weitere-umwelttechnologien/co2-klimaanlage.html>. [Zugriff am 24 Mai 2017].
- [151] H. Cube, H. Hege, H. Loewer, D. Metzenauer, A. Ostertag, J. Philippsen, K. Preisendanz, E. Roling, H. Steinle und H. Wahl, Handbuch der Kältetechnik: Automatik, Zubehör, Inbetriebnahme, Geräuschbekämpfung, Kälteanlagen, Wärmepumpen, Teil A Hrsg., Bd. 6, R. Plank, Hrsg., Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag, 1969.
- [152] C. Dang and E. Hihara, "In tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement," *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, pp. 736-747, 2004.
- [153] M. E. Shitsman, "Heat transfer to water, oxygen and carbon dioxide in the approximately critical range," *Teploenergetika*, no. 1, pp. 68-72, 1959.

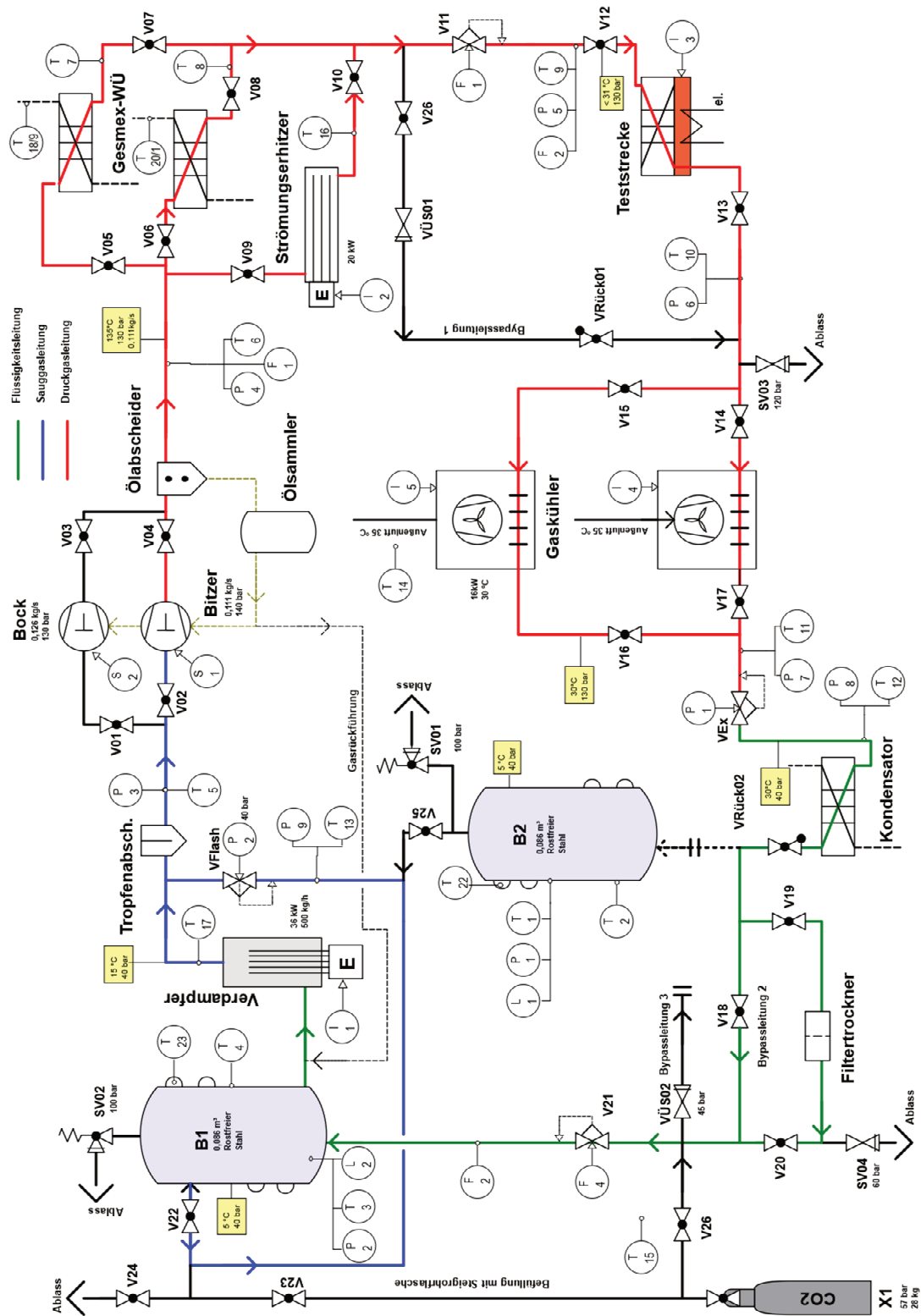
A. Anhang

Dieser Anhang beinhaltet nachfolgend zusätzliche Informationen, Erläuterungen, Daten und Ergänzungen auf die im Bericht verwiesen wurde.

A.1. Übersicht über bestehende Versuchsanlagen

Land	Stadt	Einrichtung	Anlagenname	Verdichtung	Experimente	Teststrecke	Wärmeübergang	Wärmestromdichte (Wärmestrom)	Massenstromdichte (Massenstrom)	Druck	Temperatur
								kW/m^2	kg/m^2s	MPa	$^{\circ}C$
Deutschland	Karlsruhe	Karlsruher Institut für Technologie (KIT) [52]	Scirocco2	Membranhubkolbenpumpe	Wärmeübertragung, mittels PIV	Rohr			(0,002 kg/s)	15	
Tschechien	Prag	REZ	SUSEN							7,75; 8,12; 8,85	5-27
Südkorea	Daejeon	Korea Atomic Energy Research Institute (KAERI) [15], [14], [3]	SPHINX	Zahnradpumpe	Wärmeübertragung und Effekte	vertikal Rohr & Ringkanal	Gegenströmendes kaltes Wasser	bis zu 150	400 - 1200	7,5 - 8,8	50-80
Südkorea	Seoul	Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics [6]		Zahnradpumpe	Wärmeübertragung & Druckverluste	horizontales Rohr	elektrisch beheizt	bis zu 52	(1,6 - 3,68 kg/h)	7,6 - 9,5	25-40
China	Peking	Tsinghua Universität [5]			Wärmeübergang	vertikal Rundrohr	Gegenströmendes kälteres Wasser		200-600 / 200-400	7,5 - 10	80-100
Südkorea	Busan	Pukyong National University [7]			Wärmeübertragung	horizontale Rohre	elektrisch beheizt	38 - 234 / 52 - 231	208 - 874 / 233 - 879	7,46 - 10,26	
Südkorea	Pohang	Department of Mechanical Engineering, Uni of Science and Technology [10]		Zahnradpumpe	Wärmeübertragung	aufwärts/abwärts vertikales Kreisrohr	elektrisch beheizt			8,3 / 21,6	200
USA	Idaho Falls	Argonne National Laboratory (ANL) [53]	STAR-LM		Wärmeübertragung von Wasser auf CO2	PCHE	Gegenströmendes heißeres Wasser	-300		7,5 - 20	15-100
USA	Madison	University of Wisconsin [16]			Wärmeübertragung & Druckverluste	PCHE		36	300-1200		
USA	Schenectady, NY	Knoll Atomic Power Laboratory [54]	Integrated System Test	Turboverdichtersystem	Joule Kreislauf			(100kW)			
USA	Avada	Sandia National Laboratories, Barber Nichols [55]			Joule Kreislauf	PCHE		(260kW)	(3,5 / 2,5)	17,2	
Indien	Mumbai	Bhabha Atomic Research Centre, Trombay [56]			Untersuchung zu Kreisläufen mit superkritischen Fluiden			(2,2kW)		30 / 9,1	
Indien	Mumbai	Bhabha Atomic Research Centre, Trombay [56]			Wärmeübertragung, vertikal & horizontal			(bis 8kW)		bis 23	
Südkorea	Seoul	Seoul National University [13]			Wärmeübertragung und Vergleich Temperatur, Druck und Dichtemessungen	Rund/Viereck/Dreieckrohr vertikal		3 - 180	209 - 1230	8	15-32
Italien	Milano	Politecnica di Milano [57]								20	383 K
Spanien	Sevilla	Thermal Power Group (GMTS), Escuela Técnica Superior de Ingenieros, [58]			Solaranlagentests auf Effizienz	Kreislauf				22,5	1000 K
Japan	Kyoto	Department of Mechanical Engineering, Doshisha University [59]			Wärmeübertragungseigenschaften	Solarkreislauf		0,5	(0,006 - 0,03 kg/s)	5,5 - 9,3	85-185
Spanien	Madrid	Rafael Marín Chair on New Energy Technologies, Comillas Pontifical University [60]			Untersuchung von verschiedenen Wärmeübertragern	PCHE					51-586

A.2. RI-Fließbild SCARLETT



A.3. Daten DWHE

Tab. 38: Ergebnis der Auslegung: Geometrie, Betriebsbereiche, Kenngrößen und thermohydraulische Parameter des DWHE.

Bezeichnung	Formel	Einheit	Min	Max
Anzahl Platten	p	-		1
Anzahl Kanäle	n	-		50
Breite Kanal	b	mm		2,0
Höhe Kanal	h	mm		2,0
Hydraulischer Durchmesser	d_h	mm		2,0
Wandstärke/Stegbreite	t_f	mm		2,0
Umfang	U	mm		8,0
Länge	l	mm		184
Querschnittsfläche	A_q	mm^2		4,0
Mantelfläche Kanal	A_l	mm^2		1.472
Wärmeübertragende Fläche	$A_{WÜ}$	m^2		0,0184
Breite Platte	B	mm		208
Höhe Platte	H	mm		8,0
Länge Platte	L	mm		218
Gesamtvolumen	V_{ges}	l		0,2267
Fluidvolumen	V_{fluid}	l		0,0447
Temperatur Eintritt	T_{ein}	$°C$	20	46
Druck Eintritt	p_{ein}	bar	70	95
Massenstrom	\dot{m}	g/s	30	120
Massenstromdichte	G	$kg/(m^2s)$	150	600
Strömungsgeschwindigkeit	w	m/s	0,2	4,0
Heizleistung	\dot{Q}_{el}	kW	0,0	6,5
Wärmestromdichte	\dot{q}	kW/m^2	0,0	177
Reynolds-Zahl	Re	-	3.742	61.393
Prandtl-Zahl	Pr	-	1,4	18,1
WÜK nach Gnielinski	α_{Gni}	W/m^2K	0,0	15.093
Wandtemperatur, rechnerisch	T_w	$°C$	20,0	264,0
Auftriebszahl	Bo^*	10^{-5}	2,4	0,038
Beschleunigungsparameter	K_v	10^{-7}	1,2	17
Heizflächenbelastung	$\frac{\dot{Q}_{el}}{G}$	$(kJm^2)/kg$	0	0,043
DHT-Parameter	$\frac{\dot{q}}{G}$	kJ/kg	0	0,593

A.4. Festigkeitsberechnungen für einen DWHE

	Kesselformel	Dickwandiger DB	Myjavarapu	Heatric	DIN/ASME
Steg	$\sigma_{t_f,h} = \frac{p_{max} h}{2 t_{f,h}} + \frac{p_{max}}{2}$	$\sigma_{t_f,h} = \frac{2 p_{max} \left(\frac{h + t_{f,h}}{h} \right)^2}{\left(\frac{h + t_{f,h}}{h} \right)^2 - 1}$	-	$\sigma_{t_f,h} = \frac{p_i b}{t_{f,h}}$	$\sigma_{t_f,h} = \frac{p_i b}{2 t_{f,h}} \left[\frac{2 + k(5 - \alpha^2)}{1 + 2k} \right]$
Wand	$\sigma_{t_f,v} = \frac{\Delta p b}{2 t_{f,v}} + \frac{\Delta p}{2}$	$\sigma_{t_f,v} = \frac{2 \Delta p \left(\frac{b + t_{f,v}}{b} \right)^2}{\left(\frac{b + t_{f,v}}{b} \right)^2 - 1}$	$\sigma_{t_f,v} = \frac{\Delta p b}{t_{f,v}}$	-	$\frac{\Delta p h}{2 t_{f,v}} + \frac{\Delta p b^2 t_{f,v}}{24 I_2^*} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 k^*}{1 + 2k^*} \right)$
Außenseite	$\sigma_{t_f,a} = \frac{p_{max} h}{2 t_{f,a}} + \frac{p_{max}}{2}$	$\sigma_{t_f,a} = \frac{2 p_{max} \left(\frac{h + t_{f,a}}{h} \right)^2}{\left(\frac{h + t_{f,a}}{h} \right)^2 - 1}$	-	$\sigma_{t_f,a} = \frac{p_i b}{2 t_{f,a}} + \frac{p_i b^2 t_{f,a}}{24 I_1}$	$\sigma_{t_f,a} = \frac{p_i b}{4 t_{f,a}} \left\{ 4 - \left[\frac{2 + k(5 - \alpha^2)}{1 + 2k} \right] \right\} + \frac{p_i b^2 t_{f,a}}{24 I_1} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 k}{1 + 2k} \right)$
Ober-/Unterseite	$\sigma_{t_f,o} = \frac{p_{max} b}{2 t_{f,o}} + \frac{p_{max}}{2}$	$\sigma_{t_f,o} = \frac{2 p_{max} \left(\frac{b + t_{f,o}}{b} \right)^2}{\left(\frac{b + t_{f,o}}{b} \right)^2 - 1}$	-	$\sigma_{t_f,o} = \frac{p_i h}{2 t_{f,o}} + \frac{p_i b^2 t_{f,o}}{24 I_2}$	$\sigma_{t_f,o} = \frac{p_i h}{2 t_{f,o}} + \frac{p_i b^2 t_{f,o}}{24 I_2} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 k}{1 + 2k} \right)$
Geometriefaktoren Flächenträgheitsmo- mente				$k = 0$ $I_1 = \frac{t_{f,o}^3}{12}$ $I_2 = \frac{t_{f,a}^3}{12}$	$k^* = \frac{I_2^*}{I_1^*} \alpha = \frac{I_2^*}{I_1^*} \frac{h}{b}$ $I_1 = \frac{h t_{f,o}^3}{12}$ $I_2 = \frac{b t_{f,v}^3}{12}$ $I_1^* = \frac{h t_{f,h}^3}{12}$ $I_2^* = \frac{b t_{f,v}^3}{12}$
Grundformel	$\sigma_{max} = \frac{p_i d}{2 S} + \frac{p_i}{2}$	$\sigma_{max} = \frac{2 p_i u^2}{u^2 - 1}$	$\sigma_p = p_i \frac{d^2 + 4 t_p^2}{4 t_p^2 - d^2}$		

A.5. Technische Zeichnungen DWHE

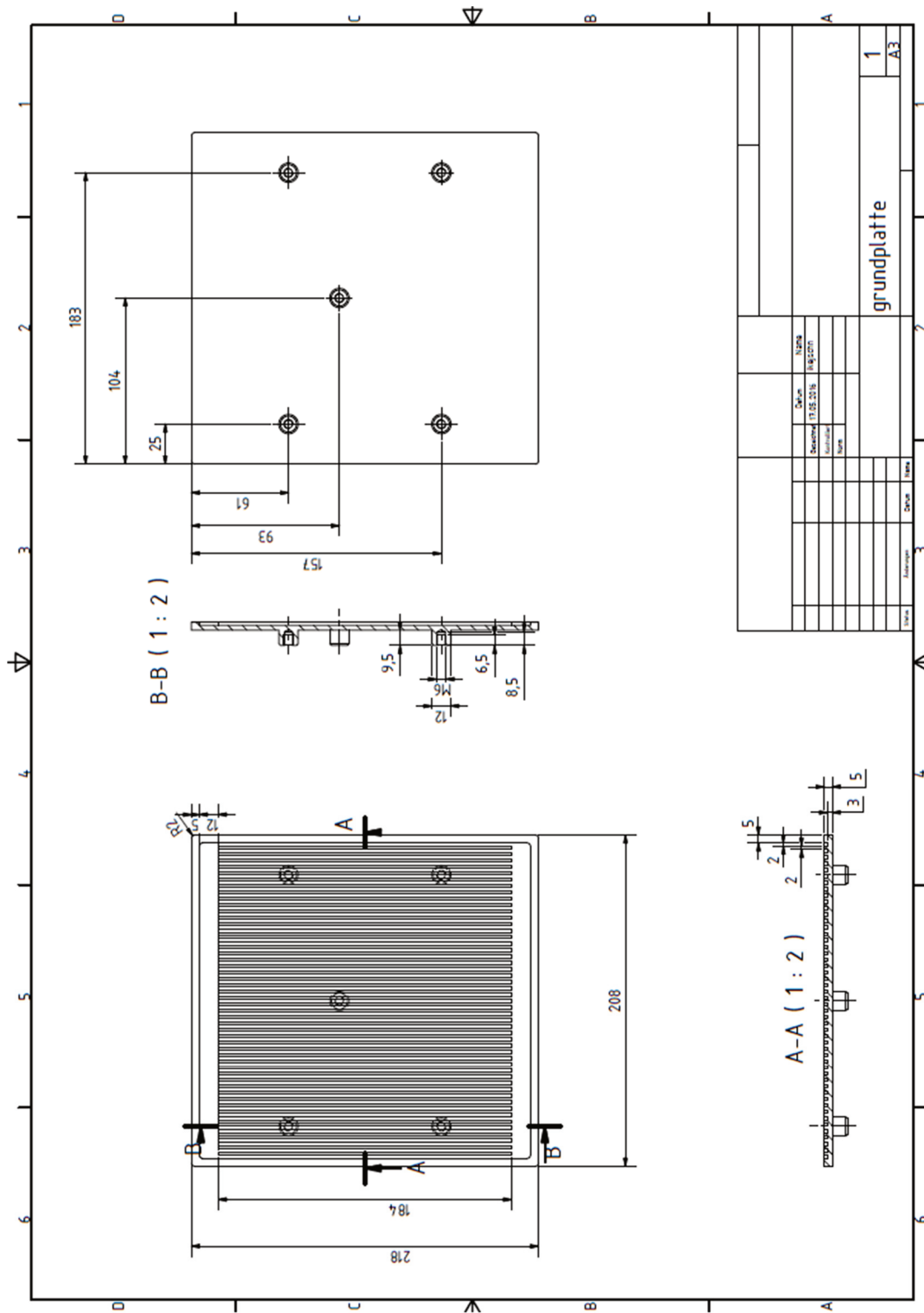


Abb. 154: Zeichnung Grundplatte.

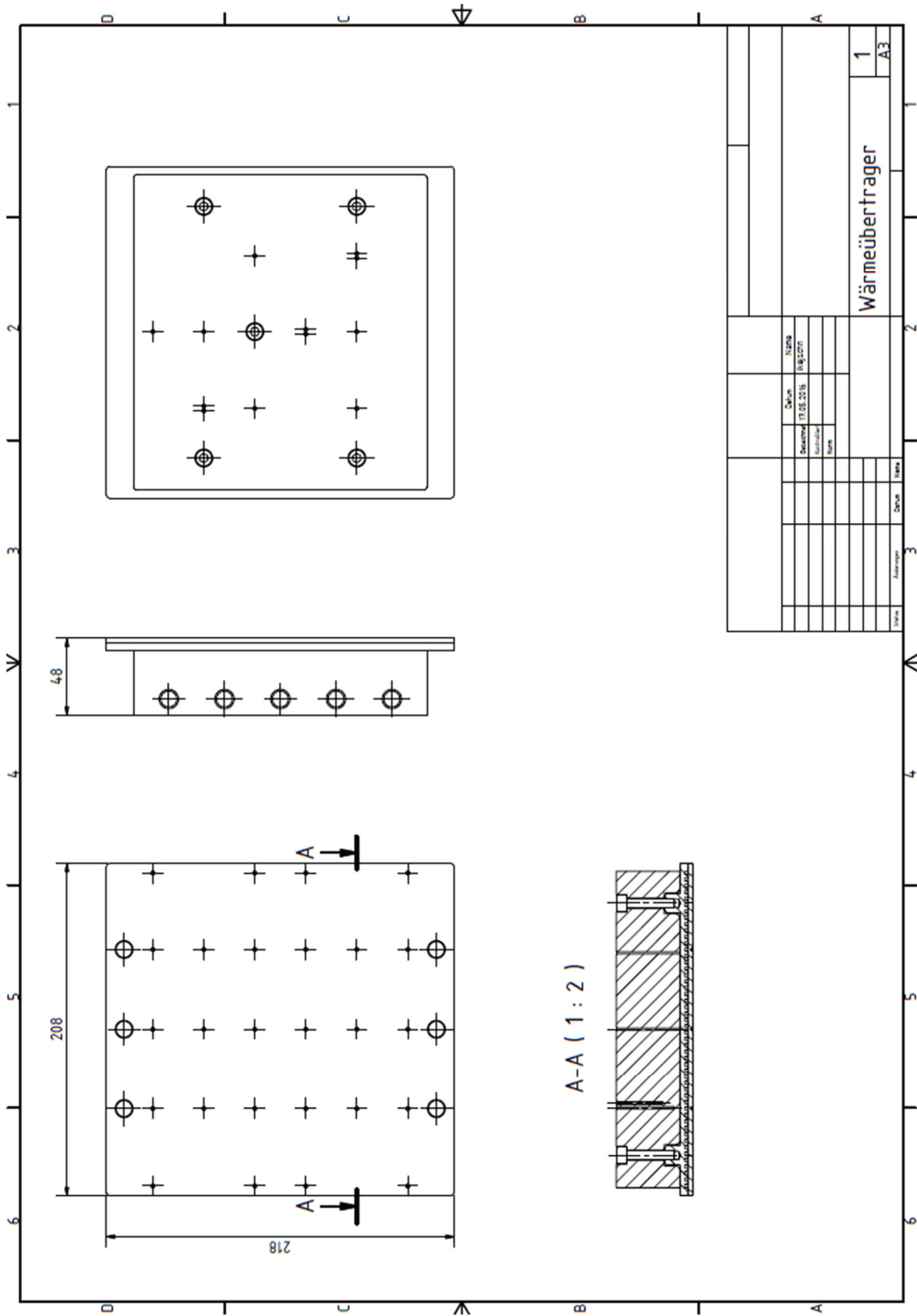


Abb. 157: Zeichnung Deckplatte.

A.6. Validierung der FEM-Simulation Festigkeit

Abb. 158 zeigt den Vergleich zwischen den experimentell ermittelten innendruckabhängigen Spannungen an der Oberfläche des DWHE und den simulierten Dehnungen mit Comsol Multiphysics. Verwendung finden sieben Dehnmessstreifen auf Konstantan-Basis (Widerstand: 350 Ω , Abmaße: 9.4 mm auf 6.7 mm) unter Anwendung von Temperaturkompensation Anwendung. Die Applizierung erfolgt nach VDI/VDE/GESA 2635, die Messung des Widerstands mittels MDE Agilent 34970a unter maximaler Integrationszeit und Offset-Kompensation.

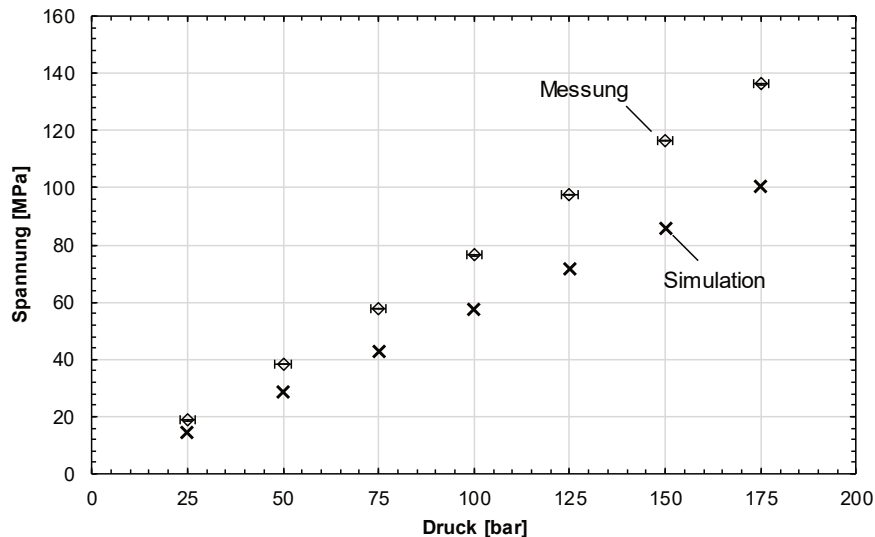
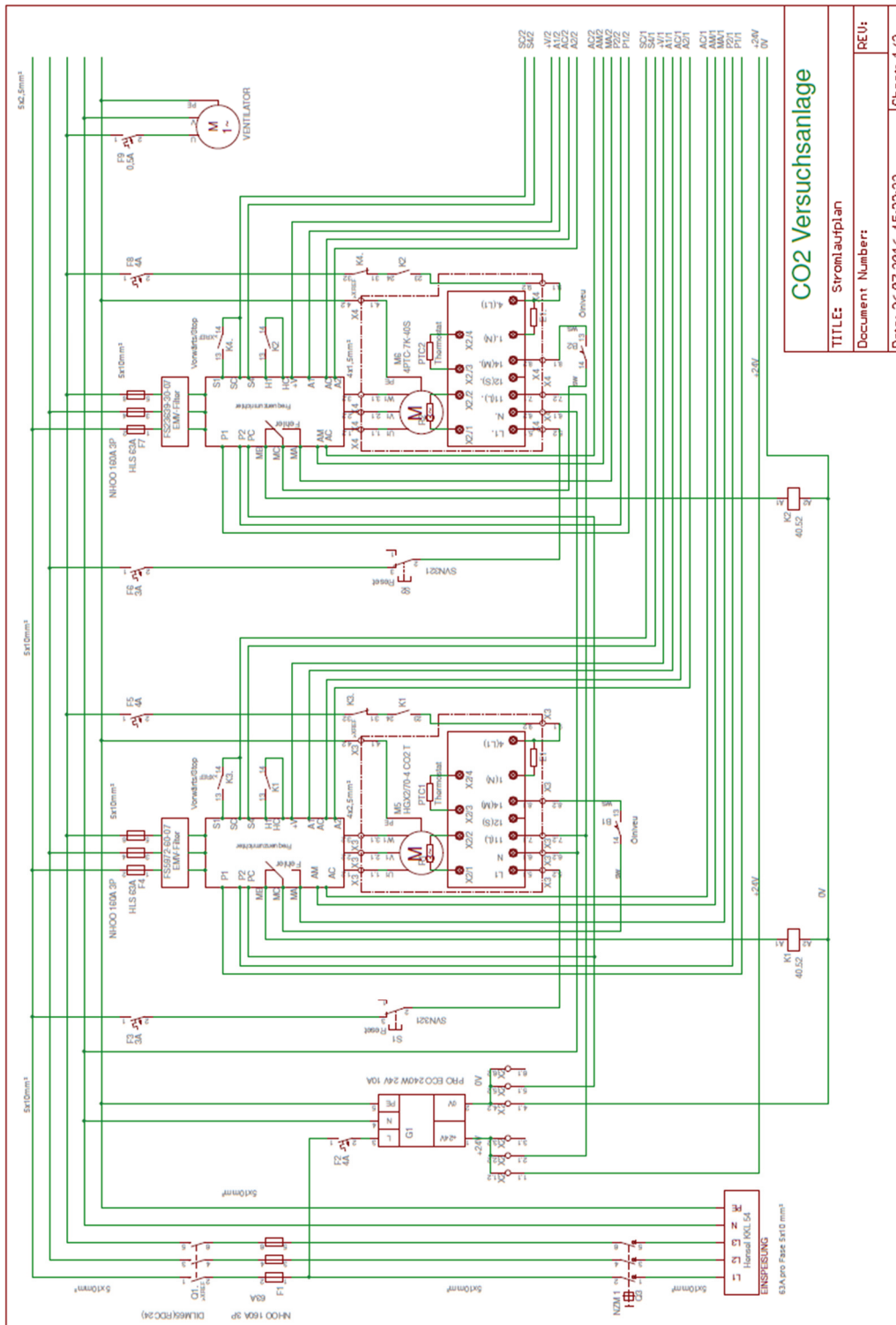
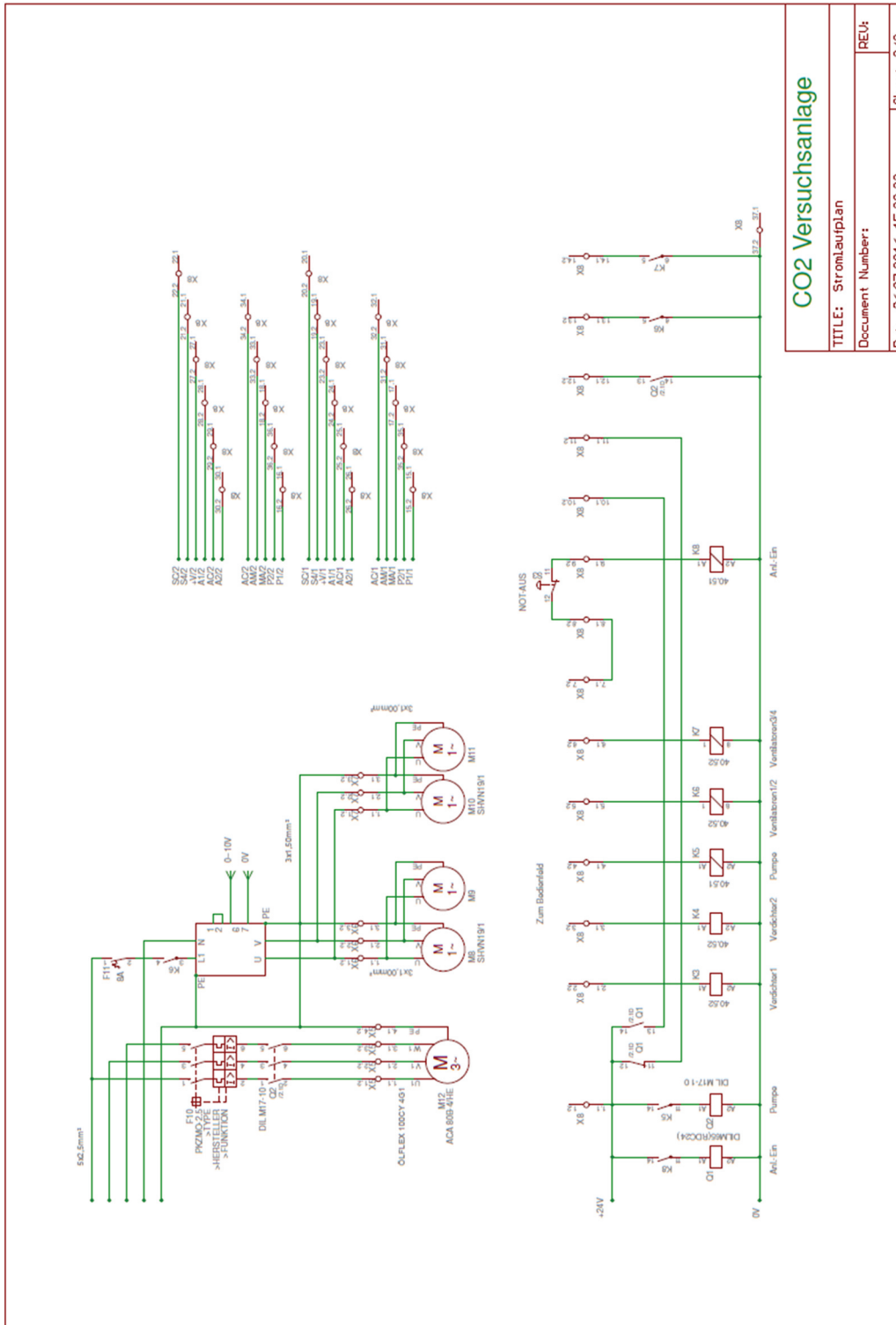


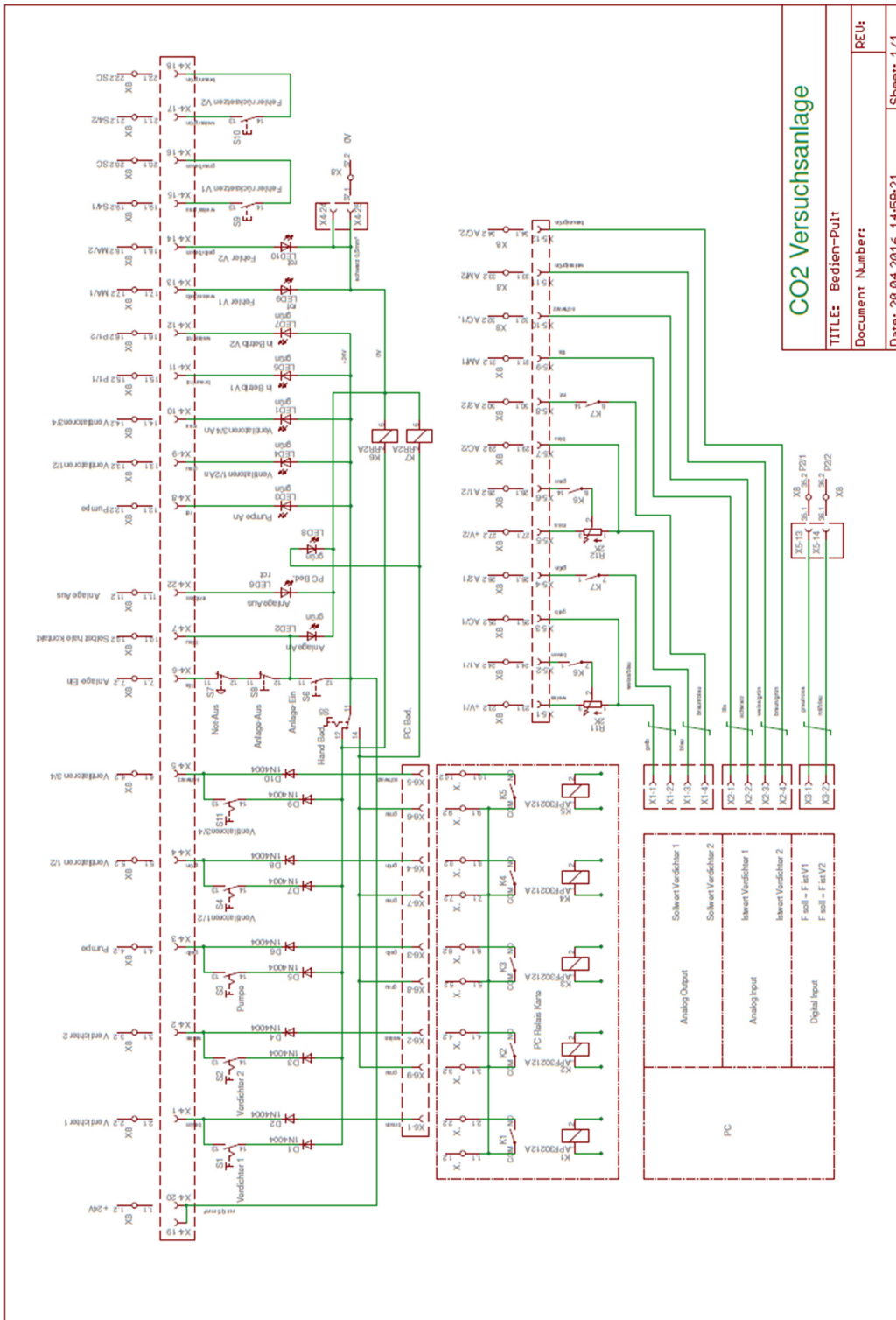
Abb. 158: Experimentell ermittelte und simulierte Spannungen der Oberfläche an verschiedenen Positionen. Der Temperatureinfluss bleibt unberücksichtigt.

Es zeigt sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation, die Validierung des FEM-Modells ist somit gegeben. Ein weiterer Vergleich mit den Ergebnissen der Berechnungsverfahren aus Kap. 4.1.3 verdeutlicht, dass die Berechnungsvorschriften nach DIN/ASME den experimentellen bzw. simulativen Werten am nächsten kommen. Jedoch werden die tatsächlichen Spannungen von allen Berechnungsvorschriften unterschätzt. Daher sollten diese nur in Verbindung mit einem konservativen Sicherheitsfaktor Anwendung finden.

A.7. Elektrische Schaltpläne







A.8. Bezeichnungen der Mess-, Steuer- und Berechnungsgrößen

Tab. 39: Mess – und Steuerpunkte, sowie Berechnungsgrößen gemäß RI-Fließbild.

Art	Physikalische Größe	RI-Nr.	alternative Bezeichnung	Instrument
Messung	Temperatur	T01		
		T02		
		T03	Flüssigkeitstemperatur	
		T04		
		T05	Sauggastemperatur (T_s) Mischungstemperatur	
		T06	Druckgastemperatur Heißgastemperatur	
		T07		
		T08		
		T09	Versuchstemperatur	
		T10		
		T11	Gaskühleraustrittstemperatur	
		T12		
		T13	Flashgastemperatur	
		T14	Außentemperatur	Pt-100
		T15	Raumtemperatur	
		T16		
		T17	Dampftemperatur	
Messung	Druck	P01		
		P02		
		P03	Niederdruck Saugdruck	
		P04	Hochdruck Verdichtungsdruck	Druckmessumformer
		P05	Versuchsdruck	
		P06		
		P07		
		P08	Entspannungsdruck	
Messung	Massenstrom	F01		
		F02		Coriolis
		F03		
Messung	Drehfrequenz	S01		Interner Messwert des FU
		S02		
Messung	Füllstand	L01		Differenzdrucksensoren
		L02		
Berechnung	Temperatur	T05-T03	Sauggasüberhitzung ($T_{sü}$)	
		I01	Verdampferleistung	
		I02		Thyristor-Leistungsteller
Berechnung	Elektrische Leistung	I03	Heizleistung	
		X01	Öffnungsgrad Expansionsventil	Schrittmotorgesteuertes Expansionsventil
		S01	Drehfrequenz Bitzer	Frequenzumrichter (FU)
Steuerung	Drehfrequenz	S02	Drehfrequenz Bock	

A.9. Ansatz zur Regelung der SCARLETT Versuchsanlage

Die Regelung von Kälteanlagen hat das Ziel den Kälteleistungsbedarf an der Kühlstelle und die Kühlstellentemperatur auf geforderten Werten zu halten. In modernen Kälteanlagen wird des Weiteren der Hochdruck und ggf. der Niederdruck geregelt, um die Leistungszahl ε bzw. den COP (Coefficient of Performance) zu optimieren.

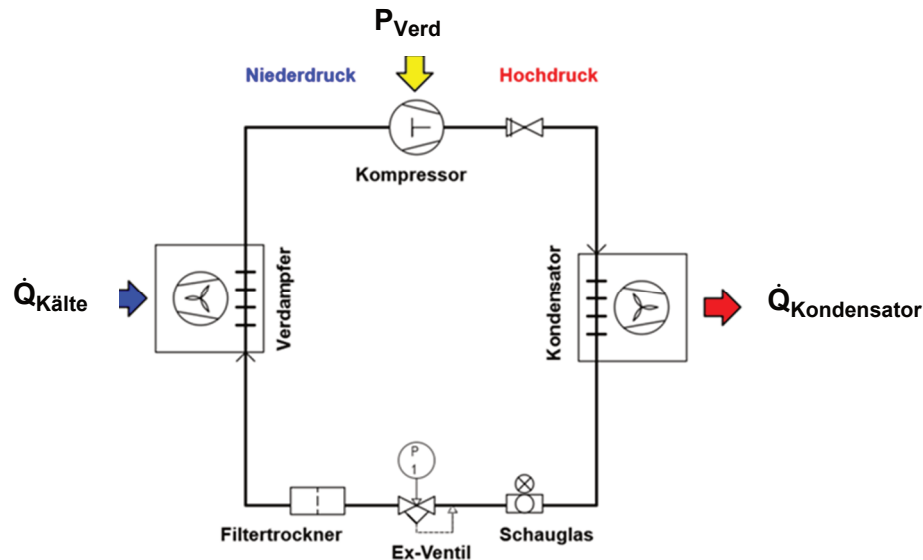


Abb. 159: Schema einer Kälteanlage.

Abb. 159 zeigt den schematischen Aufbau einer Kälteanlage in klassischer Ausführung. Die Leistungszahl einer solchen Kälteanlage berechnet sich nach Gl. 144.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{Kälte}}}{P_{\text{Verdichter}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kälte}}(T, p)}{\dot{Q}_{\text{Kondensator}}(T, p) - P_{\text{Kälte}}(T, p)} \quad \text{Gl. 144}$$

Die Regelung von Kälteanlagen fällt entsprechend in die Kategorie Mehrgrößenregelung. Diese Mehrgrößenregelung teilt sich i.A. in eine Primär – und ggf. mehrere Sekundärregelungen auf. Die Primärregelung hat das Ziel die Kälteleistung an den Kälteleistungsbedarf anzupassen. Dies geschieht, gemäß Gl. 145, über die Regelung des Massenstroms des Kältemittels.

$$\dot{Q}_{\text{Kälte}} = \dot{m}_{\text{Kältemittel}} \cdot \Delta h_{\text{Verdampfer}} \quad \text{Gl. 145}$$

Hierzu wird die Überhitzung des Kältemittels am Austritt des Verdampfers gemessen. Bei wachsendem Kälteleistungsbedarf steigt diese an. Das Expansionsventil ist in der Regel an diese Temperatur gekoppelt und öffnet, wenn diese den Regelzielwert überschreitet. Entsprechend steigt der Massenstrom an und der Hochdruck sinkt ab. Als Sekundärregelungen sind vor allem Kühlstellentemperaturregelung, Kondensatordruckregelung und Verdichterleistungsregelung gebräuchlich. Eine Übersicht über die einzelnen praktizierten Verfahren gibt Tab. 40.

Sekundärregelung betrifft konkret die Verdampferleistungsregelung, Versuchstemperaturregelung und Massenstromregelung

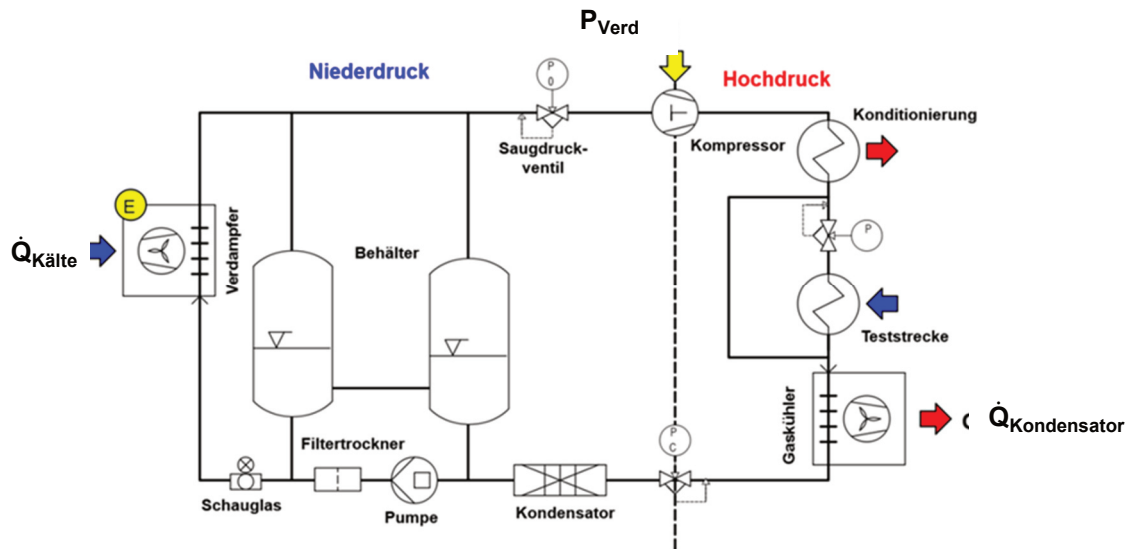


Abb. 161: Vereinfachtes Anlagenschema SCARLETT nach Aufbau einer Kälteanlage mit Niederdruckabscheider.

Abb. 161 zeigt ein vom ursprünglichen Anlagendesign abgeleitetes Ersatzmodell von SCARLETT in Anlehnung einer Kälteanlage mit Niederdruckabscheider. Die Schemata von Kälteanlage und dem Ersatzmodell der Versuchsanlage sind nahezu identisch. Folglich muss es möglich sein, bei SCARLETT eine dezentrale Regelung analog zu der einer Kälteanlage zu implementieren.

A.10. Herleitung der Verdampfer-DGL

Zur optimalen Einstellung des PID-Reglers ist eine mathematische Formulierung der Übertragungsfunktion der Regelstrecke GR2 („Verdampfer“) erforderlich. Eine experimentelle Bestimmung der Regelstrecke ist nicht zulässig, da hohe Anforderungen an die stabile und konstante Arbeitsweise des Verdampfers gestellt werden. Das gleiche gilt für die Autotuningfunktion des Reglers, da auch hier die Regelstrecke durch einen Stellimpuls automatisch charakterisiert wird. Stattdessen wird ein vereinfachtes Modell des Verdampfers hergeleitet, welches in Abb. 162 zu sehen ist. Der Verdampfer wird hierzu als massiver Aluminiumblock der Masse m_{Al} , der isochoren Wärmekapazität $c_{v,Al}$ und der Anfangstemperatur T_{Al}^0 betrachtet. Mittels einer Bohrung in seinem Inneren wird er von CO_2 durchströmt.

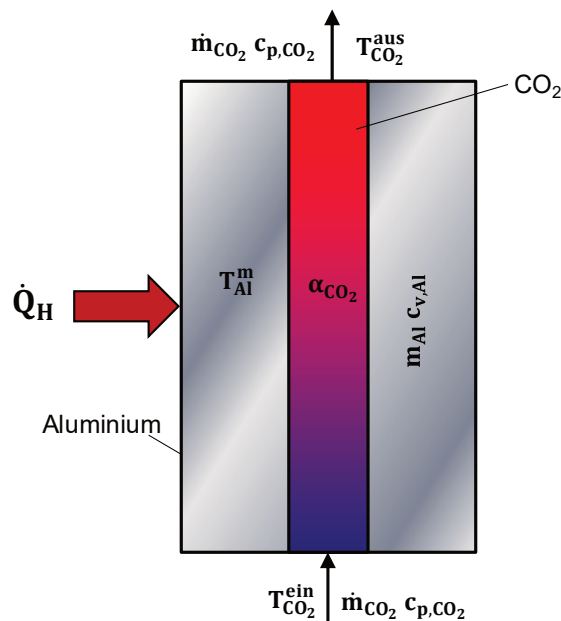


Abb. 162: Schema der Wärmeübertragung im Verdampfer.

Das CO_2 weist einen \dot{m}_{CO_2} Massenstrom und eine isobare Wärmekapazität c_{p,CO_2} auf. Die Heizstäbe des Verdampfers gehören zur Regelstrecke GR1 und werden für das Modell der Regelstrecke GR2 nicht berücksichtigt. Dem Aluminiumblock wird in diesem Modell stattdessen von außen eine elektrische Heizleistung \dot{Q}_H zugeführt, die die Eingangsgröße der Regelstrecke GR2 darstellt. Aufgrund seiner thermischen Masse heizt sich das zunächst kalte Aluminium durch den Wärmestrom \dot{Q}_{Al} (als Teil der Heizleistung \dot{Q}_H) bis zur mittleren Temperatur T_{Al}^m auf. Diese Speichereigenschaft stellt ein Verzögerungsglied dar. Sobald die Aluminiumtemperatur oberhalb der Eintrittstemperatur $T_{CO_2}^{ein}$ des CO_2 liegt, wird das CO_2 durch den Wärmestrom \dot{Q}_{CO_2} verdampft und auf die Temperatur $T_{CO_2}^{aus}$ überhitzt. Der maximale Wärmestrom \dot{Q}_{CO_2} der hierfür vom Aluminium an das CO_2 übertragen werden kann, wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten α_{CO_2} und die wärmeübertragende Oberfläche A_{CO_2} bestimmt. Eine Energiebilanz der drei auftretenden Wärmeströme führt zu Gl. 146, Wärmeverluste bleiben unberücksichtigt.

$$\dot{Q}_H(t) = \dot{Q}_{CO_2}(t) + \dot{Q}_{Al}(t) \quad \text{Gl. 146}$$

Die Heizleistung $\dot{Q}_H(t)$ stellt die sich zeitlich ändernde Eingangsgröße dieses Regelmodells dar. Die zugehörige Ausgangsgröße ist die Temperatur $T_{CO_2}^{ein}(t)$ des überhitzten CO_2 . Sie ist ebenfalls zeitabhängig und wird in Gl. 147 zur Beschreibung des vom CO_2 aufgenommenen Wärmestroms verwendet.

$$\dot{Q}_{CO_2}(t) = \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} \cdot (T_{CO_2}^{aus}(t) - T_{CO_2}^{ein}(t)) \quad \text{Gl. 147}$$

Gl. 148 drückt dieselbe Größe unter Berücksichtigung des Wärmeübergangskoeffizienten aus.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{CO_2}(t) &= \alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2} \cdot (T_{Al}^m(t) - T_{CO_2}^m(t)) \\ &= \alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2} \left(T_{Al}^m(t) - \frac{1}{2} \cdot (T_{CO_2}^{aus} + T_{CO_2}^{ein}(t)) \right) \end{aligned} \quad \text{Gl. 148}$$

Gl. 149 beschreibt den Wärmestrom, der nötig ist um das Aluminium auf die Gleichgewichtstemperatur T_{Al}^m zu erwärmen.

$$\dot{Q}_{Al}(t) = m_{Al} \cdot c_{v,Al} \cdot \frac{d(T_{Al}^m(t) - T_{Al}^0)}{dt} = m_{Al} \cdot c_{v,Al} \cdot \frac{d(T_{Al}^m(t) - T_{CO_2}^{ein})}{dt} \quad \text{Gl. 149}$$

Beim Erreichen des stationären Zustands der Regelstrecke GR2 „Verdampfer“ wird der Wärmestrom null, bis zu diesem Zeitpunkt ist er jedoch für das dynamische Übergangsverhalten bzw. die verzögerte Antwort der Regelstrecke auf eine Anregung des Eingangs verantwortlich. Dies gilt genauso für den Fall einer Verringerung der elektrischen Heizleistung.

Sämtliche Temperaturen werden auf die Eintrittstemperatur des CO_2 normiert und durch den Ausdruck

$$T_x^y - T_{CO_2}^{ein} = \theta_x^y \quad \text{Gl. 150}$$

ersetzt. Die Subtraktion von Gl. 149 und Gl. 148 führt zu folgendem Ausdruck in Gl. 151:

$$d\theta_{Al}^m(t) = \left(\frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}}{\alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}} + \frac{1}{2} \right) \cdot d\theta_{CO_2}^{aus}(t) \quad \text{Gl. 151}$$

Durch Einsetzen der Gl. 147 und Gl. 150 in die Energiebilanz (Gl. 146), und durch geschickte Äquivalenzumformung erhält man mit Gl. 152 einen Ausdruck, der die Ausgangsgröße $\theta_{CO_2}^{aus}$ in Abhängigkeit von der Eingangsgröße: \dot{Q}_H beschreibt. Bei diesem Ausdruck handelt es sich um eine Differentialgleichung erster Ordnung.

$$\dot{Q}_H(t) = m_{Al} \cdot c_{v,Al} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}}{\alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}} + \frac{1}{2} \right) \cdot \frac{d\theta_{CO_2}^{aus}(t)}{dt} + \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} \cdot \theta_{CO_2}^{aus}(t) \quad \text{Gl. 152}$$

Durch Umformung ergibt sich:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H(t) \cdot \frac{1}{\dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}} \\ = m_{Al} c_{v,Al} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}} + \frac{1}{2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}} \right) \cdot \frac{d\theta_{CO_2}^{aus}(t)}{dt} \\ + \theta_{CO_2}^{aus}(t) \end{aligned} \quad \text{Gl. 153}$$

sowie durch Vereinfachung der Terme:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H(t) \cdot \frac{1}{\dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}(\theta)} \\ = m_{Al} c_{v,Al} \cdot \left(\frac{2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}(\theta) + \alpha_{CO_2}(\theta) \cdot A_{CO_2}}{(\alpha_{CO_2}(\theta) \cdot A_{CO_2}) \cdot (2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}(\theta))} \right) \cdot \frac{d\theta_{CO_2}^{aus}(t)}{dt} \\ + \theta_{CO_2}^{aus}(t) \end{aligned} \quad \text{Gl. 154}$$

Wird weiterhin als Vereinfachung ein fester Betriebspunkt bzw. Arbeitspunkt angenommen mit:

$$c_{p,CO_2}(\theta) = c_{p,CO_2} = const.; \alpha_{CO_2}(\theta) = \alpha_{CO_2} = const.; \dot{m}_{CO_2} = const. \quad \text{Gl. 155}$$

so linearisiert sich die DGL zu Gl. 154:

$$u(t) \frac{1}{\dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}} = m_{Al} c_{v,Al} \cdot \left(\frac{2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} + \alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}}{(\alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}) \cdot (2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2})} \right) \cdot \dot{y}(t) + y(t) \quad \text{Gl. 156}$$

und beschreibt ein Verzögerungsglied erster Ordnung (PT1) mit der Zeitkonstante

$$T = m_{Al} \cdot c_{v,Al} \cdot \left(\frac{2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} + \alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}}{(\alpha_{CO_2} \cdot A_{CO_2}) \cdot (2 \dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2})} \right) \quad \text{Gl. 157}$$

und der statischen Verstärkung:

$$k_S = \frac{1}{\dot{m}_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2}} \quad \text{Gl. 158}$$

Es ist ersichtlich, dass sowohl die statische Verstärkung als auch die Zeitkonstante vom Massenstrom des CO₂ abhängen, somit bedingen starke Schwankungen des Massenstroms auch eine Änderung der Übertragungsfunktion und damit der Dynamik der Regelstrecke. Diese Nichtlinearität muss bei der Parametrierung des Reglers berücksichtigt werden. Sollen in einer Versuchskampagne verschiedene Betriebspunkte mit stark unterschiedlichen Massenströmen gefahren werden, so kann u.U. eine Anpassung der Reglerparameter notwendig werden, da die Annahme $\dot{m}_{CO_2} = const.$ nicht mehr hinreichend gegeben ist und der Regler suboptimal arbeitet. Andernfalls müssen geringere Reglerverstärkungen gewählt werden, die den Regler auch außerhalb des Arbeitspunkts handlungsfähig halten, aber nicht auf den Arbeitspunkt selbst optimiert sind.

A.11. Untersuchung des Regelkreises in Matlab

Simulation des Regelkreises zur Reglerparametrierung:

Vor der endgültigen Festlegung der Reglerparameter wird das Verhalten des Regelkreises unter diesen Parametern mithilfe der Software Matlab vorausberechnet. Die linearen DGL von Regler und Regelstrecke werden im ersten Schritt ohne Berücksichtigung der Totzeit durch Differenzgleichungen ersetzt. Das Regelgesetz für den PID-Regler (Gl. 159) wird auf beiden Seiten differenziert und durch Diskretisierung mittels Differenzenquotienten auf die Form in Gl. 160 gebracht.

$$\dot{u} = K_P(\dot{e} + \frac{1}{T_N} e + T_V \ddot{e}) \quad \text{Gl. 159}$$

Durch diese Äquivalenz-Umformung erhöht sich zum einen die Verfahrensordnung bzw. reduziert sich die Fehlerordnung, denn die Regelabweichung geht nun zu den Zeitschritten $e(k)$, $e(k-1)$, $e(k-2)$ in die Berechnung des aktuellen Stellwerts $u(k)$ mit ein.

Zum anderen, wird der Wert des Stelleingriffs $u(k)$ als Änderung zum vorhergehenden Zeitschritt $u(k-1)$ ausgedrückt, womit das Rechenverfahren besser konditioniert und entsprechend weniger Fehleranfällig gegenüber Maschinenfehlern wird.

$$\begin{aligned} \frac{u(k) - u(k-1)}{\Delta t} &= K_P \\ &\cdot \left(\frac{e(k) - e(k-1)}{\Delta t} + \frac{1}{T_N} e(k) \right. \\ &\left. + T_V \frac{e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)}{\Delta t^2} \right) \cdot u(k) \quad \text{Gl. 160} \\ &= u(k-1) + K_P (e(k) - e(k-1)) + \frac{K_P \Delta t}{T_N} e(k) \\ &+ \frac{T_V K_P}{\Delta t} (e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)) \end{aligned}$$

Die DGL der Regelstrecke 1. Ordnung (PT1-Glied) wird nach selbigem Schema diskretisiert und zu Gl. 161 entwickelt.

$$y(k) = \frac{T}{T + \Delta t} \cdot y(k-1) + k_s \cdot u(k) \quad \text{Gl. 161}$$

Abb. 163 stellt den Vergleich einer Sprungantwort eines PID-Regelkreises dar, berechnet mit dem obigen Ansatz in Matlab sowie mit analytischen Vergleichsdaten.

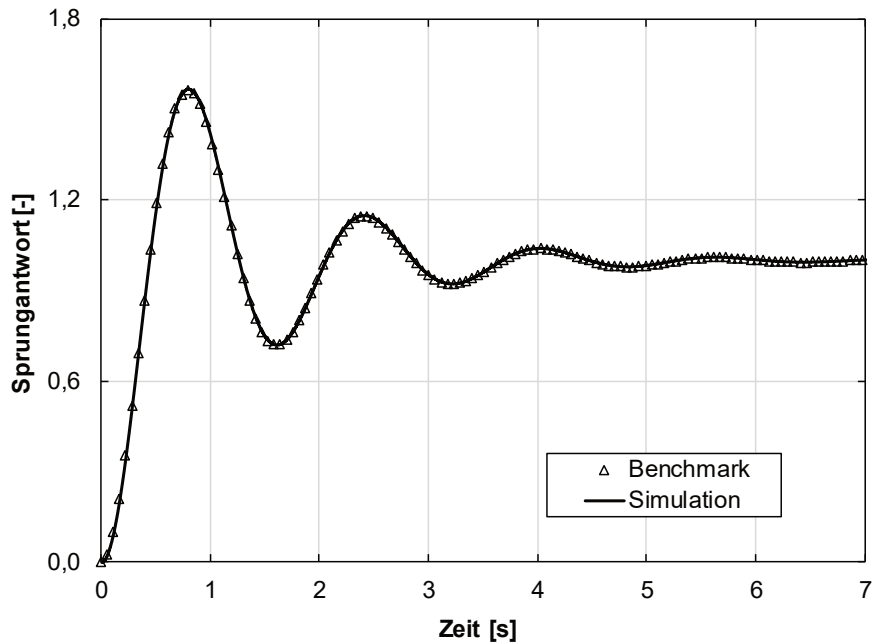


Abb. 163: Vergleich Matlab Simulation – Benchmark.

Eine Übereinstimmung ist hinreichend gegeben, entsprechend kann der beschriebene Ansatz als validiert betrachtet werden.

Untersuchung des geschlossenen Regelkreises:

Der Grad zu dem Regler die vier Gütekriterien (Stabilität, Führungsverhalten, Dynamik, Robustheit) erfüllt, wird als Maßstab für seine Qualität oder Güte herangezogen. In Abb. 164 ist die berechnete Sprungantwort des Hochdrucks P05 der Versuchsanlage zu sehen.

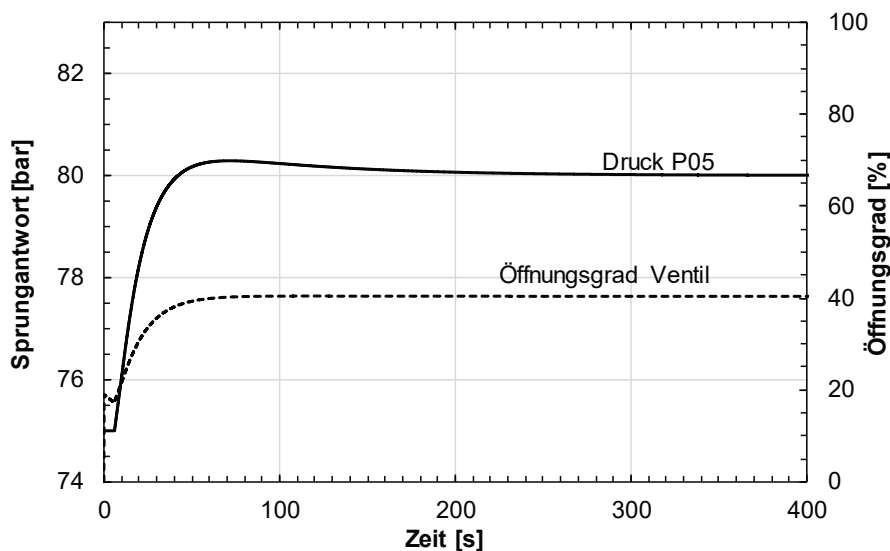


Abb. 164: Berechnete Sprungantwort der Hochdruckseite von SCARLETT, sowie der zugehörige Verlauf des Öffnungsgrads des Expansionsventils .

Die vier Anforderungen an den Regelkreis sind bis zu diesem Stand notwendigerweise, aber noch nicht hinreichend erfüllt. Um einen abschließenden Befund geben zu können, muss beachtet werden, dass das Regelproblem bislang als vollständig linear betrachtet wurde. Da

diese Annahme nicht zwangsläufig der Fall sein muss, werden folgerichtig Regler und Regelstrecke auf Nicht-Linearitäten untersucht.

Nichtlinearitäten der Regelstrecke:

Bisher wurden Regelstrecken bzw. Regelkreise beschrieben, die sich durch Lineare DGL beschreiben lassen und dabei die Linearität der Regelstrecke „Versuchsanlage“ sowohl für den Druck, als auch für den Massenstrom stillschweigend vorausgesetzt bzw. als solche idealisiert. Dies ist in der Realität aber nicht der Fall. Es können drei Nichtlinearitäten in der Regelstrecke identifiziert werden, die im Folgenden beschrieben werden und denen durch Gegenmaßnahmen im Rahmen des Möglichen begegnet werden soll.

1. Stellgrößenbeschränkung, Wind-Up und Anti-Wind-Up-Maßnahmen

Die meisten technischen Systeme können keine beliebig großen Stellgrößen verarbeiten, die Stellgrößen sind stattdessen physikalisch oder technisch begrenzt. Für die Regelung bedeutet dies, dass eine vom Regler berechnete erforderliche Stellgröße nicht von der Regelstrecke umgesetzt werden kann.

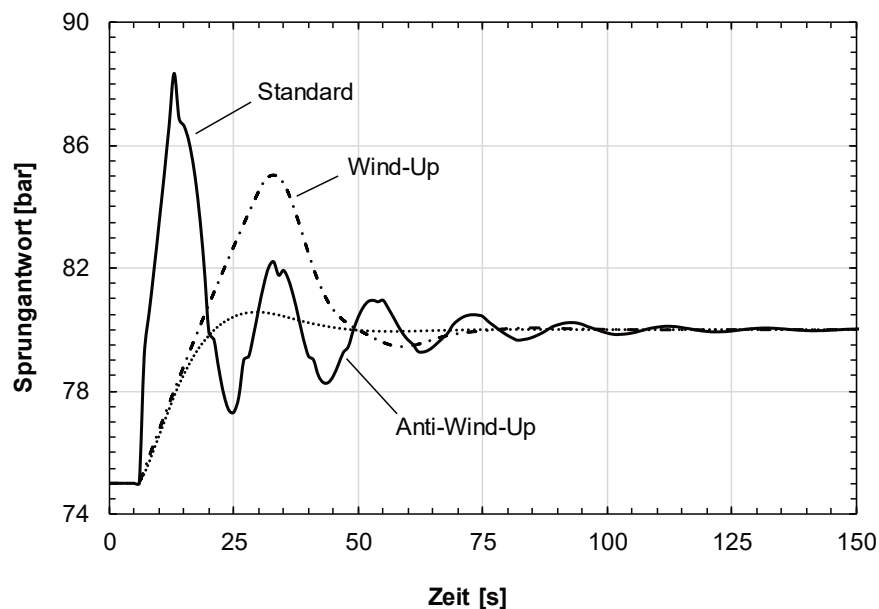


Abb. 165: Vergleich zwischen Sprungantworten bei Auftreten von Wind-Up-Effekt, mit Anti-Wind-Up-Maßnahme und ohne Auftreten von Wind-Up-Effekt (Standard).

Dies tritt häufig bei langsamen bzw. trägen Systemen auf, die aber dennoch durch eine aggressive Parametrierung des Reglers hohe Anforderungen an die Dynamik erfüllen sollen. Dies stellt eine Nichtlinearität der Regelstrecke dar, da sie auf eine weitere lineare Erhöhung der Stellgröße nicht in gleichem Maße, also linear, reagieren kann, sondern in einen Sättigungsbereich läuft.

Die weitere Berechnung der erforderlichen Stellgröße durch den Regler ist nun sinnlos und eine Verbesserung der Regelgüte physikalisch nicht mehr möglich. Zu einem Problem für die maximal erzielbare Regelgüte wird dieser Effekt erst, wenn der Regler auch nach Erreichen der Stellgrößenbeschränkung durch die bleibende Regelabweichung seinen I-Anteil immer weiter vergrößert. Fällt die Regelgröße wieder unter einen Wert, der erneut eine Stellgröße

unterhalb der Beschränkung erfordern würde, hat sich der I-Anteil des Reglers soweit aufgeschaukelt und dominiert gegenüber dem P- und D-Anteil so stark, dass ein Absinken der berechneten Stellgröße unter die Beschränkung verzögert wird. Dieser Effekt wird als Wind-Up bezeichnet und durch Abb. 165 verdeutlicht.

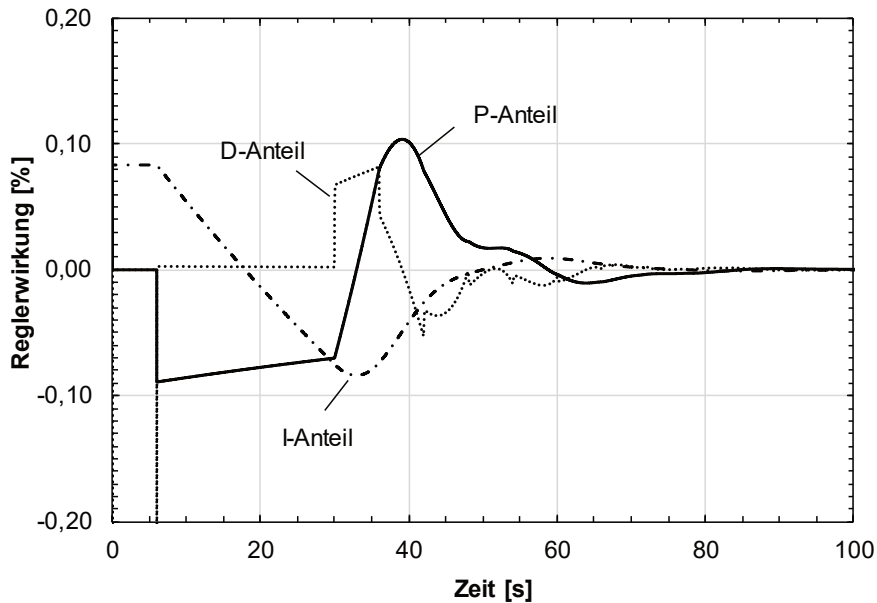


Abb. 166: Einfluss der einzelnen Regler-Anteile auf den Wind-Up-Effekt.

Zu sehen ist der berechnete Druckverlauf P05 als Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises der Versuchsanlage aus Kap. 3.6 mit dem anfangs beschriebenen Matlab-Code. Bei Nichtberücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung (Standard) reagiert die Regelstrecke schnell und mit heftigen Einschwingvorgängen. Dafür treten für den Ventilöffnungsgrad als Stellgröße berechnete Werte jenseits von 0 % oder 100 % auf, was physikalisch nicht plausibel ist (Abb. 165).

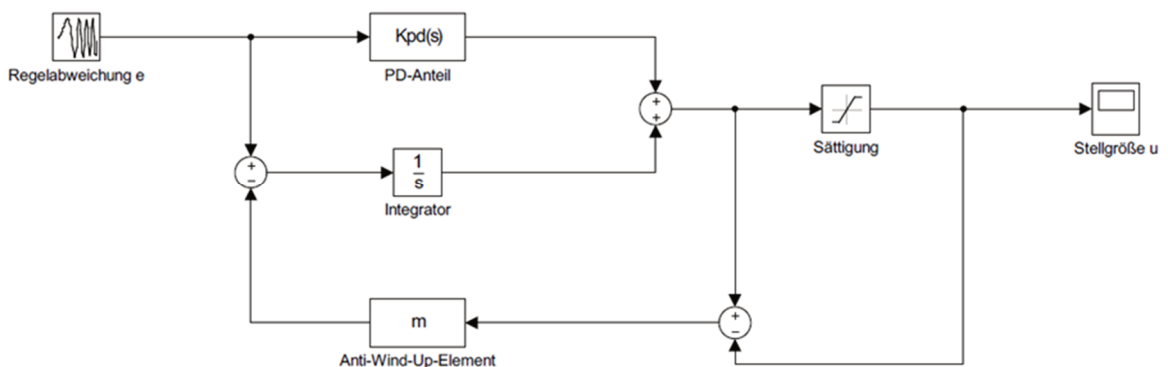


Abb. 167: Schema der Anti-Wind-Up-Maßnahme.

Wird bei ansonsten gleicher Reglerparametrierung und Regelstrecke eine Stellgrößenbeschränkung im Matlab-Code berücksichtigt, reagiert die Regelstrecke deutlich langsamer (Wind-Up) und mit weniger ausgeprägtem Einschwingen. Die Ursache wird in Abb. 165 und

Abb. 166 deutlich. Der hohe I-Anteil, der sich während der Beschränkungsphase aufbaut, verhindert beim Verlauf mit Stellgrößenbeschränkung ein rechtzeitiges Absenken des Ventilöffnungsgrads zurück auf Werte oberhalb von 0 %. Dementsprechend reagiert der Regler nun langsamer als er trotz Stellgrößenbeschränkung müsste. Dieses Verhalten entspräche der Realität, wenn der Regler mit dieser Parametrierung umgesetzt würde. Um dennoch die Regelgüte nicht unnötig einzuschränken wird als Anti-Wind-Up-Maßnahme ein Anti-Wind-Up-Element in die digitalen Regler implementiert. Dieses führt den Anteil des Stellwerts, der über der Stellgrößenbeschränkung liegt, gewichtet mit einem Proportionalfaktor (Anti-Wind-Up-Faktor), als Differenz auf den I-Anteil zurück.

2. Totzeit

Die Regelstrecke weist eine Totzeit von 6 s bei der Sprungantwort von P05 auf. Im Vergleich zur Zeitkonstanten der Regelstrecke ist dieser Wert verhältnismäßig niedrig, also nicht dominant und wirkt sich daher nur marginal auf die Regelung der Anlage aus.

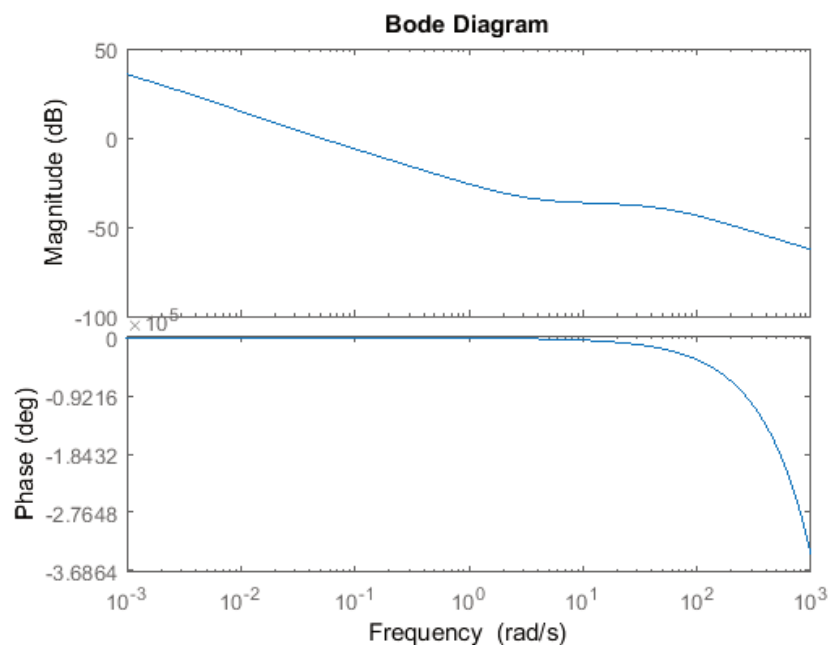


Abb. 168: Bode-Diagramm der Regelstrecke.

Dennoch wirkt eine Totzeit der Regelstrecke immer phasensenkend und kann im Extremfall bei einer Rückkopplung auf den Eingang des Reglers bei gleichzeitiger Phasenabsenkung von mehr als 180° eine Mitkopplung auf die Regelabweichung auslösen, was wiederum zu Stabilitätsproblemen führt. Aus diesem Grund wird eine Stabilitätsanalyse gemäß dem Kriterium nach Bode durchgeführt. Abb. 167 zeigt das zugehörige Bode-Diagramm des offenen Regelkreises unter Berücksichtigung der Totzeit, erstellt in Matlab. Wie zu erkennen ist, besteht beim Schnittpunkt des Amplitudenverlaufs durch die 0 dB-Linie eine ausreichende Phasenreserve zur -180° -Linie. Frequenzen mit stärkerer Phasenabsenkung werden gefiltert und eine Mitkopplung vermieden, womit die Stabilität des geschlossenen Regelkreises trotz Totzeit gegeben ist.

3. Nichtlineare Öffnungscharakteristik des Expansionsventils

Das in der Versuchsanlage eingesetzte Expansionsventil der Firma Danfoss weist eine nichtlineare Öffnungscharakteristik auf, was Abb. 57 entnommen werden kann. Dieses Phänomen ist typisch für Ventile mit rundem oder kegeligem Absperrkörper, stellt aber dennoch eine Nichtlinearität in der Regelstrecke dar, die die erzielbare Regelgüte weiter einschränkt. Als Gegenmaßnahme wird die Kennlinie im Steuerungsprogramm der Versuchsanlage linearisiert. Hierzu wird die Kennlinie durch eine Näherungsfunktion approximiert und diese anschließend im Steuerungsprogramm als Korrekturfunktion für die Stellgrößenausgabe des Expansionsventils genutzt. Dies ermöglicht die lineare Umsetzung der vom Regler ermittelten Stellgröße am Expansionsventil. Da die Kennlinie für Öffnungsgrade kleiner als 10 % eine andere Charakteristik aufweist als für größere Öffnungsgrade, wird sie in zwei Abschnitte geteilt und durch zwei unterschiedliche mathematische Funktionen approximiert: Als natürlicher Logarithmus bis zum Öffnungsgrad 10 % und als Polynom sechsten Grades im weiteren Verlauf. Dadurch kann eine bessere Übereinstimmung der Kennlinie mit den Näherungsfunktionen erzielt werden. Die ermittelten Näherungsfunktionen sind Gl. 50 und Gl. 51 zu entnehmen.

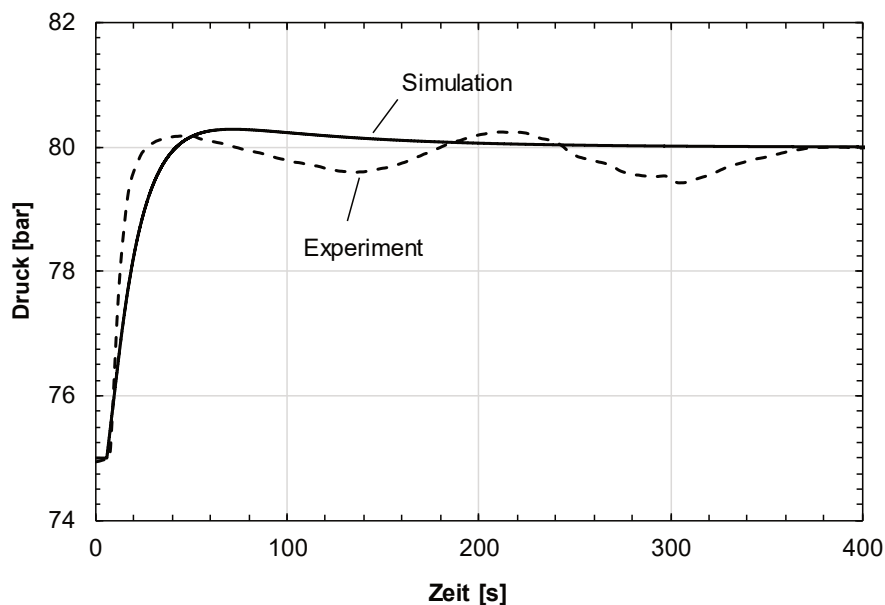


Abb. 169: Vergleich der experimentellen und simulierten Sprungantwort von P05.

Die beschriebenen Nichtlinearitäten werden zusätzlich im Matlab-Code implementiert und der Regelkreis erneut mittels Berechnung auf die vier Gütekriterien hin geprüft. Abschließend werden durch gezieltes Ausprobieren (heuristischer Ansatz) die Regelparameter so angepasst, dass diese in ausreichendem Maß erfüllt sind. Der Vergleich zwischen Simulation und Experiment ist in Abb. 169 verdeutlicht.

A.12. Herleitung Regelalgorithmus durch Z-Transformation

Zur Bestimmung des Regelalgorithmus wird das Regelgesetz des PID-Reglers im Zeitbereich in den Z-Bereich transformiert. Der Z-Bereich ist das Äquivalent des Bildbereichs für zeitdiskrete Signale. Die Rechenvorschrift für die Z-Transformation geht aus der Laplace-Transformation hervor, indem nur Signalwerte zu den k Abtastzeitpunkten t_a betrachtet werden, was zu Gl. 162 führt.

$$F^*(s) = \sum_{k=0}^{\infty} f(kt_a) \cdot e^{-kst_a} = \sum_{k=0}^{\infty} f(kt_a) \cdot e^{-(st_a)^k} \quad \text{Gl. 162}$$

Durch die Substitution:

$$z = e^{st_a} \quad \text{Gl. 163}$$

geht Gl. 162 in Gl. 164 über.

$$F(z) = \sum_{k=0}^{\infty} f(k) \cdot z^{-k} \quad \text{Gl. 164}$$

Entsprechend dieser Rechenvorschrift wird das Regelgesetz für zeitdiskrete Signale aus Gl. 164 in den Z-Bereich transformiert.

P-Anteil:

$$u(t) = K_P \cdot e(t) \Rightarrow u(k) = K_P \cdot e(k) \Rightarrow U(z) = K_P \cdot E(z) \quad \text{Gl. 165}$$

I-Anteil:

$$\begin{aligned} u(t) &= \frac{1}{T_N} \cdot \int_0^t e(\tau) \cdot d\tau \Rightarrow u(k) = u(k-1) + \frac{t_A}{T_N} \cdot e(k) \Rightarrow U(z) \\ &= \frac{t_A}{T_N \cdot (1 - z^{-1})} \cdot E(z) \end{aligned} \quad \text{Gl. 166}$$

D-Anteil:

$$\begin{aligned} u(t) &= T_V \cdot \frac{de(t)}{dt} \Rightarrow u(k) = \frac{T_V}{t_A} \cdot (e(k) - e(k-1)) \Rightarrow U(z) \\ &= \frac{T_V}{t_A} \cdot (1 - z^{-1}) \cdot E(z) \end{aligned} \quad \text{Gl. 167}$$

Unter Anwendung des Differenzen- und Verschiebungssatz der Z-Transformation [106] wird die Übertragungsfunktion $G_R(z)$ des Reglers ermittelt und vereinfacht.

$$G_R(z) = \frac{U(z)}{E(z)} = K_P \cdot \left(1 + \frac{t_A}{T_N} \frac{z}{z-1} + \frac{T_V}{t_A} \frac{z-1}{z} \right) \quad \text{Gl. 168}$$

zu:

$$G_R(z) = K_P \frac{z^2 \left(1 + \frac{t_A}{T_N} + \frac{T_V}{t_A}\right) + z \left(-1 - \frac{2 T_V}{t_A}\right) + \frac{T_V}{t_A}}{(z-1)z} \quad \text{Gl. 169}$$

bzw.

$$G_R(z) = \frac{c_2 z^2 + c_1 z + c_0}{z^2 - z} \Leftrightarrow G_R(z) = \frac{c_2 + c_1 z^{-1} + c_0 z^{-2}}{1 - z^{-1}} \quad \text{Gl. 170}$$

Hieraus lässt sich durch Rücktransformation ein zeitdiskreter Algorithmus für die Position $u(k)$ des Stellglieds ableiten.

$$u(k) = u(k-1) + c_2 e(k) + c_1 e(k-1) + c_0 e(k-2) \quad \text{Gl. 171}$$

mit

$$c_0 = \frac{K_P T_V}{t_A}, \quad c_1 = -K_P - \frac{2 K_P T_V}{t_A}, \quad c_2 = K_P + \frac{K_P t_A}{T_N} + \frac{K_P T_V}{t_A} \quad \text{Gl. 172}$$

Dieser wird als *Stellungsalgorithmus* bezeichnet und berechnet rekursiv aus der alten Stellung $u(k-1)$ die Position zum Zeitpunkt $k \cdot t_A$.

A.13. Modellbildung FEM-DWHE-Simulation

Wie in Kap. 2.1.6 erläutert, gestaltet sich die Simulation einer beheizten sCO₂-Strömung in komplexen Geometrien als schwierig und aufwendig. Um dennoch die experimentellen Ergebnisse mit rechnerischen/numerischen Daten vergleichen zu können, soll im Folgenden ein vereinfachtes numerisches Modell entwickelt werden. Dieses soll dennoch in der Lage sein, ein zweidimensionales Temperaturfeld auf der Oberfläche des DWHE zumindest qualitativ nachzubilden zu können. Weiterhin soll dieses Modell Simulationen ermöglichen, die die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Ausgestaltung des Temperaturfelds zu identifizieren vermögen. Hierfür ist ein Modell notwendig, das über die folgenden Eigenschaften verfügt:

- Analyse der Massenstromverteilung im Plenum bzw. auf die einzelnen Kanäle.
- Berechnung der Wärmeleitung im Strukturmaterial (DWHE und Kupferblock)
- Abschätzung der verbesserten/verschlechterten Wärmeübertragung einer sCO₂-Strömung mit Eintrittsbedingungen in der Nähe des kritischen Punkts.
- Berücksichtigung der wechselseitigen Kopplung von Temperaturfeld, Massenstromverteilung und Stoffwerten.

Ein Modellansatz, der diese Forderungen erfüllt, soll im Folgenden vorgestellt werden.

Modellaufbau

Um die durch den numerischen Aufwand notwendige Rechenleistung zu begrenzen, wird der Ansatz verfolgt, die Strömungsverteilung und Wärmeübertragung im DWHE in zwei gesonderten Berechnungsschritten zu ermitteln und anschließend durch iteratives Nachrechnen zu verbinden. Die Wärmeübertragung wird wiederum aufgeteilt in die Wärmeleitung im Strukturmaterial und in die konvektive Wärmeübertragung von Struktur zu Fluid.

Da der numerische Aufwand einer Strömungssimulation durch die komplexen Differentialgleichungen und die hohe Anzahl der Kanäle für eine dreidimensionale Berechnung der Strömung für die gegebenen Computerressourcen zu hoch ist, wird auf eine zweidimensionale Betrachtung zurückgegriffen. Der dabei eingegangene Modellfehler rechtfertigt sich dadurch, dass die Strömungssimulation lediglich zur Bestimmung kanalspezifischer Massenströme dienen soll und komplexe Phänomene in den Randschichten der Strömung o.Ä. erst in der gesonderten Modellierung der Wärmeübertragung Beachtung findet. Das generelle Lösungsschema der Modellierung ist in Abb. 170 veranschaulicht.

Zunächst erfolgt eine zweidimensionale Berechnung des Strömungsfelds unter Berücksichtigung der gesamten Geometrie des DWHE, einschließlich der Plenen. Als Ergebnis stehen die kanalspezifischen Massenströme fest, mit deren Hilfe nun die Kernströmungstemperaturen des sCO₂ in jedem Kanal iterativ bestimmt werden können. Diese Informationen ermöglichen es unter Anwendung einer Nu-Korrelation den WÜK massenstrom-, temperatur- und druckabhängig zu berechnen und diesen als Randbedingung einer Simulation der Wärmeleitung im Strukturmaterial vorzugeben. Die beiden Simulationen werden getrennt voneinander detailliert erläutert.

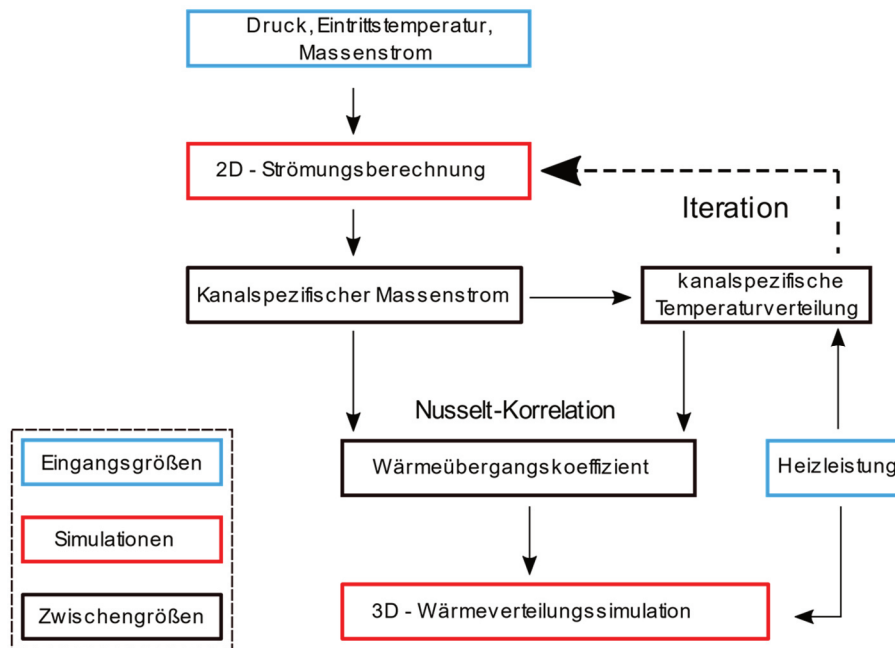


Abb. 170: Schematische Übersicht über das Berechnungsschema des DWHE-Modells.

Strömungssimulation

Ausgehend von den gewählten/vorgegebenen Parametern: Druck am Austritt, Eintrittstemperatur und Gesamtmassenstrom wird über eine zweidimensionale Strömungssimulation eine erste Massenstromverteilung über die 50 Kanäle errechnet. Die Strömung wird im ersten Schritt als inkompressibel und isotherm angenommen, da die Strömungsgeschwindigkeiten weit unter der Grenze von $Ma = 0,3$ liegen und noch keine Informationen über die Temperaturverteilung vorliegen. Daraus ergibt sich die Annahme einer konstanten Dichte. Aus der ersten Strömungssimulation wird eine Geschwindigkeitsverteilung über die Kanäle exportiert und eine durchschnittliche Geschwindigkeit für jeden Kanal aus den Daten ermittelt. Zusammen mit der Dichte und dem Kanalquerschnitt ergibt sich ein kanalspezifischer Massenstrom über die Kontinuitätsgleichung:

$$\dot{m}_k = \bar{u}_k \cdot A_q \cdot \rho \quad \text{Gl. 173}$$

Dieser Massenstrom ist über die Kanallänge konstant und summiert sich über alle Kanäle zum Gesamtmassenstrom. Im nächsten Schritt wird ein kanalspezifisches Temperaturprofil über die Kanallänge ermittelt. Dafür wird die durch die Heizleistung \dot{Q} aufgebrachte Wärmestromdichte \dot{q} als konstant und homogen über die Fläche verteilt angenommen. Ebenfalls wird eine adiabate Oberfläche des DWHE angenommen, sodass die Heizleistung vollständig über das Fluid abgeführt wird. Um den Temperaturverlauf über die Kanallänge zu ermitteln, wird jeder der n Kanäle eindimensional diskretisiert. In jeder Zelle i werden die Stoffwerte als konstant angenommen und eine Enthalpiebilanz formuliert (Abb. 172). Druckverluste werden vernachlässigt.

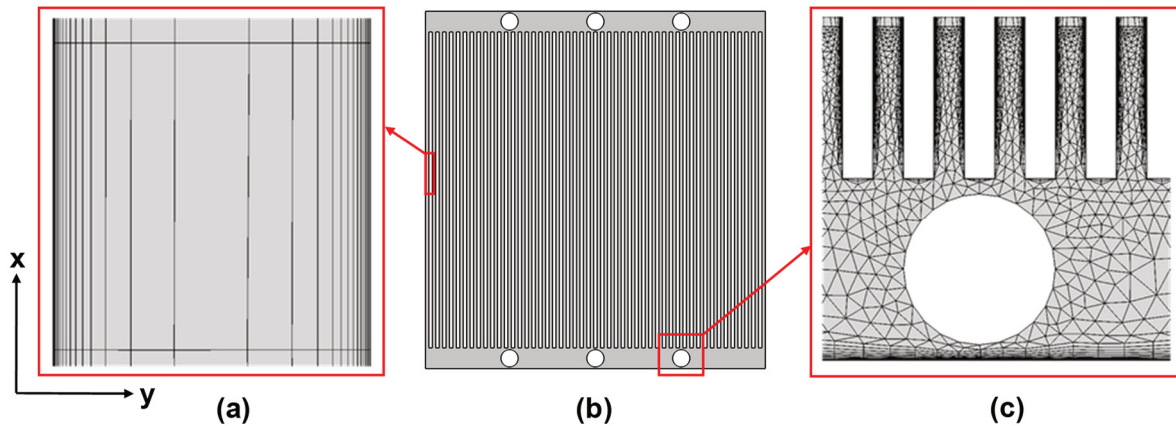


Abb. 171: Strömungsgebiete bei der 2D-Strömungssimulation. (a) Vernetzung der Kanäle. (b) Berechnungsfeld der Strömungssimulation. (c) Vernetzung der Plenen.

Über die spezifische Enthalpie $h_{\text{CO}_2}(x,y)$ und den herrschenden Druck p kann die Zellentemperatur bestimmt werden, woraus sich in der Gesamtheit aller Zellen ein diskretes zweidimensionales Temperaturfeld $T_{\text{CO}_2}(x,y)$ resultiert (Gl. 174).

$$h_{\text{CO}_2}^i(x,y) = h_{\text{CO}_2}^{i-1}(x - \Delta x, y) + \frac{\dot{Q}^i}{\dot{m}_k} = h_{\text{CO}_2}^{i-1}(x - \Delta x, y) + \frac{\dot{Q}^i}{\dot{m}_k \cdot n \cdot k} \quad \text{Gl. 174}$$

$$\Rightarrow T_{\text{CO}_2}^i = f(h_{\text{CO}_2}^i, p_{\text{CO}_2}^i)$$

Da die Stoffeigenschaften von sCO₂ stark temperaturabhängig sind und dieser Einfluss bisher noch nicht in der Massenstromverteilung berücksichtigt wurde, wird einer erneuten Strömungssimulation das rechnerisch ermittelte Temperaturfeld $T_{\text{CO}_2}(x,y)$ zugrunde gelegt. Dies geschieht, indem Viskosität und Dichte der Strömung im gesamten Rechenggebiet mithilfe von Refprop als Funktion von $T_{\text{CO}_2}(x,y)$ implementiert werden. Dadurch hängen diese Stoffwerte ebenfalls von den Koordinaten des Rechengebiets ab. Dieses Vorgehen wird solange wiederholt, bis sich die Änderung der Massenstrom- und Temperaturverteilung zwischen den letzten beiden Iterationsschritten unterhalb eines Abbruchkriteriums befinden. In Abb. 171 ist das zweidimensionale Modell der DWHE-Geometrie in Comsol dargestellt. Das Modell entspricht in seinen Abmessungen einem Querschnitt durch den realen DWHE.

Randbedingungen und Turbulenzmodell

Die Anschlüsse im realen DWHE stehen orthogonal zur Kanalebene und sind daher nicht direkt zweidimensional abbildbar. Um das gleichmäßige Ein- bzw. Ausströmen in die Plenen möglichst realitätsnah modellieren zu können, wird die in Abb. 171 zu erkennende Kreisgeometrie einem Linieneinlass vorgezogen, da auf diese Weise das Fluid ohne aufgeprägte, gleichgerichtete Strömungsrichtung in das Rechenggebiet der Plenen eintritt.

Mit der Fluidichte und dem gewählten Massenstrom wird eine durchschnittliche Geschwindigkeit durch die durchströmte Fläche der realen Anschlussgeometrie berechnet und diese normal zu den zweidimensionalen Einlässen als Randbedingung vorgegeben. Die durchströmte Fläche berechnet sich aus der Mantelfläche eines virtuellen Zylinders zwischen Anschluss und dem Boden des Plenums. Dessen Durchmesser entspricht dem Innendurchmes-

ser der Anschlussleitungen und der Tiefe des Plenums. Der Gesamtmassenstrom wird ausgehend von der Annahme einer gleichmäßigen Verteilung des Gesamtmassenstroms auf alle drei Anschlüsse des Eintritts, gedrittelt. Als Randbedingung an den Anschlüssen des Austritts wird eine Druckbedingung verwendet, die dem gesamten Strömungsgebiet das Druckniveau aufprägt. Die restlichen Ränder des Strömungsgebiets (Kanalwand, Plenenbegrenzung) werden mit einer Haftbedingung belegt, d.h. kein Fluid strömt über diese Grenze und die Geschwindigkeit der Strömung wird direkt an der Wand zu Null. Damit ist das Modell vollständig beschrieben und kann numerisch simuliert werden.

Als Turbulenzmodell wird das SST-Modell gewählt, da das Strömungsgebiet durch die hohe Anzahl an Kanälen überwiegend aus wandnahen Bereichen besteht und das SST-Modell dort dem k- ϵ -Modell überlegen ist und trotzdem numerisch robust bleibt. Darüber hinaus wird dieses Modell in der Literatur für Anwendungen mit sCO₂ in Wärmeübertragern empfohlen [30]. Aus der Verwendung dieses Modells resultiert die Notwendigkeit einer hohen Wandauflösung, die durch ein Netz mit 10 Randschichten berücksichtigt wird. Da die Wandschichten logarithmisch angeordnet sind – Verdichtung zur Wand hin – wird gewährleistet, dass sowohl laminare Unterschicht, als auch die wandnahe Schicht der Strömung erfasst werden. Die Randschichten sind ebenfalls in Abb. 171 dargestellt, die wandnächsten Schichten sind in dieser Darstellung aufgrund der geringen Distanz nicht mehr zu erkennen. In den Bereichen der Plenen wurde ein unstrukturiertes Dreiecksnetz zur Diskretisierung des Strömungsgebiets gewählt, da dadurch eine hohe Flexibilität erreicht wird und sich das Netz an die runden Ein- und Auslässe und deren geringen Distanz zu den Stegen der Kanäle anpassen lässt. Da die Strömungsrichtung im Einlaufbereich der Kanäle durch die noch nicht erfolgte Ausprägung der Strömung nicht festgelegt ist, wird in diesem Gebiet ebenfalls ein unstrukturiertes Dreiecksnetz gewählt (vgl. Abb. 171). In den Kanälen wurde ein strukturiertes Quadernetz gewählt, da sich mit diesem eine hohe Auflösung in Richtung der zu erwartenden Geschwindigkeitsgradienten normal zur Wand realisieren lässt (Abb. 171).

Wärmeübertragungssimulation

Die Simulation der Wärmeübertragung findet an einem dreidimensionalen Modell der DWHE-Struktur unter Einbezug des Kupferheizblocks statt. Die Wärmeübertragung im DWHE wird durch zwei dominierende Mechanismen beeinflusst: Die dreidimensionale Wärmeleitung im Strukturmaterial, also auch axial, und die Wärmekonvektion von der Kanalwand in die Strömungsgrenzschicht. Das Temperaturfeld aufgrund von Wärmeleitung in der Struktur wird durch numerisches Lösen der Laplace-Gleichung mithilfe der Methode der finiten Elemente berechnet. Der wesentlich komplexere Vorgang der Konvektion würde das Lösen der NSG im Rahmen einer Strömungssimulation mit konjugiertem Wärmetransport erfordern. Hierauf soll verzichtet werden und die Konvektion durch einen vereinfachten Ansatz modelliert werden. Der Fluidraum der Kanäle ist nicht Teil dieses Modells, infolgedessen stellen die Kanalwände den Rand des Rechengebiets dar, für den es notwendig ist eine geschlossene Randbedingung zu formulieren. An den Kanalwänden wird eine Randbedingung dritter Art (Cauchysche RB) vorgegeben, d.h. der Temperaturgradient auf dem Rand wird implizit mit dem WÜK als Maß der konvektiven Wärmeübertragung nach Art von Gl. 175, verknüpft.

$$-\lambda \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w = \alpha(x) \cdot (T_w - T_K) \quad \text{Gl. 175}$$

Die Bestimmung des WÜK erfolgt mithilfe von Nu-Korrelationen. Dies spart im Vergleich zur numerischen Berechnung im Rahmen einer Strömungssimulation mit konjugiertem Wärmetransport Rechenzeit und bietet dennoch die Möglichkeit, die wesentlichen Wärmeübertragungsphänomene in der Nähe des kritischen Punkts vereinfacht zu berücksichtigen. Das Modell wird dennoch nur die gewünschten realitätsnahen Resultate liefern, wenn die inhomogene Wärmeübertragung im DWHE über einen örtlichen WÜK $\alpha(x,y)$ berücksichtigt wird. Daher werden zu dessen Berechnung die Massenstromverteilung $\dot{m}(x,y)$ und das Temperaturfeld der Kernströmung $T_{\text{CO}_2}(x,y)$ aus der iterierten Strömungssimulation verwendet. Der Druck wird erneut als konstant angenommen, sodass Stoffwerte und dimensionslose Kennzahlen (Re, Gr) eindeutig bestimmbar sind. Die treibende Temperaturdifferenz für den austretenden Wärmestrom berechnet sich dabei immer aus der Differenz zwischen der in der Simulation berechneten Kanalwandtemperatur und der Kernströmungstemperatur, die der Simulation vorgegeben ist. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite der Kanäle wird über Nu-Korrelationen berechnet und die Ergebnisse untereinander mit experimentellen Versuchsdaten abgeglichen, um das realitätstreuere Modell zu identifizieren. Dies sind im Folgenden: Dittus-Boelter, Dittus-Boelter auf Basis der Wandtemperatur (Gl. 176), Liao (Waagrechtes Rohr, Gl. 177), Gnielinski, Gnielinski mit Temperaturkorrektur über die Pr-Zahl der Wand (Gl. 3).

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{W/Kern}^{0,8} \cdot Pr_{W/Kern}^{0,4} \quad \text{Gl. 176}$$

Im Rahmen dessen werden auch Ansätze untersucht, die relevanten Stoffdaten anhand der Temperatur an der Kanalwand T_w zu ermitteln, um damit Wandschichten mit ausgeprägtem Temperaturgradienten treffender zu modellieren. Da die Wandtemperatur eine gesuchte Größe ist, erfordert dies eine implizite Berechnung und in der Folge eine Erweiterung der Lösungsmatrix.

$$Nu = 0,124 \cdot Re_{kern}^{0,8} \cdot Pr_{kern}^{0,4} \cdot \left(\frac{Gr}{Re_{kern}^2} \right)^{0,203} \cdot \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,kern}} \right)^{0,384} \cdot \left(\frac{\rho_w}{\rho_{kern}} \right)^{0,842} \quad \text{Gl. 177}$$

Die Heizpatronen werden gleichermaßen aus dem Rechengbiet ausgespart, mit der Konsequenz, dass die Innenseiten der Bohrungen der Heizpatronen weitere Ränder darstellen, denen eine Randbedingung vorgegeben werden muss. Es wird ferner angenommen, dass die von den Heizpatronen emittierte elektrische Leistung zu einer konstanten Wärmestromdichte an deren Oberfläche führt, wodurch sich die Wärmestromdichte an den Innenseiten der Heizpatronenbohrungen wie folgt berechnet:

$$\dot{q}_{heiz} = \frac{P_{el}}{A_{HP}} \quad \text{Gl. 178}$$

Der Eintrag der elektrischen Heizleistung in das Modell wird als normal zur Oberfläche der Heizpatronenbohrungen vorgegeben.

Die verbleibenden Oberflächen werden als adiabat angenommen, sodass auch hier die komplette Wärme über das Fluid abgeführt, bzw. in der Simulation über die Kanalfächen abgegeben werden muss. Das für die Simulation verwendete Modell ist in Abb. 173 dargestellt. Dabei

Die Massenströme der einzelnen Kanäle im realen DWHE sind nicht messtechnisch nicht zugänglich und liegen somit auch nicht zur Validierung des Strömungsmodells vor. Um die Verteilung der Massenströme zu validieren wird deshalb der Ansatz verfolgt, den experimentell ermittelten Temperaturverlauf an der Oberseite des DWHE mit dem der Simulation abzugleichen. Die experimentell ermittelten Temperaturen wurden mit einer Wärmebildkamera gemessen und liegen als diskretisierte Werte quer zu den Kanälen in der Mitte der DWHE-Oberfläche vor. Die vorliegenden Daten wurden bei einem Druck von 80 bar, einer Eintrittstemperatur von 29 °C, einem Massenstrom von 90 g/s und einer Heizleistung von 1,3 kW experimentell ermittelt. Die Messergebnisse sind in Abbildung 3.11 zusammen mit den simulierten Oberflächentemperaturen dargestellt, entsprechend wurden dieselben Parameter für die Simulation gewählt. Als Grundlage für die Konvektion dient die Nu-Korrelation nach Liao. Die Simulation stimmt relativ genau mit den Messungen überein. Die Gradienten des Wärmeanstiegs stimmen weitgehend überein, wie auch die Stellen, an denen der Temperaturanstieg beginnt. Auffällig ist, dass die Temperatur durch hohe Massenströme in den Kanälen am Rand im Experiment wesentlich weniger stark absinkt als in der Simulation. Hier tritt nur ein kurzes Abflachen der Kurve auf. Es ist daher davon auszugehen, dass das numerische Modell in diesem Bereich die Massenströme überschätzt. Insgesamt liefert es jedoch realistische Ergebnisse, vor allem was die Niveauverteilung der Massenströme angeht. Auffällig ist die Asymmetrie der Messdaten.

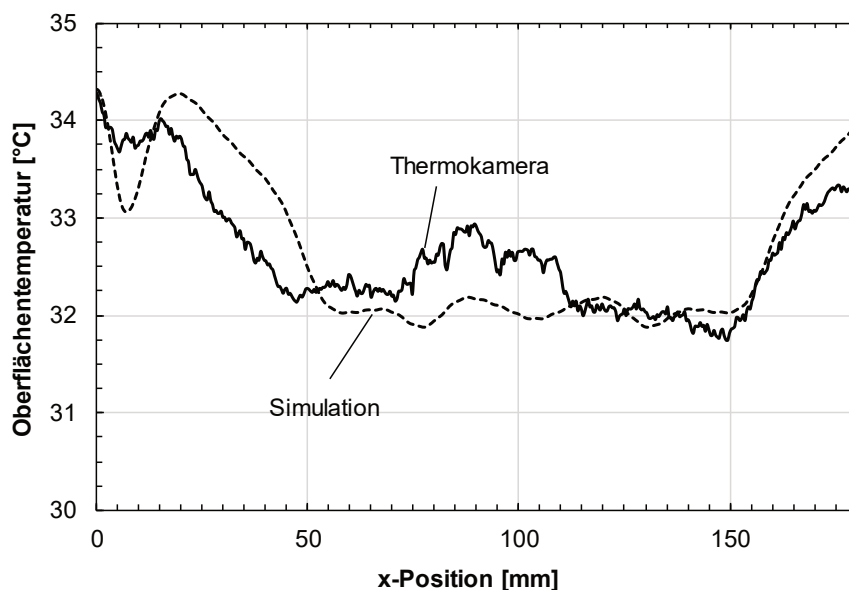


Abb. 174: Vergleich zwischen gemessener und simulierter Oberflächentemperatur.

Diese kann mit dem numerischen Modell nicht nachvollzogen werden, da dieses, bis auf numerisch bedingte Asymmetrien, symmetrische Ergebnisse aufgrund der eingestellten Randbedingungen und der Achsensymmetrie des Rechengebiets liefern muss. Informationen über die Beschaffenheit der Kanäle, der tatsächlichen Kanalquerschnitte und der Werkstoffe, sowie die realen Einströmbedingungen, die als Ursache für die Asymmetrie in Betracht kommen, liegen nicht vor und können somit auch nicht mitberücksichtigt werden.

Berechnungsgrößen

Neben der Berechnung des kanalspezifischen Massenstroms und der Oberflächentemperatur $TO_{num}(x,y)$ steht die Ermittlung von Kennzahlen zur Quantifizierung der Ungleichverteilung von

Temperatur und Massenstrom im Vordergrund. Die erste Kennzahl ist der Grad der Ungleichverteilung des Kanalmassenstroms (Coefficient of Variation, CoV) und ergibt sich aus dem geometrischen Mittel der Differenz der einzelnen Kanalmassenströme zum Bezugsmassenstrom:

$$CoV = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (\dot{m}_k - \bar{\dot{m}})^2}{N}}}{\bar{\dot{m}}} \quad \text{Gl. 179}$$

Für den Bezugsmassenstrom gilt:

$$\bar{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{ges}}{N} \quad \text{Gl. 180}$$

Der Bezugsmassenstrom repräsentiert den Kanalmassenstrom bei idealer, d.h. gleichmäßiger Verteilung des Gesamtmassenstroms auf alle Kanäle. Der CoV nimmt bei idealer Massenstromverteilung den Wert 0 an und steigt bei zunehmender Ungleichverteilung der Kanalmassenströme an.

$$CoV = \sqrt{N - 1} \quad \text{Gl. 181}$$

Bei einer maximalen Ungleichverteilung bei 50 Kanälen, d.h. wenn der komplette Massenstrom durch einen einzigen Kanal strömt, vereinfacht sich Gl. 179 zu Gl. 181 und der CoV nimmt einen Wert von 7 an. Die reale Massenstromverteilung bewegt sich folglich zwischen diesen beiden Extremfällen.

Um Einflussgrößen auf die Ungleichverteilung der Temperatur charakterisieren zu können, wird die maximale Differenz der Oberflächentemperaturen normalisiert durch die durchschnittliche Oberflächentemperatur in Kelvin und als Maß für die Ungleichverteilung herangezogen. Dieser Kennwert wird als Grad der Temperaturungleichverteilung (Degree of uneven Temperature Distribution, DoTD) bezeichnet und ist definiert über

$$DoTD = \frac{T_{max} - T_{min}}{\bar{T}} \quad \text{Gl. 182}$$

mit:

$$\bar{T} = \frac{1}{A} \int T \, dA \quad \text{Gl. 183}$$

Dieser nimmt im Fall einer perfekten Temperaturgleichverteilung den Wert Null an. Abhängig vom generellen Temperaturniveau steigt der Kennwert mit der Differenz zwischen der kältesten und wärmsten Oberflächentemperatur an, was die Qualität der Wärmeverteilung widerspiegelt.

A.14. Messabweichungen und Reproduzierbarkeit

Sämtliche aufgezeichneten Messwerte unterliegen systematischen Messfehlern und statistischen Messunsicherheiten, zusammengefasst als Messabweichungen bezeichnet. Messfehler sind zum größten Teil auf Abweichungen des Messinstruments und des Messaufbaus (Messung in der MDE, Schaltfehler, Fehler des A/D-Messwandlers und Abweichungen von der A/D-Linearität, siehe Kap. 3.5.5) zurückzuführen und in der Regel bekannt. Messunsicherheiten (auch: zufällige Abweichungen) hingegen rühren aus nicht beeinflussbaren Änderungen von Vergleichsmaß, Messgerät, Umwelt und Beobachter. Messunsicherheiten ergeben sich zum einen innerhalb von einzelnen Messungen, die das Einpendeln in einen stationären Betriebspunkt erfordern (z.B. Temperaturmessungen) als Schwankungen um den stationären Mittelwert und zum anderen aus den voneinander abweichenden Ergebnissen aus Wiederholungsmessungen unter identischen Randbedingungen. Eine weitere Art Messabweichung stellt die methodische Messabweichung dar. Sie ist schwierig zu quantifizieren und findet daher in dieser Arbeit keine Berücksichtigung. Tab. 41 zeigt eine Auflistung der Messunsicherheiten und Messfehler aller Messgrößen. Die Messunsicherheiten werden hinsichtlich der Übereinstimmung der Messgrößen bei drei (Wiederholungs-)Messungen (Reproduzierbarkeit) und der zeitlichen Schwankungsbreite der Messgröße, die innerhalb einer Messung im stationären Betriebspunkt auftritt (Einzelmessung), unterschieden. Wie Abb. 106 exemplarisch anhand der Austrittstemperatur darlegt treten die größten Oszillationen und infolgedessen die größten Messunsicherheiten bei Eintrittsbedingungen nahe dem kritischen Punkt und bei großer Heizflächenbelastung auf. Daher werden im Zuge einer konservativen Fehlerbetrachtung, als Randbedingungen $T_{\text{ein}} = 28 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$, $\dot{m} = 40 \text{ g/s}$ und $P_{\text{el}} = 6,5 \text{ kW}$ gewählt. Wie sich zeigt, ist die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse für alle Messgrößen, bis auf die Oberflächentemperaturen, auch in diesem Betriebspunkt hoch. Die Messunsicherheiten liegen in diesen Fällen weit unterhalb der Messfehlergrenzen. Die geringsten Unsicherheiten zeigen die Differenztemperaturmessungen zur Bestimmung der Wärmestromdichte ($u_{\Delta T_{\text{mess1}}} = 0,00025 \text{ K}$), was den Mehrwert der in Kap. 4.6.2 beschriebenen Messmethode unterstreicht. Die größten Unsicherheiten hingegen treten bei Messungen der Oberflächentemperatur auf, hier liegt die Unsicherheit bezüglich der Reproduzierbarkeit bei bis zu $u_{T_{005}} = 12,26 \text{ K}$. Die beschriebene Situation kehrt sich bei Betrachtung der Messunsicherheiten innerhalb eines stationären Betriebspunkts um. Die Unsicherheiten der Oberflächentemperaturen liegen bei nahezu allen Messgrößen unterhalb des Messfehlers. Für die Drücke, den Massenstrom und die Austrittstemperatur übersteigen die Messunsicherheiten jedoch die Messfehler. Die Unsicherheiten bei Heizleistung, Eintrittstemperatur und Differenztemperaturen sind zwar geringer als die zugehörigen Messfehler, liegen jedoch oberhalb der Messunsicherheiten aufgrund von Reproduzierbarkeit. Ein Vergleich zwischen der Messunsicherheit innerhalb der Wiederholungsmessungen und des Messfehlers unterstreicht, dass für alle Messgrößen, bis auf die Oberflächentemperaturen, die systematischen Messabweichungen gegenüber den Statistischen dominieren. In der Folge wird für Ergebnisse, die allein auf diesen direkten Messungen beruhen (z.B. Druckverlust) auf die in Tab. 41 aufgelisteten Messfehler verwiesen. Im anders gelagerten Fall der Oberflächentemperaturen wird die mittlere Abweichung zwischen den Wiederholungsmessungen und somit die dominierende Unsicherheit als ausschlaggebende Messabweichung definiert.

Tab. 41: Abweichung aller Messgrößen bei drei Versuchswiederholungen und Schwankung der Messgrößen innerhalb eines stationären Betriebspunkts für $T_{\text{ein}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$, $m = 40 \text{ g/s}$, sowie Messfehler aus Messinstrument und Messaufbau..

Messgröße	Messunsicherheit (Reproduktion)	Messunsicherheit (Einzelmessung)	Messfehler (Messinstrument + Aufbau)
\dot{m} [g/s]	$\pm 0,08$ [g/s]	$\pm 3,81$ [g/s]	$\pm 0,65$ [g/s]
T_{ein} [$^\circ\text{C}$]	$\pm 0,002$ [K]	$\pm 0,08$ [K]	$\pm 0,27$ [K]
T_{aus} [$^\circ\text{C}$]	$\pm 0,143$ [K]	$\pm 2,67$ [K]	$\pm 0,30$ [K]
p_{ein} [bar]	$\pm 9,0$ [mbar]	± 200 [mbar]	$\pm 1,0$ [bar]
p_{aus} [bar]	$\pm 4,7$ [mbar]	± 162 [mbar]	$\pm 1,0$ [bar]
Δp [bar]	$\pm 0,08$ [mbar]	$\pm 8,5$ [mbar]	$\pm 4,5$ [mbar]
U_1 [V]	$\pm 0,021$ [mV]	$\pm 0,025$ [mV]	$\pm 44,8$ [mV]
I_1 [A]	$\pm 1,7$ [mA]	$\pm 0,5$ [mA]	$\pm 0,3$ [mA]
U_2 [V]	$\pm 0,022$ [mV]	$\pm 0,027$ [mV]	$\pm 44,9$ [mV]
I_2 [A]	$\pm 1,8$ [mA]	$\pm 0,5$ [mA]	$\pm 0,3$ [mA]
ΔT_{mess1} [K]	0,00025 [K]	$\pm 0,04$ [K]	$\pm 0,045$ [K]
ΔT_{mess2} [K]	0,00283 [K]	$\pm 0,05$ [K]	$\pm 0,054$ [K]
TR01 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 0,74$ [K]	$\pm 0,09$ [K]	$\pm 0,73$ [K]
TR02 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 0,92$ [K]	$\pm 0,11$ [K]	$\pm 0,73$ [K]
TR03 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 0,90$ [K]	$\pm 0,10$ [K]	$\pm 0,70$ [K]
TR04 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 0,80$ [K]	$\pm 0,07$ [K]	$\pm 0,70$ [K]
TO01 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 4,61$ [K]	$\pm 0,20$ [K]	$\pm 0,34$ [K]
TO02 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 5,55$ [K]	$\pm 0,08$ [K]	$\pm 0,46$ [K]
TO03 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 4,97$ [K]	$\pm 0,04$ [K]	$\pm 0,38$ [K]
TO04 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 5,73$ [K]	$\pm 0,12$ [K]	$\pm 0,50$ [K]
TO05 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 12,26$ [K]	$\pm 0,53$ [K]	$\pm 0,50$ [K]
TO06 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 8,96$ [K]	$\pm 0,50$ [K]	$\pm 0,37$ [K]
TO07 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 3,18$ [K]	$\pm 0,01$ [K]	$\pm 0,40$ [K]
TO08 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 3,53$ [K]	$\pm 0,18$ [K]	$\pm 0,58$ [K]
TO09 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 2,89$ [K]	$\pm 0,17$ [K]	$\pm 0,50$ [K]
TO10 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 2,54$ [K]	$\pm 0,23$ [K]	$\pm 0,58$ [K]
TO11 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 2,54$ [K]	$\pm 0,23$ [K]	$\pm 0,58$ [K]
TO12 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 3,32$ [K]	$\pm 0,25$ [K]	$\pm 0,62$ [K]
TO13 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 3,76$ [K]	$\pm 0,09$ [K]	$\pm 0,42$ [K]
TO14 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 5,48$ [K]	$\pm 0,19$ [K]	$\pm 0,50$ [K]
TO15 [$^\circ\text{C}$]	$\pm 7,72$ [K]	$\pm 0,28$ [K]	$\pm 0,51$ [K]

Messabweichung Thermographie

Tab. 42: Abweichung der Oberflächentemperatur (ermittelt durch Thermographie) bei drei Versuchswiederholungen und Schwankung der Messgrößen innerhalb eines stationären Betriebspunkts für $T_{\text{ein}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$, $\dot{m} = 40 \text{ g/s}$, $P_{\text{el}} = 1,3 \text{ kW}$, sowie Messfehler aus Messinstrument und Aufbau.

Messgröße	Messunsicherheit (Reproduktion)	Messunsicherheit (Stationärer Punkt)	Messfehler (lt. Hersteller)
TO_{thermo}	$\pm 0,5$ [K]	$\pm 2,5$ [K]	$\pm 1,5$ [K]

Mögliche Fehlerquellen sind Streuung, Transmission und fehlerbehafteter Emissionsgrad [134]. Der Emissionsgrad der Lackierung Nextel wurde für die Versuche konstant zu 0,97 angenommen. Abb. 175 zeigt den Verlauf ihres Emissionsgrads in Abhängigkeit von der Wellenlänge. Es zeigen sich Schwankungen und ein nicht konstanter Verlauf des Emissionsgrads im relevanten Wellenlängenbereich (9,0 – 9,9 μm), die zusätzlich von statistischen Unsicherheiten überlagert wird. Die Unsicherheit u_{e1} in diesem Bereich beträgt 0,005. Die maximale Abweichung wird zu 0,021 ermittelt.

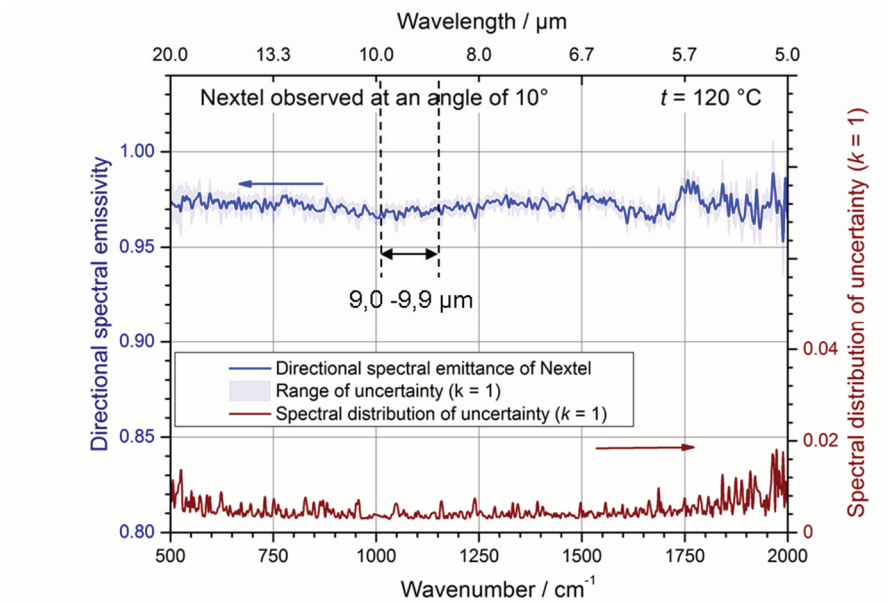


Abb. 175: Verlauf des Emissionsgrads und der damit verbundenen Unsicherheit der Lackierung Nextel in Abhängigkeit von der Wellenlänge bei einer Temperatur von 192 °C [135].

Basierend auf dem Strahlungsgesetz des grauen Strahlers [136] lassen sich folgende Formeln zur Abschätzung der Messabweichung aufgrund einer Abweichung (systematisch und statistisch) des Emissionsgrads des zu thermografierenden Objekts entwickeln:

$$\Delta T O_{thermo} = \left| \frac{\partial T O_{thermo}}{\partial \varepsilon_1} \right| \Delta \varepsilon_1 = \frac{1}{4} \left(\frac{c}{\varepsilon_{12}} + T_{TK}^4 \right)^{-3/4} \cdot c \cdot \frac{\Delta \varepsilon_1}{\varepsilon_1^2} \quad \text{Gl. 184}$$

bzw.

$$V_{T O_{thermo}} = \frac{\partial T O_{thermo}}{\partial \varepsilon_1} V_{\varepsilon_1} = \frac{1}{4} \left(\frac{c}{\varepsilon_{12}} + T_{TK}^4 \right)^{-3/4} \cdot c \cdot \frac{V_{\varepsilon_1}}{\varepsilon_1^2} \quad \text{Gl. 185}$$

mit:

$$c = \frac{\dot{Q}}{A_{12} \cdot \varphi_{12} \cdot \sigma} \quad \text{Gl. 186}$$

Damit gilt folgende Beziehung:

$$\Delta T O_{thermo} \sim \frac{\Delta \varepsilon_1}{\varepsilon_1^2} \quad \text{Gl. 187}$$

bzw.

$$V_{T O_{thermo}} \sim \frac{V_{\varepsilon_1}}{\varepsilon_1^2} = \frac{u_{\varepsilon_1} \cdot t}{\varepsilon_1^2} \quad \text{Gl. 188}$$

Die unter dem Faktor c zusammengefassten Werte hängen entweder von den internen Einstellungen des Herstellers ab oder sind für den Bediener an der Kamera nicht zugänglich. Dadurch können Gl. 184 und Gl. 185 nicht vollständig berechnet werden. Damit erübrigt sich eine weitere Fehlerfortpflanzungsrechnung unter Einbeziehung der bekannten Fehler und Unsicherheiten. Stattdessen erfolgt eine qualitative Abschätzung der durch den Emissionsgrad verursachten Messabweichung mittels der Fehlerfaktoren in Gl. 187 und Gl. 188. Der Fehlerfaktor der systematischen Messabweichung beträgt 0,021. Mit einer t-Fraktile von $t = 4,6$ ergibt sich der Fehlerfaktor für die statistische Abweichung zu 0,024. Beide Faktoren sind sehr viel kleiner als eins und wirken dämpfend in den Gleichungen. Damit kann angenommen werden, dass die tatsächliche Messabweichung aufgrund fehlerbehafteter Annahmen beim Emissionsgrad der Oberflächentemperatur gering ist, auch wenn sie nicht exakt quantifizierbar ist.

Fehlerfortpflanzungsrechnung

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die Messabweichungen der Messgrößen untersucht und kritisch bewertet wurden, erfolgt eine Fehlerfortpflanzungsrechnung für die in Kap 4.7 aufgeführten Rechengrößen. Die Datenbasis hierfür bilden die Messwerte in Tab. 41. Die dort gelisteten Messwerte sind, wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt werden konnte, mit den größten Unsicherheiten verbunden und sollen die Fehlerfortpflanzungsrechnung konservativ gestalten. Bei Rechengrößen beeinflussen gleich mehrere Messabweichungen ($\Delta x_1, \Delta x_2, \dots$) als Eingangsgrößen der Berechnungsfunktion das Rechenergebnis ($\Delta y = f(\Delta x_1, \Delta x_2, \dots)$) und sind in der Lage, sich gegenseitig zu verstärken oder abzuschwächen, je nach Berechnungsvorschrift. Dies erfordert die Berücksichtigung beider Arten von Messabweichungen gemäß Gl. 189 und wird als Fehlerfortpflanzungsrechnung bezeichnet.

$$y = f(x_i) - \Delta y_{\text{sys}} \pm V_y = f(x_i) \pm \Delta y_{\text{ges}} \quad \text{Gl. 189}$$

Darunter fallen der aus einer Enthalpiebilanz berechnete Wärmestrom \dot{Q}_{th} , die über die Strom- und Spannungsaufnahme zweier Leistungssteller gemessene elektrische Heizleistung P_{el} und die Wärmestromdichte \dot{q} . Diese werden aus Messgrößen nach folgender Rechenvorschrift gebildet:

$$P_{el} = I_1 \cdot U_1 + I_2 \cdot U_2 \quad \text{Gl. 190}$$

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m} (h_{\text{ein}}(T_{\text{ein}}, p_{\text{ein}}) - h_{\text{aus}}(T_{\text{aus}}, p_{\text{aus}})) \quad \text{Gl. 191}$$

$$\dot{q} = \frac{\lambda_{Cu}}{s} (T_{\text{oben}} - T_{\text{unten}}) \quad \text{Gl. 192}$$

Dies bedeutet der Wärmestrom \dot{Q}_{th} hängt zum einen von der Messgröße Massenstrom \dot{m} und zum anderen von der Ein- und Austrittsenthalpie ($h_{\text{ein}}, h_{\text{aus}}$) ab, die durch Berechnung in Refprop aus den weiteren Messgrößen Temperatur und dem Druck an Ein- und Austritt ($T_{\text{ein}}, T_{\text{aus}}, p_{\text{ein}}, p_{\text{aus}}$) bestimmt wird. Der Wärmestromdichte wiederum liegen als Messgrößen die Temperaturen aus der Temperaturdifferenzmessung im Kupfer zugrunde (TQ01...TQ04). Den Angaben zur Wärmeleitfähigkeit des Kupfers λ_{Cu} und des Abstands zwischen den Temperaturmessstellen s haftet ausschließlich eine systematische Messabweichung an. Daher erfolgt zur Bestimmung des gesamten Fehlers im Rechenergebnis eine Fehlerfortpflanzungsrechnung nach

DIN 1319-1 bis DIN 1319-4. Systematische und statistische Messabweichungen werden getrennt als Fortpflanzungsfehler bestimmt und anschließend dem Rechenergebnis als Messabweichung zugeschlagen. Die systematischen Messabweichungen werden allgemein als Δy_{sys} bezeichnet und im Fall des Wärmestroms \dot{Q}_{th} unter Zuhilfenahme einer Taylorreihe 1. Ordnung (Abbruch nach linearem Glied) wie folgt approximiert:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{sys},th} = \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} \right| \Delta \dot{m} + \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial h_{\text{ein}}} \right| \Delta h_{\text{ein}} + \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial h_{\text{aus}}} \right| \Delta h_{\text{aus}} \quad \text{Gl. 193}$$

$$\Delta \dot{Q}_{\text{sys},th} = (h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}) |\Delta \dot{m}| + \dot{m} \Delta h_{\text{ein}} + \dot{m} \Delta h_{\text{aus}} \quad \text{Gl. 194}$$

Die Angabe der Messfehler für Druck und Massenstrom erfolgt vom Hersteller ohne Vorzeichenangaben, daher ist sie als Fehlergrenzen zu betrachten und es muss folglich davon ausgegangen werden, dass sich die Messfehler bei der Berechnung des Wärmestroms \dot{Q}_{rech} nicht kompensieren. Aus diesem Grund wird bei der Bildung der Differentiale ein Betragszeichen verwendet. Die Enthalpien an Ein- und Austritt (h_{ein} und h_{aus}) sind wiederum selbst Rechengrößen, die mittels Refprop kalkuliert werden. Dieser Fehler ist aber nicht über Differentiale bestimmbar, da der Berechnungsalgorithmus in Refprop (nach Span und Wagner, siehe Kap. 2.1.3) teilweise auf Regressionsformeln beruht und folglich nicht analytisch abgeleitet werden kann. Der Fehler wird stattdessen behelfsmäßig abgeschätzt, indem die Differentiale durch lineare Differenzenquotienten ersetzt werden. Die der jeweiligen Enthalpie h_x zugehörige Temperatur T_x bzw. Druck p_x wird um $\pm 0,1$ K bzw. $\pm 0,1$ bar variiert und die zugehörige Enthalpie anschließend in Refprop berechnet. Als Messfehler der Zustandsgrößen dienen erneut die Werte aus Tab. 41.

Auf diesem Weg wird der Temperatur- und Druckempfindlichkeit der Enthalpie Rechnung getragen. Zusätzlich wird die Modellunsicherheit Δh_{span} (0,05 %) nach Angaben von Span und Wagner [19] in einen absoluten Wert umgerechnet und dem Fehler aufgrund von Temperatur- und Druckmessung zugeschlagen:

$$\Delta h_x = \left| \frac{h_{x+0,1} [\text{K}] - h_{x-0,1} [\text{K}]}{T_{x+0,1} [\text{K}] - T_{x-0,1} [\text{K}]} \Delta T_x \right| + \left| \frac{h_{x+0,1} [\text{bar}] - h_{x-0,1} [\text{bar}]}{p_{x+0,1} [\text{bar}] - p_{x-0,1} [\text{bar}]} \Delta p_x \right| + \Delta h_{\text{span}} \quad \text{Gl. 195}$$

Demselben Grundgedanken folgend wird der Fortpflanzungsfehler durch systematische Messabweichung bei der elektrischen Heizleistung \dot{Q}_{el} berechnet:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{sys},el} = \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial I_1} \right| \Delta I_1 + \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial I_2} \right| \Delta I_2 + \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial U_1} \right| \Delta U_1 + \left| \frac{\partial \dot{Q}}{\partial U_2} \right| \Delta U_2 \quad \text{Gl. 196}$$

$$\Delta \dot{Q}_{\text{sys},el} = (U_1 + U_2) \Delta I + (I_1 + I_2) \Delta U \quad \text{Gl. 197}$$

Analog erfolgt die Berechnung der Fehlerfortpflanzung durch systematische Messabweichungen für die Wärmestromdichte \dot{q} :

$$\Delta \dot{q}_{\text{sys}} = \left| \frac{\partial \dot{q}}{\partial \lambda_{\text{Cu}}} \right| \Delta \lambda_{\text{Cu}} + \left| \frac{\partial \dot{q}}{\partial s} \right| \Delta s + \frac{\partial \dot{q}}{\partial \Delta T_{\text{mess}}} \Delta T_{\text{mess}} \quad \text{Gl. 198}$$

$$\Delta \dot{q}_{syst} = \frac{\Delta T_{mess}}{s} \Delta \lambda_{Cu} + \frac{\lambda}{s^2} \Delta T_{mess} \Delta s + \frac{\lambda}{s} \Delta(\Delta T_{mess}) \quad \text{Gl. 199}$$

Die Pt-100 zur Temperaturdifferenzmessung ΔT_{mess} sind vom Hersteller kalibriert worden und ihre Messabweichungen daher mit Vorzeichen bekannt. Das Betragszeichen kann dementsprechend entfallen. Die absolute Abweichung der Wärmeleitfähigkeit bezogen auf die Angaben des Lieferanten wird auf $\Delta \lambda_{Cu} = 1 \text{ W/mK}$ geschätzt. Die Abweichung des Abstands zwischen den Temperaturmessstellen aufgrund von Ungenauigkeiten bei der Fertigung wird zu $\Delta s = 0,1 \text{ mm}$ angenommen.

Der Folgefehler der Heizflächenbelastung wird berechnet zu:

$$\Delta \frac{\dot{Q}_{el}}{G}_{syst} = \left| \frac{\partial \frac{\dot{Q}_{el}}{G}}{\partial \dot{m}} \right| \Delta \dot{m} + \left| \frac{\partial \frac{\dot{Q}_{el}}{G}}{\partial \dot{Q}_{el}} \right| \Delta \dot{Q}_{el} = \left| -\frac{A_q \dot{Q}_{el}}{\dot{m}^2} \right| \Delta \dot{m} + \frac{A_q}{\dot{m}} \Delta \dot{Q}_{el} \quad \text{Gl. 200}$$

Die statistische Messunsicherheit u_x leitet sich aus der empirischen Standardabweichung s der einzelnen Messgrößen ab. Für sie gilt verallgemeinert:

$$u_x = \frac{1}{\sqrt{N}} \cdot s = \sqrt{\frac{1}{N(N-1)} \sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2} \quad \text{Gl. 201}$$

wobei der arithmetische Mittelwert der Messgröße sich wie folgt berechnet:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_j \quad \text{Gl. 202}$$

Die statistische Messunsicherheit der Enthalpien u_{hx} werden direkt den Auswertungsdaten entnommen, da diese bereits die Unsicherheiten von Temperatur, Druck und Stoffwertmodell enthalten.

Die Vertrauensgrenzen der einzelnen Messgrößen V_x berechnen sich mithilfe der Fraktile der t-Verteilung einer Stichprobe zu:

$$V_x = \pm t \cdot u_x \quad \text{Gl. 203}$$

Aus den Vertrauensgrenzen der Messgrößen wird die Fehlerfortpflanzung der statistischen Messabweichung (verallgemeinert auch Vertrauensgrenze der Ergebnisgröße V_y) für den Wärmestrom wie folgt gebildet:

$$V_{\dot{Q}_{th}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \dot{m}} V_{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial h_{ein}} V_{h_{ein}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial h_{aus}} V_{h_{aus}} \right)^2} \quad \text{Gl. 204}$$

vereinfacht zu:

$$V_{\dot{Q}_{th}} = \pm \sqrt{((h_{aus} - h_{ein}) V_{\dot{m}})^2 + (-\dot{m} V_{h_{ein}})^2 + (\dot{m} V_{h_{aus}})^2} \quad \text{Gl. 205}$$

Die Fehlerfortpflanzung der zufälligen Messabweichung berechnet sich wie folgt:

$$V_{\dot{Q}_{el}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{el}}{\partial U_1} V_{U_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{el}}{\partial U_2} V_{U_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{el}}{\partial I_1} V_{I_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{el}}{\partial I_2} V_{I_2}\right)^2} \quad \text{Gl. 206}$$

vereinfacht zu:

$$V_{\dot{Q}_{el}} = \pm \sqrt{(I_1 V_{U_1})^2 + (I_2 V_{U_2})^2 + (U_1 V_{I_1})^2 + (U_2 V_{I_2})^2} \quad \text{Gl. 207}$$

Die Rechenvorschrift für die Vertrauensgrenzen der Wärmestromdichte lautet:

$$V_{\dot{q}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial \Delta T_{mess}} V_{\Delta T_{mess}}\right)^2} \quad \text{Gl. 208}$$

$$V_{\dot{q}} = \pm \frac{\lambda}{s} \cdot V_{\Delta T_{mess}} \quad \text{Gl. 209}$$

Die Vertrauensgrenzen der Heizflächenbelastung wird gebildet zu:

$$V_{\frac{\dot{Q}_{el}}{G}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \frac{\dot{Q}_{el}}{G}}{\partial \dot{Q}_{el}} V_{\dot{Q}_{el}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \frac{\dot{Q}_{el}}{G}}{\partial \dot{m}} V_{\dot{m}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{A_q}{\dot{m}} V_{\dot{Q}_{el}}\right)^2 + \left(-\frac{A_q \dot{Q}_{el}}{\dot{m}^2} V_{\dot{m}}\right)^2} \quad \text{Gl. 210}$$

Der Fortpflanzungsfehler für die mittlere Oberflächentemperatur lautet

$$\Delta \overline{T O}_{ges;links;rechts} = \frac{1}{N} \sum_i^N \Delta T O_i + \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_i^N V_{T O_i}^2} \quad \text{Gl. 211}$$

Die mittlere Abweichung der Oberflächentemperatur hingegen wird mithilfe der empirischen Standardabweichung (2. Definition) gewonnen. Die Fehlerfortpflanzungsrechnung führt zu folgender Gleichung:

$$\begin{aligned} \Delta T O_{ges;links;rechts} &= \sqrt{N(N-1)} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{(T O_i - \overline{T O}) \cdot \sum_{i=1}^N \Delta T O_i}{\sqrt{(T O_i - \overline{T O})^2}} \\ &+ \sqrt{N(N-1)} \cdot \sum_{i=1}^N \frac{V_{T O_i}^2}{(T O_i - \overline{T O})} \end{aligned}$$

Die vom Hersteller angegebenen Messfehler können für alle verwendeten Messinstrumente aus Tab. 16, Tab. 29, Tab. 31 sowie für die Messdatenerfassung aus Tab. 19 entnommen werden und sind als Gesamtfehler für alle Messgrößen in Tab. 41 aufgeführt. Sie finden zur Berechnung der systematischen Messfehler Verwendung.

Aufgrund der hohen Anzahl an Messpunkten N , die während eines stationären Betriebspunkts aufgezeichnet werden ($N \gg 200$ und $t_{\text{mess}} > 15$ min), können diese als annähernd normalverteilt betrachtet werden. Bei einer normalverteilten Menge an Messpunkten stellt das arithmetische Mittel den wahren Wert der Messgröße dar. Die Verteilung einer Stichprobe geringen Umfangs, wie bei den Messdaten zu den Wiederholungsmessungen weist dagegen eine breitere Verteilung auf und daher eine geringere Sicherheit, dass arithmetisches Mittel und wahrer Wert identisch sind. Folglich werden zur Berechnung der Vertrauensgrenzen jene Messunsicherheiten gewählt, die sich aus den Wiederholungsexperimenten ergeben. Wird eine technisch übliche Sicherheit von $P = 95\%$ angestrebt und liegt der Umfang der Stichprobe (Anzahl Wiederholungsmessungen) bei $N = 3$, so nimmt die Fraktile den Wert $t = 4,60$ an [137]. Mit diesem Wert wird im Folgenden durchgängig gerechnet.

Tab. 43: Ergebnisse der Fehlerfortpflanzungsrechnung.

Rechengröße	Absolute Abweichung	Relative Abweichung
$\Delta \dot{Q}_{th}$	$\pm 0,650 \text{ kW}$	$\pm 10,2\%$
$\Delta \dot{Q}_{el}$	$\pm 48,4 \text{ W}$	$\pm 0,8\%$
$\Delta \dot{q}$ (Messstelle 1)	$\pm 8,63 \text{ kW/m}^2$	$\pm 2,9\%$
$\frac{\Delta \dot{Q}_{el}}{G}$	$0,00104 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2$	$\pm 3,2\%$
$\Delta \overline{T O}$	1,8 K	$\pm 1,7\%$
$\Delta(\Delta T O)$	0,2 K	$\pm 1,4\%$
$\Delta \overline{T O}_{mitte}$	2,5 K	$\pm 3,9\%$
$\Delta \overline{T O}_{links}$	3,9 K	$\pm 4,2\%$
$\Delta \overline{T O}_{rechts}$	3,1 K	$\pm 3,1\%$
Δh_{ein}	3,41 kJ/kg	1,2%
Δh_{aus}	1,67 kJ/kg	0,4%

Das Ergebnis der Fehlerrechnung, basierend auf den Messdaten in Tab. 5, ist in Tab. 43 festgehalten.

Wärmeverluste und Aussagekraft der Rechengrößen

Die Leistung der Teststrecke liegt einerseits als elektrische Heizleistung P_{el} und andererseits als Wärmestrom \dot{Q}_{th} vor. Die Differenz beider Leistungen führt, nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik, zum Verlustwärmestrom $\dot{Q}_{verlust}$:

$$|\dot{Q}_{verlust}| = P_{el} - \dot{Q}_{th} \quad \text{Gl. 213}$$

Die Teststrecke ist thermisch isoliert, infolgedessen wurde bei allen energetischen Betrachtungen während der Auslegung und Auswertung vorausgesetzt, dass der Verlustwärmestrom null ist oder zumindest nahe null liegt. Dies führt zur Bedingung, dass elektrische Heizleistung und Wärmestrom ungefähr gleiche Werte annehmen müssen:

$$P_{el} \approx \dot{Q}_{th} \quad \text{Gl. 214}$$

Um diese Annahme auf ihre Richtigkeit hin zu überprüfen, wird in Abb. 176 für repräsentative Punkte aller Messreihen die elektrische Heizleistung über dem berechneten Wärmestrom aufgetragen. Im Idealfall von verlustfreier Wärmeübertragung würden sämtliche Werte auf der 45°-Winkelhalbierenden liegen. Tatsächlich ergeben sich zum Teil erhebliche Abweichungen von der Winkelhalbierenden. Diese Diskrepanz zwischen Heizleistung und Wärmestrom müssen aber nicht zwangsläufig etwaigen Wärmeverlusten nach Gl. 213 geschuldet sein. Es konnte bereits gezeigt werden, dass beide Terme mit Fehlergrenzen behaftet sind. Dies führt zu einem Folgefehlerband bei der Berechnung des Wärmestromverlusts, gemäß folgender Gleichung:

$$\Delta\dot{Q}_{ges,verlust} = \pm(|\Delta\dot{Q}_{ges,el}| + |\Delta\dot{Q}_{ges,th}|) \quad \text{Gl. 215}$$

Die relative Abweichung des Verlustwärmestroms bezogen auf die elektrische Heizleistung (mit geringerem Fehler behaftet) liegt insgesamt bei $\frac{\Delta\dot{Q}_{ges,verlust}}{\Delta\dot{Q}_{ges,el}} = 11,0\%$ und wird durch den Fehler, der sich aus dem berechneten Wärmestrom ergibt dominiert (10,2 % im Vergleich zu 0,75 %):

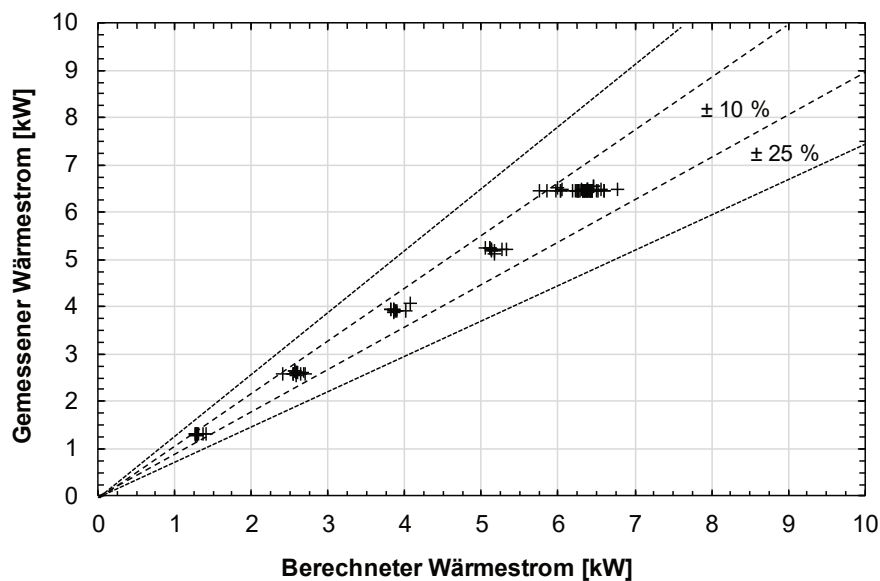


Abb. 176: Vergleich zwischen gemessener elektrischer Heizleistung und berechnetem Wärmestrom nach Gl. 128.

Die meisten Messpunkte in Abb. 176 liegen innerhalb eines zehnpromzentigen Fehlerbands. Deren Abweichungen von der Winkelhalbierenden sind allein durch den Fehler aus der Berechnung des Wärmestroms zu erklären. Dementsprechend kann für diese Messpunkte davon ausgegangen werden, dass die Wärmeverlustleistung zu vernachlässigen ist ($\dot{Q}_{\text{ges, verlust}} \approx 0$ kW). Wenige Messpunkte liegen jedoch außerhalb eines 25 %-Fehlerbands. Auffallend ist des Weiteren, dass sie hinsichtlich der Heizleistung eine gute Übereinstimmung zeigen, sich jedoch bezüglich des Wärmestroms deutlich von den weiteren Messwerten unterscheiden. Ihnen ist außerdem gemein, dass die Austrittstemperatur des sCO₂ in diesen Messungen nahe der pseudokritischen Temperatur und der Eintrittsdruck nahe dem kritischen Druck liegen. Dies ist der Fall bei Messungen mit den Randbedingungen $T_{\text{ein}} = 28$ °C, $p_{\text{ein}} = 75$ bar und moderater Heizflächenbelastung (z.B. 0,011 kJm²/kg für $\dot{m} = 110$ g/s und $\dot{Q} = 6,5$ kW). Aufgrund der hohen spezifischen isobaren Wärmekapazität des sCO₂ unter diesen Bedingungen, ist die Heizleistung nicht ausreichend um die pseudokritische Temperatur bis zum Austritt eindeutig (d.h. die Grenzen der Messabweichungen übersteigend) zu überschreiten. Infolgedessen wird die Austrittsenthalpie in einem Temperaturbereich berechnet, indem sie empfindlich auf geringe Änderungen von Temperatur und Druck reagiert (ca. 30 °C – 33 °C, siehe Abb. 177). Dies macht eine erneute Fehlerfortpflanzungsrechnung für den Wärmestrom unter diesen ungünstigen Bedingungen notwendig. Hierfür werden als Eintrittsbedingungen $T_{\text{ein}} = 28$ °C, $p_{\text{ein}} = 75$ bar, $\dot{m} = 110$ g/s und $\dot{Q}_{\text{el}} = 6,5$ kW gewählt. Die Messabweichung für den Wärmestrom nach Gl. 194 und Gl. 195 beträgt $\Delta\dot{Q}_{\text{ges, th}} = 3,021$ kW. Bezogen auf die gemessene Heizleistung ergibt sich ein relativer Fehler von $\frac{\Delta\dot{Q}_{\text{ges, th}}}{\dot{Q}_{\text{el}}} = 46,7$ %.

Dieser Wert erklärt die größten Abweichungen des berechneten Wärmestroms von der Heizleistung. Ein relevanter Verlustwärmestrom muss daher nicht in Betracht gezogen werden, die Teststrecke ist ausreichend gegen Wärmeverluste isoliert.

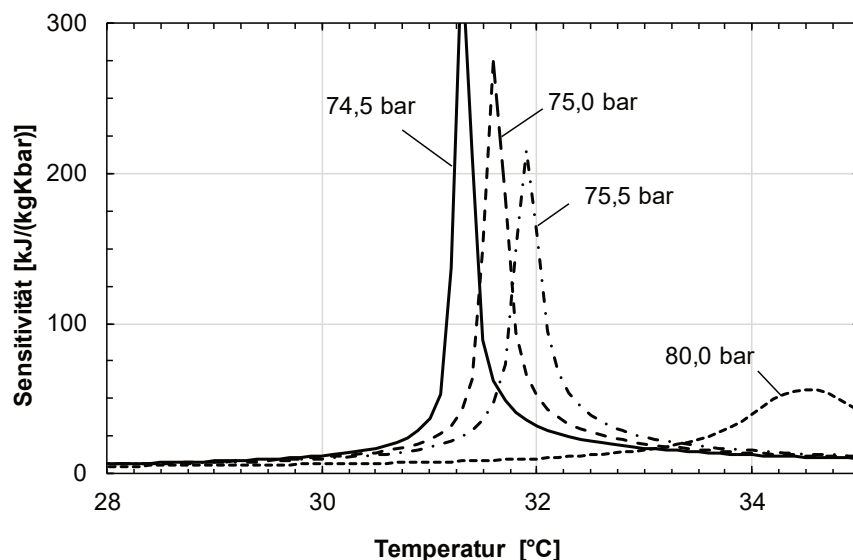


Abb. 177: Temperaturabhängiger Verlauf der Sensitivität der Enthalpie für verschiedene Isobaren. Berechnet mit [12].

Abb. 178 zeigt die gemessene Wärmestromdichte an den beiden Messstellen, sowie den daraus gebildeten Mittelwert für eine Messreihe, bei der unter ansonsten identischen Randbedingungen der Massenstrom von 40 g/s bis 110 g/s variiert wurde. Die Eintrittsbedingungen

liegen mit $T_{\text{ein}} = 28 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$, $\dot{m} = 110 \text{ g/s}$ und $\dot{Q}_{\text{el}} = 6,5 \text{ kW}$ erneut nahe dem kritischen Punkt von CO_2 . Die Fehlerbalken sind auf die Schwankungen im stationären Punkt bezogen. Die Werte für die Wärmestromdichten weisen eine gute Reproduzierbarkeit auf, sind jedoch teils erheblichen Schwankungen unterworfen. Anhand der Fehlerbalken zeigt sich, dass die Wärmestromdichten umso größeren Schwankungen unterliegen, je geringer der Massenstrom gewählt wird. Der Mittelwert zwischen beiden Messstellen jedoch bleibt über weite Bereiche nahezu konstant. Bei Massenströmen zwischen 90 g/s und 110 g/s werden die Schwankungen nahezu abgebaut und die Werte der Wärmestromdichte fallen an beiden Messstellen zusammen. Gleichzeitig sinkt die durchschnittliche Wärmestromdichte von 228 kW/m^2 auf 182 kW/m^2 ab. Diesen Messpunkten wird aufgrund der im Mittel stabil bleibenden Werte hohes Vertrauen beigemessen. In Kap. 4.9.5 wurde darauf hingewiesen, dass die Wärmestromdichte nicht über den gesamten Kanalumfang konstant ist, sondern an der Unterseite ihr Maximum erreicht.

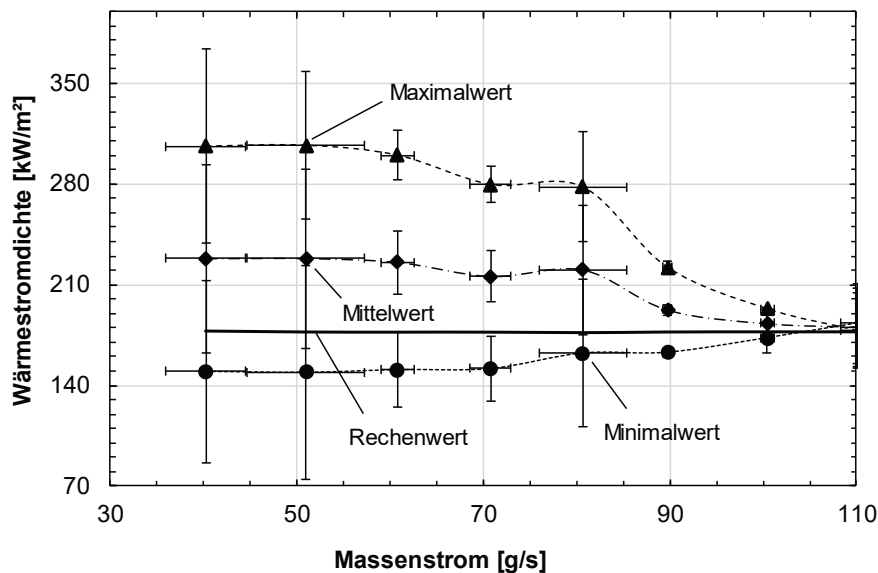


Abb. 178: Gemessene Wärmestromdichte an den Messstellen 1 und 2 und der daraus resultierende Mittelwert in Abhängigkeit vom Massenstrom. $\dot{Q} = 6,5 \text{ kW}$, $T_{\text{ein}} = 28 \text{ °C}$, $p_{\text{ein}} = 75 \text{ bar}$.

Um herauszufinden, wie groß die tatsächlich wärmeübertragende Fläche ist und ob die Kanaloberseite daran beteiligt ist, wird diese aus der gemessenen Heizleistung und mittleren Wärmestromdichte berechnet. Da sich die wärmeübertragende Fläche aus dem Umfang des Kanals und seiner Länge zusammensetzt und die Länge für alle Kanäle identisch ist, wird Der effektive Kanaldurchmesser wird wie folgt definiert:

$$\dot{Q}_{\text{el}} = \dot{q} \cdot l_{\text{kanal}} \cdot n_{\text{kanal}} \cdot U_{\text{kanal}} \Rightarrow U_{\text{kanal,eff}} = \frac{\dot{Q}_{\text{el}}}{\dot{q}_m \cdot l_{\text{kanal}} \cdot n_{\text{kanal}}} \quad \text{Gl. 216}$$

Als effektiver Kanalumfang, unter Einbeziehung einer Fehlerfortpflanzung, ergibt sich hieraus $U_{\text{kanal,eff}} = 3,26 \pm 0,15 \text{ mm}$. Dies entspricht 41 % des tatsächlichen Kanalumfangs von $U = 8 \text{ mm}$. Mithilfe dieses effektiven Umfangs wird für verschiedene Heizleistungen, bei ansonsten gleichen Eintrittsbedingungen, aus der Wärmestromdichte die rechnerische Heizleistung Q_{rech}

ermittelt. Abb. 179 zeigt die prozentualen Abweichungen zwischen gemessener Heizleistung und berechneter Heizleistung.

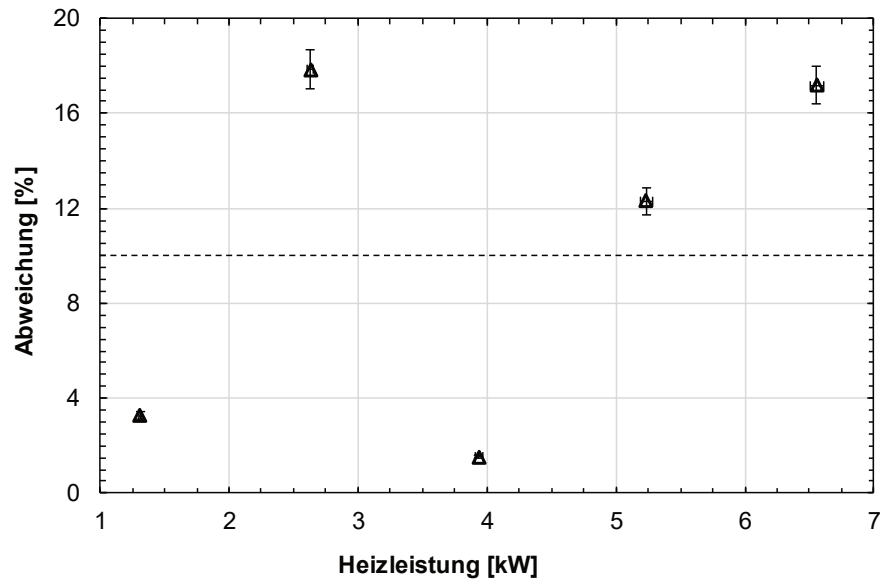


Abb. 179: Abweichung des aus der Wärmestromdichte \dot{q} und dem effektiven Umfang U_{eff} berechneten Wärmestroms von der Heizleistung (Mittelwert: gestrichelt).

Die Abweichungen liegen zwischen 1 % und 18 % und betragen im Mittel ca. 10 %. Damit bildet der effektive Umfang ein belastbares Maß für die tatsächlich wärmeübertragende Fläche bzw. als Umrechnungsfaktor von Wärmestromdichte in Heizleistung, unabhängig von der Heizflächenbelastung.

Institut für Kernenergetik und Energie-
systeme

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 31

D-70569 Stuttgart