

TUM School of Engineering and Design

Ein Modell für die Simulation und Optimierung kryogener Plattenwärmeübertrager

Patrick Haider

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigten Dissertation.

Vorsitzende(r): Prof. Dr.-Ing. Florian Holzapfel

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Harald Klein
2. Prof. Dr.-Ing. Erik von Harbou

Die Dissertation wurde am 11.11.2021 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 14.03.2022 angenommen.

„Wer als Werkzeug nur einen Hammer hat, der sieht in jedem Problem einen Nagel.“

Für Helena und Theodor, die in ihrem Leben hoffentlich immer die richtigen
Werkzeuge zur Verfügung haben werden.

Teile der vorgelegten Dissertation sind in folgenden Publikationen erschienen:

Haider, Patrick; Freko, Pascal; Lochner, Stefan; Reiter, Thomas; Rehfeldt, Sebastian; Klein, Harald (2018): *Design of a Test Rig for the Simulation of Startup Procedures in Main Heat Exchangers of Air Separation plants*. Chemical Engineering Transactions 69 (2018), S. 769-774.

DOI: 10.3303/CET1869129

Haider, Patrick; Freko, Pascal; Lochner, Stefan; Reiter, Thomas; Rehfeldt, Sebastian; Klein, Harald (2019): *Design of a Test Rig for the Simulation of Startup Procedures in Main Heat Exchangers of Air Separation plants*. Chemical Engineering Research and Design 147 (2019), S. 90-97.

DOI: 10.1016/j.cherd.2019.04.025

Haider, Patrick; Freko, Pascal; Acher, Thomas; Rehfeldt, Sebastian; Klein, Harald (2020): *A transient three-dimensional model for thermo-fluid simulation of cryogenic plate-fin heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 180 (2020), S. 115791.

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115791

Haider, Patrick; Freko, Pascal; Acher, Thomas; Rehfeldt, Sebastian; Klein, Harald (2021): *Influence of inlet configuration and distributor geometry on the performance of cryogenic plate-fin heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 195 (2021), S. 117197.

DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117197

Haider, Patrick; Heinz, Paul; Acher, Thomas; Rehfeldt, Sebastian; Klein, Harald (2021): *A Framework for Multi-Objective Optimization of Plate-Fin Heat Exchangers Using a Detailed, Three-Dimensional Simulation Model*. ChemEngineering 5 (2021), 82

DOI: 10.3390/chemengineering5040082

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik der Technischen Universität München. In diesem Rahmen haben zahlreiche Personen zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Euch allen sage ich hiermit von ganzem Herzen: Danke!

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Harald Klein, der es mir ermöglicht hat, dieses Themengebiet im Rahmen eines spannenden Forschungsprojekts zu bearbeiten und mich dabei stets hervorragend betreut hat. In diesem Zuge bedanke ich mich auch bei Dr.-Ing. Sebastian Rehfeldt, der durch seine konstruktiven Ratschläge maßgeblich zum Erfolg des Projektes und meiner Arbeit beigetragen hat.

Für die Übernahme des Zweitgutachtens bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Erik von Harbou und für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bei Prof. Dr.-Ing. Florian Holzapfel.

Während meiner Zeit am Lehrstuhl herrschte durchweg ein tolles Arbeitsklima mit vielen fachlichen und weniger fachlichen Diskussionen. Hierfür möchte ich allen Kolleg*innen gleichermaßen danken. Bei Philipp Fritsch, Felix Rößler und Dr.-Ing. Thomas Kleiner bedanke ich mich zudem für den regen fachlichen Austausch. Mein besonderer Dank gilt auch Robert Kender, der die gesamte Zeit am Lehrstuhl nicht nur das Forschungsprojekt, sondern auch das Büro mit mir geteilt hat.

Zum Erfolg der Arbeit haben außerdem zahlreiche Student*innen mit ihren Studien- und Abschlussarbeiten beigetragen, bei denen ich mich hiermit bedanke.

Bei meinen Kollegen von Linde Engineering, insbesondere bei Pascal Freko, Paul Heinz, Dr.-Ing. Thomas Acher und Manuel Knaup, bedanke ich mich für die kollegiale Aufnahme, den offenen Erfahrungsaustausch und die ergebnisreiche Zusammenarbeit im Rahmen des Forschungsprojekts.

Bei meinen Eltern bedanke ich mich für ihre bedingungslose Unterstützung auf meinem gesamten Bildungsweg und bei meiner Frau Isabella für die große Geduld während des Schreibens dieser Arbeit.

Kurzfassung

Diese Arbeit präsentiert ein neues Modell für die detaillierte Simulation von kryogenen Plattenwärmeübertragern. Diese Apparate kommen aufgrund ihres hohen Potentials zur Energieintegration in zahlreichen verfahrenstechnischen Anlagen zum Einsatz, welche vor dem Hintergrund der Energiewende in Zukunft zunehmend flexibel betrieben werden sollen. Daher liegt ein Fokus des Modells darauf, auch den transienten Betrieb inklusive aller darin relevanten Effekte abzubilden.

Hierfür wird die Apparategeometrie dreidimensional aufgelöst und die Wärmeleitung in den einzelnen Bauteilen des Wärmeübertragers detailliert berücksichtigt. Die Strömung der Prozessmedien wird mit Methoden der numerischen Strömungsmechanik berechnet, was zusammen mit der detaillierten Berücksichtigung der Apparategeometrie auch eine Untersuchung von Verteiler- und Sammlergeometrien ermöglicht. Um die transiente Simulation von Apparaten in industriell relevanter Größenordnung zu ermöglichen, wird die Durchströmung des in Plattenwärmeübertragern eingesetzten Finmaterials, dessen charakteristische Abmessungen mehrere Größenordnungen unterhalb derer des Apparats liegen, mit einem Porositätsmodell beschrieben. Dieses erlaubt den Einsatz etablierter Korrelationsgleichungen für die Berechnung von Druckverlust- und Wärmeübergangskoeffizienten im Rahmen der Strömungssimulation. Der Aufbau des Simulationsmodells ist vollständig automatisiert, was die Kopplung an Optimierungsroutinen ermöglicht und dadurch vielseitige Einsatzmöglichkeiten bietet.

Die vorgestellten Ergebnisse zeigen den Mehrwert des dreidimensionalen Modells mit Strömungssimulation sowohl in stationären als auch in transienten Betriebsfällen auf. Durch die genaue Berücksichtigung der Verteiler- und Sammlergeometrien kann die Strömungsführung einzelner Prozessmedien und damit auch der indirekte Kontakt zwischen unterschiedlichen Prozessmedien genauer aufgelöst werden, was die berechnete Leistungsfähigkeit im stationären Betrieb beeinflusst. Im transienten Betrieb wird die Temperaturverteilung im Apparat zusätzlich von der unterschiedlichen thermischen Trägheit der einzelnen Bestandteile des Wärmeübertragers beeinflusst.

Die Kopplung an eine Optimierungssoftware ermöglicht eine automatisierte Beantwortung praxisrelevanter Fragestellungen mit Hilfe des detaillierten Simulationsmodells. Dies wird beispielhaft in einer Studie zur Optimierung der stationären Auslegung eines Anwendungsfalls gezeigt, wobei zwei unterschiedlichen Optimierungsalgorithmen verglichen werden.

Abstract

This work presents a new model for the detailed simulation of cryogenic plate-fin heat exchangers. Due to their high potential for energy integration, these devices are used in numerous process plants, which are to be operated with increasing flexibility in the future against the background of the energy transition. Therefore, one focus of the model is to describe transient operation including all relevant effects.

For this purpose, the heat exchanger geometry is resolved in three dimensions and the heat conduction in the individual components of the heat exchanger is considered in detail. The flow of the process media is calculated using methods of computational fluid dynamics, which, together with the detailed consideration of the apparatus geometry, also facilitates an investigation of inlet and outlet distributor geometries. In order to enable the transient simulation of heat exchangers in industrially relevant scales, the flow through the fin material used in plate-fin heat exchangers, whose characteristic dimensions are several orders of magnitude smaller than those of the apparatus, is described with a porosity model. This allows the use of established correlations for the calculation of pressure drop and heat transfer coefficients in the flow simulation. The simulation model is fully automated, which allows coupling to optimization routines and thus offers versatile application possibilities.

The presented results demonstrate the increased value of the three-dimensional model with flow simulation in both steady-state and transient operating cases. By considering the inlet and outlet distributor geometries, the routing of individual process streams, and thus also the indirect contact between different process streams, can be resolved accurately. This influences the calculated performance in steady-state operation. In transient operation, the temperature distribution in the apparatus is additionally influenced by the different thermal inertia of the individual components of the heat exchanger.

The coupling to an optimization software enables an automated answering of practice-relevant questions with the help of the detailed simulation model. This is exemplified in a study on the optimization of the steady-state design of a use case, where two different optimization algorithms are compared.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	XVII
1 Einleitung	1
2 Motivation und Zielsetzung	3
3 Stand der Technik	5
4 Theoretische Grundlagen	11
4.1 Aufbau eines Plattenwärmeübertragers	11
4.1.1 Begriffsdefinition	11
4.1.2 Aufbau einer Passage	12
4.1.3 Aufbau eines Blocks	14
4.2 Wechselwirkungen im Plattenwärmeübertrager	15
4.2.1 Grundlegender Überblick	16
4.2.2 Wärmeleitung und thermischer Kontakt	17
4.2.3 Konvektiver Transport	18
4.2.4 Interaktion zwischen Fluiden und Feststoffen	19
4.3 Wärmeübergang und Druckverlust in Finstrukturen	22
4.3.1 Detaillierte Strömungssimulation	22
4.3.2 Empirische Korrelationsgleichungen	24
4.3.3 Porositätsmodell	26
4.4 Erhaltungsgleichungen in einem Plattenwärmeübertrager	28
4.4.1 Prozessfluide	28
4.4.2 Festkörper	29
4.5 Optimierung von Plattenwärmeübertragern	30
4.5.1 Genetische Algorithmen	31
4.5.2 Leistungsfähigkeit mehrströmiger Wärmeübertrager	32
4.5.3 Ein- und mehrkriterielle Optimierung	34
5 Modellbildung	37
5.1 Aufbau des Simulationsmodells	37
5.1.1 Aufbau der Software	37
5.1.2 Grundlegende Annahmen zur Modellierung	41
5.2 Repräsentation der Geometrie	42
5.3 Mathematische Modellierung	45
5.3.1 Erhaltungsgleichungen für Porositätsmodell	45
5.3.2 Modellierung von Druckverlust und Wärmeübergang	47

5.3.3	Einbindung von Stoffdaten	49
5.3.4	Anfangs- und Randbedingungen	50
5.3.5	Lösungsstrategie	52
5.4	Modellvalidierung	53
5.4.1	Auslegung eines mehrströmigen Plattenwärmeübertragers	53
5.4.2	Strömungsführung im Wärmeübertrager	59
5.4.3	Zyklische Randbedingungen	61
5.4.4	Gitterkonvergenz	62
6	Einfluss der Einlassgeometrie auf die Thermofluidynamik von Plattenwärmeübertragern	67
6.1	Strömung unter isothermen Bedingungen	67
6.1.1	Strömungsbild und Druckverlust	68
6.1.2	Auswirkungen auf den Wärmeübergang	71
6.1.3	Einfluss des Druckverlustmultiplikators	73
6.2	Leistungsfähigkeit im stationären Betrieb	76
6.2.1	Anwendungsfall und untersuchte Geometrien	76
6.2.2	Leistungsfähigkeit der Konfigurationen	78
6.2.3	Temperaturverteilung als Ursache für Leistungsunterschiede	80
6.3	Temperaturverteilung im transienten Betrieb	87
6.4	Fazit	90
7	Einsatz eines Optimierers in der Simulation von Plattenwärmeübertragern	93
7.1	Auswahl einer Fallstudie: Optimierung der stationären Auslegung	94
7.1.1	Definitionen für Prozess und Geometrie	94
7.1.2	Optimierungsvariablen und Zielfunktionen	95
7.1.3	Besondere Nebenbedingungen	97
7.2	Einkriterieller genetischer Algorithmus	98
7.2.1	Einstellungen des Algorithmus	99
7.2.2	Definition der Zielfunktion	99
7.2.3	Verlauf und Ergebnisse	100
7.3	Mehrkriterieller genetischer Algorithmus	103
7.3.1	Einstellungen des Algorithmus und Wahl der Zielfunktionen	103
7.3.2	Verlauf und Ergebnisse	104
7.3.3	Änderung der Gewichtungsfaktoren	106
7.4	Vergleich der Algorithmen	107
7.5	Fazit	110
8	Zusammenfassung und Ausblick	111
A	Automatisierung des Modells	113
A.1	Auflistung der relevanten Modellparameter	113
A.2	Beispiel aus der Findatenbank	115
A.3	Repräsentation verschiedener Verteilergeometrien	116

Tabellenverzeichnis	121
Abbildungsverzeichnis	123
Literatur	127

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	Volumenspezifische Oberfläche	$\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$
A	Fläche	m^2
b	Spezifische physikalische Größe	-
B	Allgemeine physikalische Größe	-
\dot{C}	Wärmekapazitätsstrom	W
c_p	Spezifische isobare Wärmekapazität	$\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$
c_w	Widerstandsbeiwert	-
d_h	Hydraulischer Durchmesser	m
F	Fanning-Faktor	-
F_w	Widerstandskraft	N
h	Spezifische Enthalpie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
J	Colburn-Faktor	-
k	Spezifische kinetische Energie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
g	Erdbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
\mathbf{n}	Normalenvektor	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}, \dot{q}	Wärmestromdichte	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
L	Länge	m
p	Druck	Pa
\mathbf{R}	Rotationsmatrix	-
S	Oberfläche	m
V	Volumen	m^3
M	Masse	kg
v	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
\mathbf{o}	Satz von Optimierungsvariablen	-

\boldsymbol{x}	Ortsvektor	m
x, y, z	Räumliche Dimensionen	m

Griechische Formelzeichen

α	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$
$\phi, \kappa, \beta, \gamma$	Winkel, Ausrichtung der Kanäle im Finmaterial	°
δ	Grenzschichtdicke	m
ψ	Porosität, Lückengrad	-
ε	Thermischer Wirkungsgrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{\text{W}}{\text{m K}}$
ρ	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$\boldsymbol{\tau}$	Schubspannungstensor	Pa
η	Dynamische Viskosität	Pa·s
ζ	Druckverlustmultiplikator	-
Ω	Allgemeine Quelle	-
ω	Allgemeine Quellendichte	-
$\boldsymbol{\omega}_{qv}$	Quellterm der Impulsgleichung	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2}$
ω_h	Quellterm der Energiegleichung	$\frac{\text{W}}{\text{m}^3}$

Hoch- und tiefgestellte Indizes

W	Wand
i, j	Zählvariablen
∞	Wert in der Kernströmung
x, y, z	Vektorkomponente entlang einer Koordinatenrichtung
α	Konvektiver Strom
λ	Konduktiver Strom
th	Thermisch
Ein	Wert am Auslass
Aus	Wert am Einlass
ref	Referenzzustand
$warm$	Warmer Prozessstrom
$kalt$	Kalter Prozessstrom
min	Minimum
Fin	Größe des Finmaterials
$Fluid$	Größe des Fluids

Mathematische Notation

G	G als Skalar (Tensor 0. Ordnung)
\mathbf{G}	\mathbf{G} als Vektor oder Matrix (Tensorordnung ≥ 1)
$\ \mathbf{G}\ $	Betrag der vektoriellen Größe \mathbf{G}
∇	Nabla-Operator
\otimes	Dyadisches Produkt
\top	Transposition

Dimensionslose Kennzahlen

Re	Reynolds-Zahl
Nu	Nußelt-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl
St	Stanton-Zahl

Abkürzungen

LZA	Luftzerlegungsanlage
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
BMBF	Bundesministerium für Bildung- und Forschung
NTU	Anzahl der Übergangseinheiten
CFD	Numerische Strömungsmechanik
SOGA	Einkriterieller genetischer Algorithmus
MOGA	Mehrkriterieller genetischer Algorithmus

1 Einleitung

Vor dem Hintergrund der steigenden Weltbevölkerung ist die nachhaltige Versorgung der Menschheit mit Energie ein zentrales Thema in der politischen und gesellschaftlichen Diskussion des 21. Jahrhunderts. Seit Beginn der Industrialisierung wird ein Großteil des Bedarfs an Energie durch die Verbrennung fossiler Rohstoffe gedeckt. Diese Energieträger stehen jedoch nicht in unbegrenzter Menge zur Verfügung und ihre Nutzung führt unter anderem aufgrund der mit der Verbrennung verbundenen Emission von Treibhausgasen zu großen Problemen für die Umwelt und das weltweite Klima [WATSON ET AL. 2001]. Der weitere Ausbau dieser etablierten Form der Energieerzeugung kann daher keinesfalls die Lösung für eine nachhaltige Deckung des globalen Energiebedarfs darstellen.

In Deutschland wurde mit dem im Jahr 2000 in Kraft getretenen Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) der Grundstein für die Energiewende gelegt, deren erklärtes Ziel der Ausbau erneuerbarer Energien als umweltschonende Alternative zu fossilen Brennstoffen ist. Die genauen Zielvorgaben wurden mit der Neuauflage des EEG im Jahr 2021 angepasst, wobei der Anteil erneuerbarer Energien am Gesamtenergieverbrauch bis zum Jahr 2050 auf mindestens 60 % erhöht und der Stromverbrauch bis zu diesem Zeitpunkt sogar vollständig aus erneuerbaren Quellen gedeckt werden soll. Um die Ziele der Politik zu erreichen, wurden beispielsweise feste Zeitpunkte für den Ausstieg aus der Kohle- und Nuklearenergie definiert. Die vermehrte Nutzung von Wind- und Sonnenenergie ist dabei ein zentrales Element der deutschen Strategie für die Energiewende. [BMW I 2020]

Der Umstieg auf diese Energiequellen ist jedoch mit vielen Herausforderungen verbunden: Wind- und Sonnenenergie wird im Vergleich zu fossilen Energieträgern einerseits verstärkt dezentral erzeugt und kann andererseits aufgrund der Abhängigkeit von der Wetterlage nicht konstant zur Verfügung gestellt werden. Um diesen Problemen zu begegnen hat das Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) vier *Kopernikus-Projekte* initiiert, welche sich mit verschiedenen Aspekten der Energiewende befassen. Das Projekt *SynErgie* beschäftigt sich dabei hauptsächlich mit Lösungen für Probleme, die aus der schwankenden Verfügbarkeit der erneuerbaren Energieträger resultieren: Um zu verhindern, dass die Schwankungen in der Erzeugung von Energie zu einer kritischen Volatilität des Stromnetzes führen, soll der Verbrauch von elektrischem Strom flexibel gesteuert und an die Verfügbarkeit erneuerbarer Energiequellen angepasst werden. Dieses als „*Demand-Side-Management*“ bezeichnete Prinzip ist für industrielle Abnehmer großer Mengen elektrischer Energie besonders vielversprechend, da deren Bedarfe im Vergleich zu Privatabnehmern besser planbar und das theoretische Potential zur Flexibilisierung der Abnahme damit relativ hoch ist. [SAUER ET AL. 2019]

Das Teilprojekt *FlexASU* beschäftigt sich mit der Flexibilisierung von kryogenen Luftzerlegungsanlagen (LZAs, im englischen auch als ASUs bezeichnet), welche mit einer Anschlussleistung von rund 930 MW in Deutschland einen Anteil von etwa 1 % am gesamten Verbrauch elektrischer Energie haben. Neben der ständig verfügbaren Umgebungsluft verbrauchen diese Anlagen hauptsächlich Strom um die Luft durch kryogene Rektifikation in ihre Komponenten wie Stickstoff, Sauerstoff und Argon zu trennen [STICHLMAIR ET AL. 2021]. Die Produkte können in entsprechenden Tanks mit relativ geringen Verlusten gespeichert werden, weshalb LZAs ein hervorragendes Potential für die Synchronisation des Anlagenbetriebs mit der Verfügbarkeit von Sonnen- und Windenergie bieten. Der hierfür nötige flexible Betrieb der LZA stellt jedoch einen Paradigmenwechsel dar: Weil die fossilen Energieträger zu einer relativ konstanten Stromerzeugung genutzt wurden, sind auch die industriellen Verbraucher bislang für stationären Betrieb mit wenigen Lastwechseln und einer geringen Anzahl von An- und Abfahrvorgängen ausgelegt. Für die gewünschte Betriebsweise einer lastflexiblen LZA müssen nicht nur neue Strategien für den Betrieb und dessen Regelung gefunden, sondern auch die Auslegung aller Anlagenkomponenten auf dynamisch wechselnde Belastung überprüft und bei Bedarf angepasst werden. [KLEIN ET AL. 2020]

Eine der wichtigsten Komponenten jeder LZA ist der Hauptwärmeübertrager, welcher das Bindeglied zwischen der kryogenen Rektifikation und der angesaugten Umgebungsluft darstellt und ein zentraler Baustein für die Energieintegration des gesamten Prozesses ist. Der in modernen Anlagen meist als gelöteter Plattenwärmeübertrager aus Aluminium ausgeführte Hauptwärmeübertrager überbrückt im Normalbetrieb einen Temperaturunterschied von Umgebungsbedingungen bis hin zur Kondensationstemperatur der Luft bei etwa -170 °C [HAUSEN & LINDE 2013]. Die genaue Temperaturverteilung im Apparat ist dabei vom Betriebspunkt abhängig und kann sich daher bei Lastwechsel-, sowie An- und Abfahrvorgängen drastisch ändern. Aufgrund der von der Temperaturverteilung abhängigen thermischen Ausdehnung des in der Anlage fest verbauten Wärmeübertragers kann sich der flexible Betrieb negativ auf die Lebensdauer des Hauptwärmeübertragers auswirken. Dies stellt ein potentiell Risiko für den Betrieb flexibler LZAs dar und muss deshalb detailliert untersucht werden, um den Einsatz von LZAs zur Stabilisierung des Stromnetzes im Rahmen der Energiewende zu ermöglichen [HAIDER ET AL. 2019].

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des vom BMBF geförderten Projekts *FlexASU* und behandelt einen Simulationsansatz, mit dem die genaue Temperaturverteilung kryogener Plattenwärmeübertrager unter dynamischen Betriebsbedingungen untersucht werden kann. Zielsetzung und Motivation der Arbeit werden nachfolgend weiter ausgeführt.

2 Motivation und Zielsetzung

Plattenwärmeübertrager werden bereits seit mehreren Jahrzehnten in der kryogenen Luftzerlegung eingesetzt. Im Fokus der Auslegung dieser Apparate stand in der Vergangenheit jedoch vor allem eine hohe Leistungsfähigkeit im stationären Normalbetrieb der Anlage, da dem Hauptwärmeübertrager eine essentielle Rolle in der Energieintegration einer LZA zukommt [SAUER ET AL. 2019].

Wird der Normalbetrieb der LZA aufgrund der vom Energiemarkt getriebenen Flexibilisierung jedoch zunehmend von Lastwechseln sowie An- und Abfahrvorgängen geprägt, so muss auch die Auslegung aller Anlagenkomponenten auf diese neue Betriebsweise angepasst werden. Dabei kann sich der Fokus der Auslegung verschieben: Während im stationären Betrieb vor allem ein hoher Wirkungsgrad der Anlage gefordert ist, rücken im flexiblen Betrieb Aspekte wie eine möglichst hohe Lastwechselgeschwindigkeit und ein sicheres Anfahren aus dem Stillstand in den Fokus. Da sich die Temperaturverteilung und damit die thermische Ausdehnung des Hauptwärmeübertragers bei solchen Vorgängen ändert, resultiert aus dem dynamischen Anlagenbetrieb eine mechanische Wechselbelastung für den Apparat. Diese muss in der Auslegung berücksichtigt werden, um eine Betriebserlaubnis für eine flexible LZA von den entsprechenden Prüfbehörden zu erhalten. [KLEIN ET AL. 2020]

Für die notwendige Bewertung der erwarteten Lebensdauer eines Wärmeübertragers werden strukturmechanische Berechnungen durchgeführt, welche die Verformung und die resultierende mechanische Belastung auf Basis der variierenden Temperaturverteilung berücksichtigen. Da die örtliche Verteilung der Temperatur des Hauptwärmeübertragers entscheidend von den Strömungsbedingungen der jeweiligen Prozessströme abhängt, wird diese üblicherweise getrennt von der strukturmechanischen Berechnung mit einer geeigneten thermofluidodynamischen Simulation berechnet.

Das Ziel dieser Arbeit besteht darin, ein Modell für die thermofluiddynamische Simulation von Plattenwärmeübertragern zu entwickeln, welches eine genaue Berechnung der Temperaturverteilung im stationären und dynamischen Betrieb ermöglicht. Da der bisherige Fokus solcher Modelle auf der stationären Auslegung lag, konnten einige in der Theorie relevanten physikalischen Effekte in der Simulation vernachlässigt werden. Das neu entwickelte Modell soll möglichst alle relevanten, auf die Temperaturverteilung wirkenden Einflussfaktoren berücksichtigen und damit eine besonders umfassende Beschreibung von Plattenwärmeübertragern ermöglichen.

Die Geometrie des Wärmeübertragers soll hierfür dreidimensional aufgelöst werden, um den Einfluss der thermischen Leitfähigkeit seiner metallischen Bestandteile erfassen zu können. Dies ermöglicht auch eine genaue Berücksichtigung der eingesetzten Verteiler-

und Sammlergeometrien, welche eine gleichmäßige Verteilung der Prozessfluide sicherstellen sollen. Diese werden in der stationären Auslegung häufig vernachlässigt oder nur vereinfacht berücksichtigt, da sie nur einen relativ geringen Beitrag zu der für Wärmeübertragung nutzbaren Fläche des Apparats liefern und oft als Sicherheitsaufschlag betrachtet werden. Da sie jedoch die Temperaturverteilung in dynamischen Vorgängen beeinflussen könnten, sollen diese Geometrien in dem in dieser Arbeit entwickelten Modell genau berücksichtigt werden. Dies erfordert auch eine detaillierte Berechnung der Strömungsmechanik der eingesetzten Prozessfluide.

Trotz der umfassenden Modellierung soll das beschriebene Modell für einen praktischen Einsatz an industriell eingesetzten Plattenwärmeübertragern geeignet sein, weshalb eine anwenderfreundliche Nutzung und der effiziente Umgang mit verfügbaren Rechenressourcen ebenfalls im Fokus der Entwicklung stehen. Hierfür wird eine Kopplung mit einer Optimierungssoftware vorgenommen, welche die automatisierte Beantwortung typischer Fragestellungen aus der Ingenieurspraxis ermöglicht.

Die nachfolgend in dieser Arbeit vorgestellten Studien sollen den Einfluss der dreidimensionalen Auflösung der Apparategeometrie und der Verteiler und Sammler auf die Strömungsführung und die Temperaturverteilung von Plattenwärmeübertragern untersuchen. Aufgrund der erstmaligen Berücksichtigung dieser Einflussfaktoren wird dabei nicht nur der dynamische, sondern auch der stationäre Betrieb untersucht. Die flexiblen Einsatzmöglichkeiten des Modells in Kombination mit einer Optimierungssoftware sollen darüber hinaus an einem anschaulichen Beispiel, einer automatisierten Auslegung, vorgestellt werden.

3 Stand der Technik

Die Grundlagen zur Berechnung und Auslegung von Plattenwärmeübertragern sind seit vielen Jahren bekannt und wurden bereits von KAYS & LONDON 1984 zusammengefasst. In der Fachliteratur finden sich daher zahlreiche verschiedene Simulationsmodelle für Plattenwärmeübertrager, die jedoch häufig für einen spezifischen Einsatzzweck entwickelt und schwierig auf andere Gebiete übertragbar sind.

SHAH & SEKULIĆ 2003 beschreiben beispielsweise, dass besonders für prozesstechnisch motivierte Anwendungen zahlreiche mathematisch relativ einfache Modelle existieren, welche auf stark konzentrierten Parametern wie einer logarithmisch gemittelten Temperaturdifferenz (LMTD) oder einer Anzahl von Transfereinheiten (NTU) basieren. Diese sogenannten LMTD- oder NTU-Modelle zielen aufgrund deutlicher Vereinfachungen, wie der Annahme stark vereinfachter Geometrien, konstanter Stoffdaten und Wärmeübergangskoeffizienten, jedoch auf eine grobe Abschätzung der nötigen Apparategröße ab und eignen sich nicht für eine genauere Auslegung.

Ein Berechnungsansatz, der auf einer entlang der Hauptströmungsrichtung diskretisierten Auflösung der Geometrie basiert, wird von PAFFENBARGER 1990 vorgestellt. Dieses rein stationär formulierte Modell beruht auf einer energetischen Bilanzierung jedes Prozessstromes und einer oder mehrerer metallischer Wärmekapazitäten, wobei die örtliche Diskretisierung den Einsatz temperaturabhängiger Stoffdaten und die Berücksichtigung der Stapelfolge des Apparats erlaubt. Da zur Abschätzung der Druckverluste nur eine stark vereinfachte Berechnung der Strömungsmechanik erfolgt, wird die Ein- und Auslassgeometrie idealisiert betrachtet. Für die Bestimmung von Wärmeübergang und Druckverlust werden die von KAYS & LONDON 1984 beschriebenen empirischen Korrelationsgleichungen genutzt. Berechnungsmodelle mit ähnlichem Detailgrad sind bis heute ein auch in kommerzieller Software zur detaillierten Auslegung von Plattenwärmeübertragern etablierter Standard. Beispiele hierfür sind die von HONEYWELL 2021 vertriebene Lösung *UniSim @PFE* und die von HTRI 2021 angebotene *XChanger Suite* ®.

Stationär formulierte Simulationsmodelle mit ähnlicher Komplexität werden häufig auch zusammen mit Optimierungsroutinen eingesetzt, um die komplizierte Auslegung von Plattenwärmeübertragern zu automatisieren. Von WANG ET AL. 2017 wird hierfür beispielsweise ein Ansatz vorgestellt, der selbstständig zu einer Auslegung mit minimalem Druckverlust und maximaler thermischer Effizienz führen soll. NAJAFI ET AL. 2011 präsentieren dagegen eine auf genetische Algorithmen basierende Optimierung von Betriebs- und Investmentkosten, wobei ein einfacheres Modell mit konzentrierten Parametern für die eigentliche Simulation eingesetzt wird. Ein ähnlicher Ansatz wird von HAJABDOLLAHI 2019 verfolgt, wobei eine Partikelschwarmoptimierung anstelle

der genetischen Algorithmen verwendet wird. Eine Arbeit von CHO ET AL. 2017 zeigt eine Optimierungsroutine von Plattenwärmeübertragern, welche auf die Minimierung thermisch induzierter Belastungen abzielt. Hierfür wird die über die Stapelfolge des Apparats auftretende Temperaturdifferenz unter Variation der Stapelfolge mit einem genetischen Algorithmus minimiert.

Die transiente Simulation von Plattenwärmeübertragern wird in der Literatur seltener beschrieben, obwohl schon von PINGAUD ET AL. 1989 ein umfassender, jedoch besonders hinsichtlich der Geometrie stark vereinfachter, Ansatz vorgestellt wird. Auch WOITALKA ET AL. 2015 präsentieren eine solche Methode, die ebenfalls auf einer rein eindimensionalen Repräsentation des Plattenwärmeübertragers basiert. Diese transienten Modelle bieten einen ähnlichen Detailgrad wie die zur stationären Auslegung verwendeten Ansätze und eignen sich daher vor allem für einen Einsatz im Rahmen einer Prozesssimulation, während der für eine Abschätzung der Lebensdauer wichtigen Temperaturverteilung im Wärmeübertrager nur eine untergeordnete Bedeutung zukommt.

NIROOMAND ET AL. 2019 präsentieren dagegen ein als quasi-dreidimensional bezeichnetes Simulationsmodell, in dem die metallische Matrix des Plattenwärmeübertragers genauer aufgelöst wird. Dieses Modell ist jedoch rein stationär formuliert und muss die Verteiler und Sammler aufgrund der vereinfachten Strömungsmechanik ebenfalls idealisiert abbilden. Für Wärmeübergang und Druckverlust werden erneut empirische Korrelationsgleichungen eingesetzt. Der Einsatzzweck des Modells ist damit ebenfalls die Bewertung der stationären Leistungsfähigkeit, wobei Einflussfaktoren wie einer Fehlverteilung der Prozessströme über die Lagen des Plattenwärmeübertragers und Wärmeübergang zur Umgebung des Apparats berücksichtigt werden können. Der Einfluss der Einlassverteiler auf die Leistungsfähigkeit, den Druckverlust und die jährlichen Betriebskosten von Plattenwärmeübertragern wird von HAJABDOLLAHI ET AL. 2019 untersucht, wobei ein stark vereinfachtes mathematisches Simulationsmodell angewandt wird, welches an eine Optimierungsroutine gekoppelt ist. Die Ergebnisse der Studie zeigen, dass bestimmte Formen der Fehlverteilung sogar vorteilhaft sein können. Die entsprechenden Einlassprofile werden jedoch als Randbedingung vorgegeben und es wird kein Rückschluss darauf gezogen, wie solche Verteilungen in einem Apparat erreicht werden könnten.

Auch Methoden der numerischen Strömungsmechanik (CFD, vom engl. „*Computational Fluid Dynamics*“) werden bei der Berechnung von Plattenwärmeübertragern eingesetzt. In einer Übersicht stellen ASLAM BHUTTA ET AL. 2012 fest, dass sich die Mehrheit der Arbeiten dabei auf einen relativ kleinen Ausschnitt der Geometrie konzentriert, welcher im Detail untersucht wird. So existieren zahlreiche Artikel, in denen die Anwendung von CFD zur Berechnung von Wärmeübergang und Druckverlust beim Durchströmen des Finmaterials in Plattenwärmeübertragern verwendet wird. Ziel dieser Arbeiten ist die Bestätigung oder die Vorhersage der häufig eingesetzten Korrelationsgleichungen, wobei hierfür nur ein wenige Kubikzentimeter großer Bereich eines Wärmeübertragers berücksichtigt wird. Beispiele für diese Arbeiten finden sich etwa bei WANG ET AL. 2009, ISMAIL & VELRAJ 2009, und RYU & LEE 2015, wobei sich hauptsächlich die untersuchten Typen von Finmaterialien unterscheiden. Einen erweiterten Ansatz

verfolgen die Arbeiten von LI ET AL. 2019 und LI ET AL. 2020, in denen neben der Leistungsfähigkeit auch die Lebensdauer von Finmaterialien untersucht und zudem mit Hilfe einer Optimierungsroutine nach einer idealen Geometrie gesucht wird.

Ein weiteres Forschungsgebiet, bei dem der Einsatz von CFD verfolgt wird, ist die Analyse von Fehlverteilungen der Strömung in Plattenwärmeübertragern. So untersuchen WEN & LI 2004 und WASEWAR ET AL. 2007 die Fehlverteilung in den Verteilerschalen, welche ohne den eigentlichen Wärmeübertrager modelliert werden. WANG ET AL. 2014 beschreiben eine Studie der hydrodynamischen Charakteristik von Plattenwärmeübertragern, in der die Verteilerschale direkt und der eigentliche Wärmeübertrager in Form eines vereinfachten porösen Mediums berücksichtigt werden. Von YANG ET AL. 2017 wird auch eine Verknüpfung zwischen Fehlverteilung und der thermischen Leistungsfähigkeit hergestellt, da die Autor*innen die Strömungssimulation in den Verteilerschalen mit einem NTU-Modell für die Abschätzung des Wärmeübergangs koppeln. In der Analyse eines relativ kleinen, zur katalytischen Verbrennung eingesetzten Plattenwärmeübertragers verwenden WANG & WANG 2007 ebenfalls ein Simulationsmodell, welches die Strömung im Apparat mit einem Porositätsmodell beschreibt. Auf Basis des Modells wird eine verbesserte Geometrie für den Wärmeübertrager ermittelt, wobei eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Experimenten im Labormaßstab und der Simulation festgestellt wird.

Die Untersuchung der Verteilergeometrien innerhalb von Plattenwärmeübertragern erfolgt in der Literatur hauptsächlich auf experimenteller Basis. Dabei stammt ein Großteil der verfügbaren Ergebnisse aus einer Gruppe von Forscher*innen, die in einer Veröffentlichung eine bestimmte Geometrie an einem relativ kleinen Prüfstand untersucht und in einer nachfolgenden Studie Verbesserungen vorgeschlagen hat [JIAO ET AL. 2003, JIAO & BAEK 2005]. Hierfür werden Messungen von Durchfluss und Temperatur an einem im Gegenstrom betriebenen Plattenwärmeübertrager ausgewertet. In späteren Arbeiten von ZHANG ET AL. 2015 und ZHANG ET AL. 2017 wird eine ähnliche Geometrie für den Einsatz in ein- und zweiphasigen Anwendungen untersucht. Dabei wird auch eine Variation der Orientierung des Finmaterials studiert. In diesen experimentellen Untersuchungen kann die Geometrie des Finmaterials jedoch nicht allein, sondern nur in Verbindung mit der anschließenden Verteilerschale betrachtet werden. Eine detaillierte Analyse des Strömungsbildes innerhalb der Einlassverteiler eines Wärmeübertragers ermöglicht einzig die Untersuchung von JEONG ET AL. 2018, die jedoch ausschließlich die isotherme Durchströmung eines sehr kleinen Versuchsaufbaus beinhaltet.

Neben den zahlreichen Studien, in denen der Einsatz von CFD bei der Simulation von Plattenwärmeübertragern auf einen kleinen Ausschnitt der Geometrie begrenzt wird, zeigen ZARGOUSHI ET AL. 2019 ein stationäres Modell, in welchem ein ganzer Apparat in industriell relevanter Größenordnung untersucht wird. Dabei lösen die Autor*innen sowohl die Geometrie der Trennbleche und Seitenleisten, als auch die genaue Geometrie des eingesetzten Finmaterials auf, wodurch auf den Einsatz der Korrelationsgleichungen theoretisch verzichtet werden könnte. Die Ausrichtung des Finmaterials in den Verteilern und Sammlern wird ebenfalls abgebildet. Die Arbeit

beschränkt sich jedoch auf einen einzigen Anwendungsfall, in dem der Abgleich mit experimentellen Daten den zusätzlichen Einsatz eines Porositätsmodells erforderlich macht. Das Modell ist stark auf den untersuchten Anwendungsfall angepasst und die Repräsentation der Geometrie erschwert die Übertragung des Ansatzes auf größere Wärmeübertrager.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass keine der betrachteten Arbeiten eine detaillierte Analyse der dreidimensionalen Temperaturverteilung im transienten Betrieb eines Plattenwärmeübertragers ermöglicht. Die wenigen in der Literatur beschriebenen transienten Modelle basieren auf deutlichen Vereinfachungen der Geometrie und ermöglichen – analog zu den stationären Modellen in Auslegungsqualität – keine detaillierte Berücksichtigung der Verteiler- und Sammlergeometrie. Die Anwendung von Modellen mit höherem Detailgrad in der Strömungsmechanik beschränkt sich größtenteils auf die Untersuchung kleiner Ausschnitte der Apparategeometrie, wobei häufig nur isotherme Simulationen oder stark vereinfachte Berechnungen des Wärmeübergangs durchgeführt werden. In der vorliegenden Arbeit wird hingegen ein Modell für die thermofluiddynamische Simulation vorgestellt, welches vielseitig anwendbar, dreidimensional aufgelöst und numerisch effizient ist. Neben der Möglichkeit, transienten Betrieb zu berücksichtigen, wird auch die Strömungsführung in Verteilern und Sammlern durch den Einsatz von CFD berücksichtigt.

Die Auslegung von Plattenwärmeübertragern mit mehreren Prozessströmen stellt eine komplizierte Aufgabe mit vielen Freiheitsgraden und mehreren Zielstellungen, wie hoher Effizienz oder geringen Betriebs- und Investitionskosten, dar. Um diesem Problem zu begegnen, stellen schon RENEAUME & NICLOUT 2003 einen Ansatz für die automatisierte Auslegung auf Basis einer Optimierungsroutine vor. Die Autor*innen verwenden ein verhältnismäßig einfaches Simulationsmodell und definieren minimale Herstellungskosten als Zielfunktion. WANG ET AL. 2017 präsentieren ein umfassendes System zur Optimierung der stationären Auslegung von Plattenwärmeübertragern, in dem neben den äußeren Abmessungen und der Stapelfolge auch die Auswahl von Finmaterialien berücksichtigt wird. Als Zielgröße für ein wünschenswertes Design wird dabei eine einheitliche Temperaturverteilung angestrebt. SONG & CUI 2019 präsentieren Ergebnisse für die ein- und mehrkriterielle Optimierung der Auslegung mit genetischen Algorithmen, wobei Betriebskosten und Effizienz als Zielgrößen definiert werden. Die Simulation stützt sich dabei auf ein relativ einfaches NTU-Modell.

In einigen Studien wird anstelle der vollständigen Auslegung auch nur ein Teilaspekt dieser im Detail betrachtet. So fokussieren sich beispielsweise WANG ET AL. 2015 und CHO ET AL. 2017 auf die Optimierung der Stapelfolge und verwenden kommerzielle Auslegungssoftware in Kombination mit genetischen Algorithmen. PENG ET AL. 2014 begegnen der Frage nach einer optimalen Stapelfolge mit einer Partikelschwarmoptimierung. WANG & LI 2016 geben einen Überblick über relevante Arbeiten an der Optimierung der Stapelfolge von Plattenwärmeübertragern. Auch Design und Auswahl von Finmaterialien werden im Detail mit Hilfe von Optimierungsroutinen untersucht. So studieren Arbeiten von GUO ET AL. 2015 und GUO ET AL. 2018 eine Methode für die Auswahl idealer Abmessungen des Finmaterials in einer mehrkriteriellen Optimierung,

welche gleichermaßen auf minimalen Druckverlust und minimale Baugröße des Wärmeübertragers abzielt. Der Wärmeübertrager wird dabei mit einem auf konzentrierten Parametern basierten Modell vereinfacht abgebildet. LIU ET AL. 2017 verwenden dagegen ein detailliertes CFD-Modell für die Durchströmung von Finmaterialien und einen mehrkriteriellen genetischen Algorithmus für eine simultane Optimierung von Druckverlust und Wärmeübergang. Von RICHTER DO NASCIMENTO ET AL. 2020 wird eine ähnliche Aufgabe mit einer Kombination aus CFD-Simulation und neuronalen Netzen behandelt.

Optimierungsroutinen finden demnach eine breite Anwendung bei der Auslegung von Plattenwärmeübertragern. Aufgrund der Art der Problemstellung werden zwar häufig genetische Algorithmen eingesetzt. In einigen Anwendungen kommen aber auch andere Algorithmen zum Einsatz. In der Regel basieren die Ansätze auf sehr anwendungsspezifischen Simulationsmodellen, die entweder für Auslegung mit relativ geringem Detailgrad oder für einen Teilaspekt der Auslegung mit sehr hohem Detailgrad geeignet sind. Die Ansätze sind daher kaum erweiterungsfähig oder anpassbar. Folglich kann beispielsweise keiner der vorgestellten Ansätze für eine Optimierung des dynamischen Betriebs herangezogen werden. In dieser Arbeit wird daher ein flexibles Rahmenwerk vorgestellt, welches die Vorteile des neu entwickelten, vielseitigen Simulationsmodells nutzt, um eine einfache Anpassung auf verschiedene Anwendungsgebiete zu ermöglichen. Um eine große Auswahl verschiedener Optimierungsalgorithmen zu ermöglichen, werden diese nicht direkt im Modell implementiert. Stattdessen wird für die Optimierung auf die frei verfügbare Software *DAKOTA* von ADAMS ET AL. 2020 zurückgegriffen, welche zahlreiche Routinen für Parameterstudien und Optimierungsaufgaben enthält und an verschiedenste Berechnungsmodelle gekoppelt werden kann.

4 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen für das im Rahmen dieser Arbeit präsentierte Simulationsmodell und die beschriebenen Anwendungsfälle vorgestellt. Neben dem geometrischen Aufbau eines Plattenwärmeübertragers werden die für eine thermofluiddynamische Simulation relevanten physikalischen Phänomene innerhalb und zwischen Metallkomponenten und Prozessfluiden sowie die nötigen Erhaltungsgleichungen beschrieben. Zusätzlich wird der für diese Arbeit zentrale Ansatz, Wärmeübergang und Druckverlust mit Hilfe eines Porositätsmodells abzubilden, begründet. Zuletzt werden genetische Algorithmen als Ansatz zur Optimierung der Geometrie von Plattenwärmeübertragern vorgestellt. In diesem Rahmen werden auch Kriterien zur Bewertung der Leistungsfähigkeit von Plattenwärmeübertragern beschrieben.

4.1 Aufbau eines Plattenwärmeübertragers

In Plattenwärmeübertragern steht jedem Prozessmedium ein von den anderen Strömen abgetrennter Raum zur Verfügung, weshalb unterschiedliche Ströme nur in indirektem Kontakt zueinander stehen. Dies bedeutet, dass keine Durchmischung stattfindet und Wärme zwischen den Strömen nur über eine mit allen Prozessströmen in Kontakt stehende Matrix aus Metall übertragen wird. In verfahrenstechnischen Anlagen werden die Wärmeübertrager meist gleichzeitig von warmen und kalten Medien durchströmt und zählen daher prinzipiell zu den Rekuperatoren [SHAH ET AL. 2015a].

Aufgrund des indirekten Kontakts lässt sich der strukturelle Aufbau eines Plattenwärmeübertragers in zwei Teile gliedern: Den Aufbau einer sogenannten Passage, dem Raum, in dem sich die Strömung eines Prozessmediums ausbildet, sowie den äußeren Aufbau des Wärmeübertragers, also die Art der Verbindung einzelner Passagen. Diese werden nachfolgend getrennt voneinander beschrieben.

4.1.1 Begriffsdefinition

Es gibt mehrere verschiedene Bauarten, die mit dem deutschen Begriff „Plattenwärmeübertrager“ zusammengefasst werden. Weit verbreitet sind beispielsweise Wärmeübertrager aus gewellten Platten, die miteinander verschraubt oder verspannt und mit Hilfe von Gummi nach außen abgedichtet werden. Diese Arbeit beschränkt sich jedoch ausschließlich auf Wärmeübertrager aus glatten Trennblechen, welche mit Seitenleisten und einem Finmaterial verlötet werden. Dabei dienen die Platten und Seitenleisten hauptsächlich zur Abgrenzung der einzelnen Prozessströme, während das Finmaterial

die Festigkeit erhöht und die effiziente Wärmeübertragung ermöglicht. Das Finmaterial wird aus einem gewellten Blech gefertigt, wodurch es eine hohe Oberfläche für den Wärmeübergang bereitstellt. Zudem beeinflusst es die Strömung und soll deren Turbulenz erhöhen. Diese Apparate werden aus Aluminium gefertigt und im Englischen als „*Brazed Aluminum Plate-fin Heat Exchanger*“ bezeichnet. HAUSEN & LINDE 2013 erwähnen für diese Bauart die spezifischere Bezeichnung „Platten-Rippen Wärmeübertrager“, welche in der Praxis aber keine breite Anwendung findet. Die Bauform eignet sich besonders für größere Wärmeübertrager, die bei kryogenen Temperaturen und einer großen Anzahl von Prozessströmen eingesetzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Begriff „Plattenwärmeübertrager“ synonym für diese spezielle Bauart verwendet. [HESSELGREAVES ET AL. 2017]

4.1.2 Aufbau einer Passage

Eine Passage bezeichnet den Raum in einem Plattenwärmeübertrager, in dem ein bestimmtes Prozessfluid strömen kann. Für jedes Prozessmedium wird eine Passage ausgelegt, wobei diese in der Regel aus mehreren identischen Lagen des Wärmeübertragers besteht. Jede Lage wird durch Trennbleche von benachbarten Lagen und durch Seitenleisten nach außen abgegrenzt. Im Inneren der Lage wird ein Finmaterial eingesetzt, welches als dünnes, mit hohem Lückengrad gewelltes Blech ausgeführt wird. Seitenleisten, Trennbleche und Finmaterial stellen eine metallische Matrix dar, die ein Prozessfluid umschließt. Der grundlegende Aufbau einer Lage wird in Abbildung 4.1 veranschaulicht.

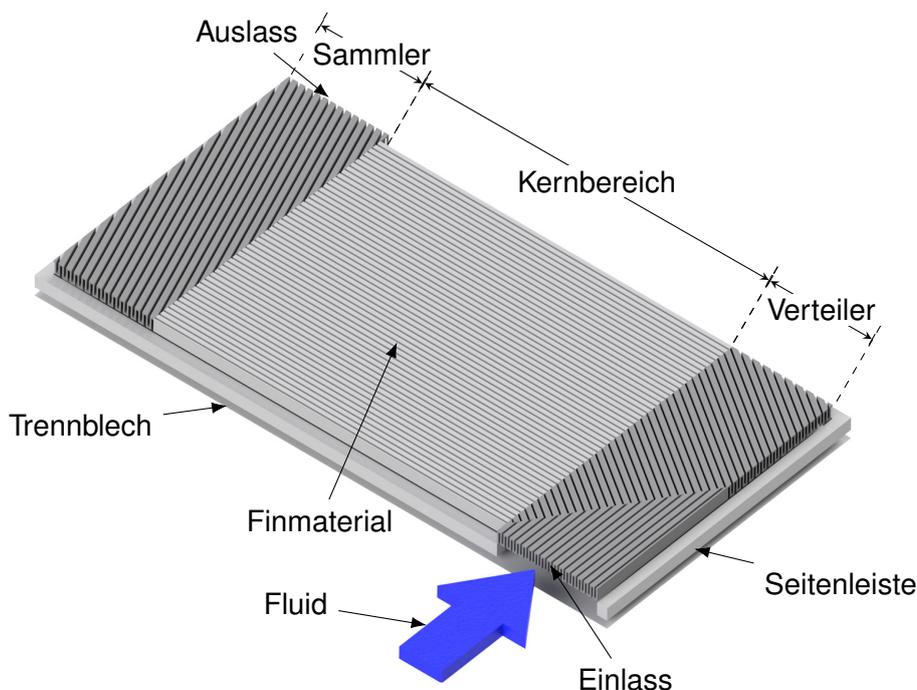


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau einer Lage eines Plattenwärmeübertragers

Innerhalb einer Passage kommen dem Finmaterial verschiedene Aufgaben zu: Einerseits wird die kanalartige Struktur der gewellten Bleche im Verteiler und Sammler gezielt so eingesetzt, dass die Strömung des Prozessfluids entlang eines bevorzugten Pfades durch den Apparat geführt und möglichst gleichmäßig über den Querschnitt jeder Lage verteilt wird. Andererseits stellt es die für effizienten Wärmeübergang benötigte hohe spezifische Austauschfläche von bis zu $5900 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$ bereit [SHAH ET AL. 2015a]. Hierfür wird besonders im Kernbereich häufig ein besonders fein strukturiertes Finmaterial verwendet. Es gibt zahlreiche Varianten verschiedener Finmaterialien. Zu den häufigsten zählen glatte, geschnittene, gelochte und gewellte Strukturen, welche in Abbildung 4.2 gezeigt werden.

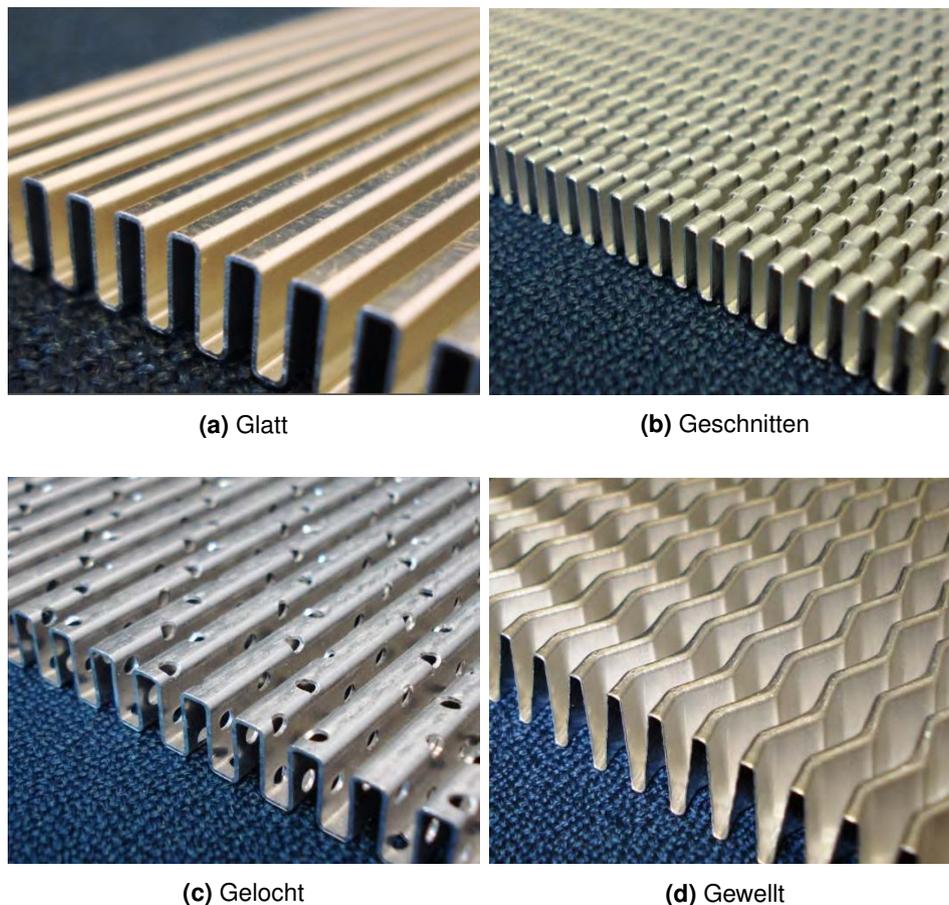


Abbildung 4.2: Beispiele für verschiedene Typen von Finmaterialien [ALPEMA 2010]

Weiterhin gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, wie die Kanalstruktur des Finmaterials zur Strömungsführung durch die Passage eingesetzt werden kann. Ziel dieser sogenannten Verteiler- und Sammlergeometrien ist es, das Prozessmedium mit möglichst geringem Druckverlust, also mit wenigen Umlenkungen, gleichmäßig verteilt durch jede Lage der Passage zu führen. Die Größe und Position der Ein- und Auslässe einer Passage ist bei Wärmeübertragern mit mehreren Prozessströmen dabei aufgrund der umliegenden Verrohrung nicht völlig unabhängig von den anderen Passagen wählbar. In Abbildung 4.3 werden beispielhaft einige mögliche Verteiler- und Sammlergeometrien veranschaulicht.

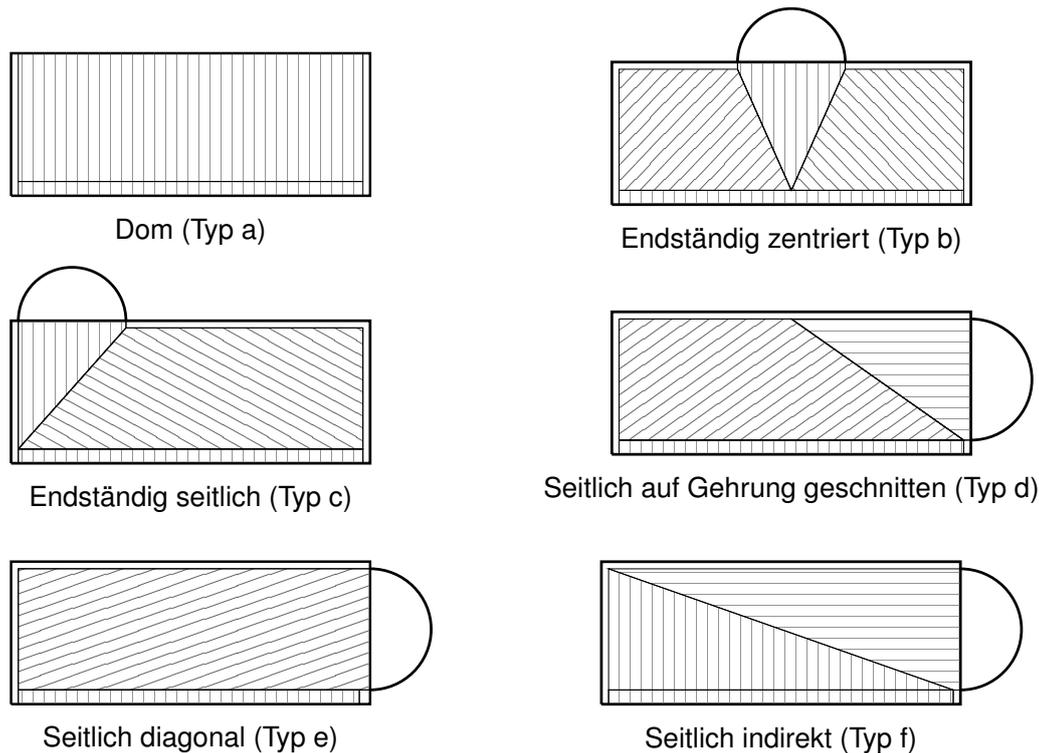


Abbildung 4.3: Beispielhafte Geometrien für Verteiler und Sammler. Die Schraffur deutet die Orientierung des Finmaterials und der Halbkreis die Position einer Verteilerschale an¹

Bei den Geometrien mit endständiger Verteilerschale (Typ a, b und c) wird der jeweilige Prozessstrom über die gesamte Länge eines Wärmeübertragers geführt. Die Geometrien mit seitlich angebrachten Verteilerschalen (Typ d, e und f) bieten die zusätzliche Flexibilität, einzelne Prozessströme nur über einen Teil der Gesamtlänge des Apparats zu führen, was beispielsweise bei in Luftzerlegungsanlagen eingesetzten Plattenwärmeübertragern mit vielen Prozessströmen üblich ist.

4.1.3 Aufbau eines Blocks

Die einzelnen Lagen aller Passagen in einem Plattenwärmeübertrager werden im Fertigungsprozess in einer definierten Abfolge, der Stapelfolge, aufeinander gestapelt. Diese wird dabei so gewählt, dass ein besonders effizienter Wärmeübergang von den warmen auf die kalten Prozessströme ermöglicht wird. Die gestapelten Lagen werden in einem Lötöfen unter Vakuum zu einem festen Block verlötet. Ein solcher Block ist beispielhaft in Abbildung 4.4a dargestellt. Hierin sind die Ein- und Auslässe der einzelnen Lagen zu erkennen. Da alle Lagen einer Passage geometrisch identisch sind, liegen ihre Ein- und Auslässe in Stapelrichtung übereinander. Sie werden im weiteren Fertigungsprozess von jeweils einer Verteilerschale abgedeckt, welche über einen oder mehrere Stutzen für den Anschluss an die umgebende Verrohrung verfügt. Dies ist

¹ In der Domgeometrie (Typ a) ist die Verteilerschale aufgrund ihrer Größe nicht dargestellt

beispielhaft in Abbildung 4.4b gezeigt und veranschaulicht auch, warum die Position der Ein- und Auslässe einzelner Passagen nicht unabhängig von den anderen Passagen im Wärmeübertrager gewählt werden können: Die Verteilerschalen unterschiedlicher Passagen können einander nicht überlappen.

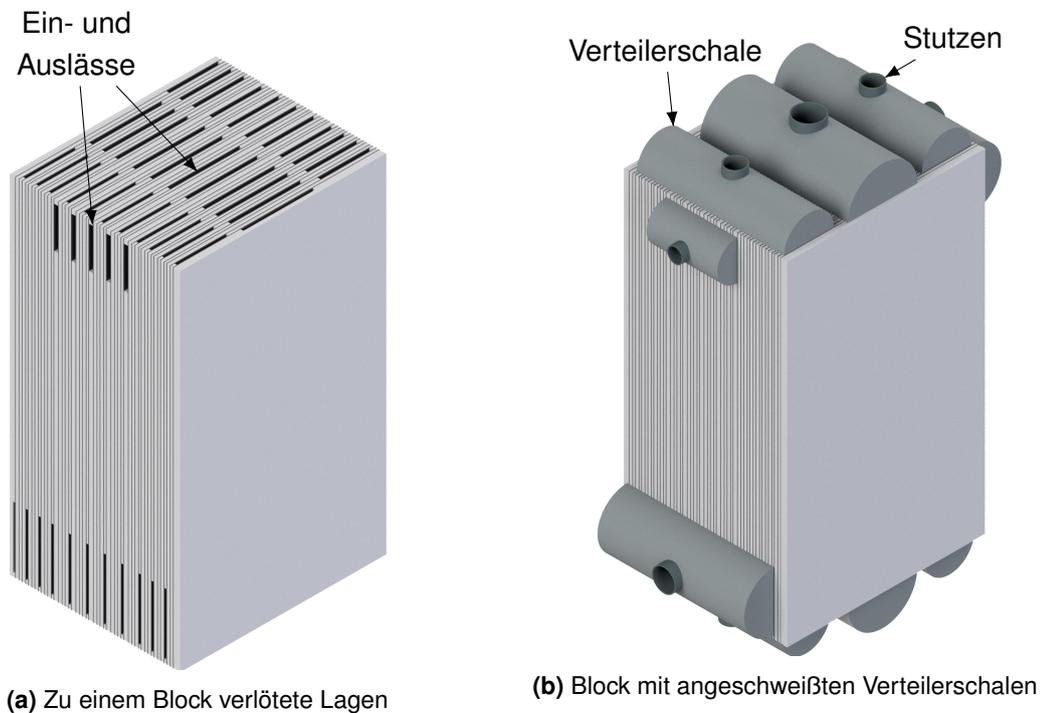


Abbildung 4.4: Darstellung und Beschreibung der Geometrie eines Plattenwärmeübertragers

Für effizienten Wärmeübergang wird der Block üblicherweise so aufgebaut, dass die warmen und kalten Prozessströme im Gegenstrom durch den Apparat geführt werden. Beim Einbau des Apparats in die verfahrenstechnische Anlage wird dieser dann meist so orientiert, dass kalte Ströme entgegen des Schwerefeldes nach oben und warme Ströme im Gegenstrom dazu mit dem Schwerefeld nach unten strömen. So wird der natürliche Auftrieb durch die temperaturabhängige Dichte der Prozessfluide ausgenutzt.

4.2 Wechselwirkungen im Plattenwärmeübertrager

Der erste Schritt in der Modellierung von Plattenwärmeübertragern ist es, alle für die Beschreibung der Thermofluidodynamik relevanten Transportmechanismen und physikalischen Phänomene zu erfassen. In diesem Abschnitt werden zudem die physikalischen Gesetzmäßigkeiten zu deren Beschreibung erläutert.

4.2.1 Grundlegender Überblick

Die relevanten Wechselwirkungen zwischen den bereits beschriebenen Bestandteilen eines Plattenwärmeübertragers sind in Abbildung 4.5 schematisch dargestellt.

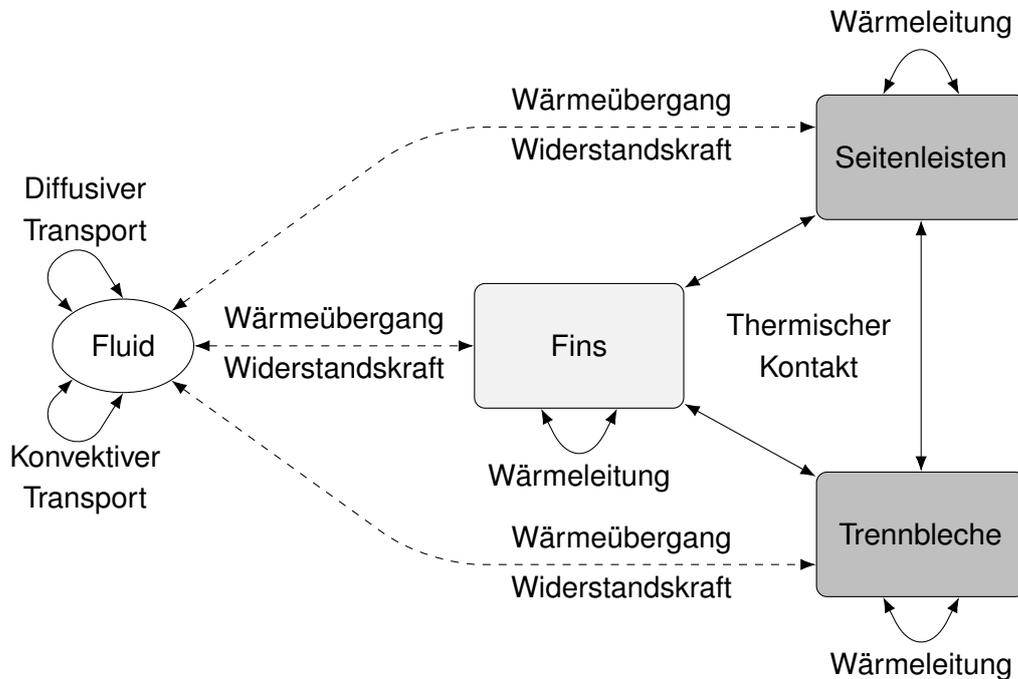


Abbildung 4.5: Veranschaulichung relevanter Wechselwirkungen im Block eines Plattenwärmeübertragers

Der Wärmeübertrager besteht aus Seitenleisten, Trennblechen, Fins und Prozessfluiden. Die metallischen Bauteile sind Feststoffe, weshalb der diffusive Transport von Energie in Form von Wärmeleitung den einzigen relevanten Transportmechanismus in diesen Bauteilen darstellt. Sie alle sind flächig zu einem Bauteil verlötet, wodurch sie in thermischem Kontakt zueinander stehen. Die Wärmeübertrager werden als ideal isoliert betrachtet, weshalb kein Wärmeübergang zur Umgebung berücksichtigt wird.

Innerhalb der Prozessfluide, welche durch den Apparat strömen, treten sowohl diffusive als auch konvektive Transportmechanismen für Masse, Energie und Impuls auf. Die für die thermofluidynamische Modellierung wichtigste Wechselwirkung in einem Plattenwärmeübertrager ist die Interaktion eines Prozessfluids mit der durchströmten metallischen Matrix aus Finmaterial, Seitenleisten und Trennblechen. Dabei treten an den Kontaktflächen zwischen Fluid und Festkörper Widerstandskräfte auf, welche eine mit steigendem Strömungsweg zunehmende Verringerung des Druckes in der Fluidströmung verursachen. An den Kontaktflächen tritt außerdem konvektiver Wärmeübergang zwischen dem Prozessfluid und den Festkörpern auf. Da unterschiedliche Prozessfluide nicht direkt miteinander in Kontakt stehen, ist dieser konvektive Wärmeübergang in Kombination mit der Wärmeleitung in der metallischen Matrix in Plattenwärmeübertragern der einzige Weg für die gewünschte Übertragung von Energie zwischen warmen und kalten Prozessströmen.

Für die Modellierung eines Plattenwärmeübertragers müssen demnach die folgenden Wechselwirkungen und physikalischen Phänomene beschrieben werden:

- Wärmeleitung in Festkörpern und Fluiden,
- Thermischer Kontakt zwischen Festkörpern,
- Konvektiver Transport in strömenden Fluiden,
- Interaktion zwischen strömenden Fluiden und Feststoffen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden alle Prozessfluide als homogene Reinstoffe betrachtet, wodurch der diffusive Transport von Masse aufgrund des fehlenden Konzentrationsgradienten vernachlässigt werden kann. Dieses Vorgehen eignet sich für Prozesse, in denen weder chemische Reaktionen, Mischungseffekte, noch ein signifikanter Einfluss einer möglichen Relativbewegung mehrerer Phasen erwartet werden. Durch diese Annahme können die in der Luftzerlegung relevanten Stoffe Stickstoff, Sauerstoff, Argon und Luft identisch behandelt werden, obwohl es sich bei letzterem um ein Gemisch handelt. Ferner wird Unbeweglichkeit der metallischen Bauteile angenommen. Jegliche Auswirkungen einer Übertragung von Kräften von der Fluidströmung auf die Feststoffe werden daher vernachlässigt. Der thermische Kontakt zwischen metallischen Bauteilen wird als ideal angenommen. Wegen der perfekten Isolation nach außen und relativ geringer zu erwartender Temperaturunterschiede zwischen den betrachteten Bauteilen wird Strahlung als Transportmechanismus vernachlässigt. Die relevanten Mechanismen werden nachfolgend im Detail beschrieben.

4.2.2 Wärmeleitung und thermischer Kontakt

Die Wärmeleitung ist ein sowohl in Fluiden als auch Feststoffen auftretender diffusiver Mechanismus des Energietransports. Die hierdurch übertragene Wärmestromdichte \dot{q}^λ eines Körpers mit der Wärmeleitfähigkeit λ kann nach POLIFKE & KOPITZ 2009 mit Hilfe des Fourier'schen Gesetzes beschrieben werden. Für eine mehrdimensionale Betrachtung gilt daher Gleichung (4.1), in der der Temperaturgradient ∇T innerhalb des Mediums als Triebkraft auftritt:

$$\dot{q}^\lambda = -\lambda \nabla T. \quad (4.1)$$

In metallischen Festkörpern und homogenen Fluiden kann üblicherweise von einer Richtungsunabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit λ ausgegangen werden, weshalb sie hier als skalare Größe betrachtet wird. Bei ausgeprägter Anisotropie kann Gleichung (4.1) mit einer tensoriellen Wärmeleitfähigkeit formuliert werden [MOUKALLED ET AL. 2016].

Stehen zwei wärmeleitende Festkörper 1 und 2 miteinander in idealem thermischen Kontakt, kann Wärme zwischen den Festkörpern übertragen werden. Dabei gelten nach

POLIFKE & KOPITZ 2009 an der Kontaktfläche die beiden folgenden Kopplungsbedingungen:

$$T_1 = T_2 \quad (4.2)$$

$$\dot{q}_1^\lambda = \dot{q}_2^\lambda. \quad (4.3)$$

Nach diesen Beziehungen sind an der Kontaktfläche der beiden Körper sowohl die Temperaturen als auch die durch Wärmeleitung transportierten Wärmestromdichten identisch.

4.2.3 Konvektiver Transport

Der konvektive Transport bezeichnet nach POLIFKE & KOPITZ 2009 die „Mitnahme“ von Masse oder Energie durch ein strömendes Fluid. Grundsätzlich kann zwischen erzwungener, also durch äußere Einwirkung hervorgerufener, und natürlicher Konvektion unterschieden werden. Natürliche Konvektion ist eine aus Auftriebskräften, welche infolge von Temperatur- oder Dichtegradienten auftreten, resultierende Strömung. Diese kann in technischen Anwendungen von Plattenwärmeübertragern gegenüber der erzwungenen Konvektion in der Regel vernachlässigt werden.

Für die mathematische Beschreibung des konvektiven Transports in als Kontinuum betrachteten Fluiden eignet sich das Reynolds'sche Transporttheorem, dessen Herleitung in zahlreichen Werken zur Kontinuumsmechanik, z. B. in ALTENBACH 2012, genau beschrieben wird. In Anlehnung an die Beschreibung von KUHLMANN 2014 wird das Reynolds'sche Transporttheorem in diesem Abschnitt für eine beliebige vom Ort \boldsymbol{x} und der Zeit t abhängige physikalische Größe $b(\boldsymbol{x}, t)$ formuliert. Von Interesse ist die Änderung der integralen Größe $B(\boldsymbol{x}, t)$ im betrachteten System, wobei für ein bestimmtes Volumen V , in dem die Größe b definiert ist, der folgende Zusammenhang gilt:

$$B = \int_V b \, dV. \quad (4.4)$$

Das Reynolds'sche Transporttheorem beschreibt die Änderung der Größe B im dreidimensionalen Raum gemäß Gleichung (4.5):

$$\frac{dB}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V b \, dV = \int_V \frac{\partial b}{\partial t} \, dV + \int_S b \boldsymbol{v} \cdot \boldsymbol{n} \, dS. \quad (4.5)$$

Hierin ist V ein ortsfestes Kontrollvolumen, welches von der Oberfläche S begrenzt wird. Die Strömungsgeschwindigkeit des betrachteten homogenen Fluids wird mit \boldsymbol{v} bezeichnet und \boldsymbol{n} stellt den nach außen gerichteten Normalenvektor der Oberfläche S dar. Die totale zeitliche Änderung der Größe B setzt sich also aus einem Volumenintegral über die zeitliche Änderung und einem Oberflächenintegral über den Fluss der Größe zusammen

[KUHLMANN 2014]. Das enthaltene Flächenintegral kann mithilfe des Gauß'schen Integralsatzes in ein Volumenintegral überführt werden:

$$\int_S \mathbf{bv} \cdot \mathbf{n} \, dS = \int_V \nabla \cdot (\mathbf{bv}) \, dV. \quad (4.6)$$

Dadurch ergibt sich das Transporttheorem in der in Gleichung (4.7) gezeigten Form:

$$\frac{dB}{dt} = \int_V \frac{\partial b}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{bv}) \, dV. \quad (4.7)$$

Für den Fall, dass im betrachteten System eine Quelle oder Senke für die physikalischen Größe B vorliegt, wird diese gemäß Gleichung (4.8) definiert:

$$\frac{dB}{dt} = \Omega = \int_V \omega \, dV. \quad (4.8)$$

Hier bezeichnet Ω den integralen Wert der Quelle und ω die Quellendichte.

Wird nun ein infinitesimal kleines Volumen $V \rightarrow 0$ betrachtet, so lässt sich eine differentielle Form des Transporttheorems formulieren:

$$\frac{\partial b}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{bv}) = \omega. \quad (4.9)$$

Die Formulierung der Transportgleichung (4.9) kann für verschiedene physikalische Größen wie Masse, Energie oder Impuls erfolgen. Ob eine Quellendichte ω zu berücksichtigen ist, hängt dabei sowohl von der betrachteten Größe als auch von den Annahmen ab, mit denen der jeweilige physikalische Vorgang beschrieben wird.

4.2.4 Interaktion zwischen Fluiden und Feststoffen

Wenn ein fluides Medium über einen Festkörper strömt, führen molekulare Wechselwirkungen nach KUHLMANN 2014 dazu, dass das Fluid in kontinuumsmechanischer Betrachtung am Feststoff haftet. Diese Haftbedingung führt im Falle eines ruhenden Festkörpers dazu, dass die Strömungsgeschwindigkeit eines Fluids an der Kontaktfläche gleich Null wird. Dies wirkt sich sowohl auf das Strömungs- als auch auf das Temperaturfeld eines Fluids aus, was in Abbildung 4.6 veranschaulicht wird.

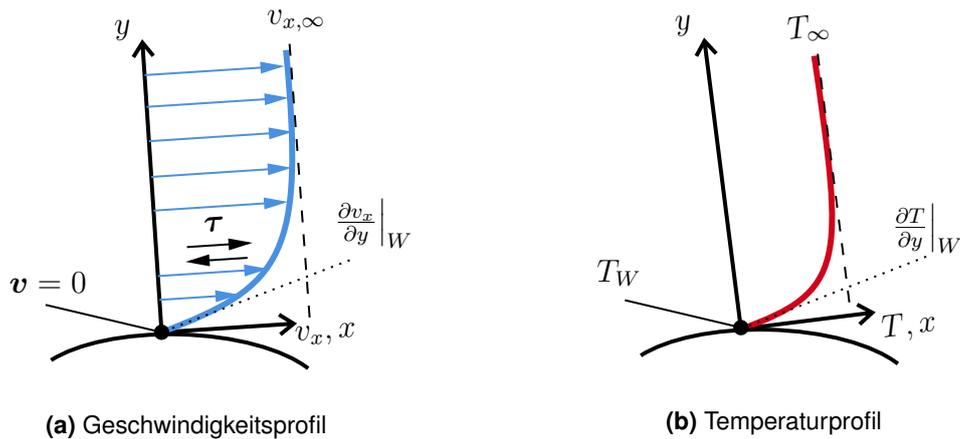


Abbildung 4.6: Veranschaulichung von Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung nahe einer überströmten Wand bei gegebener Haftbedingung

Strömungswiderstand und Druckverlust

In Abbildung 4.6a ist beispielhaft ein stationäres Geschwindigkeitsprofil an einer überströmten Oberfläche beispielhaft gezeigt, welches sich zwischen der Kernströmung mit Strömungsgeschwindigkeit $v_{x,\infty}$ und der Kontaktfläche, an der die Strömungsgeschwindigkeit gleich Null ist, ausbildet. POLIFKE & KOPITZ 2009 beschreiben, dass die Viskosität η realer Fluide Reibungs- oder Schubspannungen τ zwischen benachbarten Fluidelementen verursacht. Im Fall einer inkompressiblen Strömung ergibt sich die Wandschubspannung τ_W direkt an der Wand über die wandnormale Änderung der parallel zur Wand orientierten Komponente der Strömungsgeschwindigkeit v_x zu:

$$\tau_W = \eta \left. \frac{\partial v_x}{\partial y} \right|_W. \quad (4.10)$$

Bei bekanntem Geschwindigkeitsfeld kann der gesamte Reibungswiderstand durch Integration der Schubspannung über die überströmte Oberfläche ermittelt werden. Treten in der Geometrie zudem Flächen auf, die nicht vollständig parallel zur Strömung orientiert sind, liefert der Form- oder Druckwiderstand einen zusätzlichen Beitrag zum Strömungswiderstand. Während der Reibungswiderstand von der Viskosität des Fluids abhängt, wird der Druckwiderstand hauptsächlich von der betrachteten Geometrie beeinflusst [KUHLMANN 2014]. In der Praxis ist die Angabe eines Widerstandsbeiwertes c_w gebräuchlich, bei dem die gesamte Widerstandskraft F_w durch den Staudruck und eine Referenzfläche A entdimensioniert wird:

$$c_w = \frac{F_w}{\frac{\rho}{2} v_{x,\infty}^2 A}. \quad (4.11)$$

Um trotz auftretender Reibungs- und Formwiderstände eine Strömung durch einen Wärmeübertrager zu ermöglichen, ist eine Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Apparates nötig. Diese stellt sich in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit

und der gesamten Widerstandskraft F_w ein und wird in der Praxis als Druckverlust bezeichnet.

Für die Modellierung von Wärmeübertragern wird eine Berechnung des Strömungswiderstandes durch verschiedene Faktoren erschwert. Der Schubspannungstensor τ ist bei dreidimensionaler Betrachtung anisotrop und die vereinfachende Annahme einer inkompressiblen Strömung ist bei Gasströmungen häufig nicht zutreffend. Auch die Ermittlung des hier als bekannt vorausgesetzten Geschwindigkeitsfeldes und des zur Bestimmung des Formwiderstands nötigen Druckfeldes ist bei praktisch eingesetzten Geometrien nicht trivial. Dagegen ist die messtechnische Bestimmung des Druckverlustes relativ einfach, was oftmals einen Rückschluss auf die unbekanntenen Widerstandskräfte erlaubt.

Konvektiver Wärmeübergang

Abbildung 4.6b zeigt das Temperaturfeld einer Strömung über einem Festkörper mit geringerer Temperatur T_W . Aufgrund der Haftbedingung kann Wärme unmittelbar an der Wand W nur durch Wärmeleitung übertragen werden, da der konvektive Transport im Fluid zum Erliegen kommt. Die konvektiv zwischen Wand und Fluid übertragene Wärmestromdichte \dot{q}^α ergibt sich demnach gemäß Gleichung (4.12): [POLIFKE & KOPITZ 2009]

$$\dot{q}^\alpha = \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_W . \quad (4.12)$$

Die Wärmestromdichte hängt jedoch nicht nur von der Wärmeleitfähigkeit, sondern auch vom konvektiven Transport in der wandnahen Strömung ab. Abgekühltes Fluid wird von der Wand weg transportiert, was den wandnahen Temperaturgradienten beeinflusst. Der übertragene Wärmestrom ergibt sich folglich aus einem Zusammenspiel zwischen Wärmeleitung und konvektivem Transport.

Für eine makroskopische, mathematische Beschreibung der konvektiven Wärmestromdichte \dot{q}^α eignet sich der Newton'sche Ansatz:

$$\dot{q}^\alpha = \alpha (T_W - T_\infty) . \quad (4.13)$$

Darin bezeichnet α den Wärmeübergangskoeffizienten, T_W die Temperatur der Wand und T_∞ die Fluidtemperatur in der Kernströmung. Der Wärmeübergangskoeffizient hängt, ähnlich wie der Widerstandsbeiwert, nach POLIFKE & KOPITZ 2009 in nicht-trivialer Weise von der Geometrie, dem Strömungsfeld und den Stoffeigenschaften ab.

Mit den erläuterten Zusammenhängen zwischen Strömung, Widerstandskräften und Wärmeübergangskoeffizienten sind die Grundlagen zur Beschreibung der relevanten Phänomene in Plattenwärmeübertragern vollständig. Die vorgestellten Beziehungen reichen jedoch nicht aus, um Druckverlust oder Wärmeübergang in realen Apparaten

realitätsgetreu zu berechnen. Verschiedene Lösungsansätze für diese Aufgabe werden im nächsten Abschnitt vorgestellt.

4.3 Wärmeübergang und Druckverlust in Finstrukturen

Für die Modellierung von Plattenwärmeübertragern sind die Bestimmung des Wärmeübergangs und des von Reibungskräften verursachten Druckverlustes von zentraler Bedeutung. Beide Phänomene hängen jedoch, wie im vorigen Abschnitt beschrieben wird, in nicht-trivialer Weise vom Strömungsfeld nahe der Kontaktflächen zwischen Fluid und Metall ab. Den Großteil dieser Kontaktflächen stellt das Finmaterial bereit, welches im Allgemeinen nicht durch eine vereinfachte Geometrie wie eine ebene Platte beschrieben werden kann. In der Praxis gibt es zwei grundsätzlich verschiedene Herangehensweisen, um die Durchströmung von Finstrukturen zu untersuchen: Eine detaillierte Simulation des Strömungszustandes auf Basis von numerischer Strömungsmechanik und eine empirische Beschreibung auf Basis von experimentell ermittelten Korrelationen. In diesem Kapitel werden zunächst diese beiden Ansätze erläutert, bevor abschließend ein Porositätsmodell als eine Art der Kombination beider Methoden erläutert wird.

4.3.1 Detaillierte Strömungssimulation

Wie in Abschnitt 4.2.4 beschrieben wird, stehen Druckverlust und Wärmeübergang mit der Geschwindigkeitsverteilung in wandnahen Bereichen der Strömung in Verbindung. Werden, wie bei der Simulation von Wärmeübertragern aufgrund hoher Temperaturunterschiede üblich, temperaturabhängige Stoffwerte betrachtet, ergibt sich ein gekoppeltes Problem, da Wärmeübergang und Strömungsfeld sich wechselseitig beeinflussen. Zur Abgrenzung zwischen Kernströmung und den wandnahen Bereichen eignet sich das von PRANDTL 1904 eingeführte Konzept der Grenzschicht, welches auch von POLIFKE & KOPITZ 2009 beschrieben und in Abbildung 4.7 veranschaulicht wird.

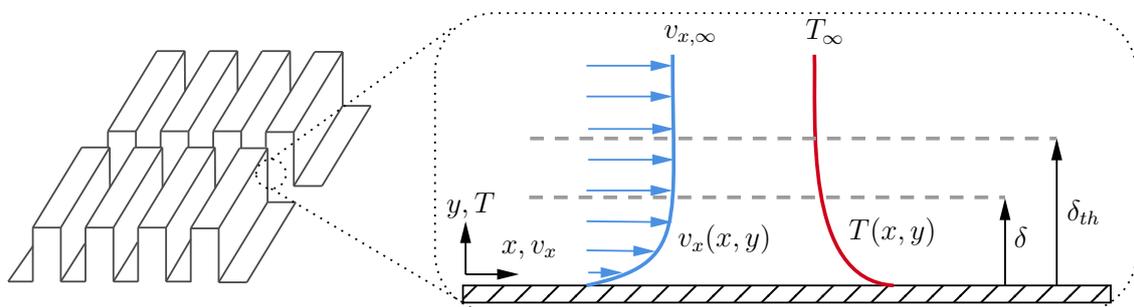


Abbildung 4.7: Veranschaulichung von thermischer und hydrodynamischer Grenzschicht am Finmaterial nach POLIFKE & KOPITZ 2009

Die hydrodynamische Grenzschicht δ stellt den Bereich zwischen Kernströmung und Wand dar, in dem die Geschwindigkeit vom Wert der Kernströmung $v_{x,\infty}$ auf Null

absinkt. Innerhalb der Grenzschicht sind Zähigkeitskräfte zu berücksichtigen, während im Kernbereich eine deutliche Dominanz des konvektiven Impulstransportes vorliegt. Analog dazu umfasst die thermische Grenzschicht δ_{th} den Bereich, in dem die Temperatur vom Wert der Kernströmung T_∞ auf den Wert an der Wand T_W übergeht. In der Kernströmung kann diffusiver Energietransport gegenüber dem konvektiven Transport vernachlässigt werden, während innerhalb der Grenzschicht beide Effekte berücksichtigt werden müssen. Im Allgemeinen ist die Dicke beider Grenzschichten unterschiedlich. Die Prandtl-Zahl Pr , welche das Verhältnis von dynamischer Viskosität η , isobarer Wärmekapazität c_p und Wärmeleitfähigkeit λ beschreibt, stellt nach Gleichung (4.14) auch ein Maß für das Verhältnis der beiden Grenzschichtdicken dar: [POLIFKE & KOPITZ 2009]

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} = \frac{\delta}{\delta_{th}}. \quad (4.14)$$

Grundsätzlich ermöglichen diese Annahmen die sog. Grenzschichtnäherungen, welche eine Vereinfachung der für das Strömungsfeld bestimmenden Navier-Stokes-Gleichungen darstellen. Sie erlauben dadurch eine näherungsweise Bestimmung von Geschwindigkeits- und Temperaturprofilen und damit der Wandschubspannung τ_W und des Wärmeübergangskoeffizienten α . In Plattenwärmeübertragern treten häufig turbulente Strömungsformen auf, da sich der Wärmeübergang und damit die Leistung des Apparats verbessern lässt. Dies verkompliziert die in Abbildung 4.7 gezeigten Zusammenhänge jedoch weiter, da die Ausbildung einer Grenzschicht sowie der konvektive und konduktive Transport in dieser signifikant von der Turbulenz beeinflusst werden können. [POLIFKE & KOPITZ 2009]

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten und Widerstandsbeiwerten durch numerische Strömungssimulation ein sehr komplexes Problem darstellt. Ein Rechengitter für diese Aufgabenstellung muss zunächst mindestens fein genug sein, um die Oberfläche der Finstrukturen aufzulösen. Deren geometrische Abmessungen liegen jedoch im Bereich von Millimetern und damit mehrere Größenordnungen unter den Abmessungen typischer Plattenwärmeübertrager [KAYS & LONDON 1984]. Schon allein dieses weite Spektrum an betrachteten Skalen führt dazu, dass das Rechengbiet einer solchen detaillierten Strömungssimulation auf einen kleinen Ausschnitt der Fingeometrie begrenzt werden muss, da der numerische Aufwand zur Abbildung des gesamten Apparates zu hoch wäre. Zur Berechnung der relevanten Vorgänge in den Grenzschichten müssen diese zusätzlich mit ausreichender Genauigkeit vom Rechenetz erfasst werden, was die Anforderungen an die Auflösung des Rechengitters weiter erhöht. Soll der praktische Einsatzbereich von Wärmeübertragern vollständig abgedeckt werden, so müssen auch die von Turbulenz hervorgerufenen Veränderungen berücksichtigt werden. In der Praxis erfordert dies den Einsatz geeigneter Turbulenzmodelle, welche einerseits weitere Anforderungen an das Rechengitter und die numerischen Verfahren stellen und andererseits die Übertragbarkeit des Simulationsansatzes auf andere Geometrien und Strömungsbedingungen erschweren.

Die allein aufgrund des numerischen Aufwandes notwendige Beschränkung des betrachteten Rechengebiets auf einen relativ kleinen Ausschnitt der Fingometrie ermöglicht die Annahme einer näherungsweise konstanten Dichte der Fluidströmung und entkoppelt dadurch das Temperatur- vom Geschwindigkeitsfeld. Unter dieser Vereinfachung ist die numerische Bestimmung von Wärmeübergangs- und Widerstandsbeiwerten von verschiedenen Finstrukturen möglich, was in der Literatur beispielsweise von WANG ET AL. 2009 und SHEIK ISMAIL ET AL. 2009 für verschiedene Finmaterialien beschrieben und mit experimentellen Daten validiert wird.

4.3.2 Empirische Korrelationsgleichungen

Trotz der beschriebenen Schwierigkeiten bei der numerischen Beschreibung von Finmaterialien ist es seit mehreren Jahrzehnten möglich, Plattenwärmeübertrager mit hoher Genauigkeit auszulegen. Der Grund hierfür ist, dass für die Auslegungsrechnung nicht das exakte Strömungsfeld, sondern die resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverluste bestimmend sind. Diese können in Auslegungsmodellen mit Korrelationsgleichungen berechnet werden, welche auf experimentell ermittelten Datensätzen basieren.

Ein Überblick über verschiedene Methoden zur Ermittlung solcher Daten wird von KAYS & LONDON 1984 gegeben. Eine detaillierte Beschreibung findet sich auch bei ROHSENOW ET AL. 1998. Diese beschränken sich keineswegs auf Finmaterialien, sondern können beispielsweise auch für Rohrbündel oder andere komplexe Geometrien angewandt werden. Auf eine exakte Beschreibung der verwendeten Apparate wird an dieser Stelle verzichtet, stattdessen wird die grundlegende Methodik anhand Abbildung 4.8 veranschaulicht.

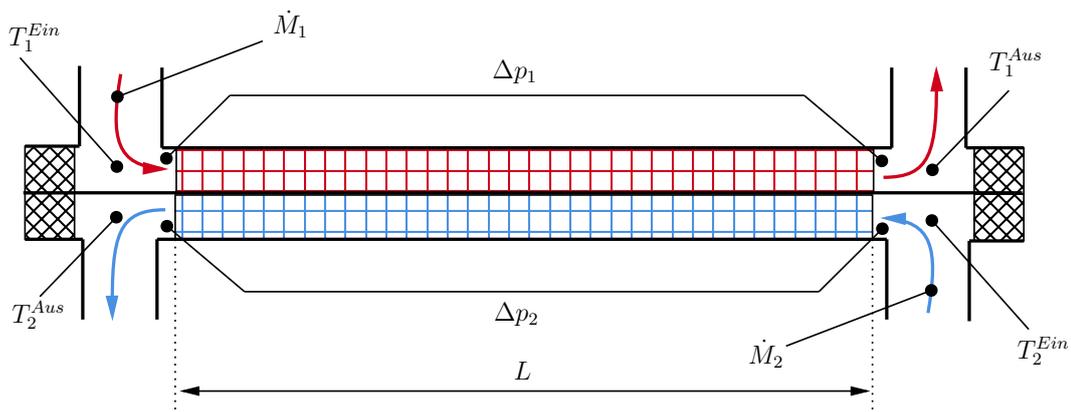


Abbildung 4.8: Schematischer Aufbau eines zur Vermessung von Druckverlust und Wärmeübergang in Finmaterialien geeigneten Prüfstandes

Die experimentelle Untersuchung von Finmaterialien wird an einem Prüfstand durchgeführt, welcher einem Plattenwärmeübertrager mit zwei Lagen ähnelt. Die Lagen werden möglichst gleichmäßig mit einem warmen und einem kalten Strom 1 und 2 beaufschlagt, wobei die Ein- und Austrittstemperaturen T^{Ein} und T^{Aus} sowie der Massenstrom \dot{M} jedes Stromes gemessen werden. Zudem wird die Druckdifferenz Δp jedes Stromes über

das durchströmte Finmaterial bei definierter Länge L gemessen. Daraus können Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlustbeiwerte der untersuchten Finmaterialien bei den gegebenen Bedingungen bestimmt werden. Die Messergebnisse werden zwar mit nur einem Stoffsystem, beispielsweise Wasserdampf und Luft, erzeugt, können aber aufgrund der Ähnlichkeitstheorie mit Hilfe dimensionsloser Kennzahlen auf andere Stoffsysteme übertragen und damit für verschiedenste Auslegungsrechnungen zugänglich gemacht werden.

Von KAYS 1960 wird beschrieben, dass die Ergebnisse für den Druckverlust in Form des dimensionslosen Fanning-Faktors F wiedergegeben werden können. Der Fanning-Faktor wird von ROHSENOW ET AL. 1998 in einer praktisch einsetzbaren Form mit Gleichung (4.15) definiert:

$$F = \frac{\Delta p d_h}{2 \rho \|\mathbf{v}\|^2 L}. \quad (4.15)$$

Hierin stellt Δp den gemessenen Druckverlust über eine durchströmte Länge L des untersuchten Finmaterials dar. Neben dem hydraulischen Durchmesser d_h , einem Geometrieparameter des Finmaterials, wird hierfür die Dichte ρ und eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit $\|\mathbf{v}\|$ berücksichtigt. Entsprechend kann der Fanning-Faktor direkt aus dem im Experiment ermittelten Druckverlust bestimmt werden. KAYS 1960 definiert den Fanning-Faktor über die Reibungskräfte an der Oberfläche zwischen Fluid und Feststoff, wobei er auch Druckkräfte, welche von nicht parallel zur Strömungsrichtung orientierten Geometrien hervorgerufen werden, beinhaltet. Dies stellt eine Analogie zu dem in Gleichung (4.11) definierten Widerstandsbeiwert c_w her. Formal sind die beiden Kennzahlen äquivalent. Wird der Fanning-Faktor bei mehreren Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt, kann er mit der in Gleichung (4.16) definierten Reynolds-Zahl Re korreliert und in der Form $F = f(Re)$ tabelliert werden:

$$Re = \frac{\|\mathbf{v}\| \rho d_h}{\eta}. \quad (4.16)$$

Analog zu diesem Vorgehen kann auch der gemessene Wärmeübergang entdimensioniert und mit der Reynolds-Zahl korreliert werden. Hierfür wird zunächst der zwischen den beiden Strömen übertragene Wärmestrom \dot{Q} über eine energetische Bilanzierung des Prüfstands ermittelt:

$$\dot{Q} = \dot{M}_1 c_{p,1} (T_1^{Aus} - T_1^{Ein}) = \dot{M}_2 c_{p,2} (T_2^{Ein} - T_2^{Aus}). \quad (4.17)$$

Unter Berücksichtigung der Stoffdaten der eingesetzten Medien, der geometrischen Oberfläche des Finmaterials und der Eigenschaften des Versuchsaufbaus kann daraus auf ein Temperaturprofil in den Fluiden und schließlich auf den Wärmeübergangskoeffizienten α geschlossen werden, welcher dem Newton'schen Ansatz in Gleichung (4.13)

genügt [KAYS 1960]. Damit kann die dimensionslose Nusselt-Zahl Nu bestimmt werden:

$$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda}. \quad (4.18)$$

Zusammen mit der Prandtl-Zahl Pr und der Reynolds-Zahl Re kann die dimensionslose Stanton-Zahl St gemäß Gleichung (4.19) gebildet werden, welche nach SHAH ET AL. 2015b den konvektiven Wärmeübergang in Relation zur theoretisch maximal übertragbaren Energie setzt und von keinem Geometrieparamter abhängt:

$$St = \frac{Nu}{Re Pr}. \quad (4.19)$$

Als geeignete Kennzahl wird von KAYS 1960 eine modifizierte Stanton-Zahl angegeben, die auch als Colburn-Faktor J bezeichnet wird. Der Colburn-Faktor berücksichtigt nach SHAH ET AL. 2015b moderate Schwankungen der Prandtl-Zahl in turbulenten Strömungen und wird gemäß Gleichung (4.20) berechnet:

$$J = St Pr^{\frac{2}{3}}. \quad (4.20)$$

Die auf diese Art erhaltene Kennzahl für den Wärmeübergang J wird für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten gemessen und in der Form $J = f(Re)$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl tabelliert.

In Sammelwerken wie KAYS & LONDON 1984 werden empirisch bestimmte Korrelationen für Fanning- und Colburn-Faktoren für verschiedenste Finmaterialien aufgelistet, so dass sie für Auslegungsrechnungen verwendet werden können. Trotz nötiger Vereinfachungen wie beispielsweise der Verwendung zwischen Ein- und Auslass gemittelter Stoffdaten und Unsicherheiten bei der Messung von Flussraten, Temperaturen und Drücken werden dabei die Kennzahlen, unabhängig vom Strömungszustand und dem Finmaterial, mit einer relativ geringen Unsicherheit von nur 5% angegeben. Eine derartige Genauigkeit wird von aktuellen numerischen Untersuchungen nicht beansprucht, weshalb die empirischen Korrelationen den aktuellen Stand der Technik in der Auslegung von Plattenwärmeübertragern darstellen [KLEIN ET AL. 2020].

4.3.3 Porositätsmodell

Aufgrund der hohen Anforderungen an die Qualität eines Rechennetzes für die in Abschnitt 4.3.1 beschriebene, vollaufgelöste Strömungssimulation lässt sich dieses Vorgehen nicht einfach auf einen breiten Bereich von Strömungszuständen in verschiedenen Arten von Fins anwenden. In Kombination mit der Diskrepanz zwischen den Gesamtabmessungen eines Plattenwärmeübertragers und denen der eingesetzten Finmaterialien wird ein Einsatz dieser Herangehensweise für das in dieser Arbeit beschriebene Simulationsmodell als nicht sinnvoll erachtet. Stattdessen soll ein Porositätsmodell verwendet werden, wobei die Geometrie des Finmaterials nicht vom Rechennetz aufgelöst wird. Stattdessen wird

ein verhältnismäßig grobes Gitter gewählt, welches nur in den äußeren Abmessungen mit dem vom Finmaterial eingenommenen Raum übereinstimmt. Die Auflösung kann unabhängig von der tatsächlichen Geometrie des Finmaterials gewählt werden. Da kein Anspruch besteht, die fluid- oder thermodynamische Grenzschicht aufzulösen, kann das Gitter deutlich gröber gewählt werden. Ein Vergleich zwischen dem Rechengitter beider Ansätze ist in Abbildung 4.9 gezeigt.

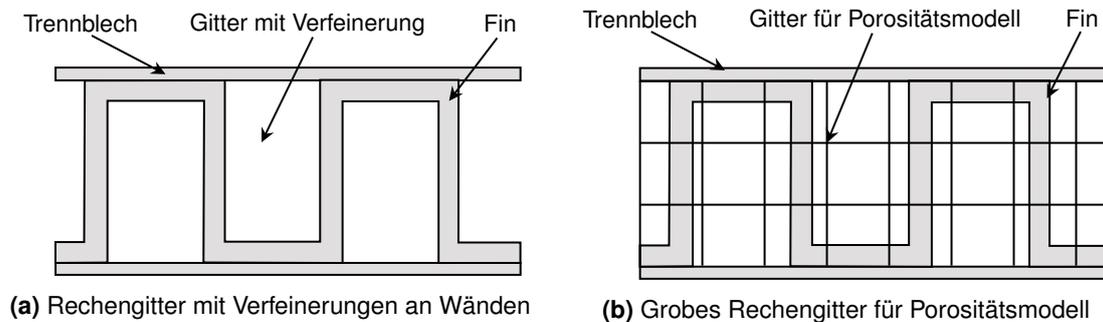


Abbildung 4.9: Veranschaulichung der unterschiedlichen Rechengitter für eine Strömungssimulation mit und ohne Porositätsmodell

Die Verwendung eines Porositätsmodells nach Abbildung 4.9b erlaubt eine deutlich gröbere Auflösung und entkoppelt das Rechengitter von der exakten Geometrie des Finmaterials. So kann beispielsweise dasselbe Rechengitter für perforierte und glatte Finmaterialien verwendet werden, da die Perforation nicht vom Gitter berücksichtigt wird. Das Rechengitter soll die thermo- und fluiddynamische Grenzschicht nicht auflösen, genügt aber, um das generelle Strömungsbild im Finmaterial zu beschreiben. Das Porositätsmodell eignet sich daher zwar nicht, um Wärmeübergang und Druckverlust als Simulationsergebnis zu ermitteln, bietet aber die Möglichkeit, die Berechnung dieser Phänomene mit den in Abschnitt 4.3.2 beschriebenen, empirischen Korrelationsgleichungen durchzuführen. Diese erreichen ohnehin eine Genauigkeit, die ausreichend hoch ist, dass sie üblicherweise für die Validierung von detaillierten Strömungssimulationen eingesetzt werden. Zudem sind sie ohne Anpassung für einen großen Betriebsbereich in zahlreichen verschiedenen Finmaterialien gültig.

Das Konzept des Porositätsmodells basiert letztlich auf einer volumetrischen Mittelung der Effekte, die eigentlich an den Grenzflächen zwischen Finmaterial und Fluid auftreten. Dieser Ansatz eignet sich für den Einsatz in der Betrachtung von Plattenwärmeübertragern, da diese Grenzflächen durch den Aufbau des Finmaterials räumlich sehr gleichmäßig verteilt sind.

4.4 Erhaltungsgleichungen in einem Plattenwärmeübertrager

In diesem Abschnitt werden die für eine thermofluiddynamische Simulation eines Plattenwärmeübertragers benötigten Erhaltungsgleichungen für Prozessfluide und Festkörper in differentieller Form beschrieben.

4.4.1 Prozessfluide

Für Fluidströmungen sind nach MOUKALLED ET AL. 2016 Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie zu berücksichtigen. Die Massenerhaltung wird in Form einer kompressiblen Kontinuitätsgleichung ausgedrückt, welche in Gleichung (4.21) gezeigt ist:

$$\frac{\partial \varrho}{\partial t} + \nabla \cdot (\varrho \mathbf{v}) = 0. \quad (4.21)$$

Hierin stellt t die Zeit, ϱ die Dichte und \mathbf{v} den Vektor des Geschwindigkeitsfeldes dar. Diese Gleichung ergibt sich direkt aus dem in Gleichung (4.9) beschriebenen Transporttheorem unter der Annahme, dass im betrachteten System keine Masse vernichtet oder erzeugt wird. Die Summe aus zeitlicher Änderung und konvektivem Transport ist also gleich Null.

Die aus den Navier-Stokes Gleichungen abgeleitete Impulserhaltung für kompressible Strömung ist in Gleichung (4.22) dargestellt:

$$\frac{\partial (\varrho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\varrho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \varrho \mathbf{g}. \quad (4.22)$$

Auch hier wird auf der linken Seite der Gleichung ein Term für die zeitliche Änderung und ein konvektiver Transportterm für den Impuls berücksichtigt. Auf der rechten Seite werden die aus Oberflächen- und Volumenkräften resultierenden Quellterme beschrieben: Neben der Änderung des Impulses durch Druckgradienten und Reibungskräfte wird die Schwerkraft als Volumenkraft berücksichtigt. Hierbei werden der Druck p sowie der Spannungstensor $\boldsymbol{\tau}$ und die Erdbeschleunigung \mathbf{g} verwendet.

Für Newton'sche Fluide ergibt sich die Divergenz des Spannungstensors $\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}$ nach MOUKALLED ET AL. 2016 zu Gleichung (4.23), worin η die dynamische Viskosität bezeichnet:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\tau} = \nabla \cdot \left\{ \eta \left[\nabla \otimes \mathbf{v} + (\nabla \otimes \mathbf{v})^\top \right] \right\} + \nabla \left(-\frac{2}{3} \eta \nabla \cdot \mathbf{v} \right). \quad (4.23)$$

Für die Bilanzierung der Energie wird die spezifische Enthalpie h als Erhaltungsgröße verwendet. Sie ist anhand der spezifischen inneren Energie u gemäß Gleichung (4.24) definiert:

$$h = u + \frac{p}{\varrho} \quad (4.24)$$

und über einen Referenzwert h_{ref} und die spezifische Wärmekapazität $c_p(T)$ anhand einer kalorischen Zustandsgleichung gemäß Gleichung (4.25) mit der Temperatur T verknüpft:

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p(T) dT. \quad (4.25)$$

Der Einfluss einer Druckänderung auf die Enthalpie wird demnach innerhalb eines Prozessfluids nicht berücksichtigt. Bei den üblicherweise relativ geringen Druckverlusten in Plattenwärmeübertragern wird erwartet, dass die Änderung der Temperatur den dominierenden Beitrag zur Änderung der Enthalpie leistet. Zusätzlich wird die spezifische kinetische Energie k bei der Bilanzierung der Energie berücksichtigt, welche gemäß Gleichung (4.26) definiert wird:

$$k = \frac{1}{2} \|\mathbf{v}\|^2. \quad (4.26)$$

Die Energieerhaltung wird mit Gleichung (4.27) ausgedrückt. Analog zur Massen- und Impulserhaltung enthält die Gleichung auf der linken Seite Terme für die zeitliche Änderung und den konvektiven Transport der Enthalpie h und der kinetischen Energie k . Auf der rechten Seite werden die diffusive Wärmeleitung, die Druckänderungsarbeit, die potentielle Energie und die Reibungsarbeit berücksichtigt:

$$\frac{\partial(\varrho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\varrho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varrho \mathbf{v} h) + \nabla \cdot (\varrho \mathbf{v} k) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \frac{\partial p}{\partial t} - \varrho \mathbf{g} \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{v}). \quad (4.27)$$

Hierbei wird angenommen, dass der diffusive Energietransport über die Fourier-Gleichung und damit anhand der thermischen Leitfähigkeit λ beschrieben werden kann.

4.4.2 Festkörper

Für die Beschreibung von ruhenden Festkörpern ist einzig eine Energieerhaltung gemäß Gleichung (4.28) nötig. Diese wird ebenfalls mit der Enthalpie formuliert, da sich für

ideal inkompressible Festkörper kein Unterschied zwischen Energie und Enthalpie ergibt:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) . \quad (4.28)$$

Die Bilanz enthält auf der linken Seite einen Term für die zeitliche Änderung, jedoch keinen konvektiven Transportterm. Ferner wird keine kinetische Energie berücksichtigt. Auf der rechten Seite wird der diffusive Energietransport in Form von Wärmeleitung berücksichtigt.

4.5 Optimierung von Plattenwärmeübertragern

Das in dieser Arbeit präsentierte Simulationsmodell für Plattenwärmeübertrager kann aufgrund der hohen Flexibilität auch in Optimierungsroutinen zum Einsatz kommen. Beispielhaft wird hierfür eine Optimierung der stationären Auslegung eines Wärmeübertragers betrachtet.

Nach BIEGLER 2010 hat ein von mehreren Variablen abhängiges Optimierungsproblem mathematisch grundsätzlich die Form:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{o}} \quad & f(\mathbf{o}) \\ \text{u.d.N.} \quad & g(\mathbf{o}) \leq 0 \\ & h(\mathbf{o}) = 0 . \end{aligned} \quad (4.29)$$

Ziel der Optimierung ist es, die Zielfunktion $f(\mathbf{o})$ zu minimieren, während die Ungleichungsnebenbedingungen $g(\mathbf{o})$ und die Gleichungsnebenbedingungen $h(\mathbf{o})$ erfüllt sind. Um dies zu erreichen, soll der Vektor der Optimierungsvariablen \mathbf{o} geeignet verändert werden. Zum einen ist also eine Zielfunktion zu definieren, welche das gewünschte Verhalten, also beispielsweise die optimale Auslegung, beschreibt. Zum anderen muss ein geeigneter Algorithmus für die Änderung der Variablen zum Erreichen des Optimums verwendet werden.

Für eine reale Problemstellung, wie beispielsweise die Auslegung eines Plattenwärmeübertragers mit minimalen Betriebskosten, können verschiedene Kenngrößen als Zielfunktion definiert werden. Diese werden in folgenden Abschnitten genauer erläutert. Die Nebenbedingungen $g(\mathbf{o})$ und $h(\mathbf{o})$ können Unter- und Obergrenzen sowie etwaige Abhängigkeiten der Optimierungsvariablen, beispielsweise zur Einhaltung einer physikalisch sinnvollen Geometrie, abbilden.

Bei der Anwendung eines fluiddynamischen Simulationsmodells ist davon auszugehen, dass sowohl Zielfunktion als auch die Nebenbedingungen stets in nichtlinearer Form mit den Auslegungsvariablen zusammenhängen, welche sowohl ganzzahligen als auch kontinuierlichen Charakter haben können. Die Optimierungsaufgabe zählt folglich zu den sogenannten „*Mixed-Integer Nonlinear-Programming*“ Problemen. Zudem sind die

Zusammenhänge zwischen Variablen, Zielfunktion und Nebenbedingungen aufgrund der numerischen Lösung der Apparatesimulation nur indirekt über Funktionsauswertungen möglich, weshalb es sich um eine sogenannte „*Blackbox*“-Problemstellung handelt [SUNDBERG 2019]. Eine umfassende Erklärung zu verschiedenen Algorithmen für die Lösung derartiger Probleme findet sich beispielsweise bei NOCEDAL & WRIGHT 2006 oder BIEGLER 2010. Die im Rahmen dieser Arbeit ausgewählten genetischen Algorithmen werden im nächsten Abschnitt vorgestellt.

4.5.1 Genetische Algorithmen

Von WEICKER 2015 werden verschiedene Ansätze für evolutionäre Optimierungsalgorithmen beschrieben. Diese basieren auf heuristischen Annahmen über die Evolutionstheorie, was sich auch in den verwendeten Begrifflichkeiten widerspiegelt. So werden die Zielfunktion als Fitness-Funktion, einzelne Optimierungsvariablen als Gene und ein vollständiger Satz von Optimierungsvariablen als Individuum bezeichnet. Genetische Algorithmen stellen eine Untergruppe der evolutionären Algorithmen dar. Der grundsätzliche Ablauf eines solchen Algorithmus wird in Abbildung 4.10 veranschaulicht.

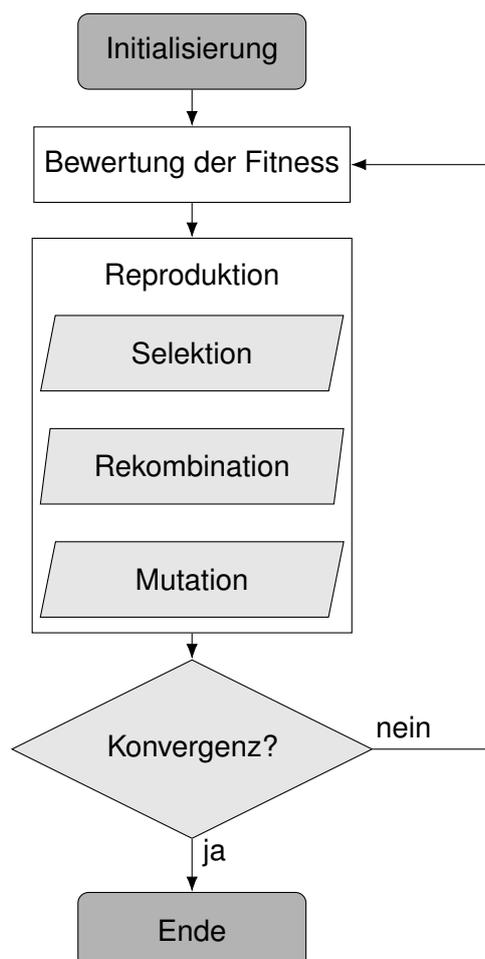


Abbildung 4.10: Schematischer Ablauf einer Optimierung mit genetischem Algorithmus

Im Rahmen der Initialisierung wird eine Population aus mehreren zufällig gewählten Individuen erzeugt. Die Fitness der einzelnen Individuen wird durch die Auswertung der Zielfunktion bestimmt, wodurch sich eine Rangliste ergibt. Im nächsten Schritt werden einige Individuen selektiert, welche durch Rekombination oder Kreuzung ihrer Gene neue Individuen erzeugen. Anschließend können Gene einzelner Individuen durch zufällig auftretende Mutationen verändert werden. Die Fitness der so entstandenen, neuen Population wird erneut durch Auswertung der Zielfunktion bestimmt. Selektion, Rekombination, Mutation und Auswertung werden wiederholt, bis der Algorithmus aufgrund von zuvor definierten Abbruchkriterien gestoppt wird.

Die als Generationen bezeichneten Populationen jedes Iterationsschrittes nähern sich durch die wiederkehrende Selektion dem Optimum an. Durch Rekombination und Mutation wird sichergestellt, dass ein großer Teil des Parameterraumes abgedeckt wird. Genetische Algorithmen zählen zu den ableitungsfreien Optimierungsverfahren und eignen sich daher auch für „*Blackbox*“-Probleme. Da die Initialisierung auf mehreren Startpunkten basiert, werden sie zu den globalen Optimierungsmethoden gezählt. [WEICKER 2015]

Zu den wichtigen Parametern, mit denen der Algorithmus gesteuert wird, zählen die Größe der ersten Population sowie die Wahrscheinlichkeiten für das Auftreten von Rekombination und Mutation. Für jeden Teilschritt des Algorithmus gibt es zahlreiche Variationen, welche untereinander kombiniert werden können. Nebenbedingungen werden in genetischen Algorithmen über Straffunktionen behandelt. Da im Rahmen dieser Arbeit keine eigenständige Implementierung durchgeführt, sondern auf die frei verfügbare Optimierungssoftware *DAKOTA* von ADAMS ET AL. 2020 zurückgegriffen wird, sei für eine ausführlichere Beschreibung auf die Dokumentation der Software und weiterführende Literatur verwiesen [WEICKER 2015].

4.5.2 Leistungsfähigkeit mehrströmiger Wärmeübertrager

Die Definition einer Zielfunktion für einen Optimierungsalgorithmus basiert auf verschiedenen Kenngrößen für die Leistungsfähigkeit von Plattenwärmeübertragern mit mehreren Prozessströmen. Die Berechnung dieser Indikatoren wird nachfolgend vorgestellt.

Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad ε eines zweiströmigen Wärmeübertragers wird anhand des Wärmestroms \dot{Q} , der zwischen den beiden Strömen übertragen wird, dem kleineren der beiden Wärmekapazitätsströme \dot{C}_{min} , und der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Einlasstemperaturen T_{warm}^{Ein} und T_{kalt}^{Ein} gemäß Gleichung (4.30) definiert:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{warm}^{Ein} - T_{kalt}^{Ein})}. \quad (4.30)$$

Damit stellt er das Verhältnis zwischen tatsächlich übertragenem und maximal übertragbarem Wärmestrom dar. Für mehrströmige Wärmeübertrager ist es sinnvoll, die Prozessströme anhand ihrer Flussrichtung in warme und kalte Ströme zu unterteilen und die einzelnen Wärmekapazitätsströme \dot{C}_i für beide Gruppen zu summieren:

$$\dot{C}_{warm} = \sum_{warm} \dot{C}_i \quad (4.31)$$

$$\dot{C}_{kalt} = \sum_{kalt} \dot{C}_i. \quad (4.32)$$

Für eine gute Vergleichbarkeit unterschiedlicher Wärmeübertrager bei der gleichen Prozessaufgabe werden nur Stoffwerte am Einlass der Prozessströme verwendet:

$$\dot{C}_i = \dot{M}_i \cdot c_{p,i}^{Ein}. \quad (4.33)$$

Der minimale Wärmekapazitätsstrom \dot{C}_{min} ergibt sich dann als kleinerer der summierten Wärmekapazitätsströme:

$$\dot{C}_{min} = \min(\dot{C}_{warm}, \dot{C}_{kalt}). \quad (4.34)$$

Die Eintrittstemperaturen T_{warm}^{Ein} und T_{kalt}^{Ein} können als gewichteter Durchschnitt aus den Eintrittstemperaturen der einzelnen warmen und kalten Prozessströme berechnet werden, was in Gleichung (4.35) und Gleichung (4.36) beschrieben wird:

$$T_{warm}^{Ein} = \frac{\sum_{warm} \dot{C}_i \cdot T_i^{Ein}}{\dot{C}_{warm}} \quad (4.35)$$

$$T_{kalt}^{Ein} = \frac{\sum_{kalt} \dot{C}_i \cdot T_i^{Ein}}{\dot{C}_{kalt}}. \quad (4.36)$$

Der so erhaltene Wirkungsgrad ε ist aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität c_p zwar nicht exakt auf einen bestimmten Wertebereich limitiert, erreicht aber stets positive Zahlenwerte, welche in der Regel kleiner als Eins sind.

Gemittelter Druckverlust und Temperaturgang

Neben dem thermischen Wirkungsgrad ε , der eine Kenngröße für den gesamten Apparat darstellt, kann auch der für jeden Prozessstrom charakteristische Druckverlust, also der Unterschied zwischen Ein- und Austrittsdruck sowie der Temperaturgang, also der Unterschied zwischen Ein- und Auslasstemperatur, angegeben werden. In einem dreidimensionalen Simulationsmodell werden Ein- und Auslässe als Flächen dargestellt, auf denen Druck und Temperatur nicht einheitlich sein müssen. Für Vergleichbarkeit mit Messwerten und anderen Simulationsmodellen wird für Werte von Druck und Temperatur auf Ein- und Auslassflächen A jeweils ein mit dem Durchfluss gewichteter Mittelwert gebildet. Entsprechend können sowohl der Druckverlust Δp eines Prozessstromes als

auch der Temperaturgang ΔT als Differenz der Mittelwerte für den Ein- und Auslass bestimmt werden:

$$\Delta p = \frac{\int_{Ein} p \varrho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\int_{Ein} \varrho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA} - \frac{\int_{Aus} p \varrho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\int_{Aus} \varrho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA} \quad (4.37)$$

$$\Delta T = \frac{\int_{Ein} T \varrho c_p \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\int_{Ein} \varrho c_p \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA} - \frac{\int_{Aus} T \varrho c_p \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\int_{Aus} \varrho c_p \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}. \quad (4.38)$$

Masse

Auch die insgesamt im Wärmeübertrager verbaute Masse M des Festkörpers kann als Kriterium zur Beurteilung herangezogen werden. Sie stellt ein grobes Maß für die erforderlichen Investitionskosten dar und kann gemäß Gleichung (4.39) anhand einer Integration über die metallischen Bestandteile des Wärmeübertragers bestimmt werden:

$$M = \int_V \varrho dV. \quad (4.39)$$

4.5.3 Ein- und mehrkriterielle Optimierung

Bei der Optimierung von verfahrenstechnischen Problemstellungen gibt es, wie im vorigen Abschnitt am Beispiel des Wärmeübertragers beschrieben, häufig verschiedene Kenngrößen, die zur Definition einer Zielfunktion herangezogen werden können. Eine typische Aufgabe ist beispielsweise die Suche nach einem wirtschaftlichen Optimum aus Betriebs- und Investitionskosten. Am Beispiel des Plattenwärmeübertragers können vereinfachend die eingesetzte Masse M als Maß für die Investitionskosten und der thermische Wirkungsgrad ε sowie die Summe der einzelnen Druckverluste Δp als Maß für die Betriebskosten herangezogen werden. Eine Zielfunktion $f(\mathbf{o})$ kann dann beispielsweise als gewichtete Summe der einzelnen Kenngrößen definiert werden:

$$f(\mathbf{o}) = w_1 M + w_2 (1 - \varepsilon) + w_3 \sum \Delta p. \quad (4.40)$$

Das Optimierungsproblem wird hierdurch auf ein einziges Kriterium reduziert. Dafür müssen die Gewichtungsfaktoren w_i sinnvoll festgelegt werden, da sie den Verlauf der Optimierung und die Lage des Optimums maßgeblich beeinflussen. Gemäß der Formulierung des Optimierungsproblems in Gleichung (4.29) als Suche nach einem Minimum der Zielfunktion $f(\mathbf{o})$ und einer entsprechenden Konvention in der Software *DAKOTA* wird der zu maximierende thermische Wirkungsgrad ε hierbei zu $(1 - \varepsilon)$ umgeformt.

Eine andere Herangehensweise besteht darin, jedes einzelne Kriterium als eigene Zielfunktion $f_i(\mathbf{o})$ zu definieren:

$$f_1(\mathbf{o}) = M \quad (4.41)$$

$$f_2(\mathbf{o}) = 1 - \varepsilon \quad (4.42)$$

$$f_3(\mathbf{o}) = \sum \Delta p. \quad (4.43)$$

Es folgt ein sogenanntes mehrkriterielles Optimierungsproblem, in dem die einzelnen Zielfunktionen gleichzeitig betrachtet werden. Verhalten sich die enthaltenen Kenngrößen gegenläufig, wie es bei einer Abwägung zwischen Betriebs- und Investitionskosten häufig der Fall ist, ergibt sich aus der mehrkriteriellen Optimierung kein eindeutiges Optimum. Stattdessen nähert sich die Lösung einer Pareto-Front, welche aus mehreren, grundsätzlich gleichwertigen Lösungen besteht.

Eine Pareto-optimale Lösung zeichnet sich dadurch aus, dass jede Verbesserung einer einzelnen Zielfunktion f_i zu einer Verschlechterung mindestens einer anderen Zielfunktion $f_{j \neq i}$ führt. Nach erfolgter Pareto-Optimierung kann der sogenannte Utopiapunkt, eine hypothetische Kombination aus den Optima der einzelnen Zielfunktionen definiert werden. Die gesuchte Lösung kann anhand des minimalen Abstands zum Utopiapunkt identifiziert werden. Im letzten Schritt kann zwar eine Gewichtung der einzelnen Zielfunktionen erfolgen, diese nimmt allerdings keinen Einfluss auf den Verlauf der Optimierung und kann daher mehrfach verändert werden, um beispielsweise eine verfahrenstechnisch sinnvolle Lösung auszuwählen.

Ein Vergleich des Verlaufs von ein- und mehrkriterieller Optimierung wird in Abbildung 4.11 dargestellt. Aufgrund der besseren Darstellbarkeit ist die mehrkriterielle Optimierung hier auf zwei Zielfunktionen beschränkt.

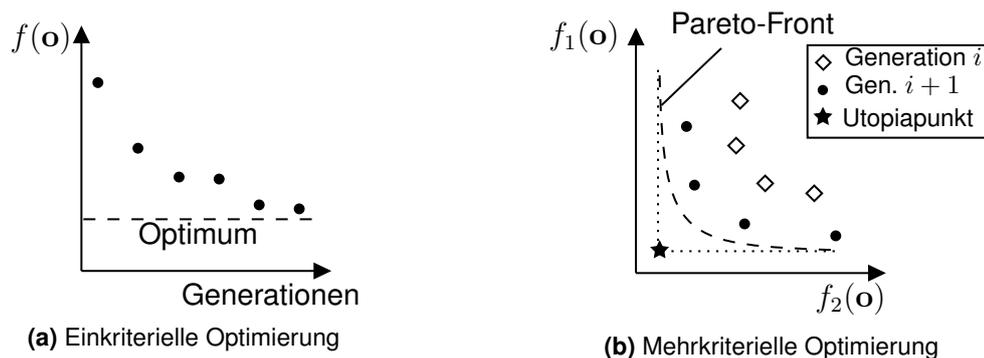


Abbildung 4.11: Vergleich des Verlaufs von ein- und mehrkriterieller Optimierung

In dieser Arbeit werden ausschließlich genetische Algorithmen berücksichtigt, weshalb eine Iterationen des Algorithmus in Abbildung 4.11 als Generationen bezeichnet wird. Bei der in Abbildung 4.11a gezeigten einkriteriellen Optimierung wird nur das jeweils beste Individuum einer Generation dargestellt, welches sich im Verlauf graduell einem Optimum nähert. Dagegen besteht die Lösung der mehrkriteriellen Optimierung in

Abbildung 4.11b in jeder Iteration aus mehreren Individuen, die sich der Pareto-Front annähern. Genetische Algorithmen können grundsätzlich für beide Arten der Optimierung eingesetzt werden. Der Unterschied besteht hauptsächlich in der Auswahl geeigneter Regeln für die Selektion der Individuen, welche für die Reproduktion eingesetzt werden.

5 Modellbildung

Auf Basis der in Kapitel 4 vorgestellten physikalischen Grundlagen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein vielseitiges Simulationsmodell für Plattenwärmeübertrager entwickelt, welches in diesem Kapitel beschrieben wird. Ziel der Modellierung ist es, ein flexibel einsetzbares Modell für die Untersuchung von Plattenwärmeübertragern zu formulieren. Dabei sollen möglichst alle relevanten physikalischen Effekte abgebildet und die dreidimensionale Geometrie des Apparates berücksichtigt werden.

5.1 Aufbau des Simulationsmodells

Grundsätzlich besteht das entwickelte Modell aus mehreren miteinander verknüpften Bausteinen, die in unterschiedlichen Softwareumgebungen entwickelt wurden und theoretisch getrennt voneinander betrachtet werden können. Die beiden Hauptbestandteile sind ein Ansatz, die zur Beschreibung der Thermofluiddynamik in Plattenwärmeübertragern relevanten physikalischen Phänomene mathematisch zu beschreiben, sowie eine Automatisierung, welche die Geometrie- und Prozessbedingungen eines Anwendungsbeispiels einfach in eine lauffähige Simulation überführen kann.

Der Ansatz zur mathematischen Beschreibung könnte auch als das eigentliche Simulationsmodell verstanden werden, während die Automatisierung nur dazu dient, die nötigen Eingangsdaten für die Berechnung zu erzeugen. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurden jedoch beide Komponenten parallel entwickelt, um das mögliche Anwendungsgebiet des Ansatzes zu vergrößern. Aufbau und Funktionsweise des Simulationsmodells sind daher maßgeblich von der parallel entwickelten Automatisierung beeinflusst. In diesem Abschnitt werden zunächst die grundlegende Struktur des Modellierungsansatzes und die programmatische Verknüpfung der einzelnen Komponenten beschrieben, bevor die nachfolgenden Abschnitte näher auf die einzelnen Bestandteile eingehen.

5.1.1 Aufbau der Software

Das eigentliche Simulationsmodell ist im frei verfügbaren Programmpaket OpenFOAM v6 implementiert [THE OPENFOAM FOUNDATION 2021]. Die für einen effizienten Arbeitsfluss wesentliche Automatisierung wird durch den Einsatz einiger in Python 3 entwickelter Bibliotheken erreicht [PYTHON SOFTWARE FOUNDATION 2021]. Das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten wird im Folgenden näher erläutert.

Verknüpfung von OpenFOAM und Python

Die Verknüpfung der beiden Softwareumgebungen wird in Abbildung 5.1 veranschaulicht.

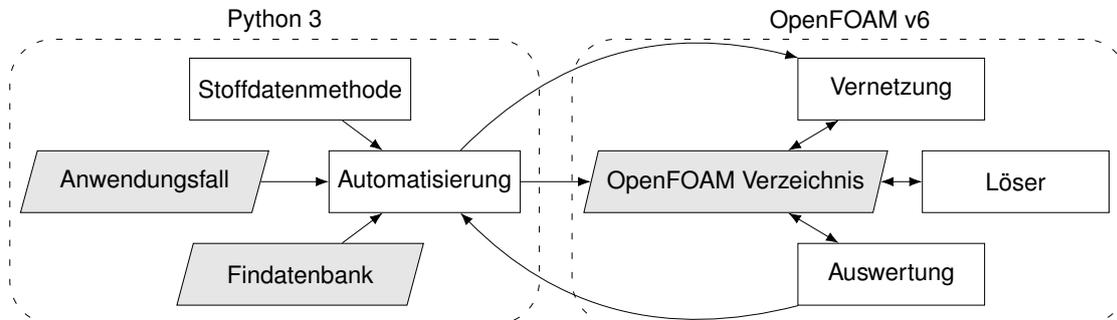


Abbildung 5.1: Flussbild zur Veranschaulichung der Verschaltung der einzelnen Komponenten des Simulationsmodells

Grundsätzlich dient die Automatisierung dazu, den Anwendungsfall einfach und fehlerfrei in ein Verzeichnis mit den für eine Simulation in OpenFOAM üblichen Eingangsdateien zu überführen. Hierfür werden zusätzlich Informationen aus einer Findatenbank und einer Stoffdatenmethode verwendet. Die übrigen Bestandteile des Modells können prinzipiell unabhängig von der Automatisierung allein mit den im OpenFOAM Verzeichnis hinterlegten Eingangsdaten arbeiten. Die in OpenFOAM implementierten Bestandteile des Modells dienen zur Erzeugung eines Rechengitters, der Lösung der eigentlichen Simulation sowie der Auswertung der Ergebnisse. Diese können manuell oder mit Hilfe der Automatisierung angesprochen werden.

Beschreibung der wichtigsten Komponenten

Die für die Berechnung zentrale Komponente ist der in OpenFOAM implementierte Löser. Dieser basiert auf dem in OpenFOAM enthaltenen und öffentlich zugänglichen Löser `chtMultiRegionFoam`, welcher sich für Problemstellungen, in denen sowohl Strömungsmechanik als auch Wärmeübergang zwischen Fluiden und Feststoffen von Relevanz sind, eignet. Für den spezifischen Anwendungsfall der Plattenwärmeübertrager wurde daraus der modifizierte Löser `PFHEmultiRegionFoam` abgeleitet, der in Abschnitt 5.3 näher beschrieben wird. Die Vernetzung wird in Abschnitt 5.2 erläutert und basiert programmatisch nur auf in OpenFOAM enthaltenen Werkzeugen. Die Auswertungsroutine beschränkt sich auf eine Implementierung der in Abschnitt 4.5.2 erläuterten Gleichungen zur vereinfachten Bewertung der Simulationsergebnisse und wird in dieser Arbeit daher nicht näher beschrieben.

Die Automatisierung besteht aus zahlreichen in Python 3 implementierten Bibliotheken, welche Vorschriften für die Erzeugung aller für das OpenFOAM Verzeichnis nötiger Definitionsdateien aus beliebigen Geometrie- und Prozessbedingungen enthalten. Hierfür

wird eine als Anwendungsfall bezeichnete Liste von Parametern eingelesen und entsprechend verarbeitet, um die benötigten Dateien mit Anfangs- und Randbedingungen, die zur Vernetzung nötigen Definitionsdateien und alle weiteren Definitionen im OpenFOAM Verzeichnis zu erzeugen. Eine beispielhafte Auflistung der verwendeten Parameter befindet sich in Anhang A.1. Die Findatenbank stellt eine Sammlung von Parametern zur Beschreibung verschiedener Finmaterialien dar, welche von der Automatisierung eingelesen und an die relevanten Stellen des OpenFOAM Verzeichnisses geschrieben werden. Ein Beispiel für einen Eintrag in dieser Datenbank wird im Anhang A.2 gezeigt. Die Stoffdatenmethode ist ebenso mit der Automatisierung verknüpft und stellt die thermophysikalischen Stoffdaten für die eingesetzten Metalle und Prozessfluide bereit, welche dann von der Automatisierung in der nötigen Form im OpenFOAM Verzeichnis abgelegt werden. Sie wird in Abschnitt 5.3.3 näher beschrieben.

Anbindung an externe Optimierungsroutinen

Der hohe Automatisierungsgrad des Simulationsansatzes ermöglicht unter anderem den Einsatz des Modells in Verbindung mit einer Optimierungsroutine. Im Rahmen dieser Arbeit wurde hierfür keine eigener Algorithmus implementiert, sondern eine Anbindung an die öffentlich verfügbare Software *DAKOTA* vorgenommen. Dies ermöglicht einen sehr einfachen Wechsel zwischen zahlreichen in *DAKOTA* implementierten Algorithmen, die neben klassischen Optimierungsaufgaben auch automatisierte Parameterstudien oder die Quantifizierung von Unsicherheiten ermöglichen. [ADAMS ET AL. 2020]

Die Verknüpfung zwischen dem Simulationsmodell und der Optimierungssoftware ist in Abbildung 5.2 veranschaulicht.

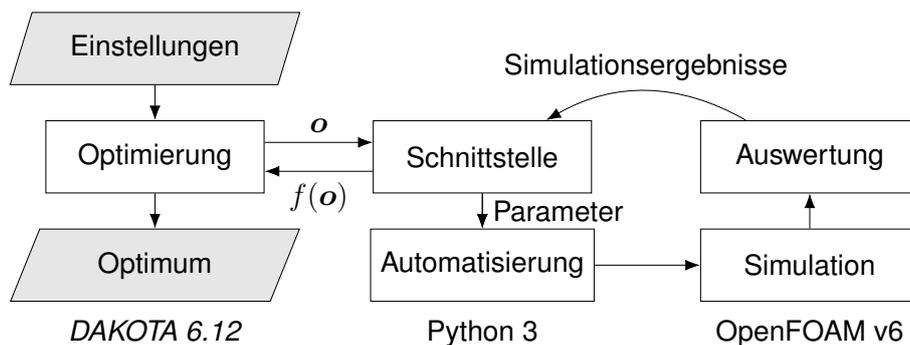


Abbildung 5.2: Flussbild zur Veranschaulichung der Kopplung von Optimierer und Modell

Eine in Python 3 implementierte Schnittstelle verknüpft die Optimierungsroutine mit der Automatisierung des Simulationsmodells. Die in *DAKOTA* implementierte Optimierungsroutine wählt einen Satz von Optimierungsvariablen \mathbf{o} für die Auswertung aus. Dieser wird von der Schnittstelle in Modellparameter, wie etwa die Größe des Wärmeübertragers, übersetzt und an die Automatisierung des Simulationsmodells übergeben. Nachfolgend wird eine Simulation erzeugt, in OpenFOAM durchgeführt und

ausgewertet. Die Simulationsergebnisse werden von der Schnittstelle ausgelesen, in die Zielfunktion $f(\mathbf{o})$ übersetzt und so an den Optimierer zurückgegeben.

Die tatsächlichen Berechnungsschritte des Simulationsmodells werden durch die Schnittstelle vor dem Optimierer verborgen. Dieser arbeitet also mit einem „*Blackbox-Modell*“, welches Abhängig von der Optimierungsroutine sowohl parallel als auch seriell beliebig oft ausgewertet werden kann. Die Einstellungen des Optimierers bestehen aus der Angabe eines geeigneten Algorithmus, einer Definition der Optimierungsvariablen sowie einiger für den jeweiligen Algorithmus nötigen Einstellungen. Die Eingabe dieser Einstellungen erfolgt in einem von *DAKOTA* definierten Eingabeformat. Das Optimum, welches das Ergebnis der Optimierung darstellt, wird in Textform ausgegeben.

5.1.2 Grundlegende Annahmen zur Modellierung

Ziel der Modellierung ist es, möglichst alle in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Wechselwirkungen zu berücksichtigen. Um eine effiziente Simulation von Apparaten mit in der Prozessindustrie üblichen Abmessungen zu ermöglichen, wird hierbei, wie in Abschnitt 4.3.3 beschrieben, ein Porositätsmodell verwendet, um konvektiven Wärmeübergang und Druckverlust der Strömung abzubilden. Hierfür kommen die in Abschnitt 4.3.2 erläuterten empirischen Korrelationsgleichungen zum Einsatz. Diese beruhen auf Messdaten, welche keine genaue Trennung der Einflüsse von Seitenleisten, Trennblechen und des Finmaterials zulassen. Da ein überwiegender Anteil der geometrischen Oberfläche eines Plattenwärmeübertragers vom Finmaterial bereitgestellt wird, ist es üblich, den gesamten übergehenden Wärmestrom und den gemessenen Druckverlust auf die Interaktion zwischen Finmaterial und Fluidströmung zurückzuführen [KAYS & LONDON 1984]. Gemäß dieser Annahme ergibt sich das in Abbildung 5.3 gezeigte Schema der im vorgestellten Modell berücksichtigten Wechselwirkungen im Plattenwärmeübertrager.

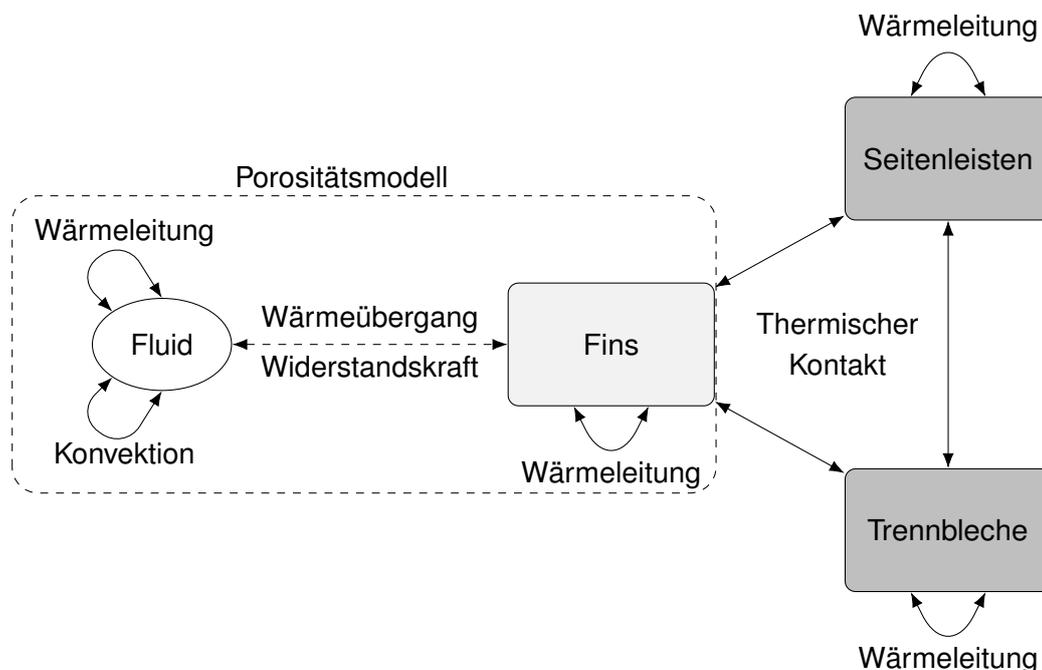


Abbildung 5.3: Schema der im Modell berücksichtigten Wechselwirkungen im Plattenwärmeübertrager

Als relevante Bestandteile eines Plattenwärmeübertragers werden Fluide, Fins, Seitenleisten und Trennbleche berücksichtigt. Durch die Verwendung eines Porositätsmodells werden Interaktionen zwischen Prozessfluiden und Trennblechen sowie zwischen Prozessfluiden und Seitenleisten nicht direkt, sondern indirekt über das Finmaterial, abgebildet. Da die verwendeten empirischen Korrelationsgleichungen für Wärmeübergang und Druckverlust sowohl für laminare als auch für turbulente Strömung gemessen werden, kann auf den Einsatz eines expliziten Turbulenzmodells in der Strömungssimulation verzichtet werden.

Ferner werden die Verteilerschalen und Stützen des Wärmeübertragers nicht berücksichtigt, da der direkte Einfluss auf den Wärmeübergang aufgrund relativ geringer geometrischer Oberflächen als vernachlässigbar angenommen wird. Entsprechend wird im Modell die in Abbildung 4.4a veranschaulichte Geometrie abgebildet. Eine eventuelle Fehlverteilung eines Prozessstromes über die einzelnen Lagen seiner Passage kann im Modell jedoch als bekannte Eingangsgröße über eine entsprechende Randbedingung berücksichtigt werden. Dies gilt auch für einen eventuellen Wärmeübergang zwischen einem Wärmeübertrager und seiner Umgebung.

Die physikalischen Grundlagen der zu beschreibenden Wechselwirkungen und Phänomene sind in Kapitel 4 erläutert. Phasenwechselvorgänge werden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Alle Finmaterialien werden als homogenes, isotropes poröses Medium abgebildet. Demnach wird angenommen, dass der Feststoff gleichmäßig verteilt ist und die Ausrichtung der Kanäle keinen Einfluss auf die Stoffeigenschaften nimmt.

5.2 Repräsentation der Geometrie

Die relativ einfache Geometrie von Seitenleisten und Trennblechen eines Plattenwärmeübertragers erlaubt es, diese Bauteile mit einem blockstrukturierten Rechengitter zu beschreiben. Die Verwendung des Porositätsmodells stellt eine erhebliche Vereinfachung der eigentlich deutlich komplizierteren Geometrie des Finmaterials und des Strömungsraumes der Prozessfluide dar: Da kein Anspruch darauf besteht, die genaue Struktur des Metalls mit dem Rechengitter abzubilden, können auch diese Bereiche des Wärmeübertragers mit einem blockstrukturierten Rechenetz beschrieben werden. Die Grundlagen des vorgestellten Schemas zur Repräsentation der Geometrie wurden im Rahmen der Arbeit von WOLFF 2019 entwickelt.

Die Geometrie einer Passage lässt sich vollständig parametrieren, wobei nur übliche Auslegungsparameter wie die Länge und Breite des Apparats, die Breite einer Seitenleiste, die Länge von Verteilern und Sammlern sowie die Breite von Ein- und Auslässen als Variablen verwendet werden. Unabhängig vom gewählten Verteiler und Sammler kann jede Lage einer Passage zweidimensional durch 20 Ortsvektoren abgebildet werden, wobei die geometrischen Abmessungen und die Wahl einer Verteilergeometrie die Anordnung der Ortsvektoren beeinflussen. Ein Beispiel für diese Repräsentation der Geometrie einer Lage ist in Abbildung 5.4 gezeigt, wobei die relevanten Parameter angedeutet werden. Eine genaue Auflistung aller Geometrieparameter befindet sich in Anhang A.1. Die dreidimensionale Geometrie wird erzeugt, indem die Ortsvektoren, welche in der (x, y) -Ebene des Koordinatensystems definiert sind, dupliziert und um die entsprechende Höhe der Passage in z -Richtung verschoben werden. Der Ortsvektor 0 liegt per Definition im Ursprung des Koordinatensystems.

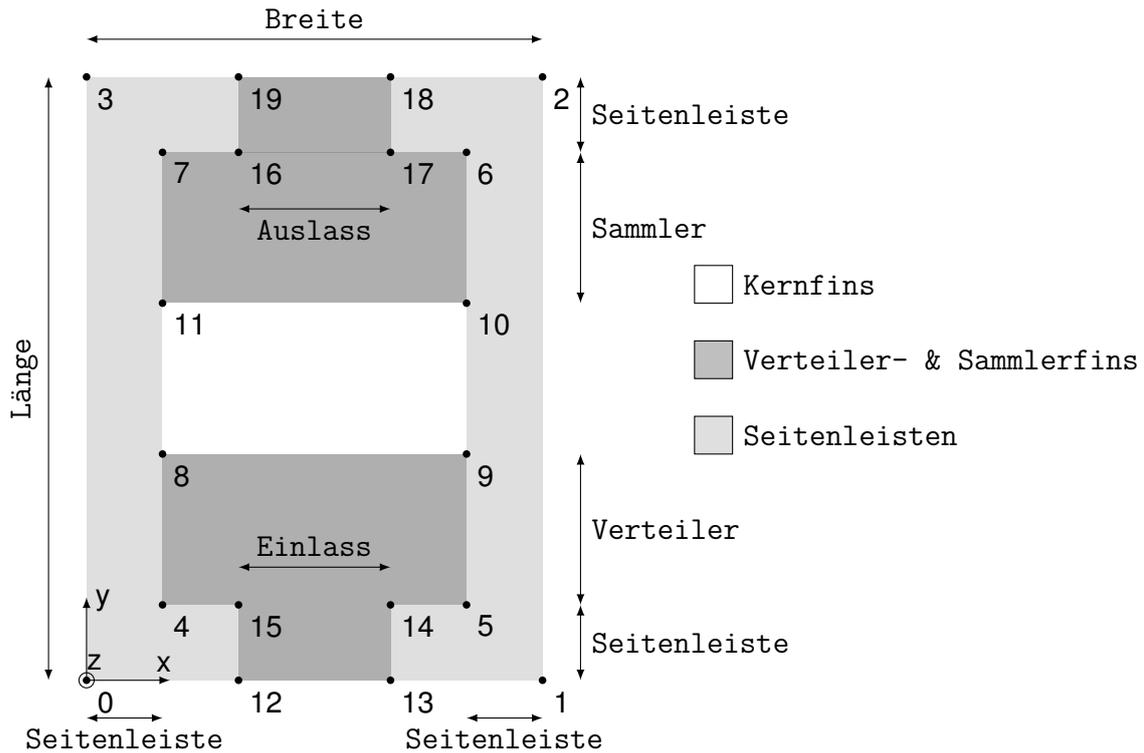


Abbildung 5.4: Repräsentation einer Lage mit zentralem Ein- und Austritt durch 20 Ortsvektoren, deren Position durch Geometrieparameter bestimmt wird

Analog zur Fertigung eines Plattenwärmeübertragers kann auf Basis dieses Schemas ein Rechengitter erzeugt werden, indem die zur Beschreibung der einzelnen Lagen nötigen Ortsvektoren gemäß einer vorgegebenen Reihenfolge aufeinandergestapelt werden. Die Positionen aller Trennbleche, Seitenleisten und Fins sowie der Strömungsraum aller Prozessfluide sind anhand der entsprechenden Ortsvektoren eindeutig definiert. Im Modell wird zudem zwischen Fins im Kernbereich und Fins in Verteilern oder Sammlern unterschieden, da hier häufig unterschiedliche Typen eingesetzt werden. Die Geometrie kann grundsätzlich nahezu beliebig angepasst werden. So kann beispielsweise die Position eines Einlasses durch entsprechende Verschiebung der Ortsvektoren 12, 13, 14 und 15 realisiert werden.

Auf Basis der in OpenFOAM enthaltenen Werkzeuge `blockMesh`, `topoSet` und `splitMeshRegions` wird ein blockstrukturiertes Rechengitter erzeugt und in die Regionen für Trennbleche, Seitenleisten, Kern- und Verteilerfins getrennt. Das Rechengitter für Fluide wird ebenfalls mit `blockMesh` erzeugt, wobei das entstehende Gitter genau mit dem der Verteiler- und Kernfins der entsprechenden Passage überlappt. Um die verschiedenen Ausrichtungen der Kanäle im Finmaterial berücksichtigen zu können, wird das Rechengitter eines Fluids mit den Werkzeugen `topoSet` und `setFields` zusätzlich in entsprechende Zonen eingeteilt. Neben dem Kernbereich, in dem Fins stets entlang der globalen y -Achse orientiert sind, werden in den Verteilern und Sammlern bis zu drei Zonen mit unterschiedlichen Orientierungen κ , β und γ definiert. Die Einteilung der Zonen sowie die jeweilige Orientierung der Kanäle ergeben sich aus der Wahl

der Verteiler- und Sammlergeometrie und der Position der Ortsvektorenen. Damit hängen sie auch von den bereits beschriebenen Geometrieparametern ab. Abbildung 5.5 veranschaulicht dies beispielhaft für eine Lage mit endständig zentralem Verteiler und Sammler. Der formale Zusammenhang zwischen der Orientierung des Finmaterials in den einzelnen Zonen der Geometrie und den bestimmenden Geometrieparametern ist in Anhang A.3 enthalten.

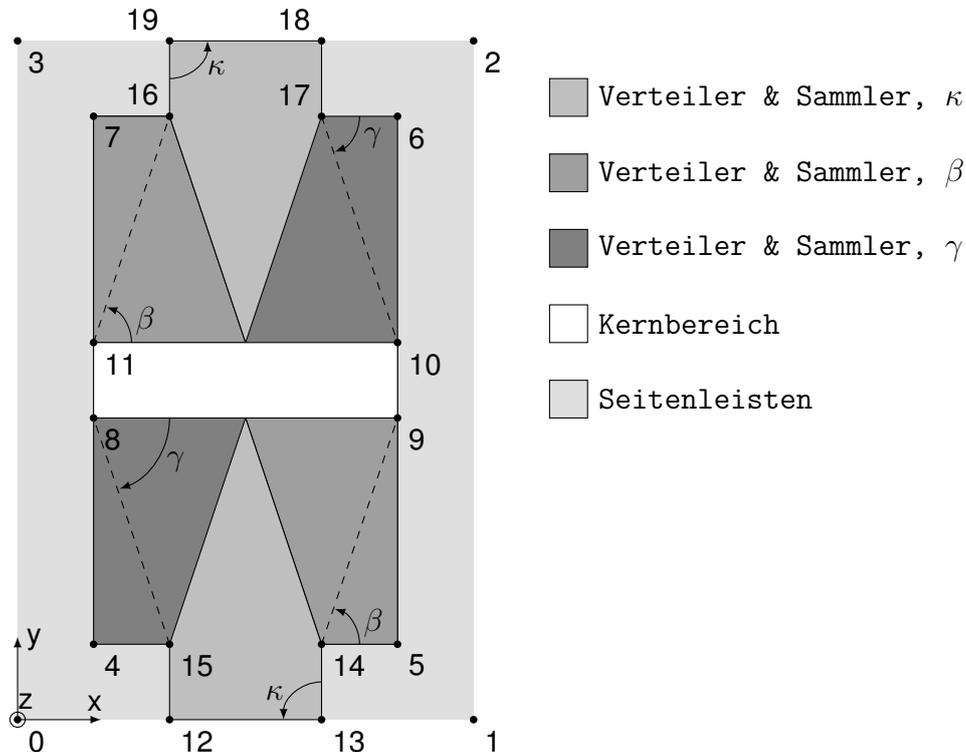


Abbildung 5.5: Einteilung des Rechengitters in Zonen gemäß der unterschiedlichen Ausrichtungen von Kanälen im Finmaterial am Beispiel einer endständig zentralen Geometrie (Typ b)

Die Erzeugung des Rechengitters ist vollständig durch mehrere in Python 3 implementierte Bibliotheken automatisiert, wodurch auch große Rechengitter für Wärmeübertrager mit über 100 Lagen effizient erzeugt werden können. Während mit dem vorgestellten Modellansatz theoretisch alle in der Industrie üblichen Geometrien von Passagen abgebildet werden können, sind die tatsächlich implementierten Möglichkeiten aufgrund des hohen Aufwandes bei der Automatisierung sinnvoll begrenzt. So werden die im Modell möglichen Geometrien durch folgende Bedingungen limitiert:

- die Dicke aller Trennbleche ist identisch,
- die Breite aller Seitenleisten ist identisch,
- in Verteilern und Sammlern einer Passage wird das gleiche Finmaterial eingesetzt,
- die Breite von Ein- und Auslässen einer Passage sind gleich groß,
- Verteiler und Sammler einer Passage nutzen die gleiche Geometrie (vgl. Abbildung 4.3),

- der Auslass einer Geometrie mit seitlich orientierten Verteilerschalen (Typ **c**, **d**, **e** und **f**) liegt stets auf der dem Einlass bezüglich der x -Achse gegenüberliegenden Seite des Wärmeübertragers.

Die Topologie des Rechengitters und die genaue Anordnung der Ortsvektoren unterscheidet sich für jede der implementierten Verteilergeometrien geringfügig. Während die Ausführungen in diesem Abschnitt nur als Beispiel dienen, können die einzelnen Geometrien mit den in Anhang A.3 dargestellten Skizzen nachvollzogen werden.

Die Auflösung des Gitters in der (x, y) -Ebene ist im ganzen Wärmeübertrager identisch. Sie muss ausreichend klein gewählt werden, um alle geometrischen Abmessungen wiedergeben zu können. Der Querschnitt der Rechenzellen ist in dieser Ebene stets quadratisch. Entlang der z -Achse ist die Auflösung nur von der Dicke der Trennbleche und der Höhe der Fins abhängig. Da diese geometrischen Abmessungen voneinander unabhängig sind, wird die Anzahl der Zellen pro Trennblech und pro Lage des Finmaterials durch zwei voneinander unabhängige Parameter festgelegt.

5.3 Mathematische Modellierung

Gemäß der Strategie des Lösers `chtMultiRegionFoam` sind alle Bestandteile eines betrachteten Plattenwärmeübertragers in Regionen unterteilt, die sich jeweils durch ihre thermophysikalischen Stoffwerte, Anfangs- und Randbedingungen unterscheiden. Zudem lassen sich die Regionen in die Gruppen Feststoffe und Fluide unterteilen, wobei je nach Zuordnung ein anderer Satz von Erhaltungsgleichungen gelöst wird. In diesem Abschnitt werden die verwendeten Gleichungen, Anfangs- und Randbedingungen und die Lösungsstrategie erläutert.

5.3.1 Erhaltungsgleichungen für Porositätsmodell

Grundsätzlich enthält das Modell die bereits in Abschnitt 4.4 erläuterten Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Eine Eigenschaft des Porositätsmodells ist jedoch, dass die Rechengitter von Prozessfluiden und Finmaterial überlappen. Im Modell steht daher sowohl den Prozessfluiden als auch den Fins jeweils das gesamte Volumen zur Verfügung, welches sie in der Realität gemeinsam einnehmen. Tatsächlich nimmt das Metall im Finmaterial nur einen kleinen Anteil dieses Volumens ein, während das Prozessfluid in den freien Zwischenräumen strömt. Der für die Fluidströmung verfügbare Anteil des Volumens ψ kann nach KAYS & LONDON 1984 über die volumenspezifische Oberfläche a und den hydraulischen Durchmesser d_h des Finmaterials gemäß Gleichung (5.1) bestimmt werden:

$$\psi = \frac{a \cdot d_h}{4}. \quad (5.1)$$

Zudem wird die Oberfläche der Fins nicht vom Rechenetz erfasst. Diese beiden Eigenschaften erfordern Modifikationen der Erhaltungsgleichungen, welche im Folgenden beschrieben werden.

Mathematisch ist der beschriebene Ansatz des Porositätsmodells analog zum „*Conditional Volume-Averaging*“, das in der Simulation von Mehrphasenströmungen Anwendung findet und von WELLER 1993 und MARSCHALL 2011 näher beschrieben wird. Der Volumenanteil ψ kann demnach als Phasenanteil des Fluids in dem von Finmaterial und Fluid eingenommenen Raum verstanden werden.

Prozessfluide

Im Verhältnis zum Volumen des Rechengebiets ist das vom Prozessfluid eingenommene Volumen auf den Faktor ψ verringert. Diese Porosität beeinflusst die Kontinuitätsgleichung eines Prozessfluids gemäß Gleichung (5.2):

$$\frac{\partial(\psi \varrho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\psi \varrho \mathbf{v}) = 0. \quad (5.2)$$

Die Porosität beeinflusst sowohl die zeitliche Änderung als auch den konvektiven Transport. Neben dem Volumen wird auch die für Strömungsvorgänge verfügbare Querschnittsfläche durch die Überlappung mit dem Finmaterial verringert. Im Vergleich zur Kontinuitätsgleichung ohne Porositätsmodell ergibt sich bei gleicher zeitlicher Änderung und gleichem Fluss eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit \mathbf{v} .

Analog dazu beeinflusst die Porosität auch die entsprechenden Terme für zeitliche Änderung und konvektiven Transport in der Impulsgleichung. Sie tritt außerdem als Faktor in allen berücksichtigten Volumenkräften auf, wodurch sich Gleichung (5.3) ergibt:

$$\frac{\partial(\psi \varrho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\psi \varrho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = -\nabla \psi p + \nabla \cdot \psi \boldsymbol{\tau} + \psi \varrho \mathbf{g} + \boldsymbol{\omega}_{\varrho \mathbf{v}}. \quad (5.3)$$

Die Impulsgleichung wird zusätzlich mit einem Quellterm $\boldsymbol{\omega}_{\varrho \mathbf{v}}$ modifiziert, welcher Reibungskräfte an den nicht vom Rechengitter erfassten Oberflächen zwischen Fluiden und Fins berücksichtigen soll. Die Berechnung des Quellterms ist in Abschnitt 5.3.2 erläutert.

Auch in der Energiegleichung werden die zeitliche Änderung und der konvektive Transport der Erhaltungsgrößen durch die Porosität beeinflusst:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\psi \varrho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\psi \varrho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\psi \varrho \mathbf{v} h) + \nabla \cdot (\psi \varrho \mathbf{v} k) = \\ \nabla \cdot (\psi \lambda \nabla T) + \frac{\partial \psi p}{\partial t} - \psi \varrho \mathbf{g} \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \psi \mathbf{v}) + \omega_h. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Analog zur Impulsgleichung wird auch die Energiegleichung mit einem Quellterm ω_h modifiziert, dessen Berechnung ebenfalls in Abschnitt 5.3.2 beschrieben ist. Dieser

wird verwendet, um den konvektiven Wärmeübergang an den nicht vom Rechengitter erfassten Oberflächen zwischen Fluiden und Fins abzubilden.

Feststoffe

Trennbleche und Seitenleisten sind nicht Teil des Porositätsmodells und können entsprechend direkt mit der bereits in Gleichung (4.28) gezeigten Energiegleichung beschrieben werden. In den als poröses Medium abgebildeten Finmaterialien muss die Energiegleichung jedoch analog zu den Prozessfluiden mit dem tatsächlich von den Finmaterialien eingenommenen Volumenanteil $(1 - \psi)$ modifiziert werden. Außerdem wird wegen der Überlappung mit Prozessfluiden auch hier der Quellterm ω_h eingeführt, wobei dieser im Vergleich zur Energiegleichung des Fluids mit umgekehrtem Vorzeichen auftritt. Dadurch ergibt sich Gleichung (5.5)

$$\frac{\partial((1 - \psi) \varrho h)}{\partial t} = \nabla \cdot ((1 - \psi) \lambda \nabla T) - \omega_h. \quad (5.5)$$

Die Berechnung des Quellterms ω_h wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

5.3.2 Modellierung von Druckverlust und Wärmeübergang

Druckverlust und Wärmeübergang sind maßgeblich von der Strömung nahe der Oberflächen zwischen Fluid und Feststoff abhängig. Diese Oberflächen werden gemäß des Porositätsmodells nicht aufgelöst, weshalb die Impuls- und Energiegleichung um die Quellterme $\omega_{\varrho v}$ bzw. ω_h erweitert werden. Die Berechnung dieser Quellterme ist an die in Abschnitt 4.3.2 vorgestellten Korrelationsgleichungen geknüpft und wird in diesem Abschnitt vorgestellt.

Druckverlustbeziehung

Der Quellterm $\omega_{\varrho v}$ in der Impulsbilanz soll Druckverlust in Folge von Reibung an den Oberflächen zwischen Fluiden und Feststoffen wiedergeben. Grundlage der Druckverlustberechnung ist die in Gleichung (4.15) vorgestellte Definition des Fanning-Faktors F . Diese kann nach dem Druckverlust über die Strecke aufgelöst und auf eine dreidimensionale Geometrie erweitert werden, wodurch sich Gleichung (5.6) ergibt:

$$\omega_{\varrho v} = -\mathbf{R} \cdot \begin{pmatrix} F & 0 & 0 \\ 0 & \zeta \cdot F & 0 \\ 0 & 0 & \zeta \cdot F \end{pmatrix} \cdot \mathbf{R}^\top \cdot \frac{2 \varrho \|\mathbf{v}\| \mathbf{v}}{d_h}. \quad (5.6)$$

Dabei wird eine Rotationsmatrix \mathbf{R} gemäß der Definition in Gleichung (5.7) verwendet:

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} \cos \phi & -\sin \phi & 0 \\ \sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (5.7)$$

Die Ausrichtung der Kanäle des durchströmten Finmaterials wird formal mit dem Winkel ϕ berücksichtigt, welcher per Definition der Drehung der Kanäle gegenüber der x -Achse entspricht. Im Kernbereich einer Lage sind die Kanäle entlang der y -Achse des globalen Koordinatensystems orientiert, was einer Ausrichtung $\phi = 90^\circ$ entspricht. Für eine Strömung entlang der Kanäle im Kernbereich, also entlang der y -Achse, wird gemäß der Druckverlustbeziehung nach Anwendung der Rotationsmatrix exakt der für diesen Strömungszustand empirisch ermittelte Fanning-Faktor F verwendet. Durch die Kanalstruktur des Finmaterials ist jegliche Strömung in andere Richtungen zwar deutlich erschwert, genaue Beziehungen für den Druckverlust sind aber im Allgemeinen nicht bekannt. Entsprechend wird im Modell der Multiplikator $\zeta \gg 1$ verwendet, um den Druckverlust in andere Richtungen zu erhöhen und die Strömung somit entlang der Kanalstruktur zu führen.

Durch die in Gleichung (5.6) enthaltene Rotationsmatrix \mathbf{R} kann der Quellterm in allen Bereichen eines Prozessfluids ausgewertet werden. Die eindimensional ermittelte Druckverlustkorrelation mit dem Fanning-Faktor F wird dabei stets entlang der Orientierung der Kanäle angewandt. In den Zonen κ , β und γ der Verteiler- und Sammler nimmt der Winkel ϕ dafür jeweils den Wert der Ausrichtung der Kanäle in der entsprechenden Zone an. Die Einteilung der Zonen und die Ausrichtung ergibt sich auf Basis der Geometrieparameter und ist im Anhang A.3 beschrieben. Der hydraulische Durchmesser d_h und die verwendende Korrelationsgleichung $F(Re)$ werden vom verwendeten Finmaterial im Kern- und Verteilerbereich bestimmt und gelten unabhängig von der Ausrichtung. Obwohl das Finmaterial selbst als isotropes poröses Medium abgebildet wird, kann die strömungslenkende Wirkung der Kanäle durch die Anisotropie des vorgestellten Druckverlustmodells nachgebildet werden.

Konvektiver Wärmeübergang

Der in der Energiebilanz von Prozessfluiden und Finmaterialien auftretende Quellterm ω_h soll den konvektiven Wärmeübergang an nicht aufgelösten Oberflächen modellieren. Er wird analog zu dem in Gleichung (4.13) beschriebenen Newton'schen Ansatz mit Gleichung (5.8) berechnet:

$$\omega_h = \alpha a (T_{Fin} - T_{Fluid}). \quad (5.8)$$

Neben der Temperaturdifferenz zwischen den überlappenden Zellen von Fin und Fluid werden hier der konvektive Wärmeübergangskoeffizient α und die volumenspezifische

Wärmeübertragungsfläche a , die von der Geometrie des Finmaterials abhängt, berücksichtigt. Der Wärmeübergangskoeffizient kann durch den Einsatz der in Abschnitt 4.3.2 beschriebenen empirischen Korrelationen mit Hilfe des Colburn-Faktors J bestimmt werden:

$$\alpha = J Re Pr^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{d_h}. \quad (5.9)$$

Um den Quellterm der Energiegleichung auswerten zu können, werden neben Stoffdaten und Strömungszustand des Fluids die spezifische Fläche a , der hydraulische Durchmesser d_h sowie die zu verwendende Korrelationsgleichung $J(Re)$ des durchströmten Finmaterials in jeder Zone des fluiden Rechengitters hinterlegt. Da die Korrelationen nur für Strömung entlang der Kanäle des Finmaterials bekannt sind, wird hierbei ein von der Strömungsrichtung unabhängiger Wärmeübergangskoeffizient angenommen. Aufgrund der anisotropen Druckverlustmodellierung ist ohnehin davon auszugehen, dass die Strömung sich überwiegend entlang der Ausrichtung der Kanäle orientiert.

Datenquelle

In der Praxis können zahlreiche verschiedene Finmaterialien von unterschiedlichen Herstellern eingesetzt werden. Die für die Berechnung von Wärmeübergang und Druckverlust nötigen Daten derzeit industriell eingesetzter Materialien sind dabei häufig proprietäres Wissen, das nicht öffentlich zugänglich ist. Für alle im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse werden jedoch ausschließlich Finmaterialien verwendet, deren Kenngrößen bei KAYS & LONDON 1984 tabelliert sind. Die Bezeichnung der Finmaterialien in dieser Arbeit richtet sich demnach auch nach der Bezeichnung in der Literatur.

Die nötigen Geometrieparameter können der Literatur direkt entnommen werden. Die Colburn- und Fanning-Faktoren sind bei KAYS & LONDON 1984 in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl tabelliert. Die Auswertung der Korrelationsgleichungen $J(Re)$ und $F(Re)$ ist daher als lineare Interpolation der in der Literatur verfügbaren Stützstellen implementiert. Die nötigen Daten werden im Simulationsmodell in der Findatenbank gesammelt. Ein beispielhafter Eintrag dieser Datenbank findet sich in Anhang A.2

5.3.3 Einbindung von Stoffdaten

Für die Lösung der Bilanzgleichungen werden thermophysikalische Stoffdaten für die eingesetzten Prozessfluide und Feststoffe benötigt. Methoden zur genauen Berechnung solcher Daten sind häufig aufwändig und nicht für den Einsatz in einer transienten, dreidimensionalen Simulation geeignet, da sie auf der Lösung komplexer thermodynamischer Zustandsgleichungen basieren. Deren Lösung in jeder Zelle des Berechnungsgebietes wäre mit einem hohen Rechenaufwand verbunden. Zudem können sich die Gleichungen für jeden eingesetzten Stoff unterscheiden, weshalb eine direkte Implementierung solcher Stoffdatenmethoden in der Strömungssimulation häufig nicht sinnvoll ist. Das entwickelte

Modell verwendet stattdessen Polynomfunktionen, welche eine effiziente Berechnung der nötigen Stoffwerte ermöglichen. Die Polynomfunktionen werden für jedes Prozessfluid und jeden Feststoff individuell auf das Betriebsszenario angepasst, wodurch trotz der vereinfachten Berechnung genaue Daten verfügbar sind.

Die Stoffdaten für alle im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse werden mit einer in Python 3 implementierten Stoffdatenmethode vorausberechnet und dann in Form von Polynomen siebten Grades an OpenFOAM übergeben. Die verwendete Stoffdatenmethode ist für die Luftgase Stickstoff, Sauerstoff, Argon und Luft als Gemisch sowie für Aluminium geeignet. Prinzipiell ist die hinterlegte Stoffdatenmethode jedoch austauschbar, da die Polynomfunktionen eine einfache Schnittstelle zur Strömungssimulation darstellen.

Für Feststoffe werden temperaturabhängige Daten für Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität benötigt, während die Dichte als konstant angenommen wird. Im Rahmen dieser Arbeit werden hierfür Daten für die in kryogenen Anwendungen gängige Aluminiumlegierung 3003-F verwendet, die von MANN 1977 bereitgestellt werden. Diese Daten werden gleichermaßen für Seitenleisten, Trennbleche und Fins verwendet.

Für Prozessfluide werden temperatur- und druckabhängige Stoffwerte verwendet, wobei der Einfluss des Druckes auf Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Viskosität innerhalb einer Passage des Wärmeübertragers aufgrund relativ geringer Druckverluste vernachlässigt wird. Der Einfluss des Druckes auf die Dichte wird über die isotherme Kompressibilität berücksichtigt. Die Stoffwerte jedes Prozessstromes werden für den am Austritt des Fluids definierten Druck und den möglichen Temperaturbereich der Simulation berechnet. Die hinterlegte Stoffdatenmethode basiert auf den thermischen Zustandsgleichungen von SPAN ET AL. 2000 für Stickstoff, SCHMIDT & WAGNER 1985 für Sauerstoff, TEGELER ET AL. 1999 für Argon und PANASITI ET AL. 1999 für Luft als Gemisch, jeweils in Verbindung mit den von LEMMON ET AL. 2000 veröffentlichten Daten. Die Berechnung der Transportgrößen basiert auf der von LEMMON & JACOBSEN 2004 vorgestellten Methodik.

Im Zuge der Modellvalidierung werden auch Berechnungen mit flüssigem Wasser bei atmosphärischen Bedingungen durchgeführt. Hierfür werden die von LEMMON ET AL. 2021 veröffentlichten Stoffdaten nach dem beschriebenen Prinzip eingesetzt.

Die Auswahl und Implementierung dieser Stoffdatenmethode für das vorgestellte Modell für Plattenwärmeübertrager basiert auf Ergebnissen der von den Studierenden JUST 2018, WU 2018 und WOLFF 2019 durchgeführten Arbeiten.

5.3.4 Anfangs- und Randbedingungen

Zur Lösung der Erhaltungsgleichungen eines Prozessfluids werden Initialwerte und Randbedingungen für Geschwindigkeit, Druck und Temperatur benötigt. Da in Feststoffen nur eine Energiegleichung gelöst wird, sind Anfangs- und Randbedingungen nur für die Temperatur nötig.

Die Temperatur eines Stromes wird am Eintritt vorgegeben. Am Austritt sowie an allen anderen Rändern wird der Temperaturgradient gleich Null gesetzt, da der Wärmeübergang zu den angrenzenden Seitenleisten und Trennblechen mit den im Quellterm enthaltenen Korrelationsgleichungen erfasst wird. Die Geschwindigkeit wird am Einlass über die Vorgabe des gewünschten Massenstromes definiert. Am Auslass wird der Gradient der Geschwindigkeit gleich Null gesetzt. Da der Reibungsdruckverlust über einen Quellterm berücksichtigt wird, wird Schlupf an allen Grenzflächen zugelassen. Für numerische Stabilität wird der Druck dagegen am Auslass definiert. An allen Grenzflächen wird der Druckgradient gleich Null gesetzt.

Alle Fluide werden als ruhend, also mit einer Geschwindigkeit von Null, initialisiert. Der definierte Austrittsdruck wird als Anfangswert für das gesamte Rechengebiet des Fluids verwendet. Die Anfangstemperatur des gesamten Wärmeübertragers wird als konstanter Wert vorgegeben.

An allen Grenzflächen zwischen Trennblechen, Seitenleisten, Kern- und Verteilerfins wird idealer thermischer Kontakt angenommen. Die äußeren Oberflächen des Wärmeübertragers werden mit einem definierten Temperaturgradienten von Null als perfekt von der Umgebung isoliert angenommen.

Grundsätzlich stehen im Modell zahlreiche weitere Anfangs- und Randbedingungen zur Verfügung, die für besondere Betriebsbedingungen geeignet sind. So können Eintrittstemperaturen und Massenströme für transiente Betriebsszenarien zeitlich variiert oder die Anfangstemperatur in Form einer dreidimensionalen Verteilung vorgegeben werden. Auch Wärmeeintrag von der Umgebung kann beispielsweise durch Vorgabe eines Wärmeübergangskoeffizienten und einer Umgebungstemperatur berücksichtigt werden. Ist eine aus der Auslegung von Verteilerschalen und Stutzen resultierende Fehlverteilung der Strömung eines Prozessstromes über die einzelnen Lagen seiner Passage bekannt, kann diese ebenfalls über eine örtlich verteilte Vorgabe der Eintrittsgeschwindigkeit berücksichtigt werden.

Falls die Anordnung der Lagen eines Plattenwärmeübertragers periodisch ist, besteht aufgrund der automatisierten Vernetzung eine einfache Möglichkeit, zwischen einer vollständigen und einer reduzierten Geometrie umzuschalten. Die reduzierte Geometrie enthält dabei nur eine Wiederholeinheit der Stapelfolge. Um die Periodizität der Stapelfolge abzubilden, wird bei reduzierten Geometrien eine zyklische Randbedingung für die Temperaturen auf der in z -Richtung obersten und untersten Grenzfläche der begrenzenden Trennbleche angenommen. Die Annahme einer reduzierten Geometrie führt stets zu einer deutlichen Verringerung des Rechenaufwandes und einer besseren Vergleichbarkeit mit üblichen Simulationsmodellen, in denen die Geometrie weniger detailliert wiedergegeben wird. Die Vereinfachung führt allerdings zu einer geringeren Genauigkeit und ist daher nicht in jeder Anwendung nutzbar.

5.3.5 Lösungsstrategie

Zur Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen wird das in OpenFOAM v6 verfügbare Finite-Volumen-Verfahren verwendet. Die Lösungsstrategie gleicht der des in OpenFOAM v6 verfügbaren Löser `chtMultiRegionFoam`: Nach der Initialisierung werden in jedem Zeitschritt zunächst die Erhaltungsgleichungen für alle Prozessfluide einzeln gelöst. Nachfolgend werden die Erhaltungsgleichungen aller Metalle separat gelöst. Die Strategie wird in dem in Abbildung 5.6 gezeigten Schema veranschaulicht.

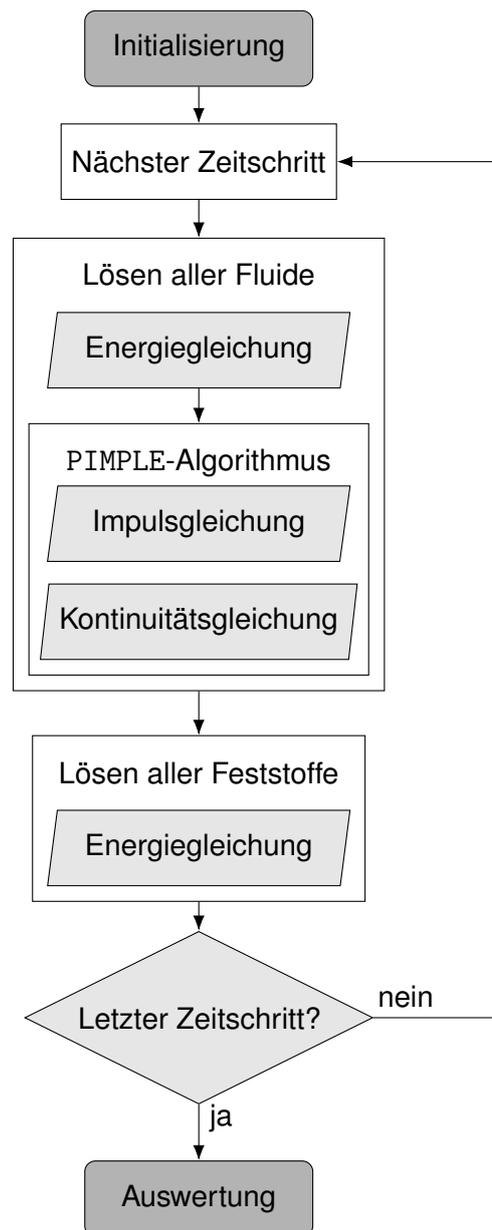


Abbildung 5.6: Vereinfachtes Flussbild zur Veranschaulichung der Lösungsstrategie

Die Berechnung der Druck-Geschwindigkeits-Kopplung für Prozessfluide geschieht mit dem in OpenFOAM standardmäßig implementierten PIMPLE-Algorithmus. Dieser wird so konfiguriert, dass er dem von Issa 1986 vorgestellten PISO-Algorithmus (vom engl.

„*Pressure Implicit with Splitting of Operators Algorithm*“) gleicht. Hierbei werden die Kontinuitäts- und Impulsgleichung zu einer zusätzlichen Berechnungsgleichung für den Druck umgeformt. Die zusätzlichen Iterationsschritte sind im vereinfachten Schema in Abbildung 5.6 nicht enthalten. Der Algorithmus ist aber in zahlreichen Werken zur numerischen Strömungsmechanik, beispielsweise bei FERZIGER & PERIĆ 2002, beschrieben.

Grundsätzlich ist das Modell für die Berechnung von transienten Betriebsszenarien formuliert. In der vorliegenden Arbeit werden aber auch stationäre Betriebsszenarien betrachtet. Für diese wird eine transiente Simulation initialisiert und die Berechnung so lange durchgeführt bis die relevanten zeitlichen Ableitungen vernachlässigbar klein sind.

Die Zeitschrittweite der Simulation wird dynamisch anhand eines Stabilitätskriteriums angepasst. In den Prozessfluiden wird hierfür das von COURANT ET AL. 1928 etablierte Courant-Friedrichs-Lewy-Kriterium verwendet, welches die Zeitschrittweite in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit und der Abmessungen der Rechenzellen begrenzt. In OpenFOAM ist auch die Möglichkeit implementiert, den Zeitschritt über die Wärmeleitung in Feststoffen anhand einer Fourier-Zahl zu limitieren. Da jedoch der kleinste Zeitschritt aus allen Fluiden und Feststoffen für die gesamte Geometrie limitierend ist, kommt dieses Kriterium in den vorgestellten Berechnungen nicht zum Einsatz.

5.4 Modellvalidierung

Mit dem vorgestellten Simulationsmodell sind sehr detaillierte Berechnungen möglich, durch welche neben der übertragenen Wärmeströme auch die genaue Strömungsführung in den einzelnen Passagen sowie die mehrdimensionale Temperaturverteilung unter transienten Bedingungen berechnet werden können. Für eine simultane Validierung aller berücksichtigten Effekte sind Daten nötig, die in dieser Form nicht in der Literatur vorhanden sind. Sowohl experimentelle Aufbauten als auch viele Simulationsansätze fokussieren sich entweder auf die Wärmeübertragung oder auf isotherme Strömungsvorgänge. Entsprechend werden jeweils entweder eine gleichmäßig Verteilung der Strömung oder isotherme Bedingungen angenommen. Daher bietet es sich an, auch die Validierung des Modells in diese Bereiche zu gliedern.

5.4.1 Auslegung eines mehrströmigen Plattenwärmeübertragers²

Für eine Validierung des neuen CFD-Modells bietet sich ein Vergleich mit in der Literatur etablierten Simulationsmodellen an. Die verfügbaren Modelle fokussieren sich dabei meist auf die stationäre Auslegung von Plattenwärmeübertragern. Bei der Vorstellung eines entsprechenden Modells verwendet PAFFENBARGER 1990 als Anwendungsbeispiel einen

² Eine ähnliche Validierung wurde bereits in einer Fachzeitschrift vorgestellt [HAIDER ET AL. 2020]

kryogenen Wärmeübertrager mit sechs Prozessströmen, deren Eingangsbedingungen für das Simulationsmodell in Tabelle 5.1 beschrieben sind. Die Bedingungen wurden gewählt, um eine ausgeprägte Krümmung in den Temperaturprofilen zu erhalten, da diese mit einfacheren, nicht örtlich diskretisierten Berechnungsmodellen nicht gut beschrieben werden können.

Tabelle 5.1: Definition der Strömungspassagen des 6-Strom Wärmeübertragers nach PAFFENBARGER 1990

Strom	1	2	3	4	5	6
Komponente	N ₂	N ₂	N ₂	O ₂	N ₂	N ₂
Art	warm	kalt	warm	kalt	warm	kalt
T^{Ein} in K	300	150	270	160	250	145
\dot{M} pro Lage in kg/h	720	720	720	151	569	569
p^{Aus} in bar	0.830	0.835	0.836	0.830	0.965	0.965
Finmaterial ³	17.8-3/8W	17.8-3/8W	17.8-3/8W	1/8-19.86	11.1	11.1

Während der Druck im Modell von PAFFENBARGER 1990 am Eintritt mit 1.013 bar vorgegeben und am Austritt berechnet wird, muss dieser im entwickelten CFD-Modell am Austritt spezifiziert und am Einlass berechnet werden. Für den Austrittsdruck p^{Aus} wird daher das Simulationsergebnis von PAFFENBARGER 1990 als Eingangsparameter vorgegeben, was dann einen Abgleich zwischen dem berechneten und dem in der Literatur definierten Eintrittsdruck ermöglicht. Die Geometrie des modellierten Wärmeübertragers ist in Tabelle 5.2 beschrieben. Dabei wird die Dicke der Seitenleisten im Vergleich zur Literatur von 1 mm auf 20 mm angepasst, um eine realistische Größenordnung und bessere Kompatibilität zur automatisierten Geometrieerzeugung zu erreichen. In der Literatur wird die Breite des Wärmeübertragers nicht aufgelöst, weshalb die Dicke von Seitenleisten keine Relevanz für die vorgestellten Ergebnisse hat. Aufgrund des in Abschnitt 4.1 beschriebenen Vorgehens bei der Erzeugung des Rechengitters für das CFD-Modell würden Seitenleisten mit einer Dicke von 1 mm jedoch ein extrem feines Rechengitter erzwingen. Die Breite des Wärmeübertragers in x -Richtung wird entsprechend vergrößert, um den für Prozessfluide verfügbaren Querschnitt trotz der größeren Seitenleisten nicht zu verändern.

³ Die Bezeichnungen der Finmaterialien richten sich nach KAYS & LONDON 1984

Tabelle 5.2: Geometrie und Rechengitter des 6-Strom Wärmeübertragers in Anlehnung an PAFFENBARGER 1990

Parameter	Wert
Äußere Abmessungen	Breite = 1.04 m, Länge = 1.5 m, Höhe = 2.41 m
Dicke der Seitenleisten	20 mm
Dicke der Trennbleche	0.25 mm
Stapelfolge	(123456) · 50
Netzauflösung	$(x, y) = 50 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$; $z = 2 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$, $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Trennblech}}$

Das von PAFFENBARGER 1990 vorgestellte Modell basiert auf einer eindimensionalen Repräsentation von Plattenwärmeübertragern entlang der Hauptströmungsrichtung, welche im dreidimensionalen Modell der Länge entlang der y -Koordinatenachse entspricht. Im eindimensionalen Modell wird eine perfekte Verteilung der Strömung angenommen, was im dreidimensionalen Modell durch eine Verwendung der Domgeometrie (Typ **a**) für jeden Prozessstrom und eine gleichmäßige Verteilung der Strömung über die einzelnen Lagen jeder Passage wiedergegeben wird.

Für einen Vergleich der Berechnungsmethoden wird im transienten CFD-Modell ein Szenario simuliert, in dem die in Tabelle 5.2 beschriebene Geometrie bei einer konstanten Temperatur von 200 K initialisiert und mit den in Tabelle 5.1 aufgelisteten Prozessströmen beaufschlagt wird. Da sich die prozesstechnischen Randbedingungen über die Zeit nicht verändern, stellt sich in der dynamischen Simulation ein stationärer Zustand ein, welcher unabhängig von der gewählten Initialisierung ist. Zum Vergleich mit dem eindimensionalen Modell von PAFFENBARGER 1990 wird die durchschnittliche Temperatur der Prozessströme entlang der y -Achse ermittelt. Hierfür werden einzelne Querschnitte der dreidimensionalen Geometrie ausgewertet, wobei jeweils die Temperaturverteilung in x - und z -Richtung volumetrisch gemittelt wird. Ein Vergleich der gemittelten Temperaturprofile ist in Abbildung 5.7 dargestellt.

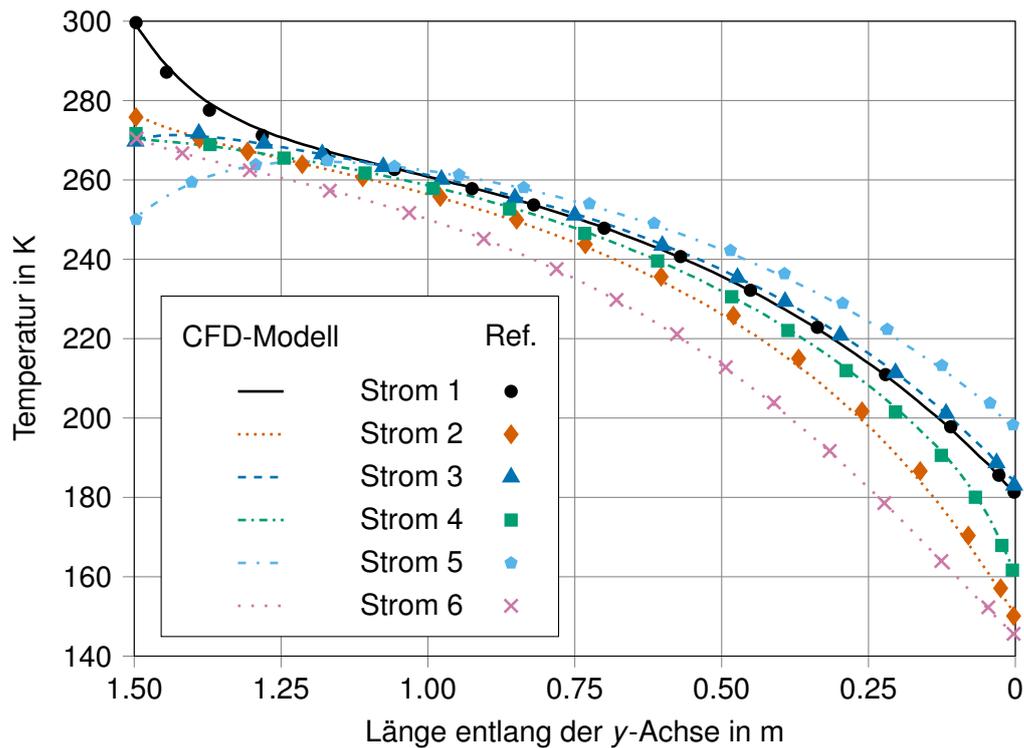


Abbildung 5.7: Vergleich der entlang der x - und z -Achse gemittelten Temperaturprofile mit den von PAFFENBARGER 1990 veröffentlichten Daten

Qualitativ kann eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen des vorgestellten CFD-Modells und denen des von PAFFENBARGER 1990 veröffentlichten Modells festgestellt werden. Es sind zwar Abweichungen zwischen den Temperaturprofilen der unterschiedlichen Modelle erkennbar, im Mittel liegt die Differenz zwischen den Stromtemperaturen aber bei nur ca. 0.51 K. Der stark gekrümmte Verlauf der einzelnen Profile wird vom vorgestellten Modell gut wiedergegeben und die im Rahmen einer Auslegungsrechnung besonders wichtigen Temperaturen am Austritt der Prozessströme stimmen gut überein. Ein quantitativer Vergleich von Temperaturgang ΔT und Druckverlust Δp jedes Prozessstromes ist in Tabelle 5.3 gezeigt. Diese Auflistung enthält zusätzlich Ergebnisse die mit der kommerziellen Simulationssoftware *UniSim @PFE* berechnet wurden [HONEYWELL 2021].

Tabelle 5.3: Quantitativer Vergleich von Druckverlust und Temperaturgang mit verschiedenen Simulationsmodellen

Strom	Δp in mbar			ΔT in K		
	CFD-Modell	Paffenbarger	<i>UniSim @PFE</i>	CFD-Modell	Paffenbarger	<i>UniSim @PFE</i>
1	181	185	175	118.5	118.7	118.4
2	175	173	163	-126.3	-126.2	-125.5
3	180	184	173	86.1	86.9	86.1
4	186	184	174	-110.3	-111.7	-110.0
5	50	56	52	52.4	51.6	51.1
6	49	49	44	-125.6	-125.6	-124.4

Im Verhältnis zum gesamten Temperaturgang ΔT eines Prozessstromes sind die relativen Abweichungen zwischen dem vorgestellten Modell und den von PAFFENBARGER 1990 erhaltenen Ergebnissen sehr gering. Die größte Abweichung zwischen den beiden Modellen beträgt 1.4 K und tritt bei Strom 4 auf, welcher als einziger nicht aus Stickstoff, sondern aus Sauerstoff besteht. Die direkt benachbarten Ströme 3 und 5 zeigen mit einer Abweichung von jeweils 0.8 K auch eine größere Abweichung als die verbleibenden Ströme 1, 2, und 6, bei denen die Differenz mit weniger als 0.2 K praktisch vernachlässigbar ist. Dies legt die Vermutung nahe, dass die verbleibenden Differenzen hauptsächlich auf unterschiedliche Stoffdaten für die Komponente Sauerstoff zurückzuführen sind. Die Abweichungen zwischen dem vorgestellten Modell und der Auslegungssoftware UniSim PFE bewegen sich in einer ähnlichen Größenordnung. Die Unterschiede zwischen dem entwickelten Modell und etablierten Simulationswerkzeugen sind also nicht größer als diejenigen zwischen zwei verschiedenen, etablierten Modellen. Als Hauptursache für die verbleibenden Abweichungen werden die unterschiedlichen Stoffdaten sowie Unterschiede in den numerischen Verfahren der einzelnen Modelle vermutet.

Eine ähnliche Beobachtung ergibt sich beim Vergleich der berechneten Druckverluste Δp : Die Unterschiede der drei Berechnungsmethoden sind relativ gering. Als einziger Trend ist feststellbar, dass die mit UniSim PFE berechneten Werte stets unter den Ergebnissen von PAFFENBARGER 1990 liegen. Im vorgestellten CFD-Modell wird die Strömungsmechanik durch die Lösung einer dreidimensionalen Impulsgleichung deutlich aufwändiger berechnet, was wegen der idealisierten Geometrie ohne Berücksichtigung von Verteilern und Sammlern allerdings in diesem Anwendungsbeispiel nicht zu Tragen kommt. Vor diesem Hintergrund sind die Unterschiede zwischen den Berechnungsmethoden als zufriedenstellend zu bewerten. Sie können sowohl von den Stoffdatenmethoden als auch von Unterschieden in den berechneten Temperaturprofilen hervorgerufen werden, liegen jedoch mit durchschnittlich deutlich unter 10% auch im Bereich der Unsicherheit der verwendeten Korrelationsgleichungen.

Im vorgestellten Simulationsmodell ergibt sich eine dreidimensionale Verteilung der Temperaturen, wobei sich besonders entlang der z -Achse, also über die Stapelfolge des Wärmeübertragers, signifikante Unterschiede zeigen. Die unterschiedlichen Temperaturen der einzelnen Trennbleche können zwar nicht mit den Ergebnissen von

PAFFENBARGER 1990, jedoch mit denen von *UniSim @PFE* verglichen werden. Ein Vergleich der Temperaturen entlang der Stapelfolge des Wärmeübertragers ist in Abbildung 5.8 dargestellt, wobei drei Koordinaten entlang der y -Achse bei $y = 0$ m, $y = 0.75$ m und $y = 1.5$ m ausgewertet werden.

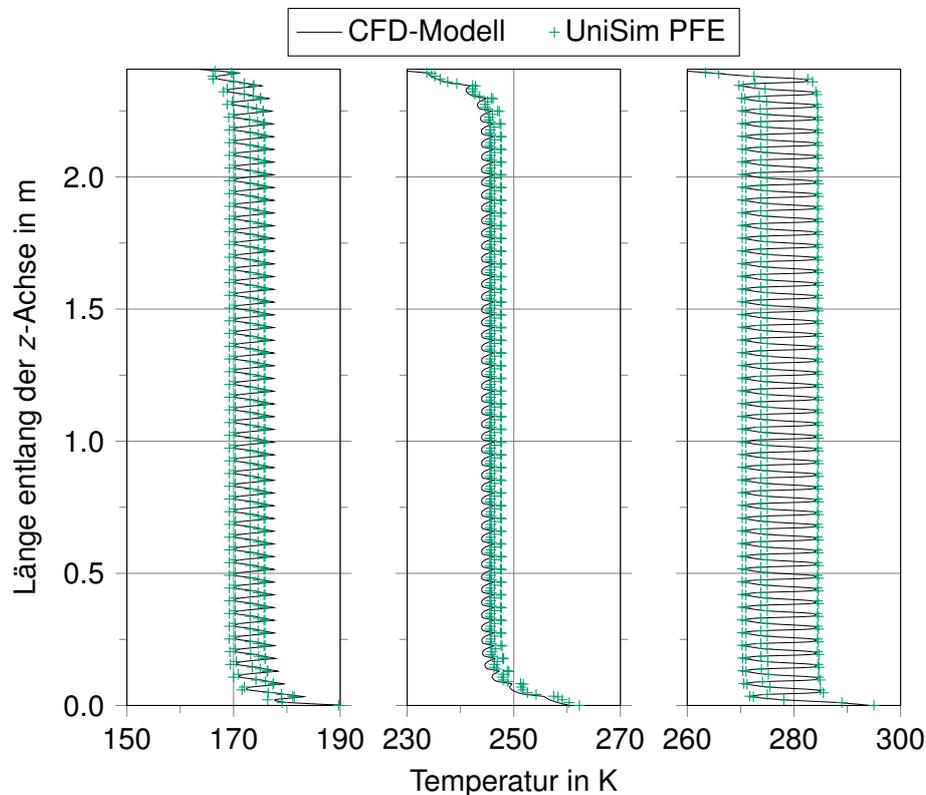


Abbildung 5.8: Vergleich von entlang der x -Achse gemittelten Trennblechtemperaturen bei $y = 0$ m (links), $y = 0.75$ m (mitte) und $y = 1.5$ m (rechts) mit Ergebnissen der kommerziellen Software *UniSim @PFE* [HONEYWELL 2021]

Die Übereinstimmung der mit beiden Modellen berechneten Temperaturverteilung über die einzelnen Trennbleche des Wärmeübertragers ist insgesamt sehr gut. An keiner der drei ausgewerteten y -Koordinaten sind deutliche Abweichungen erkennbar, da die Unterschiede zwischen den Berechnungsmethoden im Verhältnis zu den Temperaturunterschieden der einzelnen Trennbleche sehr gering ausfallen. Die periodische Stapelfolge des gewählten Beispiels führt zu einem charakteristischen Muster innerhalb einer Wiederholung der einzelnen Prozessströme, welches sich über die gesamte Höhe des Wärmeübertragers nahezu unverändert wiederholt. Nur nahe der Rändern bei $z = 0$ m und $z = 2.41$ m ist ein Einfluss der als adiabat betrachteten Umgebung und der Stapelfolge, welche mit einem warmen Strom beginnt und mit einem kalten Strom endet, erkennbar. Diese Einflüsse werden von beiden Berechnungsmethoden gleichermaßen wiedergegeben. Der Vergleich zeigt, dass das vorgestellte Modell auch in dieser Koordinatenrichtung die Ergebnisse der Auslegungssoftware *UniSim @PFE* reproduzieren kann.

Abschließend lässt sich aus der Analyse dieses Beispielszenarios schlussfolgern, dass das vorgestellte Simulationsmodell die für eine Auslegung von Plattenwärmeübertragern relevanten Kenngrößen wie Druckverlust, Temperaturgang und Temperaturverteilung der Trennbleche in guter Übereinstimmung mit etablierten Simulationswerkzeugen wiedergeben kann. Die detaillierte Betrachtung der Fluidmechanik im dreidimensionalen CFD-Modell führt dazu, dass auch der Einfluss von Verteiler- und Sammlergeometrien berechnet werden kann. Weil diese Einflussfaktoren in der Literatur aber kaum beschrieben und bei Modellen zur stationären Auslegung in der Regel nicht direkt berücksichtigt werden, kann an dieser Stelle keine entsprechende Validierung erfolgen.

5.4.2 Strömungsführung im Wärmeübertrager⁴

Die Verfügbarkeit geeigneter Daten zur Validierung der Strömungsführung in einem Plattenwärmeübertrager ist sehr gering. Viele in der Literatur verfügbaren Studien fokussieren sich auf die auch von Verteilerschalen beeinflusste Fehlverteilung zwischen einzelnen Lagen einer Passage, wodurch das für einen Abgleich erforderliche Geschwindigkeitsprofil am Eintritt in die Verteilergeometrie einer Lage nicht bekannt ist. Es kann jedoch ein qualitativer Vergleich mit Ergebnissen von JEONG ET AL. 2018 erfolgen. In der experimentellen Studie wird die Strömung in einer relativ kleinen, endständig seitlichen Verteilergeometrie (Typ c) mit glatten Fins bei einer Reynolds-Zahl von 1200 untersucht. Die Einlassbreite beträgt nur 0.05 m, die Länge des Einlasses beträgt 0.06 m und die Breite der Passage 0.1 m. Im Versuch wird die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids mit einem optischen Verfahren gemessen und zeitlich gemittelt. Ein Vergleich dieses Geschwindigkeitsfeldes mit dem Simulationsergebnis einer äquivalenten Geometrie ist in Abbildung 5.9 gezeigt. Die Simulationsergebnisse basieren auf den thermophysikalischen Daten von Wasser bei atmosphärischem Druck und 25 °C. Um den relativ kleinen Abmessungen der Geometrie Rechnung zu tragen, wird im Modell eine Auflösung von $1000 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$ in der (x, y) -Ebene verwendet.

⁴ Eine ähnliche Validierung wurde bereits in einer Fachzeitschrift vorgestellt [HAIDER ET AL. 2021]

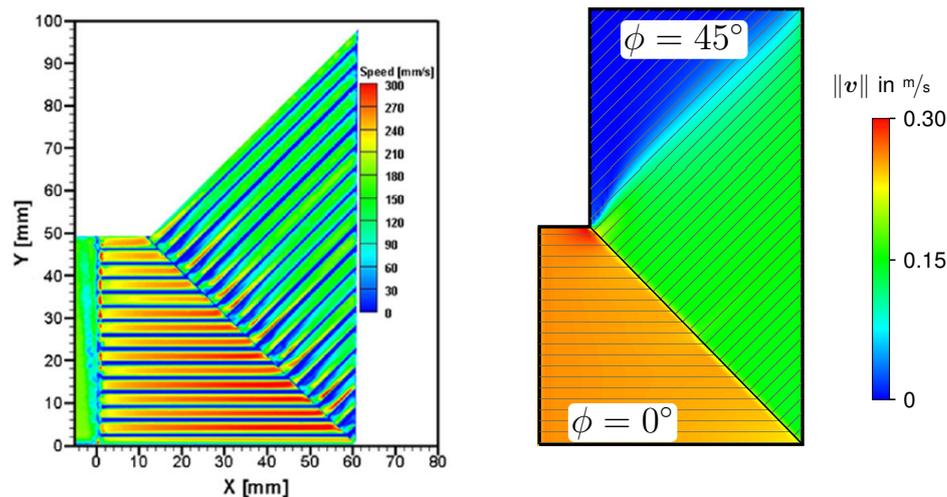


Abbildung 5.9: Qualitativer Vergleich der experimentell von JEONG ET AL. 2018 bestimmten Strömungsgeschwindigkeit (links) und entsprechenden Simulationsergebnissen (rechts)

Der Vergleich zeigt, wie der Modellansatz des porösen Mediums die Strömung im Finmaterial wiedergibt: Die grundsätzliche Form des Strömungsbildes wird korrekt berechnet, kleinskalige Variationen innerhalb der einzelnen Kanäle des Finmaterials werden jedoch nicht abgebildet. Die experimentellen Ergebnisse zeigen ein alternierendes Muster aus relativ hohen Geschwindigkeiten in den Kanälen und einer Geschwindigkeit von Null an den Stellen, an denen das Finmaterial liegt. Dagegen gibt die Simulation trotz hoher Auflösung eine über den Querschnitt nahezu konstante Geschwindigkeit wieder. Im Mittel stimmen die Strömungsgeschwindigkeiten überein, die genaue Position der Wände und der Kanäle wird vom porösen Medium jedoch ebensowenig wiedergegeben wie kleinskalige Fluktuationen innerhalb der Kanäle. Diese treten vor allem an den Stoßstellen zwischen unterschiedlich orientierten Bereichen des Finmaterials auf und werden in der Studie von JEONG ET AL. 2018 im Detail untersucht.

Die Umlenkung des Fluids und die damit einhergehende Vergrößerung des verfügbaren Querschnitts werden vom Modell korrekt wiedergegeben. In der Simulation bildet sich eine Totzone aus, da die Orientierung der Fins eine vollständige Durchströmung der Passage verhindert. Dieser Bereich ist im experimentellen Aufbau fertigungstechnisch nicht ausgeführt worden, da ohnehin keine Durchströmung möglich wäre.

Entsprechend lässt sich feststellen, dass der Modellansatz des anisotropen, porösen Mediums nicht geeignet wäre, um kleinskalige Phänomene innerhalb des Finmaterials zu untersuchen. Der Ansatz basiert schließlich auf einer Mittelung solcher Phänomene. Er kann aber die grundlegende Form des Strömungsbildes und den Einfluss von Verteilern und Sammlern auf größerer Skala wiedergeben. Besonders in größeren Wärmeübertragern kann angenommen werden, dass sich fertigungsbedingte, kleinskalige Fluktuationen zwischen einzelnen Kanälen über den gesamten Querschnitt in Bezug auf Wärmeübergang und Druckverlust ausgleichen. Großskalige Effekte, hervorgerufen durch Umlenkungen oder Änderungen des verfügbaren Querschnitts, werden vom Modell

erfasst und deren Einfluss auf Wärmeübergang und Druckverlust kann daher berechnet werden. Da in der Literatur zum Zeitpunkt des Anfertigens der vorliegenden Arbeit keine weiteren verwertbaren Daten zum Strömungsfeld in Plattenwärmeübertragern verfügbar sind, kann bislang kein Vergleich für andere Geometrien oder Finmaterialien durchgeführt werden.

5.4.3 Zyklische Randbedingungen

Die im Rahmen der Validierung des thermischen Verhaltens vorgestellten Ergebnisse weisen darauf hin, dass die Verwendung von zyklischen Randbedingungen in der z -Richtung in bestimmten Szenarien zu einer deutlichen Reduktion des Rechenaufwandes bei relativ geringer Beeinflussung der Ergebnisse führen können. Sollen beispielsweise Druckverlust und Temperaturgang der Prozessströme bestimmt werden, so kann bei einer periodischen Stapelfolge davon ausgegangen werden, dass sich die Einflüsse der zu ihren Rändern hin ansteigenden bzw. abfallenden Trennblechtemperaturen im Mittel ausgleichen. Um dies zu überprüfen, wird das in Abschnitt 5.4.1 in den Tabellen 5.2 und 5.1 beschriebene Szenario mit einer reduzierten Geometrie berechnet, bei welcher nur eine Wiederholeinheit der Stapelfolge (123456) berücksichtigt wird. Für die Kopplung der an den Rändern der Stapelfolge liegenden Prozessströme 1 und 6 wird die Temperatur der entsprechenden Trennbleche zyklisch miteinander gekoppelt. Die Massenströme der Prozessfluide in den einzelnen Lagen des Plattenwärmeübertragers bleiben bei der Reduktion der Geometrie identisch zum Basisfall. Ein Vergleich zwischen der Berechnung der so erhaltenen, reduzierten Geometrie und der bereits vorgestellten Ergebnisse der vollständigen Geometrie ist in Tabelle 5.4 gezeigt.

Tabelle 5.4: Vergleich zwischen vollständiger Geometrie und reduzierter Geometrie mit zyklischen Randbedingungen

Strom	Δp in mbar		ΔT in K	
	vollständig	reduziert	vollständig	reduziert
1	181	181	118.5	118.8
2	175	175	-126.3	-126.4
3	180	180	86.1	86.1
4	186	186	-110.3	-110.4
5	50	50	52.4	52.3
6	49	49	-125.6	-125.9

Die Daten zeigen, dass die ermittelten Druckverluste Δp bei vollständiger und reduzierter Geometrie identisch sind. Auch der Temperaturgang ΔT der einzelnen Prozessströme ist nahezu identisch, wobei die an den Rändern der Stapelfolge liegenden Prozessströme 1 und 6 die höchste Abweichung von jeweils 0.3 K zeigen.

Da der Rechenaufwand bei ansonsten vergleichbarem Szenario nahezu linear mit der Größe der betrachteten Geometrie skaliert, kann dieser im gezeigten Beispiel bei vernachlässigbarer Beeinflussung der Ergebnisse um den Faktor 50 verringert werden. Die aufgrund der automatisierten Vernetzung relativ einfach umsetzbare Reduktion der Geometrie kann also bei geeignetem Szenario eingesetzt werden, um den Aufwand der dreidimensionalen Simulation drastisch zu senken. Ist beispielsweise die Stapelfolge des betrachteten Wärmeübertragers nicht periodisch oder soll eine eventuelle Fehlverteilung von Temperatur oder Strömung entlang der z -Achse betrachtet werden, kann diese Option jedoch nicht genutzt werden.

5.4.4 Gitterkonvergenz

Die in Abschnitt 5.4.3 vorgestellte, reduzierte Geometrie mit zyklischen Randbedingungen eignet sich wegen des relativ geringen Rechenaufwands auch als Beispiel für eine Untersuchung der Gitterkonvergenz. Hierfür werden erneut die Prozessdaten des in Abschnitt 5.4.1 vorgestellten Wärmeübertragers mit sechs Strömen verwendet. Als einzige Änderung wird die Dicke der Trennbleche auf einen Wert von 1.5 mm erhöht, da dies für Wärmeübertrager im Anwendungsbereich dieser Arbeit fertigungstechnisch eine sinnvolle Größenordnung darstellt.

Da der konvektive Transport innerhalb eines Fluids hauptsächlich in der (x, y) -Ebene, der Wärmeübergang zwischen den Fluiden aber hauptsächlich entlang der z -Achse stattfindet, ist es sinnvoll, die Auflösung in diesen Richtungen getrennt voneinander zu untersuchen. Zunächst wird die Auflösung in der (x, y) -Ebene von 25 – 200 $\frac{\text{Zellen}_m}{\text{Zellen}_{Fin}}$ variiert. Dabei wird wie in Abschnitt 5.4.1 in der z -Richtung eine Auflösung von $2 \frac{\text{Zellen}_m}{\text{Zellen}_{Fin}}$ und $1 \frac{\text{Zellen}_m}{\text{Trennblech}}$ verwendet. In Tabelle 5.5 werden die Ergebnisse dieser Untersuchung aufgelistet. Als Kenngröße wird dabei die mittlere Abweichung zwischen den gemittelten Stromtemperaturprofilen herangezogen, wobei die Simulation mit der höchsten Auflösung als Vergleichsfall verwendet wird. Die Ergebnisse sind zudem in Abbildung 5.10 graphisch aufbereitet.

Tabelle 5.5: Mittlere Abweichung der Temperaturprofile in Abhängigkeit von der Gitterauflösung in der (x, y) -Ebene

$\frac{\text{Zellen}_m}{\text{Zellen}_{Fin}}$ (x, y) -Ebene	$\frac{\text{Zellen}_m}{\text{Zellen}_{Fin}}$ z -Richtung	$\frac{\text{Zellen}_m}{\text{Trennblech}}$ z -Richtung	Mittlere Abweichung in K
25	2	1	2.28
50	2	1	0.11
100	2	1	0.02
200	2	1	(0.00)

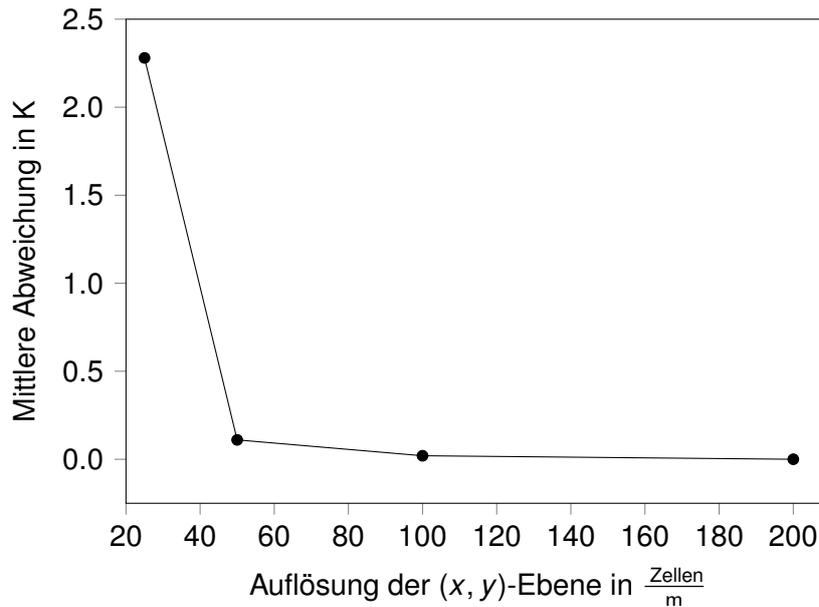


Abbildung 5.10: Ergebnisse der Gitterkonvergenzstudie in der (x, y) -Ebene

Die Daten in Abbildung 5.10 zeigen, dass die Simulationsergebnisse ab einer Gitterauflösung von $50 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$ nahezu konstant bleiben. Einzig die größte untersuchte Auflösung von $25 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$ zeigt eine nicht vernachlässigbare mittlere Abweichung von 2.28 K. Hierbei ist auch zu berücksichtigen, dass bei dieser Auflösung aufgrund der automatisierten Erzeugung des Rechengitters die kleinste geometrische Abmessung in der (x, y) -Ebene mindestens 0.04 m betragen muss. Da Seitenleisten von Plattenwärmeübertragern typischerweise kleiner gefertigt werden, wäre eine Verwendung dieser Netzauflösung in den meisten Anwendungsfällen ohnehin nicht sinnvoll.

Entlang der z -Achse wird die Gitterauflösung durch die Zellen pro Lage und die Zellen pro Trennblech bestimmt, wobei diese grundsätzlich keiner weiteren Einschränkung bezüglich der Geometrieparameter unterliegen. Für die Konvergenzstudie werden alle Kombinationen aus $1 - 6 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$ und $1 - 3 \frac{\text{Zellen}}{\text{Trennblech}}$ untersucht. Als Referenzwert werden erneut die Ergebnisse bei der höchsten verwendeten Auflösung verwendet. Alle Ergebnisse sind in Tabelle 5.6 aufgelistet und in Abbildung 5.11 dargestellt.

Tabelle 5.6: Mittlere Abweichung der Temperaturprofile in Abhängigkeit von der Gitterauflösung entlang der z -Achse

$\frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$ (x, y)-Ebene	$\frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$ z -Richtung	$\frac{\text{Zellen}}{\text{Trennblech}}$ z -Richtung	Mittlere Abweichung in K
50	1	1	2.38
50	2	1	0.53
50	3	1	0.17
50	4	1	0.04
50	5	1	0.04
50	6	1	0.06
50	1	2	2.38
50	2	2	0.53
50	3	2	0.17
50	4	2	0.04
50	5	2	0.02
50	6	2	0.03
50	1	3	2.38
50	2	3	0.53
50	3	3	0.17
50	4	3	0.04
50	5	3	0.01
50	6	3	(0.00)

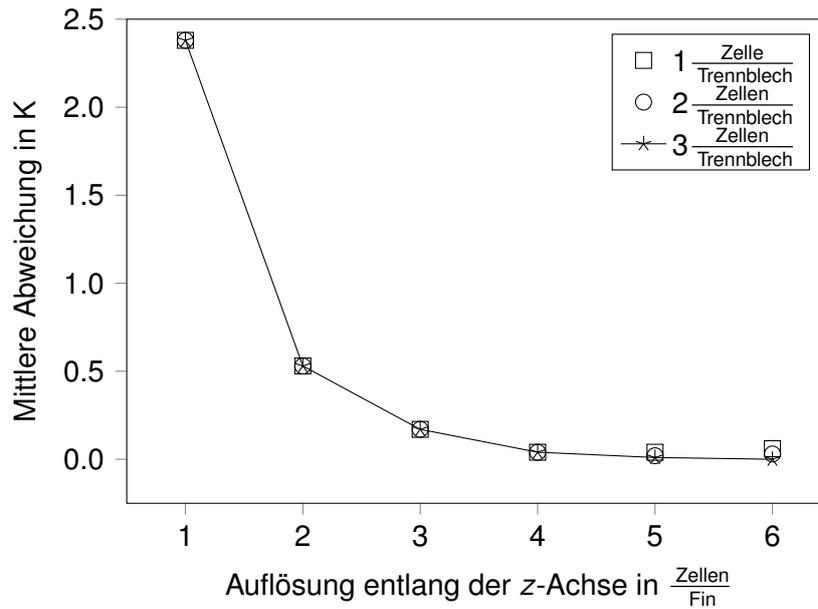


Abbildung 5.11: Ergebnisse der Gitterkonvergenzstudie entlang der z -Achse

Die Untersuchung zeigt zunächst, dass die Auflösung eines Trennblechs keinen relevanten Einfluss auf die Ergebnisse hat. Der maximale Unterschied liegt bei den betrachteten Simulationen bei weniger als 0.1 K. Wegen der geringen Dicke von Trennblechen im Vergleich zur Höhe einer durchströmten Lage sind diese auch mit nur einer einzigen Zelle bereits verhältnismäßig hoch aufgelöst und eine weitere Erhöhung ist im betrachteten Beispiel nicht nötig. Für die Auflösung einer Lage sollten im gewählten Beispiel mindestens zwei Zellen verwendet werden, da die Ergebnisse mit $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Fin}}$ jeweils eine Abweichung von 2.38 K zum Referenzwert zeigen. Eine Erhöhung der Auflösung auf mehr als drei Zellen ist jedoch im gewählten Beispiel nicht sinnvoll, da schon bei $3 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$ vernachlässigbare Abweichungen von 0.17 K erreicht werden.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass das Simulationsmodell beim gewählten Anwendungsbeispiel ein sehr gutes Konvergenzverhalten zeigt. Eine sinnvolle Auflösung liegt bei mindestens $50 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$ in der (x, y) -Ebene, $2 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$ und $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Trennblech}}$. Die automatisierte Erzeugung des Rechengitters ermöglicht dabei, relativ einfach zwischen den verschiedenen Auflösungen zu wechseln. Die durchgeführte Konvergenzstudie gilt zwar nur für das gezeigte Beispiel, kann aber für ähnliche Anwendungsfälle als Anhaltspunkt genommen und bei anderen Anwendungen einfach wiederholt werden.

6 Einfluss der Einlassgeometrie auf die Thermofluidodynamik von Plattenwärmeübertragern

Ein entscheidender Vorteil des vorgestellten Simulationsmodells ist die Möglichkeit, die Lage der Ein- und Auslässe jeder Passage sowie die gewählte Geometrie der Verteiler und Sammler und die daraus resultierende Strömungsführung im Plattenwärmeübertrager zu berücksichtigen. Im Gegensatz zu in der Literatur beschriebenen Modellen ermöglicht die dreidimensionale Simulation eine genaue Bewertung des Wärmeübergangs in den häufig nur teilweise durchströmten, überlappenden Verteilern und Sammlern benachbarter Lagen des Wärmeübertragers sowie des durch die Umlenkungen hervorgerufenen Druckverlustes. In diesem Kapitel wird der daraus resultierende Einfluss auf die Thermofluidodynamik von Plattenwärmeübertragern beschrieben.

6.1 Strömung unter isothermen Bedingungen⁵

In Plattenwärmeübertragern wird das Strömungsbild eines einzelnen Prozessstromes hauptsächlich durch die Prozessbedingungen und die verwendete Geometrie, also die Anordnung des Finmaterials innerhalb der Passage, bestimmt. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte hängt das Strömungsbild jedoch auch vom Wärmeübergang zwischen den Prozessströmen ab. Dieser wird wiederum in hohem Maße von den Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt, welche sich aufgrund der Strömung in den jeweiligen Prozessfluiden einstellen. Damit ergibt sich eine wechselseitige Beeinflussung von Strömungsbild und Wärmeübergang, welche die Beurteilung des Einflusses der Geometrie auf den Wärmeübertrager erschwert. Um diesem Problem zu begegnen, wird in diesem Abschnitt eine Studie vorgestellt, in der jeweils nur ein unter isothermen Bedingungen betrachteter Prozessstrom berücksichtigt wird. Durch die isothermen Bedingungen kann der Einfluss der Geometrie isoliert betrachtet werden.

Um den Einfluss der Verteilergeometrie auf das Strömungsbild zu untersuchen, werden alle sechs in Abbildung 4.3 dargestellten Verteiler verwendet und mit einem identischen Prozessstrom beaufschlagt. Alle Simulationen werden bei der gleichen Geometrie mit einer einzelnen Lage eines Plattenwärmeübertragers mit einer Länge von 1.5 m und einer Breite von 1.0 m durchgeführt. Die Dicke der Seitenleisten beträgt 0.02 m und das eingesetzte Finmaterial trägt die Bezeichnung 11.1. Die Länge aller Verteiler sowie die

⁵ Eine ähnliche Studie wurde bereits in einer Fachzeitschrift veröffentlicht [HAIDER ET AL. 2021]

Breite der Ein- und Auslässe betragen 0.3 m. Eine Ausnahme stellt die Domgeometrie dar, welche die gesamte verfügbare Breite von 0.96 m ausnutzt. Als Prozessstrom dient gasförmiger Stickstoff bei einer Eintrittstemperatur von 200 K, einem Austrittsdruck von 1.013 bar und einem Massenstrom von $200 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$. Die Netzauflösung für diese Studie beträgt $100 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$ in der (x, y) -Ebene sowie $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Fin}}$ und $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Trennblech}}$ entlang der z -Achse. Die Auflösung in der z -Richtung nimmt in diesem Beispiel jedoch keinen Einfluss auf die Ergebnisse, da nur ein Prozessstrom ohne Wärmeübergang betrachtet wird. Sie wird daher so niedrig wie möglich gewählt, um den Rechenaufwand minimal zu halten. Im Folgenden werden die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeiten, die Druckverluste und der Einfluss des Strömungsbildes auf den Wärmeübergang diskutiert.

6.1.1 Strömungsbild und Druckverlust

Zunächst sollen das Strömungsbild, also die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeiten in den einzelnen Geometrien, und der daraus resultierende Druckverlust für den Prozessstrom diskutiert werden. Für den Druckverlustmultiplikator ζ , der den Druckverlust für Strömungen entgegen der Ausrichtung des Finmaterials erhöht, wird zunächst ein Wert von $\zeta = 100$ angenommen. In Abbildung 6.1 ist das in jeder der untersuchten Geometrien resultierende Geschwindigkeitsfeld dargestellt.

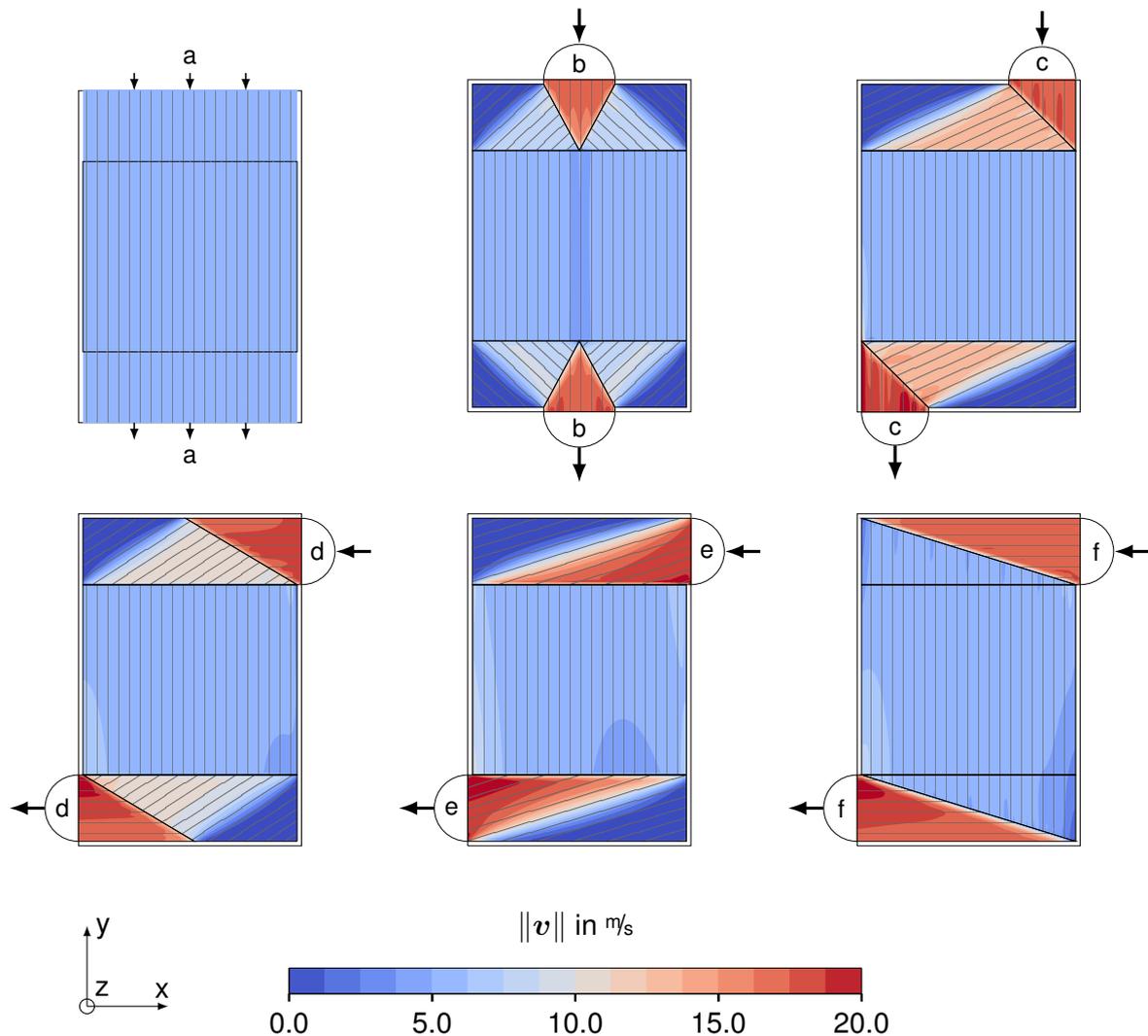


Abbildung 6.1: Vergleich des Strömungsbildes bei verschiedenen Verteilergeometrien unter isothermen Bedingungen. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials

Der Einfluss der Verteilergeometrie auf das Strömungsbild ist deutlich zu erkennen. In der Domgeometrie **a** wird durch die breiten Ein- und Auslässe eine gleichmäßige Verteilung des Prozessstromes erreicht, was zu einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit in der gesamten Lage führt. In allen anderen Geometrien stellen Ein- und Auslass Verengungen des für die Strömung verfügbaren Querschnittes dar, sodass sich die Strömungsgeschwindigkeit in deren Nähe erhöht. Die gewählte Verteilergeometrie beeinflusst, wie die Strömung zwischen Ein- und Auslass und dem Kernbereich geführt wird. In jeder der Geometrien **b** bis **f** ergibt sich daher ein deutlich unterschiedliches Strömungsbild in den Verteilern und Sammlern. Mit Ausnahme des seitlich indirekten Verteilers **f** bilden sich in jeder Geometrie mehrere Totzonen aus, die vom Fluid nicht durchströmt werden. Die Lage und Größe dieser Zonen unterscheidet sich in jedem Verteiler, da sie maßgeblich von der strömungsleitenden Wirkung und damit der Orientierung des Finmaterials abhängen: Jegliche Strömung quer zu der Ausrichtung der

Kanäle wird durch den Druckverlustmultiplikator ζ erschwert. Bereiche der Geometrie, die aufgrund der Orientierung des Finmaterials ausgehend vom Einlass nur durch Strömung quer zu den Kanälen erreicht werden können, werden folglich aufgrund des erhöhten Strömungswiderstandes kaum durchströmt. Alle Geometrien erreichen eine relativ gleichmäßige Verteilung der Strömung im Kernbereich, wobei der endständig seitliche Verteiler **c** qualitativ die beste und der seitlich diagonale Verteiler **e** die schlechteste Verteilung zeigen.

Die Auswertung des Druckverlustes ermöglicht einen quantitativen Vergleich der unterschiedlichen Geometrien. Dieser wird maßgeblich von dem durch die Verteiler hervorgerufenen Strömungsbild beeinflusst: Zum einen wird er direkt von der Strömungsgeschwindigkeit und der Länge des Strömungsweges beeinflusst, zum anderen führen die Umlenkungen in den Verteilern und Sammlern unweigerlich zu einer gewissen Strömung quer zu den Kanälen, weshalb deren Anordnung einen zusätzlichen Widerstand für die Strömung darstellt. Die in den einzelnen Geometrien ermittelten Druckverluste Δp sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Tabelle 6.1: Vergleich des Druckverlustes der verschiedenen Verteilergeometrien bei $\zeta = 100$

Geometrie	a	b	c	d	e	f
Δp in mbar	7	27	48	35	39	47

Die Ergebnisse zeigen, dass die Domgeometrie **a** aufgrund des konstanten Strömungsquerschnitts ohne Umlenkungen erwartungsgemäß den geringsten Druckverlust verursacht. Alle übrigen Geometrien führen aufgrund verengter Querschnitte und mehrerer Umlenkungen zu signifikant höheren Druckverlusten, wobei die endständig zentrale Geometrie **b** den geringsten Druckverlust zeigt. Die seitlich indirekte Geometrie **f** und die endständig seitliche Geometrie **c** zeigen die höchsten Druckverluste, wobei der absolute Unterschied zwischen den beiden Geometrien relativ gering ist. Die seitlich diagonale Geometrie **e** und die auf Gehrung geschnittene Geometrie **d** führen ebenfalls zu sehr ähnlichen Werten für den Druckverlust.

Bei dieser Auswertung ist festzuhalten, dass die durchgeführte Studie nur ein ausgewähltes Beispiel darstellt. Die absoluten Werte für den Druckverlust sowie die relativen Abweichungen zwischen den einzelnen Verteilern hängen vom Strömungszustand, dem Finmaterial und dem Verhältnis aus Einlassbreite und Länge des Verteilers ab. Die Studie erhebt nicht den Anspruch, die Qualität der Verteilergeometrien im Allgemeinen zu bewerten. Sie zeigt jedoch, dass eine solche Analyse für einen konkreten Anwendungsfall mit dem vorgestellten Simulationsmodell durchführbar ist. In einer realen Anwendung unterliegt die Auswahl der Verteiler eines Plattenwärmeübertragers zahlreichen zusätzlichen Anforderungen, die im Rahmen dieser Studie nicht betrachtet werden. So erfordert beispielsweise die Domgeometrie **a** eine erheblich größere Verteilerschale⁶ und verhindert

⁶ Die Verteilerschale der Domgeometrie (Typ **a**) wird aufgrund ihrer Größe nicht dargestellt

in allen weiteren Prozessströmen die Verwendung von endständigen Verteilergeometrien. Dagegen ermöglichen die Geometrien **d**, **e** und **f** mit seitlich orientierten Verteilerschalen den Ein- und Austritt der einzelnen Prozessströme bei unterschiedlichen Koordinaten entlang der y -Achse, was die Flexibilität der Auslegung erhöht und der Prozessintegration in energieintensiven Anwendungen förderlich sein kann.

6.1.2 Auswirkungen auf den Wärmeübergang

Obwohl in dieser Studie einzelne Prozessströme unter isothermen Bedingungen betrachtet werden, kann der Wärmeübergangskoeffizient α ausgehend von dem im vorigen Abschnitt diskutierten Strömungsbild berechnet und bewertet werden. In Abbildung 6.2 sind die Ergebnisse für jede der Geometrien dargestellt.

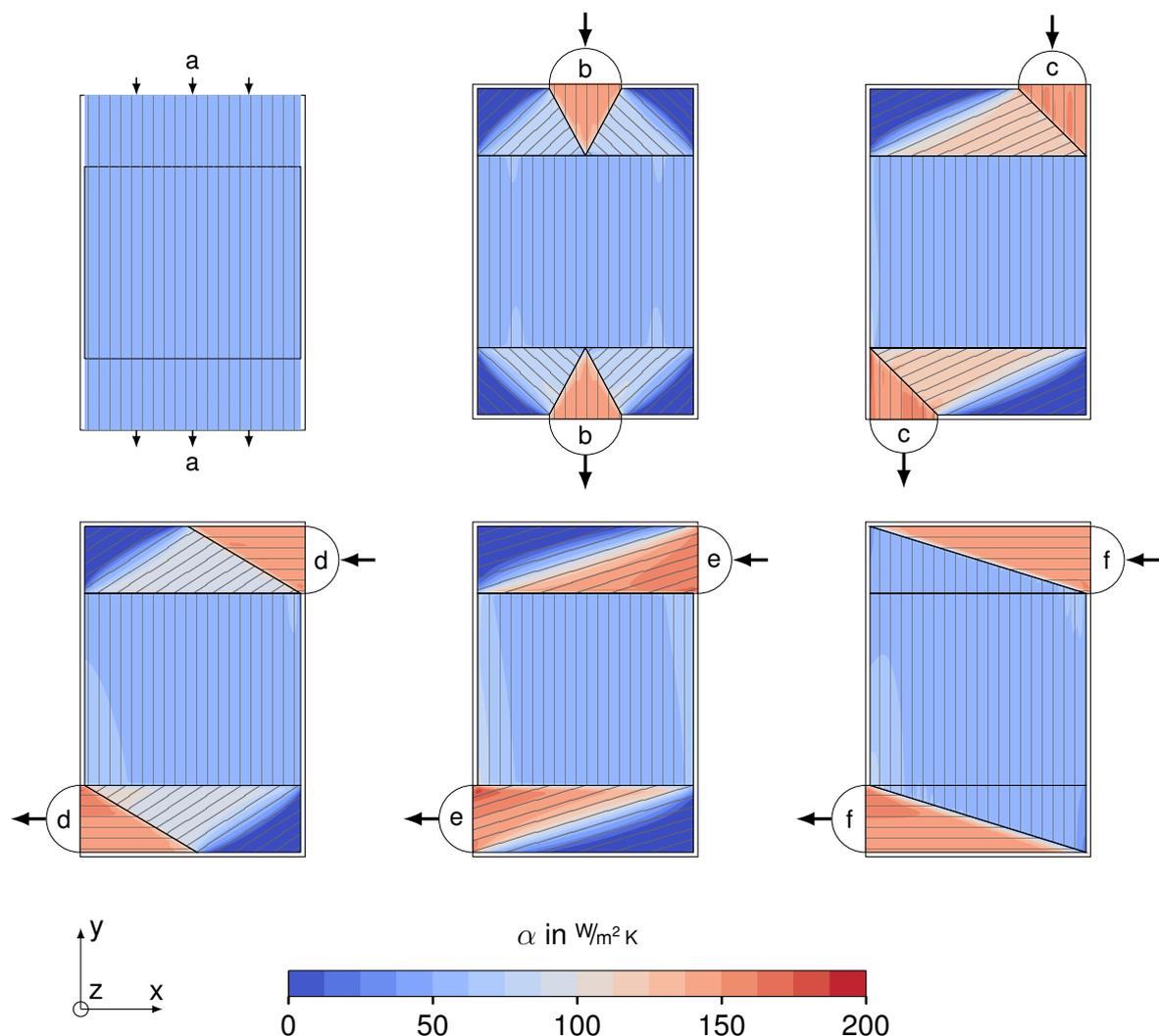


Abbildung 6.2: Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten bei verschiedenen Verteilergeometrien unter isothermen Bedingungen. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials

Die Ergebnisse zeigen die deutliche Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Strömungsgeschwindigkeit. Qualitativ sind in Abbildung 6.2 die gleichen Trends erkennbar wie bei der Diskussion des Strömungsbildes: Die Domgeometrie zeigt einen gleichmäßigen Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten. In allen anderen Geometrien führen die nahe der Ein- und Auslässe erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten zu einer deutlichen Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten, während der Wert in den nicht durchströmten Totzonen auf Null abfällt. Obwohl das Finmaterial hier also theoretisch geometrische Oberfläche für die Wärmeübertragung zur Verfügung stellt, können diese Bereiche der Geometrie nicht in gleichem Maße zur Effizienz des Wärmeübertragers beitragen. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass die Schwankungen zwischen Kernbereich und Verteiler bei der Betrachtung des Wärmeübergangskoeffizienten jedoch weniger stark ausgeprägt sind, als bei der Strömungsgeschwindigkeit.

Eine quantitative Bewertung des Einflusses hinsichtlich der Leistungsfähigkeit eines Plattenwärmeübertragers ist in dieser Analyse nicht möglich, da der Wärmeübergang nicht nur von der Geometrie eines Stromes, sondern vom Zusammenspiel mehrerer Prozessströme in unterschiedlichen Geometrien und Lagen abhängt. So kann beispielsweise der Einfluss der Totzonen in einer Lage nicht ohne Berücksichtigung der benachbarten Lagen bewertet werden. Um dennoch einen quantitativen Überblick zu erhalten, kann ein mittlerer Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden. Hierbei ist es sinnvoll, zwischen Verteiler- und Kernbereich zu unterscheiden, da sich in den verschiedenen Geometrien nur die Verteiler voneinander unterscheiden. Die entsprechenden Ergebnisse dieser Analyse sind in Tabelle 6.2 aufgelistet.

Tabelle 6.2: Vergleich der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten in den verschiedenen Verteilergeometrien bei $\zeta = 100$

Geometrie	a	b	c	d	e	f
α im Verteiler in $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$	59	80	87	89	84	100
α im Kernbereich in $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$	59	59	59	59	59	59

Die Auswertung zeigt, dass der mittlere Wärmeübergangskoeffizient im Kernbereich nicht von der Verteilergeometrie beeinflusst wird. In den Verteilern und Sammlern führt die Domgeometrie **a** aufgrund der ausbleibenden Querschnittsverengung und der geringeren Strömungsgeschwindigkeit erwartungsgemäß zu den geringsten Wärmeübergangskoeffizienten. Die Geometrien **b**, **c**, **d**, **e** und **f** zeigen deutlich höhere Werte, wobei die relativen Unterschiede innerhalb dieser Gruppe verhältnismäßig gering sind. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich aus einem Zusammenspiel der Umlenkungen, der resultierenden Totzonen und der Querschnittsverengungen. Diese scheinen sich in der Summe nahezu auszugleichen. Die seitlich indirekte Geometrie **f** führt im Mittel zu den höchsten Wärmeübergangskoeffizienten, da trotz Querschnittsverengung keine Totzonen auftreten. Es ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem in Tabelle 6.1 aufgelisteten Druckverlust und dem Wärmeübergang feststellbar.

Abschließend lässt sich feststellen, dass die Abhängigkeit des Wärmeübergangs von der Verteilergeometrie unter den gewählten Bedingungen relativ gering ist. Unter isothermen Bedingungen ist der genaue Einfluss der Lage der Totzonen und der örtlichen Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten nicht quantifizierbar. Es ist zu erwarten, dass dieser Einfluss in einer realen Anwendung, in der Lagen mit verschiedenen Geometrien übereinander gestapelt werden, stärker zum Tragen kommt, als die in dieser Studie ermittelten relativen Unterschiede des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten.

6.1.3 Einfluss des Druckverlustmultiplikators

Die im Rahmen dieser Studie diskutierten Ergebnisse wurden bei einem Druckverlustmultiplikator $\zeta = 100$ berechnet. Dieser Modellparameter wird in Gleichung (5.6) dafür verwendet, die empirisch bestimmte, eindimensionale Druckverlustkorrelation in das dreidimensionale Simulationsmodell zu übertragen. Messtechnisch wird die Strömung quer zur Kanalrichtung der Fins üblicherweise nicht erfasst, da sie mit Ausnahme von Spezialfällen unerwünscht und – unter der Annahme einer idealen Fertigung ohne Lücken und Spalte – in einigen Arten von Finmaterialien auch unmöglich ist. Eine Ausnahme hierzu stellen sog. „*Hardway-Fins*“ dar, bei denen die Kanäle perforierter oder geschnittener Finmaterialien senkrecht zur gewünschten Strömungsrichtung orientiert werden. Sie können als zusätzliche Verteilerelemente eingesetzt werden, wobei die verwendeten Korrelationen proprietäres Wissen der Hersteller von Finmaterialien oder entsprechender Auslegungssoftware sind [PETIT ET AL. 1986, HTRI 2021]. Auch diese Daten erlauben jedoch keine direkte Anpassung des Druckverlustmultiplikators, der im dreidimensionalen Simulationsmodell die Durchströmung aller möglichen Orientierungen sämtlicher Finmaterialien beschreibt.

Der Einfluss dieses unbekanntes Modellparameters wird daher in diesem Abschnitt untersucht. Hierfür wird der Parameter in einem Bereich von 1 bis 500 variiert, wobei stellvertretend für alle Verteilergeometrien nur die seitlich auf Gehrung geschnittene Geometrie vom Typ **d** betrachtet wird. Das in dieser Geometrie bei verschiedenen Druckverlustmultiplikatoren erhaltene Strömungsbild ist in Abbildung 6.3 dargestellt.

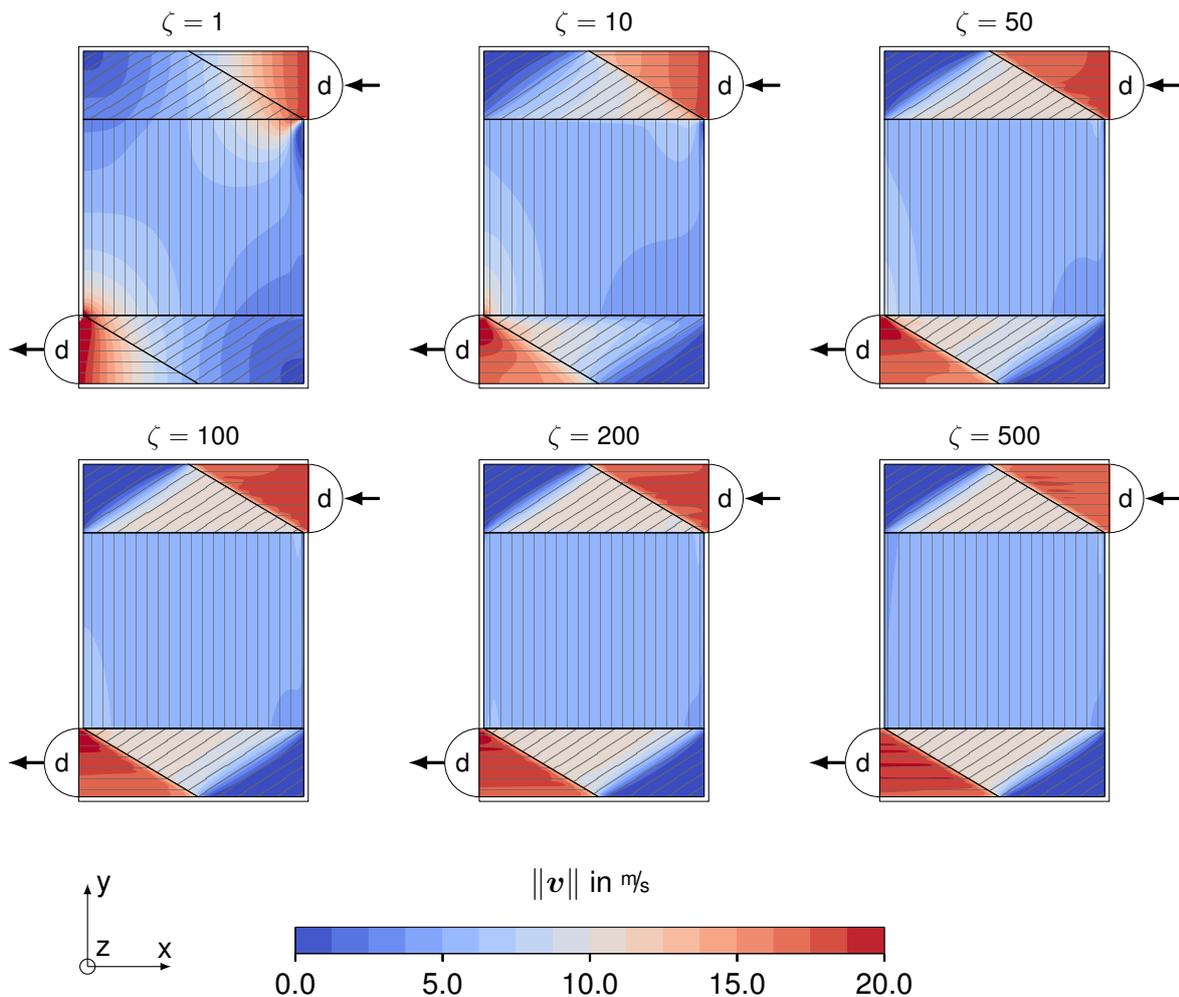


Abbildung 6.3: Vergleich des Strömungsbildes unter isothermen Bedingungen bei verschiedenen Werten für den Druckverlustmultiplikator ζ . Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials

Bei einem Druckverlustmultiplikator von $\zeta = 1$ verhält sich das Finmaterial isotrop und die Strömung wird von dessen Ausrichtung nicht beeinflusst. Entsprechend strömt das Fluid auf dem kürzesten Weg vom Ein- zum Auslass, wobei sich auch hier die für diese Verteilergeometrie charakteristischen Totzonen abzeichnen. Bei einem Multiplikator von $\zeta = 10$ ist bereits eine deutliche strömungsleitende Wirkung des anisotropen Finmaterials erkennbar. Bei einer weiteren Erhöhung des Druckverlustmultiplikators ist in den Verteilern nur noch ein geringer Einfluss erkennbar, einzig die Strömung im Kernbereich vergleichmäßig sich bis zu einem Wert von $\zeta = 200$ weiter. Tabelle 6.3 zeigt eine quantitative Auswertung des Druckverlustes sowie des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten in den Verteilern und im Kernbereich.

Tabelle 6.3: Quantitativer Vergleich der Ergebnisse bei Variation des Druckverlustmultiplikators

Druckverlustmultiplikator ζ	1	10	50	100	200	500
Δp in mbar	21	26	31	35	42	62
α im Verteiler in $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$	77	83	88	89	90	90
α im Kernbereich in $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$	64	60	59	59	59	59

Zunächst ist zu erwähnen, dass die Berechnung mit einem Wert von $\zeta = 1$ nicht realistisch ist und lediglich als Referenz aufgeführt wird, da die Strömung durch das Finmaterial aufgrund der Kanalstruktur keinesfalls als isotrop betrachtet werden kann. Auch die Annahme $\zeta = 10$ erscheint für übliche Finmaterialien unrealistisch gering, da hierfür allein bei Betrachtung der verfügbaren Querschnittsfläche beispielsweise ein sehr hoher Perforationsgrad nötig wäre. In den verbleibenden Geometrien ist keine relevante Veränderung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten im Kernbereich zu erkennen. Auch in den Verteilern ergibt sich ab einem Druckverlustmultiplikator von $\zeta = 50$ kein signifikanter Einfluss. Der errechnete Druckverlust steigt gemäß der Erwartung mit dem Druckverlustmultiplikator, der Einfluss ist jedoch nicht linear und im Verhältnis zum Wertebereich des Druckverlustmultiplikators nur relativ schwach ausgeprägt. So führt ein Faktor von 50 zwischen den Druckverlustmultiplikatoren 10 und 500 lediglich zu einer Erhöhung des Druckverlustes um einen Faktor von 2.4.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass der Druckverlustmultiplikator das Strömungsbild zwar signifikant beeinflussen kann, qualitativ jedoch ab einem Wert von $\zeta > 50$ nur noch geringfügige Änderungen sichtbar sind. Quantitativ muss zwischen der Betrachtung des Druckverlustes und des Wärmeübergangs unterschieden werden: Die Wärmeübergangskoeffizienten zeigen bei Werten von $\zeta > 50$ keine relevanten Änderungen. Da das Strömungsbild nahezu unverändert bleibt, ist auch die örtliche Verteilung der Totzonen und der Bereiche mit hohem Wärmeübergang konstant. Für $\zeta > 50$ kann daher davon ausgegangen werden, dass der Einfluss auf den Wärmeübergang vernachlässigbar klein ist. Der Einfluss des Multiplikators auf den errechneten Druckverlust ist deutlicher ausgeprägt. Der korrekte Wert für den Druckverlustmultiplikator kann jedoch nicht allein mit dem Simulationsmodell bestimmt werden.

Für eine Verwendung des Simulationsmodells im Rahmen einer exakten Auslegung des Druckverlustes von Plattenwärmeübertragern sollten experimentelle Untersuchungen für den Druckverlustmultiplikator durchgeführt werden. In der öffentlich zugänglichen Literatur gibt es jedoch keine Untersuchungen, welche Rückschlüsse auf diesen Parameter erlauben. In experimentellen Aufbauten werden Messdaten für Wärmeübertrager mit Stutzen, Verteilerschalten und Kernbereichen aufgenommen. Diese tragen zum gemessenen Gesamtdruckverlust bei und machen einen direkten Rückschluss auf den Druckverlust im Verteiler unmöglich. Auch das Auftreten unterschiedlicher Fertigungstoleranzen, besonders an den Stoßstellen zwischen unterschiedlich ausgerichteten Abschnitten des

Finmaterials, kann einen erheblichen Einfluss auf entsprechende Messergebnisse haben. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher die Verwendung eines Wertes von $\zeta = 100$ als sinnvoll erachtet.

6.2 Leistungsfähigkeit im stationären Betrieb⁷

Die im Abschnitt 6.1 vorgestellten Ergebnisse stellen zwar den Einfluss verschiedener Verteilergeometrien auf das Strömungsbild vergleichend dar, erlauben wegen der Betrachtung eines einzelnen, isothermen Prozessstromes aber keine direkten Rückschlüsse auf die Leistung eines Wärmeübertragers in einer realen Anwendung. In diesem Abschnitt werden daher verschiedene mögliche Konfigurationen eines Wärmeübertragers mit mehreren Prozessströmen berechnet und vergleichend ausgewertet.

6.2.1 Anwendungsfall und untersuchte Geometrien

Grundsätzlich ist die Auswahl eines Anwendungsfalles für die vorgestellte Untersuchung nahezu beliebig. Auch der von PAFFENBARGER 1990 beschriebene und bereits im Abschnitt 5.4.1 verwendete Anwendungsfall eines Wärmeübertragers mit sechs Prozessströmen stellt für diese Untersuchung ein geeignetes Beispiel dar. Um eine größere Relevanz für praktische Anwendungen zu erreichen, werden jedoch geringfügige Änderungen an den Prozessbedingungen und der Geometrie vorgenommen. Die gewählten Prozessbedingungen sind in Tabelle 6.4 aufgelistet. In jedem Prozessstrom werden der Austrittsdruck auf atmosphärische Bedingungen festgelegt und der pro Lage geführte Massenstrom verringert.

Tabelle 6.4: Definition der Prozessbedingungen des Anwendungsbeispiels

Strom	1	2	3	4	5	6
Komponente	N ₂	N ₂	N ₂	O ₂	N ₂	N ₂
Art	warm	kalt	warm	kalt	warm	kalt
T^{Ein} in K	300	150	270	160	250	145
\dot{M} pro Lage in kg/h	180	180	180	39.6	144	144
p^{Aus} in bar	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013	1.013
Finmaterial ⁸	17.8-3/8W	17.8-3/8W	17.8-3/8W	1/8-19.86	11.1	11.1

Die relevanten Parameter der Geometrie und die gewählte Auflösung des Rechengitters werden in Tabelle 6.5 aufgelistet. In dieser Studie werden zyklische Randbedingungen entlang der z -Achse genutzt, was den Rechenaufwand senkt und die Auswertung vereinfacht.

⁷ Eine ähnliche Studie wurde bereits in einer Fachzeitschrift veröffentlicht [HAIDER ET AL. 2021]

⁸ Die Bezeichnungen der Finmaterialien richten sich nach KAYS & LONDON 1984

Tabelle 6.5: Beschreibung von Geometrie und Rechengitter des untersuchten Wärmeübertragers mit 6 Prozessströmen

Parameter	Wert
Äußere Abmessungen	Breite = 1.00 m, Länge= 1.5 m, Höhe= 0.06 m
Dicke der Seitenleisten	20 mm
Dicke der Trennbleche	1.5 mm
Stapelfolge	(123456) (mit zyklischer Randbedingung)
Netzauflösung	$(x, y) = 100 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$; $z = 2 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$, $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Trennblech}}$

In einer praktischen Anwendung muss für jeden der sechs Prozessströme eine geeignete Verteiler- und Sammlergeometrie definiert werden. Hierbei stehen zwar grundsätzlich für jeden Strom alle verschiedenen Geometrien zur Verfügung, die genaue Anordnung der einzelnen Ströme kann aber nicht ohne Berücksichtigung der anderen Ströme gewählt werden. Für jeden Strom müssen Verteilerschalen am Block des Wärmeübertragers angebracht werden. Eine Überlappung dieser Verteilerschalen ist fertigungstechnisch unmöglich, weshalb bei der Festlegung der Geometrie einer Passage die Anzahl der verbleibenden Freiheitsgrade für alle übrigen Passagen sinkt. In der Praxis ergibt sich eine mit steigender Zahl der Prozessströme zunehmend komplizierte Auslegung, da aus unzähligen theoretisch möglichen Konfigurationen eine verfahrenstechnisch sinnvolle und fertigungstechnisch umsetzbare ausgewählt werden muss. In diesem Beispiel werden exemplarisch drei verschiedene Konfigurationen betrachtet: Eine als Konfiguration 0 bezeichnete, idealisierte Geometrie sowie zwei fertigungstechnisch umsetzbare Geometrien A und B. Diese werden in Abbildung 6.4 gegenübergestellt.

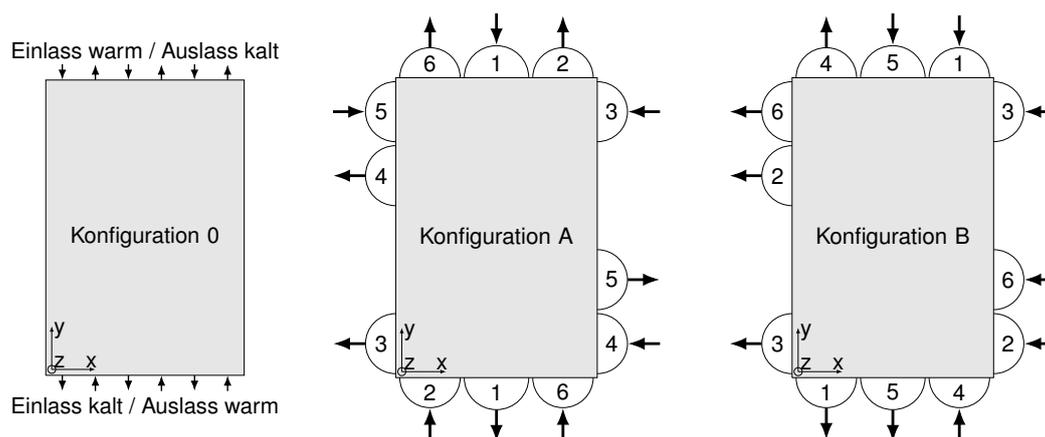


Abbildung 6.4: Geometrie einer idealisierten Konfiguration 0 und zweier fertiger Konfigurationen A und B im Vergleich

Die idealisierte Konfiguration 0 entspricht näherungsweise dem, was in üblichen ein- und zweidimensionalen Simulationsmodellen ohne detaillierte Betrachtung der Strömungsmechanik berechnet wird. Aufgrund überlappender Ein- und Auslässe wäre die

Fertigung eines solchen Plattenwärmeübertragers nicht möglich und er müsste um zusätzliche Verteiler erweitert werden. In der durchgeführten Studie dient dieses Design als Referenz für die beiden möglichen Konfigurationen **A** und **B**, welche sich in Bezug auf die Anordnung der einzelnen Prozessströme und die gewählten Verteilergeometrien unterscheiden. In beiden muss der Strömungsweg zweier Prozessfluide, die Ströme **4** und **5** bei Konfiguration **A** und die Ströme **2** und **6** bei Konfiguration **B**, verkürzt werden, da nicht alle Verteilerschalen direkt am warmen und kalten Ende des Wärmeübertragers angebracht werden können. Die genaue Wahl der Verteilergeometrie in den unterschiedlichen Konfigurationen ist in Tabelle 6.6 aufgelistet.

Tabelle 6.6: Verteilergeometrien in den verschiedenen Konfigurationen des Anwendungsbeispiels

Konfiguration	Verteilergeometrie		
	0	A	B
Strom 1	a	b	c
Strom 2	a	c	e
Strom 3	a	f	e
Strom 4	a	f	c
Strom 5	a	f	b
Strom 6	a	c	e

Die Breite aller Einlässe sowie die Länge aller Verteiler wird einheitlich auf einen Wert von 0.3 m festgelegt. Eine Ausnahme bilden die ausschließlich in Konfiguration **0** auftretenden Dom-Verteiler, welche die gesamte verfügbare Breite von 0.96 m ausnutzen.

6.2.2 Leistungsfähigkeit der Konfigurationen

Für einen Vergleich wird das beschriebene stationäre Betriebsszenario in allen drei Konfigurationen bis zum Einstellen eines stationären Zustands berechnet. In diesem Zustand können Temperaturgang und Druckverlust jedes Prozessstromes ausgewertet werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.7 aufgelistet.

Tabelle 6.7: Detaillierte Ergebnisse der unterschiedlichen Konfigurationen im Vergleich

Konfiguration	Druckverlust Δp in mbar			Temperaturgang ΔT in K		
	0	A	B	0	A	B
Strom 1	25	90	154	120.6	126.0	112.7
Strom 2	24	139	81	-126.8	-126.6	-115.4
Strom 3	25	129	94	89.8	102.8	64.3
Strom 4	34	146	145	-113.3	-94.5	-107.7
Strom 5	9	46	26	57.1	21.1	75.7
Strom 6	8	42	30	-128.9	-125.4	-125.6

Zunächst ist erkennbar, dass der Druckverlust Δp aller Prozessströme bei der idealisierten Konfiguration **0** am geringsten ausfällt. Hier werden aufgrund des Einsatzes der Domgeometrie für eine reale Anwendung unerreichbar geringe Druckverluste erhalten. In den fertigmöglichen Konfigurationen **A** und **B** werden aufgrund der nötigen Querschnittsverengungen und Umlenkungen höhere Druckverluste erhalten, wobei diese je nach Strom und eingesetztem Verteiler variieren. Hierbei ist kein eindeutiger Trend erkennbar und die erhaltenen Druckverluste für einzelne Prozessströme unterscheiden sich trotz ähnlicher Temperaturniveaus teilweise deutlich, was beispielsweise bei Strom **6** besonders ausgeprägt ist. In der Praxis existieren in der Regel Anforderungen an den maximal zulässigen Druckverlust jedes Prozessstromes, deren Einhaltung – wie die Ergebnisse zeigen – durch Variation der eingesetzten Verteilergeometrie beeinflusst werden kann. Bei den gewählten Prozessbedingungen kann also davon ausgegangen werden, dass die Druckverluste stärker von der jeweiligen Verteilergeometrie als vom übertragenen Wärmestrom abhängen.

Bei der Auswertung des Temperaturgangs ΔT ist kein für alle Konfigurationen gültiger Trend erkennbar. Jede der Stromanordnungen erreicht für mindestens einen Prozessstrom den höchsten Temperaturgang, was bedeutet, dass die idealisierte Konfiguration **0** im Vergleich zu den fertigmöglichen Varianten **A** und **B** nicht zwingend die besten Ergebnisse liefern muss. Die Letzteren profitieren von erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten in den Verteilern, während sich die verkürzten Strömungswege und die Totzonen negativ auf den Wärmeübergang auswirken können. Der Temperaturgang einzelner Ströme ergibt sich aus einem Zusammenspiel dieser Effekte und kann im Allgemeinen nur schwer bewertet werden. In der Praxis kann die gewünschte Konfiguration beispielsweise durch prozesstechnische Anforderungen an einzelne Austrittstemperaturen beeinflusst werden. Für einen allgemeingültigen Vergleich eignet sich jedoch der in Abschnitt 4.5.2 eingeführte thermische Wirkungsgrad ε , welcher den global übertragenen Wärmestrom berücksichtigt. Dieser ist in Tabelle 6.8 aufgetragen. Die Tabelle enthält zusätzlich den für alle Prozessströme summierten Druckverlust Δp als weiteren allgemeinen Kennwert.

Tabelle 6.8: Vergleich ausgewählter Leistungsdaten der unterschiedlichen Konfigurationen

Konfiguration	0	A	B
Thermischer Wirkungsgrad ε	0.992	0.972	0.939
Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p$ in mbar	125	592	530

Ein Vergleich der thermischen Wirkungsgrade ε zeigt, dass in der idealisierten Konfiguration tatsächlich der höchste Wärmestrom zwischen warmen und kalten Prozessströmen übertragen wird. Obwohl der Temperaturgang einzelner Ströme in den Konfigurationen **A** und **B** teilweise höher ausfällt, erreichen diese in Summe einen geringeren Wirkungsgrad. Dabei ist besonders auffällig, dass der Unterschied zwischen den Konfigurationen **A** und **B** mit etwa drei Prozentpunkten deutlicher ausfällt als der zwischen Konfiguration **A** und der idealisierten Konfiguration **0**. Die Summe der Druckverluste $\sum \Delta p$ steigt, wie beschrieben, beim Übergang auf die realistischen Einlasskonfigurationen deutlich an, wobei hier der Unterschied zwischen der idealisierten und den umsetzbaren Varianten deutlich stärker ausgeprägt ist, als der relative Unterschied zwischen den Varianten **A** und **B**.

6.2.3 Temperaturverteilung als Ursache für Leistungsunterschiede

Neben der bloßen Auswertung der Leistungsdaten können mit dem Simulationsmodell auch mögliche Ursachen für die unterschiedlichen Ergebnisse der Einlasskonfigurationen untersucht werden. Im gewählten Anwendungsfall ist besonders der Unterschied im thermischen Wirkungsgrad ε der einzelnen Konfigurationen von Interesse, da der relative Unterschied zwischen den beiden umsetzbaren Konfigurationen im Gegensatz zur idealisierten Geometrie sehr deutlich ausfällt. Für eine praktische Anwendung bedeutet dies, dass die Auswahl einer geeigneten Einlasskonfiguration einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Wärmeübertragers haben kann. In Abbildung 6.5 wird die Temperaturverteilung der einzelnen Prozessströme in der idealisierten Konfiguration **0** dargestellt.

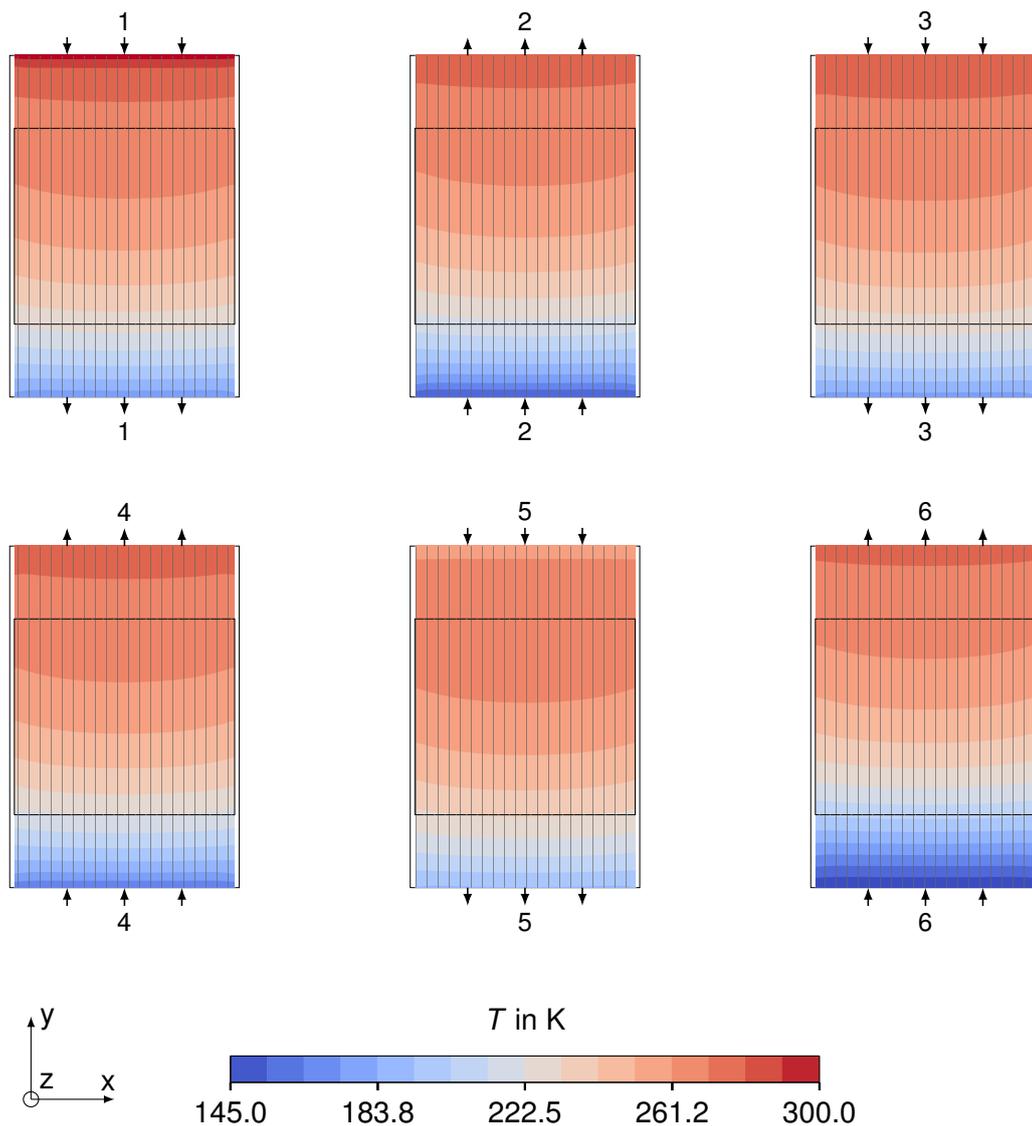


Abbildung 6.5: Temperaturverteilung der Prozessströme in Konfiguration 0. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials

Die Ergebnisse zeigen, dass sich in der idealisierten Geometrie eine sehr homogene Verteilung der Temperatur einstellt. Signifikante Temperaturunterschiede treten nur entlang der y -Achse auf, welche der Hauptströmungsrichtung entspricht und auch von weniger detaillierten Simulationsmodellen aufgelöst werden kann. In der gesamten Geometrie herrschen nahezu ideale Bedingungen für vollständigen Gegenstrom zwischen den warmen und kalten Prozessströmen.

Zum Vergleich zeigen Abbildung 6.6 und Abbildung 6.7 entsprechende Darstellungen für die Konfigurationen **A** bzw. **B**.

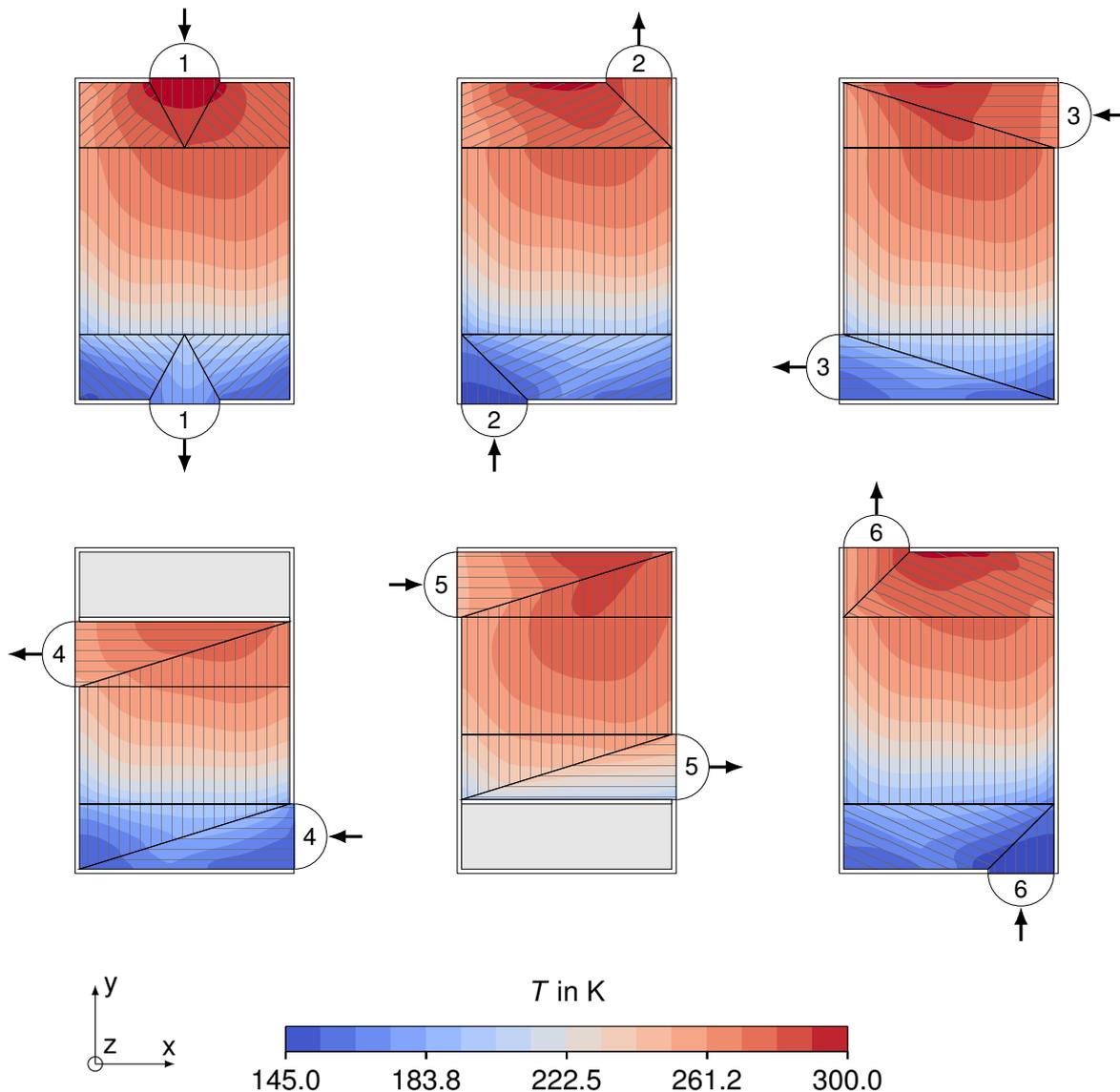


Abbildung 6.6: Temperaturverteilung der Prozessströme in Konfiguration A. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials

In Abbildung 6.6 ist der Einfluss der Einlassgeometrien für Konfiguration A deutlich zu erkennen. Die Temperaturverteilung ist weniger ausgeglichen und lokal sind auch entlang der x -Achse signifikante Temperaturunterschiede erkennbar. Dies ist besonders nahe des Eintritts des warmen Stromes 1 sichtbar: Die benachbarten kalten Ströme 2 und 6 treten seitlich aus dem Apparat aus und können die von Strom 1 zentral eingetragene Wärme lokal nicht direkt aufnehmen, sodass eine in der Temperaturverteilung aller Prozessströme sichtbare wärmere Zone entsteht. Global betrachtet folgt die Temperaturverteilung vom warmen zum kalten Ende jedoch auch in dieser Konfiguration klar der Hauptströmungsrichtung entlang der y -Achse.

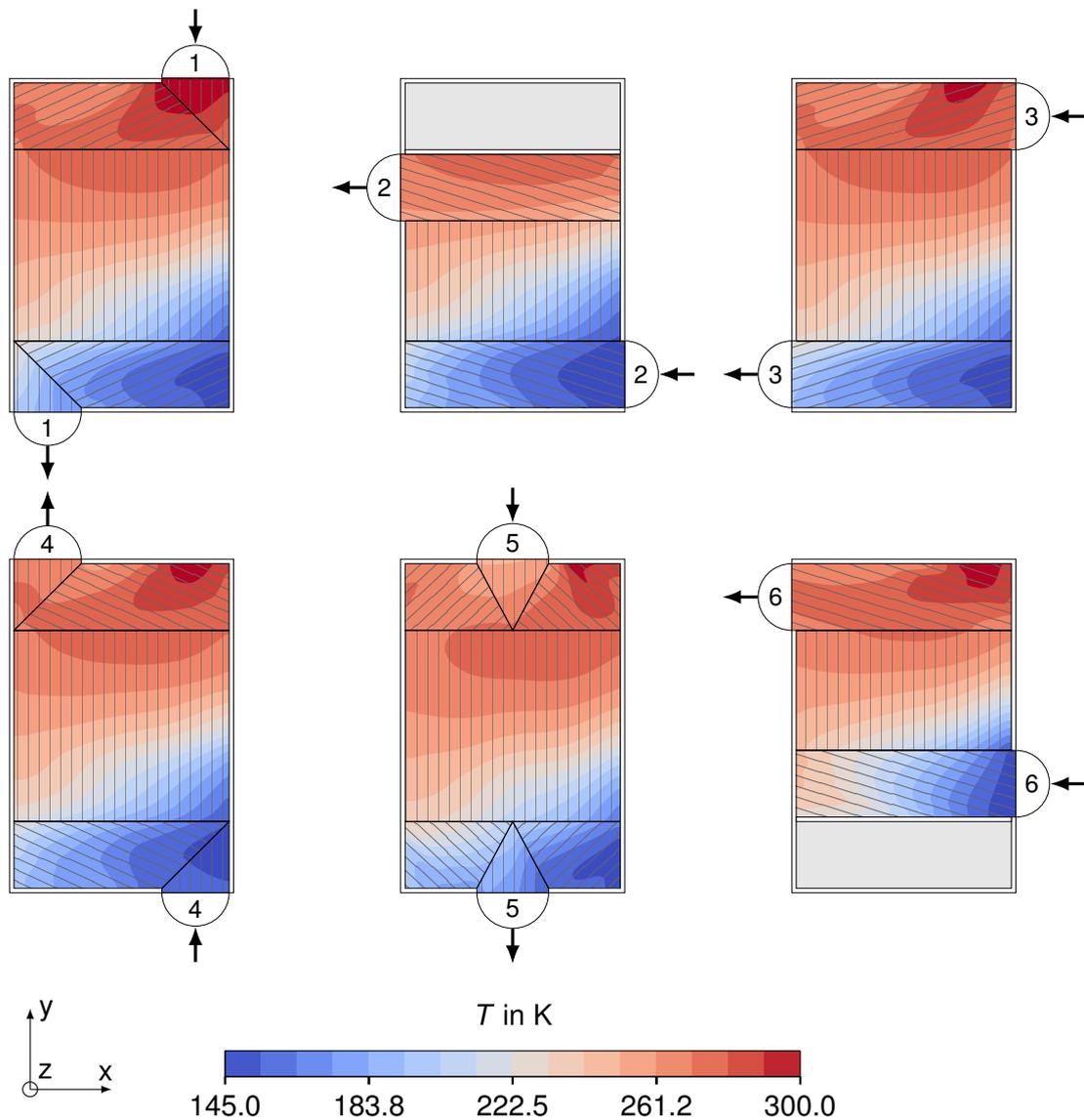
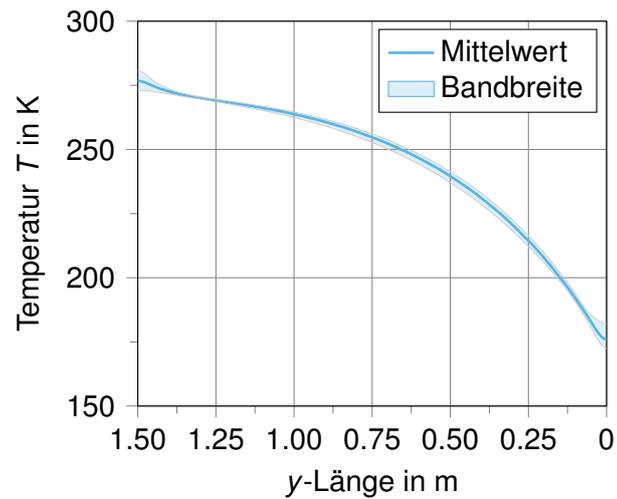


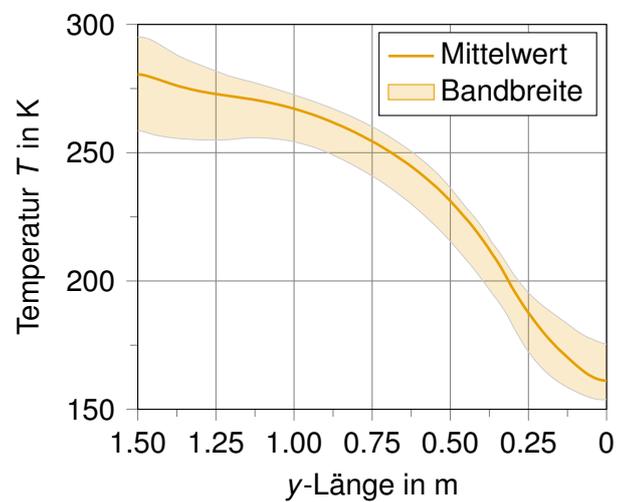
Abbildung 6.7: Temperaturverteilung der Prozessströme in Konfiguration B. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials

Die in Abbildung 6.7 dargestellte Konfiguration **B** zeigt eine deutliche Variation der Temperatur entlang der x -Achse, wobei diese sowohl am warmen als auch am kalten Ende des Wärmeübertragers auftritt. Die Einlässe der kalten Ströme 2, 4 und 6 liegen relativ nahe beieinander und überlappen mit Totzonen der warmen Ströme 1, 3 und 5. Aufgrund dieser Anordnung bildet sich besonders am kalten Ende eine deutliche Ungleichverteilung der Temperatur aus, da lokal kaum Gegenstrom zwischen den warmen und kalten Prozessströmen möglich ist. Ein ähnliches Bild ergibt sich am warmen Ende, da die von Strom 1 eingebrachte Wärme durch die Anordnung der kalten Ströme schlecht abgeführt werden kann. Damit ergeben sich über die gesamte Länge des Wärmeübertragers signifikante Variationen der Temperatur entlang der x -Achse.

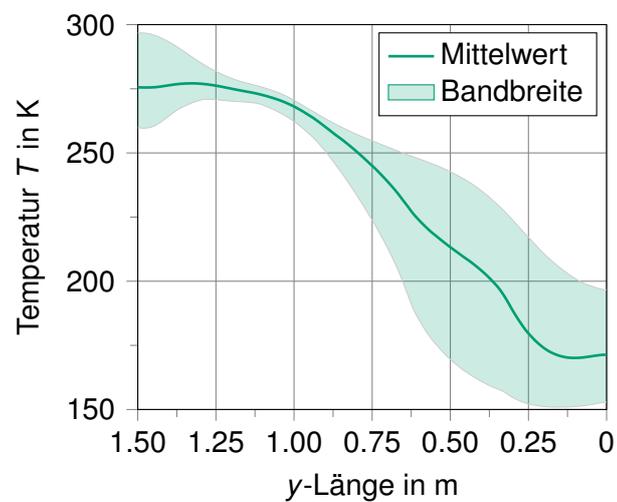
Die qualitative Auswertung der Stromtemperaturen ermöglicht ein besseres Verständnis des Einflusses der Einlassgeometrien auf die thermische Leistungsfähigkeit der unterschiedlichen Konfigurationen. Eine quantitative Auswertung der Stromtemperaturen anhand einer mittleren Temperaturdifferenz der einzelnen Ströme ist in der mehrdimensionalen Geometrie mit komplizierten Strömungsverhältnissen allerdings nicht möglich. Für die quantitative Auswertung bietet es sich jedoch an, die Verteilung der Temperaturen im Metall zu betrachten. In Abbildung 6.8 wird die über einzelne Querschnitte senkrecht zur y -Achse ausgewertete Temperatur aller Trennbleche der verschiedenen Konfigurationen über die Länge des Wärmeübertragers dargestellt. Dabei wird zum einen das volumetrische Mittel und zum anderen die Bandbreite zwischen der maximal und minimal auftretenden Temperatur in jedem Querschnitt gezeigt.



(a) Temperaturverteilung der Trennbleche in Konfiguration 0



(b) Temperaturverteilung der Trennbleche in Konfiguration A



(c) Temperaturverteilung der Trennbleche in Konfiguration B

Abbildung 6.8: Auswertung der Trennblechtemperaturen in einzelnen, senkrecht zur y -Achse orientierten Querschnitten in den unterschiedlichen Konfigurationen

Der Vergleich dieser Temperaturprofile bestätigt die Trends der qualitativen Auswertung der Stromtemperaturen. Die idealisierte Konfiguration **0** zeigt über die gesamte Länge nur sehr geringe Variationen der Temperatur im Querschnitt. Der Mittelwert dieser Bandbreite beträgt nur 3 K. Da die Trennbleche an alle Prozessfluide angrenzen, weist dies auf relativ geringe Temperaturunterschiede zwischen den Prozessströmen hin, was den hohen thermischen Wirkungsgrad erklärt. Im Gegensatz dazu zeigt Konfiguration **A** über die gesamte Länge eine nahezu gleichmäßig ausgeprägte Schwankungsbreite der Metalltemperatur, die im Mittel einen Wert von 23 K erreicht. In Konfiguration **B** ist eine sehr große Variation der Metalltemperaturen erkennbar, die, wie bereits in der qualitativen Auswertung diskutiert, vor allem am kalten Ende des Wärmeübertragers besonders ausgeprägt ist. Im Mittel variiert die Temperatur im Querschnitt um 38 K, was auch auf entsprechend hohe Temperaturunterschiede zwischen den Prozessströmen schließen lässt.

Der Vergleich der unterschiedlichen Konfigurationen lässt den Schluss zu, dass die relativ einfach zugängliche Ungleichverteilung der Metalltemperatur mit dem thermischen Wirkungsgrad korreliert. Der thermische Wirkungsgrad sinkt mit einer steigenden Schwankung der Temperaturverteilung, da sie ein zugängliches Maß für den ansonsten schwer quantifizierbaren Kontakt zwischen warmen und kalten Prozessströmen darstellt.

6.3 Temperaturverteilung im transienten Betrieb⁹

Das vorgestellte Simulationsmodell eignet sich auch zur Untersuchung des transienten Betriebs von Plattenwärmeübertragern. Dieser tritt in der Praxis beispielsweise immer dann auf, wenn die verfahrenstechnische Anlage einen Lastwechsel zwischen unterschiedlichen Betriebspunkten vollzieht. Besonders ausgeprägte zeitliche Temperaturänderungen erfolgen jedoch vor allem beim An- und Abfahren der Anlage. In diesem Abschnitt wird daher ein solcher Vorgang exemplarisch betrachtet. Hierfür wird als einfaches Beispiel ein Wärmeübertrager mit nur zwei Prozessströmen, welche in Tabelle 6.9 beschrieben sind, betrachtet.

Tabelle 6.9: Definition der Prozessbedingungen für transientes Betriebsszenario

Strom	1	2
Komponente	N ₂	O ₂
Art	warm	kalt
T^{Ein} in K	300	150
\dot{M} in $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	5040	5040
p^{Aus} in bar	1.013	1.013
Verteilergeometrie	b	e
Strömungsintervall	300 bis 700 s	0 bis 310 s
Finmaterial ¹⁰	17.8- ³ /8W	17.8- ³ /8W

Die Geometrie des eingesetzten Wärmeübertragers wird in Tabelle 6.10 beschrieben und durch die Skizze in Abbildung 6.9 veranschaulicht.

Tabelle 6.10: Definition von Geometrie und Rechengitter des Wärmeübertragers im transienten Betriebsszenario

Parameter	Wert
Äußere Abmessungen	Breite = 1.0 m, Länge = 2.0 m, Höhe = 0.46 m
Dicke der Seitenleisten	20 mm
Dicke der Trennbleche	1.0 mm
Breite der Einlässe	0.30 m
Länge der Verteiler	0.30 m
Stapelfolge	(12)·20
Netzauflösung	$(x, y) = 50 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$; $z = 2 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$, $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Trennblech}}$

⁹ Eine ähnliche Studie wurde bereits in einer Fachzeitschrift veröffentlicht [HAIDER ET AL. 2020]

¹⁰Die Bezeichnungen der Finmaterialien richten sich nach KAYS & LONDON 1984

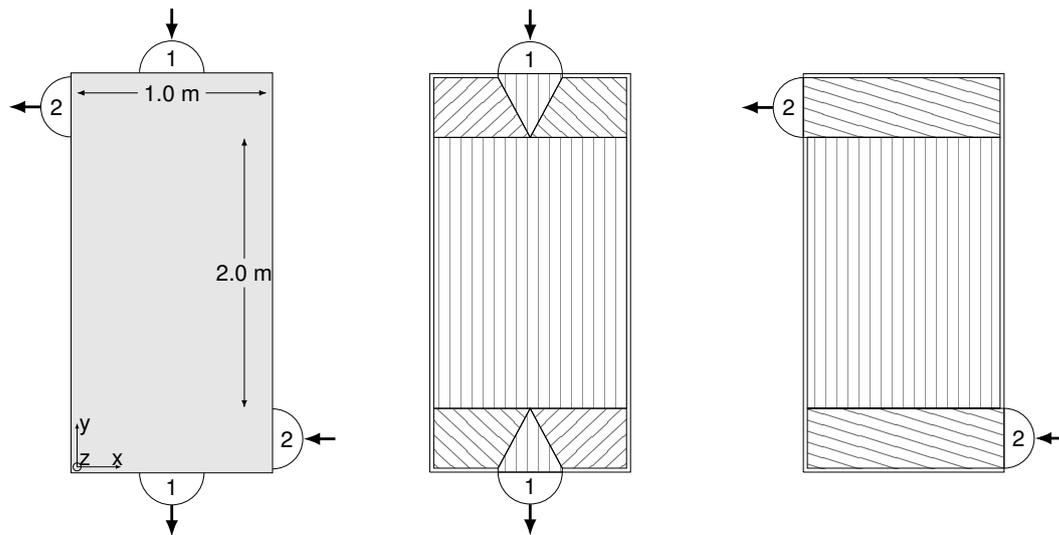


Abbildung 6.9: Geometrie des Wärmeübertragers im transienten Betriebsszenario

Zu Beginn des Szenarios bei $t = 0$ s wird die gesamte Geometrie bei einer Anfangstemperatur von $T = 300$ K initialisiert. Anschließend wird der Wärmeübertrager ausschließlich vom kalten Strom 2 durchströmt. Zum Zeitpunkt $t = 300$ s beginnt der warme Strom 1 durch den Apparat zu strömen. Die Zufuhr des kalten Stromes 2 wird zum Zeitpunkt $t = 310$ s gestoppt, sodass der Wärmeübertrager anschließend ausschließlich vom warmen Strom 1 durchströmt wird. Das beschriebene Szenario zielt auf einen besonders transienten Betrieb des Wärmeübertragers ab und ähnelt der Betriebsweise eines im Rahmen des Forschungsprojektes *FlexASU* entwickelten Prüfstandes für die Untersuchung von Plattenwärmeübertragern bei hochgradig flexiblem Betrieb von Luftzerlegungsanlagen. Bei dieser Betriebsweise ist vor allem die Verteilung der Metalltemperaturen von großem Interesse, da schnelle Lastwechsel die Lebensdauer des Wärmeübertragers negativ beeinflussen können [HAIDER ET AL. 2019].

In Abbildung 6.10 wird die Verteilung der Temperatur in den Trennblechen und Seitenleisten des Wärmeübertragers zu mehreren ausgewählten Zeitpunkten dargestellt.

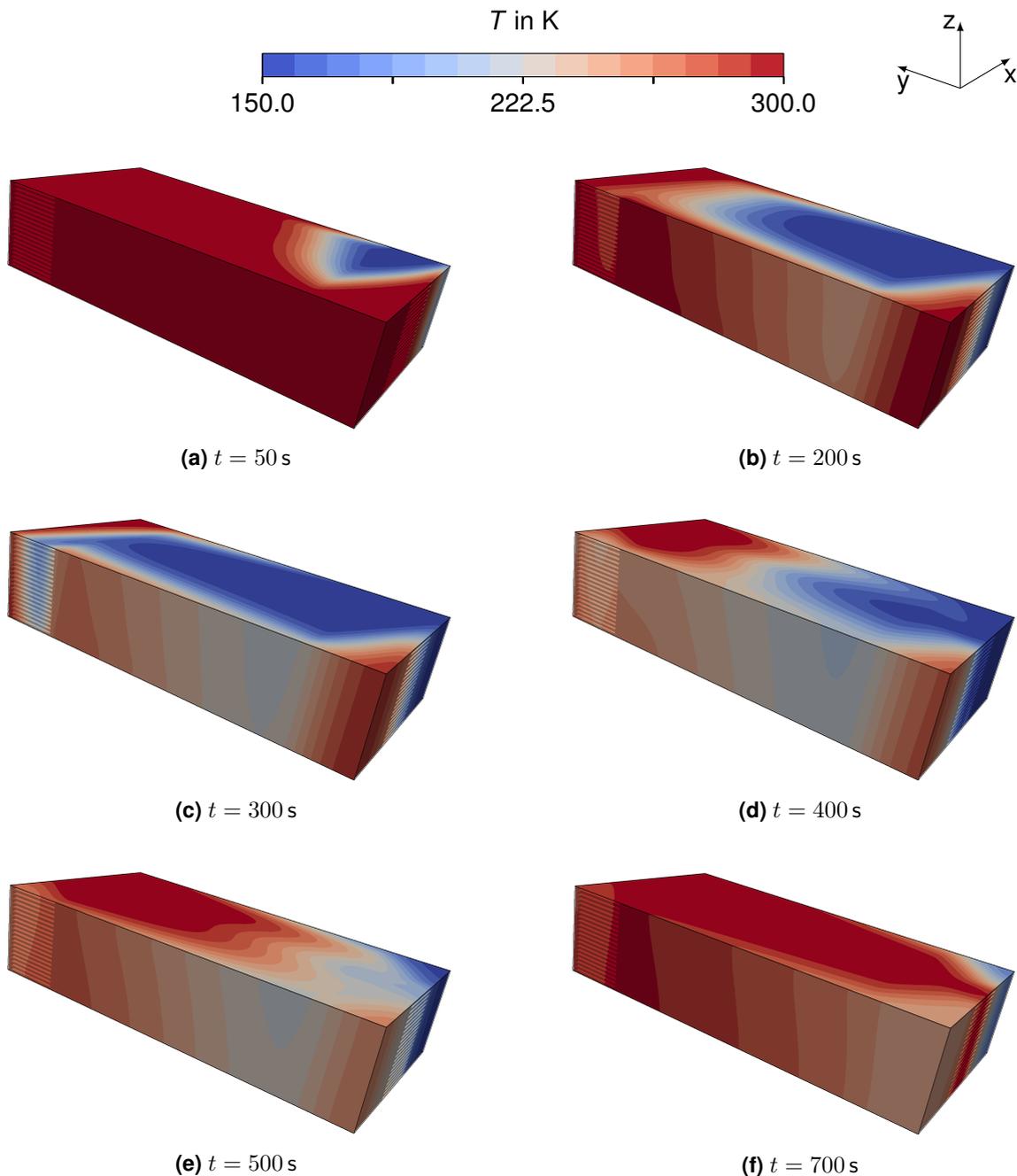


Abbildung 6.10: Temperatur der Trennbleche und Seitenleisten zu unterschiedlichen Zeitpunkten im transienten Betrieb

Während des Strömungsintervalls des kalten Stromes **2** zeigen Abbildung 6.10a bis 6.10c, wie sich eine kalte Temperaturfront ausgehend vom Einlass des kalten Stromes **2** im Wärmeübertrager ausbreitet. Besonders in Abbildung 6.10a ist dabei der Einfluss des seitlich angebrachten Einlasses und der Totzone in der gegenüberliegenden Ecke des Wärmeübertragers erkennbar: Die Passage des kalten Stromes **2** wird nicht gleichmäßig durchströmt und der Bereich der Totzone kühlt sich innerhalb der ersten Sekunden kaum ab. Erst mit fortschreitender Zeit führt die Wärmeleitung in den Feststoffen zu einem Absinken der Temperatur in diesem Bereich. In Abbildung 6.10b und 6.10c

ist zudem erkennbar, dass die Seitenleisten am Rand des Wärmeübertragers eine große thermische Trägheit aufweisen und ihre Temperatur nur relativ langsam ändern. Dies liegt zum einen an der hohen Masse dieser Bauteile und zum anderen an der im Vergleich zu den Trennblechen relativ geringen Kontaktfläche zum durchströmten Fimmaterial. Die resultierende Trägheit verstärkt die bereits von der Verteilergeometrie hervorgerufene Ungleichverteilung der Temperatur entlang der x -Achse. Auch über die Stapelhöhe entlang der z -Achse sind geringfügige Temperaturunterschiede zu erkennen, diese sind aufgrund der gleichmäßigen Verteilung von Lagen des kalten Stromes allerdings verhältnismäßig gering ausgeprägt.

Ab dem Zeitpunkt $t = 300\text{s}$ strömt der warme Strom **1** durch den Apparat, was schon in Abbildung 6.10d deutlich erkennbar ist: Ausgehend vom zentralen Eintritt des Stromes **1** breitet sich eine warme Front aus, die den Apparat aufgrund des abgestellten kalten Stromes **2** graduell aufheizt. Besonders in den Abbildungen 6.10d und 6.10e ist zu erkennen, dass das Szenario in der gewählten Geometrie eine komplexe mehrdimensionale Temperaturverteilung im Wärmeübertrager einstellt. Diese resultiert aus einem Zusammenspiel des Strömungsbildes der einzelnen Passagen, der Abfolgen im transienten Betriebsszenario und der unterschiedlichen thermischen Trägheit der verschiedenen Bauteile. Zum letzten betrachteten Zeitpunkt bei $t = 700\text{s}$ ist der Wärmeübertrager wieder nahezu vollständig aufgeheizt. In Abbildung 6.10f ist jedoch noch immer der Einfluss des Strömungsbildes des kalten Stromes **2** erkennbar, da die Ecken des Wärmeübertragers vom zentral austretenden warmen Strom **1** kaum durchströmt werden und sich infolgedessen nur relativ langsam über Wärmeleitung aufheizen.

In dem untersuchten Szenario ergeben sich komplexe, mehrdimensional ausgeprägte Temperaturverteilungen im Wärmeübertrager. Dabei treten in allen Raumrichtungen deutlich erkennbare Temperaturunterschiede auf, was auf die Notwendigkeit eines dreidimensionalen Modells zur Berechnung solcher Szenarien hinweist. Ohne entsprechende Auflösung der Geometrie kann der Einfluss lokaler Ungleichverteilungen der Metalltemperatur auf die Lebensdauer eines Wärmeübertragers nicht abgeschätzt werden.

6.4 Fazit

In diesem Kapitel wird der Einfluss von Verteilern und Sammlern auf den Betrieb von Plattenwärmeübertragern untersucht. Die vorgestellten Fallstudien erheben dabei keinen Anspruch auf Allgemeingültigkeit, sondern dienen lediglich der Veranschaulichung der für die Thermofluidynamik von Plattenwärmeübertragern relevanten Effekte.

Bei den gewählten Beispielen kann sowohl im stationären als auch im transienten Betrieb ein Einfluss der Verteilergeometrien und Einlasskonfiguration festgestellt werden, welcher mit Hilfe des dreidimensionalen Simulationsmodells quantifiziert werden kann. Die relativen und absoluten Unterschiede zwischen einzelnen Verteilergeometrien und

Einlasskonfigurationen sowie die Ausprägung der Ungleichverteilung in den Metalltemperaturen kann in der Praxis von unzähligen Faktoren abhängen, sodass diese nicht in einer universal gültigen Form quantifiziert werden können.

Die vorgestellten Ergebnisse zeigen stattdessen einzelne konkrete Beispiele, in denen der jeweilige Einfluss der Verteiler klar quantifiziert und der Einsatz eines dreidimensionalen Simulationsmodells gerechtfertigt werden kann. In der Praxis existieren hunderte verschiedene Arten von Finmaterialien, eine Vielzahl weiterer Geometrien von Verteilern und Sammlern und eine nicht zählbare Anzahl verschiedener Prozessbedingungen. Es ist davon auszugehen, dass sich darunter Szenarien befinden, in denen alle in dieser Arbeit diskutierten Einflussfaktoren stärker oder weniger stark ausgeprägt sind, als in den hier untersuchten Beispielen. Entsprechend sollten in der Praxis auftretende Szenarien stets im Einzelfall untersucht werden, wofür das beschriebene Simulationsmodell eingesetzt und das gezeigte Vorgehen als Muster dienen kann.

Die Vorteile des vorgestellten Modells liegen dabei besonders in der flexiblen Anwendbarkeit und der Vielzahl der simultan berücksichtigten Einflussfaktoren. Im Gegensatz zu einfacheren Modellen muss der Einfluss einzelner Aspekte wie der Stapelfolge oder der thermischen Trägheit von Seitenleisten nicht abgeschätzt werden, sondern kann im Detail untersucht und quantifiziert werden. Dies kann auch eine fundierte Basis für die Vernachlässigung weniger signifikanter Einflussfaktoren und den Übergang zu vereinfachenden Annahmen oder den Einsatz einfacherer Simulationsmodelle ermöglichen.

7 Einsatz eines Optimierers in der Simulation von Plattenwärmeübertragern

Wie die bislang diskutierten Ergebnisse zeigen, ist die mehrdimensionale Simulation von Plattenwärmeübertragern von sehr vielen Parametern abhängig. Dabei ist es in der Regel nicht möglich, ein Gleichungssystem zu formulieren, welches sich nach einer bestimmten, in einer praktischen Aufgabenstellung gesuchten Größe auflösen lässt. Die wechselseitigen Abhängigkeiten der verschiedenen Parameter sind im Allgemeinen zudem nicht bekannt und aufgrund der kompakten Bauweise und vieler gegenläufiger Effekte besonders quantitativ nur schwer abzuschätzen. Dies führt dazu, dass viele in der Praxis relevanten Fragestellungen nur durch „*Trial and Error*“, also durch wiederholtes Ausprobieren, gelöst werden können. Der manuelle Aufwand ist dabei in der Regel hoch, da laufend Parameter auf Basis von Schätzungen angepasst und Ergebnisse ausgewertet werden müssen. Einige Beispiele für solche Fragestellungen lauten:

- Wo liegt in einem bestimmten Anwendungsfall das Optimum bezüglich hoher Effizienz und geringer Apparategröße?
- Welche Kombination von Einlass- und Verteilergeometrien führt zum höchstmöglichen thermischen Wirkungsgrad?
- Sollte der Druckverlust eines Prozessstromes eher über die Änderung des Finmaterials oder über eine andere Verteilergeometrie beeinflusst werden?
- In welchem Maße darf der Massenstrom eines Prozessstromes erhöht werden, bis die Ungleichverteilung der Metalltemperaturen einen definierten Grenzwert überschreitet?

Der hohe Detailgrad des vorgestellten Modells erlaubt es grundsätzlich, alle genannten Fragestellungen durch Auswahl und Variation der entsprechenden Parameter zu beantworten. Die Automatisierung und die Kopplung an Optimierungssoftware ermöglichen es zudem, derartige Fragestellungen als Optimierungsproblem zu formulieren und durch den Einsatz eines geeigneten Algorithmus mit deutlich verringertem manuellen Aufwand zu lösen. In diesem Kapitel wird dieses Vorgehen beispielhaft vorgestellt. Dabei werden ein einkriterieller und ein mehrkriterieller Optimierungsalgorithmus anhand eines praktischen Beispiels verglichen.

7.1 Auswahl einer Fallstudie: Optimierung der stationären Auslegung

Das dreidimensionale Simulationsmodell kann bei zahlreichen Fragestellungen aus dem Bereich der Auslegung und dem stationären sowie flexiblen Betrieb von Plattenwärmeübertragern eingesetzt werden. Die Auswahl an möglichen Beispielen für eine Optimierungsaufgabe ist daher sehr vielfältig, wobei in jeder Anwendung andere spezifische Einzelheiten zu beachten sind. In diesem Abschnitt soll nur ein beispielhaftes Vorgehen gezeigt und diskutiert werden. Hierfür wird die optimale stationäre Auslegung eines Plattenwärmeübertragers untersucht. Die von besonders vielen Parametern abhängige stationäre Auslegung von Plattenwärmeübertragern wird in der Literatur häufig beschrieben. Dabei werden jedoch, wie in Kapitel 3 erläutert, bislang nur sehr viel einfachere Modelle für die eigentliche Simulation des Wärmeübertragers eingesetzt. Ziel der Aufgabe ist es, den optimalen Plattenwärmeübertrager für die nachfolgend beschriebene Prozessaufgabe zu finden.

7.1.1 Definitionen für Prozess und Geometrie

Da die Anzahl der für die Prozessaufgabe relevanten Parameter mit der Anzahl von Prozessströmen steigt, wird für diese Fallstudie ein Wärmeübertrager mit nur vier Prozessströmen untersucht. Die in Tabelle 7.1 aufgelisteten Bedingungen wurden willkürlich ausgewählt, ähneln aber den Randbedingungen einer Anwendung in der kryogenen Luftzerlegung.

Tabelle 7.1: Definition der Prozessbedingungen für die Optimierungsaufgabe

Strom	1	2	3	4
Komponente	N ₂	Luft	N ₂	O ₂
Art	warm	kalt	kalt	warm
T^{Ein} in K	300	120	140	280
\dot{M} pro Lage in $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$	216	180	144	126
p^{Aus} in bar	1.013	1.013	1.013	1.013
Finmaterial ¹¹	11.11(a)	11.11(a)	¹ / ₈ -15.2	17.8- ³ / ₈ W

Die Geometrie des Wärmeübertragers soll als Ergebnis der Optimierung erhalten werden, die in Tabelle 7.2 aufgelisteten Einstellungen für Geometrie und Rechengitter werden jedoch für die gesamte Fallstudie vorab festgelegt. Dieses Vorgehen ist sinnvoll, da auch in der Praxis einige geometrische Abmessungen beispielsweise durch bestimmte Fertigungsverfahren oder den Wareneinkauf bestimmt werden.

¹¹Die Bezeichnungen der Finmaterialien richten sich nach KAYS & LONDON 1984

Tabelle 7.2: Geometrie und Rechengitter für die Optimierungsaufgabe

Parameter	Wert
Dicke der Seitenleisten	20 mm
Dicke der Trennbleche	1.5 mm
Stapelfolge	(1243) · 30
Netzauflösung	$(x, y) = 50 \frac{\text{Zellen}}{\text{m}}$; $z = 2 \frac{\text{Zellen}}{\text{Fin}}$, $1 \frac{\text{Zelle}}{\text{Trennblech}}$

Gemäß der Definitionen in Tabelle 7.1 und Tabelle 7.2 werden in der gezeigten Fallstudie auch das in jedem Strom eingesetzte Finmaterial und die verwendete Stapelfolge vorab definiert. Bei einer in der Praxis üblichen Auslegung wären diese Parameter nicht festgesetzt und damit Teil des Optimierungsproblems, was auch in der Literatur mehrfach beschrieben wird. Im Rahmen dieser Fallstudie soll der Fokus aber auf dem Einfluss der mit dem dreidimensionalen Modell erstmals zugänglichen und in Kapitel 6 ausführlich beschriebenen Einlass- und Verteilerkonfiguration liegen. Zu diesem Zweck wird der Umfang des hier vorgestellten Optimierungsproblems entsprechend eingeschränkt. Durch die Vorgabe einer periodischen Stapelfolge können die Simulationen wie in Abschnitt 5.4.3 beschrieben mit zyklischer Randbedingung und damit deutlich verringertem Rechenaufwand behandelt werden. Hierfür wird eine reduzierte Geometrie mit nur einer Wiederholeinheit der Stapelfolge (1243) simuliert. Die Netzauflösung wird für alle Geometrien fest definiert, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse und gutes Konvergenzverhalten zu garantieren.

7.1.2 Optimierungsvariablen und Zielfunktionen

Der vorhergehende Abschnitt enthält bereits einige Definitionen, welche für alle vom Optimierer gewählten Konfigurationen von Plattenwärmeübertragern gelten sollen. Alle übrigen zur vollständigen Definition eines Anwendungsfalls nötigen Variablen sind daher Optimierungsvariablen, welche zum Erreichen der bestmöglichen Konfiguration verändert werden können. Im vorliegenden Fallbeispiel sind dies die äußeren Abmessungen, also Länge und Breite des Wärmeübertragers, sowie die Auswahl und Abmessungen der Einlassgeometrie der einzelnen Prozessströme.

Aufgrund der endlichen Auflösung des Rechengitters im Simulationsmodell können die geometrischen Abmessungen, die theoretisch als kontinuierlichen Variablen betrachtet werden könnten, tatsächlich nur diskrete Werte annehmen. Um die Anzahl möglicher Konfigurationen zu begrenzen, ist es darüber hinaus sinnvoll, eine Ober- und Untergrenze sowie eine Schrittweite für die einzelnen Abmessungen zu definieren. Die verwendeten Zahlenwerte sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst.

Tabelle 7.3: Optimierungsvariablen für die untersuchte Fallstudie

Parameter	Untergrenze	Obergrenze	Schrittweite
Gesamtlänge in m	0.5	2.9	0.2
Gesamtbreite in m	0.4	1.0	0.08
Einlassbreite in m	0.14	0.34	0.04

Bei den möglichen Verteilertypen können mit Ausnahme der Domgeometrie alle in dieser Arbeit beschriebenen Verteiler eingesetzt werden. Hierbei ist anzumerken, dass mit Ausnahme der zentralen Geometrie **b** zwei Ausführungen jeder Geometrievariante existieren: Der Einlass kann auf der dem Koordinatenursprung zu- oder abgewandten Seite des Wärmeübertragers liegen, also bei Blick entlang der y -Achse links oder rechts. Damit ergeben sich insgesamt neun verschiedene Geometrien, aus denen die Optimierungsroutine frei wählen kann. Die Länge der Verteiler und Sammler entlang der y -Achse wird für die Geometrien **b** und **c** mit endständigem Ein- und Auslass auf 0.2 m festgelegt. Bei den Geometrien **d**, **e** und **f**, in denen die Ein- und Auslässe seitlich orientiert sind, entspricht sie für eine sinnvolle Geometrie stets der gewählten Einlassbreite.

Mit Ausnahme des Verteilertyps handelt es sich bei allen Optimierungsvariablen um kontinuierliche, diskrete Variablen, die logisch sortiert werden können, beispielsweise nach aufsteigender Größe. Der Verteilertyp stellt eine diskrete, nicht kontinuierliche Variable dar, da die unterschiedlichen Geometrien in keinem direkten Bezug zueinander stehen. Diese Information beeinflusst, wie die Software *DAKOTA* die Variablen in den für genetische Algorithmen wichtigen Schritten der Rekombination und Mutation behandeln kann.

Da die Parameter Einlassbreite und Verteilertyp für jeden der vier Prozessströme unabhängig gewählt werden können, ergeben sich für dieses Fallbeispiel insgesamt etwa 884 Millionen unterschiedlicher Konfigurationen für den Plattenwärmeübertrager. Die große Anzahl an Möglichkeiten in diesem für praktische Maßstäbe verhältnismäßig einfachen Fallbeispiel zeigt auch das Potenzial für den Einsatz einer Optimierungsroutine für derartige Aufgaben.

Die zu betrachtenden Zielfunktionen hängen von der unter Umständen mit jeder Anwendung verschiedenen Definition eines optimalen Wärmeübertragers ab. In der Praxis gilt es häufig, eine Prozessaufgabe in Form definierter Anforderungen an die Austrittstemperatur einzelner Prozessströme zu erfüllen. Dabei sollen bestimmte maximale Druckverluste nicht überschritten und die Kosten für den Apparat möglichst gering gehalten werden. Die Definition solcher Ziele ist sehr anwendungsspezifisch und für die Veranschaulichung einer allgemeinen Herangehensweise nicht zielführend. Im Rahmen dieser Fallstudie sollen daher die im Abschnitt 4.5.2 beschriebenen, allgemeinen Indikatoren für die Leistungsfähigkeit von Plattenwärmeübertragern als Zielfunktionen verwendet werden. Diese enthalten den thermischen Wirkungsgrad ε als verallgemeinertes Maß für die

Erfüllung einer Prozessaufgabe, den gesamten Druckverlust $\sum \Delta p$ als verallgemeinertes Maß für das Einhalten maximaler Druckverluste und die nötige Masse M an Aluminium als grobe Abschätzung für die Fixkosten des Wärmeübertragers. Da in der Simulation nur eine reduzierte Geometrie mit zyklischer Randbedingung betrachtet wird, wird die Masse M einer simulierten Geometrie bei der Auswertung mit dem gemäß Tabelle 7.2 nötigen Faktor 30 multipliziert.

7.1.3 Besondere Nebenbedingungen

Gemäß der mathematischen Definition eines Optimierungsproblems in Gleichung (4.29) kann dieses verschiedene Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen enthalten. Diese könnten theoretisch dafür genutzt werden, das Einhalten eines maximalen Druckverlustes oder definierter Austrittstemperaturen sicherzustellen. Mathematisch wären die hierfür notwendigen Nebenbedingungen nicht linear, was die Auswahl verfügbarer Optimierungsalgorithmen einschränken würde. Zudem sind genetische Algorithmen, in denen Zufallsentscheidungen eine zentrale Rolle spielen, nicht für den Einsatz in der Optimierung unter Nebenbedingungen prädestiniert. Im untersuchten Fallbeispiel soll auf den Einsatz solcher Nebenbedingungen jedoch verzichtet werden, da der Fokus auf einer allgemeinen Herangehensweise liegt.

Eine für alle Auslegungsrechnungen an Plattenwärmeübertragern besonders wichtige Nebenbedingung ist jedoch, dass die vom Optimierer erhaltenen Konfigurationen fertigungstechnisch sinnvoll sein sollen. Konkret bedeutet dies, dass die Einlässe einzelner Prozessströme nicht überlappen dürfen, da ansonsten keine Verteilerschalen angebracht werden können. Diese Problematik kann mit Abbildung 7.1 nachvollzogen werden. In ihrer mathematischen Formulierung ist sie jedoch vom Zusammenspiel vieler Eingangsparameter abhängig und damit derart komplex, dass es nicht möglich ist, sie mit den vom Programmpaket *DAKOTA* bereitgestellten Mitteln im Rahmen der Optimierung zu berücksichtigen. So kann beispielsweise nur ein Prozessstrom eine endständig zentrale Geometrie vom Typ **b** nutzen. Die maximal mögliche Einlassbreite dieses Stromes hängt sowohl von der Breite des Wärmeübertragers, als auch von der Einlassbreite anderer Prozessströme mit endständig seitlichem Verteiler vom Typ **c** und deren Einlassbreite ab. Diese Anforderung an die Geometrie ist jedoch nicht vernachlässigbar, da eine fertigungstechnisch nicht umsetzbare Geometrie kein sinnvolles Ergebnis der Optimierungsroutine sein kann. Darüber hinaus stellt jede Simulation einer solchen Geometrie eine Verschwendung von Rechenressourcen dar. Aus dem gleichen Grund wird auch die eigentlich als zusätzlicher Parameter benötigte Länge der Verteiler und Sammler nicht als Optimierungsvariable verwendet, sondern gemäß der Angaben im vorigen Abschnitt von der Verteilergeometrie und der Einlassbreite definiert.

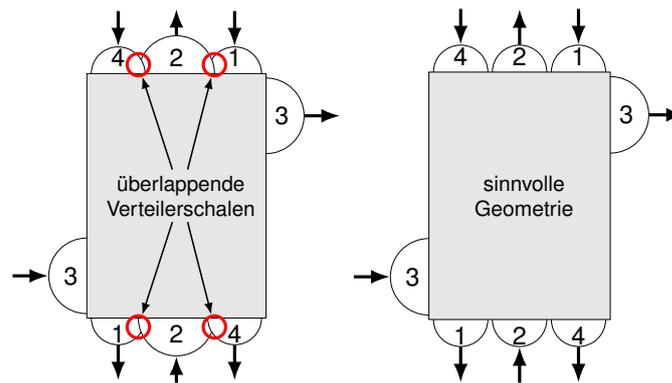


Abbildung 7.1: Visualisierung der Geometrie-Nebenbedingung mit einer nicht sinnvollen Konfiguration (links) und einer sinnvollen Konfiguration (rechts) eines 4-Strom Plattenwärmeübertragers

Da die Verknüpfung zwischen *DAKOTA* und dem Simulationsmodell über eine in Python 3 programmierte Schnittstelle besteht, kann die Einhaltung einer sinnvollen Geometrie an dieser Stelle relativ einfach überprüft werden. Die eigentliche Optimierungsaufgabe wird daher ohne Nebenbedingungen formuliert. An der Schnittstelle zur Simulation wird die Sinnhaftigkeit einer vom Optimierer vorgeschlagenen Konfiguration überprüft und nur positiv bewertete Konfigurationen werden vom Simulationsmodell ausgewertet. Alle als fertigungstechnisch nicht sinnvoll bewerteten Funktionen werden nicht tatsächlich simuliert, sondern direkt mit sehr schlechter Fitness, also z. B. einer Effizienz von $\varepsilon = 0$, bewertet und so an den Optimierer zurückgegeben¹². Dieses Verhalten spart Rechenzeit und führt dazu, dass die entsprechenden Kombinationen aus Parametern vom Optimierer aussortiert werden.

7.2 Einkriterieller genetischer Algorithmus

Zunächst soll das Fallbeispiel mit einem einkriteriellen genetischen Algorithmus, der in *DAKTOA* als **SOGA** (vom engl. „*Single Objective Genetic Algorithm*“) bezeichnet wird, gelöst werden. Hierfür sind neben den bereits beschriebenen Definitionen des Anwendungsfalls und der Optimierungsvariablen noch die Einstellungen des Optimierers und die genaue Definition einer Zielgröße relevant.

¹²Die Domgeometrie (Typ **a**) wird in diesem Anwendungsfall von vornherein ausgeschlossen, da sie ohne umfassendere Anpassungen keine sinnvolle Konfiguration zulässt

7.2.1 Einstellungen des Algorithmus

Die gewählten Einstellungen für die Optimierung sind in Tabelle 7.4 aufgelistet.

Tabelle 7.4: Einstellungen für die Optimierung mit SOGA

Parameter	Wert
Größe der Population	1000
Art der Initialisierung	<code>flat_file</code>
Art der Rekombination	<code>multi_point_real 2</code>
Rekombinationsrate	90 %
Art der Mutation	<code>replace_uniform</code>
Mutationsrate	20 %
Selektionstyp	<code>elitist</code>
Abbruchkriterium	60 Generationen
Zufallszahl	1337

Mit den gewählten Einstellungen wird eine konstante Populationsgröße von 1000 Individuen, also möglichen Konfigurationen, erhalten, die zu Beginn unter Ausschluss von möglichen Duplikaten zufällig gebildet wird. Um die Routine mit 1000 geometrisch sinnvollen Konfigurationen zu starten, werden diese vorab berechnet und in Form einer Textdatei, dem `flat_file`, an *DAKOTA* übergeben. In jeder Iteration können 90 % der neuen Individuen durch Rekombination zweier Individuen aus der vorherigen Population gebildet werden, wobei durch die Einstellung `multi_point_real` mehrere Gene gekreuzt werden. Die Mutation einzelner Gene wird bei 20 % der Individuen vorgenommen. Die Einstellung `replace_uniform` bewirkt dabei eine zufällige Änderung. Als Selektionsmechanismus wird durch die Einstellung `elitist` strikt die Reihenfolge der höchsten Fitness, also der besten Erfüllung der Zielfunktion, befolgt. Die Zufallszahl dient der Steuerung des Zufallsgenerators und ermöglicht mehrere sequenzielle Durchläufe mit wiederholbaren Zufallsentscheidungen.

Die ausgewählten Einstellungen richten sich nach den Möglichkeiten der Software *DAKOTA* und werden in deren Handbuch näher beschrieben. Grundsätzlich soll die konstante Populationsgröße dazu dienen, den Rechenaufwand in jeder Population annähernd konstant zu halten. Die übrigen Einstellungen sollen eine gute Abdeckung des möglichen Wertebereichs der Variablen sicherstellen. Als Konvergenz- oder Abbruchkriterium wird eine maximale Anzahl von 60 Generationen definiert.

7.2.2 Definition der Zielfunktion

Die Definition einer Zielfunktion für die einkriterielle Optimierung erfordert eine gewisse Vorkenntnis über den betrachteten Prozess: Da im Fallbeispiel drei verschiedene

Zielfunktionen betrachtet werden sollen, der Optimierungsalgorithmus aber nur mit einer Zielfunktion arbeitet, müssen die unterschiedlichen Ergebnisse der Auswertung vor der Rückgabe an den Optimierer zu einem Wert zusammengefasst werden. Gemäß Gleichung (4.40) müssen hierfür sinnvolle Gewichtungsfaktoren w_i definiert werden. In dem möglichst allgemeinen Fallbeispiel sollen alle drei Zielfunktionen, also die maximale thermische Effizienz ε , der minimale Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p$ und die minimale Metallmasse M , gleichermaßen gewichtet werden. Da der erwartete Wertebereich der einzelnen Zielgrößen sehr unterschiedlich ausfällt, kann die gleichmäßige Gewichtung nicht durch die triviale Definition von $w_i = 1$ erreicht werden. Stattdessen wird für jede Zielfunktion ein erwarteter Wertebereich definiert, dem eine lineare Skala zwischen Null am besten und Eins am schlechtesten Wert zugewiesen wird. Damit kann jedes Ergebnis für eine Zielfunktion auf einen Wertebereich von Null bis Eins übertragen und damit normiert werden. Eine gleichmäßige Gewichtung kann dann aus einer mit $w_i = 1$ gewichteten Summe dieser normierten Zielfunktionen gemäß Gleichung (4.40) gebildet werden. Der erwartete Wertebereich jeder Zielfunktion ist in Tabelle 7.5 zusammen mit der Normierung aufgelistet.

Tabelle 7.5: Normierung der Zielfunktionen für SOGA

Zielgröße	Erwarteter Wertebereich	Normierter Wertebereich
Thermischer Wirkungsgrad ε	[0, 1]	[1, 0]
Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p$ in mbar	[0, 1000]	[0, 1]
Masse M in kg	[0, 6000]	[0, 1]

Bei der Normierung wird berücksichtigt, dass gemäß einer Konvention der genetischen Algorithmen in *DAKOTA* eine gute Erfüllung der Zielvorgabe durch einen geringen Wert der Fitnessfunktion ausgedrückt wird. Bei der Normierung wird auch berücksichtigt, dass der thermische Wirkungsgrad ε im Gegensatz zu den anderen Zielfunktionen maximiert werden soll. Die entsprechende Umrechnung der eigentlichen Simulationsergebnisse wird von der Schnittstelle zwischen *DAKOTA* und dem Simulationsmodell vorgenommen

Die Definition der erwarteten Werte und die lineare Normierung legen eine gewisse, willkürliche Gewichtung zwischen den Zielgrößen fest. Dies ist bei der Anwendung eines einkriteriellen Algorithmus auf ein Problem mit verschiedenen Zielstellungen allerdings nicht vollständig vermeidbar und muss bereits vor Beginn der Optimierung erfolgen.

7.2.3 Verlauf und Ergebnisse

Nach dem Start des Optimierungsalgorithmus wird der in Abbildung 4.10 veranschaulichte Ablauf des genetischen Algorithmus durchlaufen, wobei zur Auswertung der Fitness jedes Individuums eine vollständige Simulation erzeugt, durchgeführt und ausgewertet wird. Um jeweils die stationäre Leistungsfähigkeit einer Konfiguration zu bewerten, wird

eine transiente Simulation von einer homogenen Ausgangstemperatur bei 200 K gestartet und so lange durchgeführt, bis sich im Wärmeübertrager ein stationärer Zustand einstellt. Als Kriterium hierfür dient die maximale zeitliche Temperaturänderung, welche unter einen Grenzwert von $1 \frac{\text{K}}{\text{h}}$ fallen muss. Zudem muss der relative Fehler in der globalen Wärmebilanz, also der Abweichung der von warmen Strömen abgegebenen und von kalten Strömen aufgenommenen Wärmeströme, einen Grenzwert von 0.1 % unterschreiten. Die globale Wärmebilanz wird durch volumetrische Integration des Quellterms ω_h in jedem Prozessfluid ausgewertet.

In Abbildung 7.2 kann der Verlauf der Optimierungsroutine nachvollzogen werden. Dabei ist der Verlauf der Fitness des besten Individuums jeder Population über die Generationen aufgetragen.

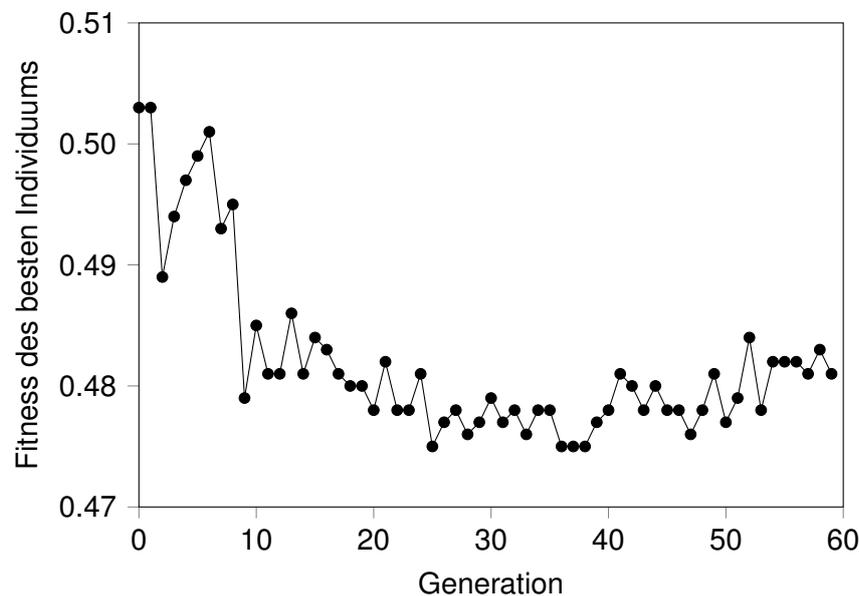


Abbildung 7.2: Verlauf der Optimierung mit einkriteriellem genetischen Algorithmus

Der Verlauf der Optimierungsroutine zeigt, dass die Fitness des besten Individuums bis etwa zur 25. Generation tendenziell absinkt. Anschließend flacht der gezeigte Verlauf sichtbar ab und es wird trotz steigender Anzahl der Generationen keine weitere Verbesserung der Fitness erreicht. Die Änderung pro Generation ist nicht konstant und einzelne Generationen führen auch zu einer Verschlechterung der besten Fitness, was beispielsweise durch die Mutationen ausgelöst werden kann. In etwa ab der 40. Generation kommt es so tendenziell zu höheren Werten der Fitnessfunktion und damit zu einer geringeren Leistungsfähigkeit der Wärmeübertrager. Bei der Betrachtung des Wertebereichs fällt auf, dass die relative Änderung der Fitness über die Generationen verhältnismäßig gering ausfällt: Das beste Individuum der zufällig erzeugten ersten Population erreicht eine Fitness von 0.503, während der absolut gesehen beste Wert aus 60000 Evaluationen in Generation 36 auftritt und eine Fitness von 0.475 erreicht. Theoretisch könnte die Fitnessfunktion Werte zwischen Null und Drei erreichen, die schlechteste von einer sinnvollen Geometrie erzielte Fitness beträgt jedoch nur 1.058.

Diese relativ geringe Bandbreite ist auch ein Resultat aus der Gewichtung der einzelnen Zielfunktionen durch die in Tabelle 7.5 beschriebene Normierung.

Absolut gesehen sind die erhaltene Bandbreite zwischen maximaler und minimaler Fitness sowie die Verbesserung der Fitness des besten Individuums relativ gering, was ein Hinweis darauf sein kann, dass die in der Fitness zusammengefassten Zielfunktionen sich gegenläufig verhalten. Dies ist im betrachteten Beispiel logisch nachvollziehbar, da beispielsweise die Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades ε tendenziell durch eine Erhöhung der für Wärmeübergang aktiven Fläche des Wärmeübertragers und damit einer Erhöhung der Masse M erreicht werden kann. Andere mögliche Ursachen für diese Beobachtung sind eine ungünstige Wahl des erwarteten Wertebereichs oder eine zu geringe Anzahl betrachteter Generationen.

Die als optimal erhaltene Konfiguration wird unter den gegebenen Bedingungen mit einer Länge von 1.1 m und einer Breite von 0.64 m erreicht. Die für jeden Prozessstrom erhaltenen Einstellungen sind in Tabelle 7.6 aufgelistet und die Einlasskonfiguration wird in Abbildung 7.3 veranschaulicht.

Tabelle 7.6: Beste Konfiguration der einkriteriellen Optimierung mit SOGA

Strom	1	2	3	4
Verteilergeometrie	d	c	c	d
Einlassbreite in m	0.22	0.26	0.34	0.34

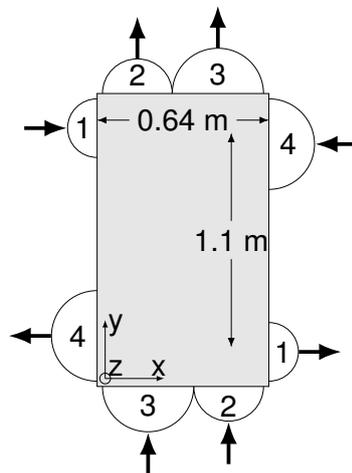


Abbildung 7.3: Optimale Geometrie nach einkriterieller Optimierung mit SOGA

Die Konfiguration erreicht einen thermischen Wirkungsgrad von $\varepsilon = 0.803$ bei einem Gesamtdruckverlust von $\sum \Delta p = 133$ mbar und einer Masse von $M = 873$ kg. Der gesamte Verlauf der Optimierung ab der Bewertung der Fitness der ersten Generation wurde dabei durch die implizit bei der Definition des erwarteten Wertebereichs und der Normierung vorgegebenen Gewichtung zwischen den Zielfunktionen beeinflusst.

Ist das erhaltene Ergebnis beispielsweise aufgrund des relativ geringen thermischen Wirkungsgrades nicht zufriedenstellend, so müssen der erwartete Wertebereich oder die Gewichtungsfaktoren w_i angepasst werden. Für eine neue Auswertung der Ergebnisse muss der Optimierungsalgorithmus erneut durchlaufen werden, da die geänderte Fitnessfunktion die Selektion in jeder einzelnen Generation beeinflusst.

7.3 Mehrkriterieller genetischer Algorithmus

In diesem Abschnitt wird das Fallbeispiel mit einem mehrkriteriellen genetischen Algorithmus, der in *DAKTOA* als **MOGA** (vom engl. „*Multi-Objective Genetic Algorithm*“) bezeichnet wird, gelöst. Dieser Algorithmus ermöglicht die Betrachtung mehrerer unabhängiger Fitnessfunktionen im Rahmen einer Pareto-Optimierung.

7.3.1 Einstellungen des Algorithmus und Wahl der Zielfunktionen

Die gewählten Optionen für den Optimierungsalgorithmus sollen eine bestmögliche Vergleichbarkeit mit der einkriteriellen Optimierung sicherstellen und sind in Tabelle 7.7 aufgelistet.

Tabelle 7.7: Einstellungen für die Optimierung mit MOGA

Parameter	Wert
Größe der Population	1000
Art der Initialisierung	<code>flat_file</code>
Art der Rekombination	<code>multi_point_real 2</code>
Rekombinationsrate	90 %
Art der Mutation	<code>replace_uniform</code>
Mutationsrate	20 %
Selektionstyp	<code>elitist</code>
Fitnesstyp	<code>domination_count</code>
Abbruchkriterium	60 Generationen
Zufallszahl	1337

Im Gegensatz zum einkriteriellen Algorithmus tritt der Fitnesstyp als zusätzlicher Parameter auf, welcher aufgrund der unterschiedlichen Zielfunktionen benötigt wird. Die Einstellung `domination_count` sorgt dafür, dass diejenigen Individuen bevorzugt ausgewählt werden, die im Bezug auf mindestens eine der Zielfunktionen von möglichst wenigen anderen Individuen dominiert werden. Diese Option wurde speziell für die Problematik einer schwierigen Gewichtung einzelner Zielfunktionen entwickelt [ADAMS ET AL. 2020].

Die Bestimmung der Fitnessfunktion für den mehrkriteriellen Algorithmus ist dagegen relativ einfach: Da mehrere Zielfunktionen parallel betrachtet werden, können die Kriterien Masse M , thermischer Wirkungsgrad ε und Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p$ gemäß der Gleichungen (4.41) bis (4.43) direkt an den Optimierer übergeben werden. Aufgrund der Konvention, dass der Algorithmus in *DAKOTA* auf eine Minimierung der Fitnessfunktionen abzielt, wird dabei der zu maximierende thermische Wirkungsgrad ε gemäß Gleichung (4.42) zu $(1 - \varepsilon)$ umgeformt. Durch die drei betrachteten Zielfunktionen ergibt sich für dieses Anwendungsbeispiel eine dreidimensionale Pareto-Optimierung.

7.3.2 Verlauf und Ergebnisse

Grundsätzlich ist der Ablauf der Optimierungsroutine analog zu der Beschreibung der einkriteriellen Optimierung in Abschnitt 7.2.3. Die Änderungen des Algorithmus beeinflussen lediglich die Bewertung der Fitness einzelner Individuen und die darauf basierende Selektion der besten Individuen, welche für die Erzeugung der jeweils nachfolgenden Generation verwendet werden. Aufgrund der drei parallel betrachteten Zielfunktionen ist die Darstellung des Verlaufs der Optimierung jedoch erschwert: Jede Generation stellt eine dreidimensionale Punktwolke dar, weshalb vier Dimensionen für eine Darstellung des Verlaufs und der Ergebnisse nötig wären. Die Darstellung beschränkt sich daher auf die am Ende des Algorithmus als pareto-optimal identifizierten Individuen. Nach 60 Generationen besteht die Pareto-Menge aus 1842 einzelnen Individuen, die alle als optimale Lösung der Prozessaufgabe betrachtet werden können. Jedes Individuum der Pareto-Menge erfüllt das Kriterium, dass eine Verbesserung einer der Zielfunktionen nur bei simultaner Verschlechterung mindestens einer anderen Zielfunktionen erreicht werden kann.

In Abbildung 7.4 ist das Ergebnis der mehrkriteriellen Optimierung veranschaulicht. Die Darstellung zeigt die Gestalt der dreidimensionalen Pareto-Menge durch drei zweidimensionale Projektionen, in denen jeweils zwei der Zielfunktionen gegeneinander aufgetragen sind.

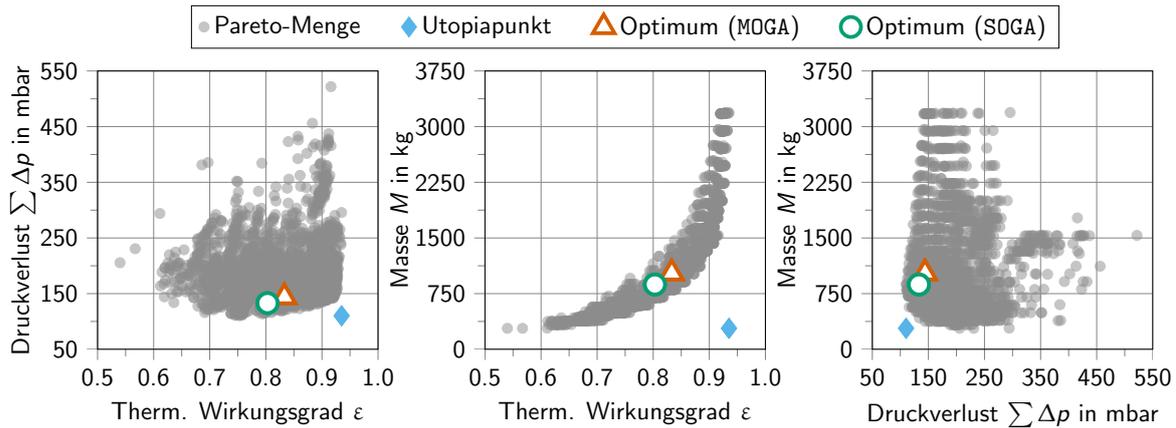


Abbildung 7.4: Ergebnis der Optimierung mit mehrkriteriellem genetischen Algorithmus (MOGA). Zum Vergleich ist auch die Lage des Optimums des einkriteriellen Algorithmus (SOGA) gekennzeichnet

In der Pareto-Menge treten Gesamtdruckverluste $\sum \Delta p$ zwischen 110 mbar und 522 mbar, thermische Wirkungsgrade ε von 0.540 bis 0.935 und Massen M zwischen 282 kg und 3190 kg auf. Die große Bandbreite innerhalb der Pareto-Menge verdeutlicht den gegenläufigen Charakter der Zielfunktionen, da jede Lösung einen bestimmten Kompromiss zwischen den Zielfunktionen darstellt. Die dreidimensionale Ausdehnung der Pareto-Menge erschwert die qualitative Auswertung, da trotz der zweidimensionalen Darstellung stets alle drei Zielfunktionen für die Zugehörigkeit eines Punktes zur Pareto-Menge entscheidend sind. Deutlich erkennbar ist eine Korrelation zwischen der Masse M und dem thermischen Wirkungsgrad ε , wobei eine hohe Masse zu einem hohen Wirkungsgrad führt. Dies lässt sich durch den besseren Kontakt zwischen warmen und kalten Prozessströmen in einem größeren Wärmeübertrager erläutern. Obwohl Wärmeübertrager mit geringer Masse tendenziell geringere Gesamtdruckverluste zeigen, ist diese Korrelation nur schwach ausgeprägt. In der Pareto-Menge finden sich auch kleine Wärmeübertrager mit hohen und große Wärmeübertrager mit geringen Druckverlusten. Eine mögliche Erklärung hierfür ist, dass der Gesamtdruckverlust hauptsächlich von der Größe der Ein- und Auslässe sowie der Verteilergeometrie abhängt, während die Masse primär mit den äußeren Abmessungen skaliert. Auch zwischen Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p$ und thermischem Wirkungsgrad ε ist kein eindeutiger Zusammenhang zu erkennen.

Für den praktischen Einsatz der mehrkriteriellen Optimierung zur Definition einer optimalen Auslegung muss jedoch ein bestes Individuum ausgewählt werden. Hierfür ist in Abbildung 7.4 der Utopiapunkt eingezeichnet, welcher bei den Koordinaten des besten global erhaltenen Wertes jeder Zielfunktion liegt. Dieser entspricht zwar keinem Individuum, stellt aber einen Grenzfall für die Optimierungsaufgabe dar und eignet sich für die Auswahl eines optimalen Individuums. Die beste Lösung für die vorgestellte Prozessaufgabe kann durch die Suche des nächsten Nachbarn zum Utopiapunkt im dreidimensionalen Ergebnisraum gefunden werden.

Da sich die Einheiten der Zielfunktionen unterscheiden, wird jede Dimension auf den Abstand zwischen Utopiapunkt und dem schlechtesten Wert der Pareto-Menge

normiert. Zunächst wird dabei keine Gewichtung zwischen den einzelnen Dimensionen des Ergebnisraums, also den unterschiedlichen Zielfunktionen, durchgeführt. Mit diesem Vorgehen wird ein einzelnes als Optimum hervorgehobenes Individuum erhalten.

Die als optimal erhaltene Konfiguration wird unter den gegebenen Bedingungen mit einer Länge von 1.3 m und einer Breite von 0.64 m erreicht. Die für jeden Prozessstrom erhaltenen Parameter sind in Tabelle 7.8 aufgelistet und die Geometrie wird in Abbildung 7.5 dargestellt. Das entsprechende Individuum ist Teil der Generation 26.

Tabelle 7.8: Beste Konfiguration der mehrkriteriellen Optimierung mit MOGA

Strom	1	2	3	4
Verteilergeometrie	d	c	c	d
Einlassbreite in m	0.18	0.26	0.34	0.34

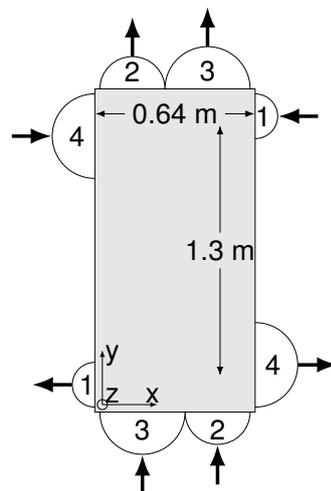


Abbildung 7.5: Optimale Geometrie nach mehrkriterieller Optimierung mit MOGA

Die Konfiguration erreicht einen thermischen Wirkungsgrad von $\varepsilon = 0.833$ bei einem Gesamtdruckverlust von $\sum \Delta p = 144$ mbar und einer Masse von $M = 1026$ kg.

7.3.3 Änderung der Gewichtungsfaktoren

Ein entscheidender Vorteil der mehrkriteriellen Optimierung ist, dass der Ablauf des Algorithmus völlig unabhängig von jeglicher Gewichtung der einzelnen Zielfunktionen ist. Die Selektion einzelner Individuen basiert nur auf der Dominanz in jeweils einer der betrachteten Zielfunktionen, da die Pareto-Menge das eigentliche Ergebnis der Optimierungsroutine darstellt. Die Gewichtung ist erst im Nachgang zur Optimierung relevant, wenn eine optimale Konfiguration aus der Pareto-Menge ausgewählt werden muss. Im Gegensatz zur eigentlichen Optimierung, welche tausende Strömungssimulationen inklusive Auswertung beinhaltet, ist diese Auswahl ein sehr schneller Prozess.

Da die Pareto-Menge nicht von der Gewichtung abhängt, bietet die mehrkriterielle Optimierung die Möglichkeit, die Gewichtung der Zielfunktionen nachträglich anzupassen. Ist beispielsweise der thermische Wirkungsgrad ε der als Optimum identifizierten Konfiguration zu gering, kann die Gewichtung verschoben werden, indem die dreidimensionale Pareto-Front entlang der entsprechenden Dimension um einen beliebigen Faktor gestaucht oder entlang der anderen Dimensionen gestreckt wird. Bei der Suche des nächsten Nachbarn des Utopiapunktes ergibt sich dann eine andere pareto-optimale Konfiguration, welches einen höheren thermischen Wirkungsgrad ε aufweist. Dieses Vorgehen ist für das betrachtete Fallbeispiel, welches möglichst allgemeingültig behandelt wird, durchaus sinnvoll, da es eine konkrete Abwägung der einzelnen Zielgrößen ermöglicht. In Tabelle 7.9 sind die Leistungsdaten mehrerer pareto-optimaler Konfigurationen bei verschiedenen Gewichtungen aufgelistet.

Tabelle 7.9: Leistungsdaten des optimalen Konfigurationen unter Variation der Gewichtung der Zielfunktionen

Gewichtung	Thermischer Wirkungsgrad	Gesamtdruckverlust	Masse
$\varepsilon:\sum \Delta p:M$	ε	$\sum \Delta p$ in mbar	M in kg
1:1:1	0.833	144	1026
5:1:1	0.877	188	1323
1:5:1	0.821	132	1020
1:1:5	0.795	187	690
1:1:0	0.920	142	3174

Die aufgetragenen Daten zeigen, dass jedes Leistungskriterium auf Kosten der anderen verbessert werden kann, indem die entsprechende Gewichtung erhöht wird. Aus mathematischer Sicht sind alle in Tabelle 7.9 gelisteten Konfigurationen optimal. Die Leistungsdaten zeigen jedoch deutliche Unterschiede zwischen den optimalen Konfigurationen, wobei die große Variation in der Masse M auch auf deutlich unterschiedliche Abmessungen der zugrunde liegenden Wärmeübertrager schließen lässt. In einer praktischen Anwendung kann die Gewichtung nach der Optimierung beliebig verändert werden, bis die für den gewünschten Prozess beste Konfiguration gefunden wird.

7.4 Vergleich der Algorithmen

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass beide vorgestellten Algorithmen grundsätzlich dazu in der Lage sind, das Anwendungsbeispiel der Auslegung eines Plattenwärmeübertragers zu behandeln. Beide Algorithmen liefern automatisiert eine sinnvolle Geometrie, welche intensiven Kontakt zwischen warmen und kalten Strömen ermöglicht,

indem die verfügbare Fläche am warmen und kalten Ende des Wärmeübertragers vollständig für Verteilerschalen genutzt wird.

Da, wie in der Praxis üblich, mehrere gegenläufige Zielfunktionen betrachtet wurden, muss bei beiden Methoden eine Gewichtung dieser vorgenommen werden. Der Hauptunterschied besteht darin, dass diese Gewichtung beim einkriteriellen Algorithmus vorab vorgenommen wird und damit den Ablauf der Routine und den untersuchten Bereich von Parametern entscheidend beeinflusst. Der mehrkriterielle Algorithmus durchsucht hingegen einen sehr breiten Bereich, da statt einer einzelnen optimalen Konfiguration eine Pareto-Menge ermittelt wird. Die Gewichtung wird erst nachträglich vorgenommen und kann einfach angepasst werden.

Ein quantitativer Vergleich der Algorithmen ist mit der durchgeführten Fallstudie nicht möglich, da hierfür mehrere Durchläufe mit unterschiedlichen Einstellungen nötig wären. Eine solche Gegenüberstellung entspricht jedoch nicht der Zielsetzung dieser Arbeit. Stattdessen können die beiden als optimal ermittelten Konfigurationen verglichen werden. In Abbildung 7.6 ist eine Gegenüberstellung der Geometrien und der Temperaturverteilung in den Prozessströmen dargestellt.

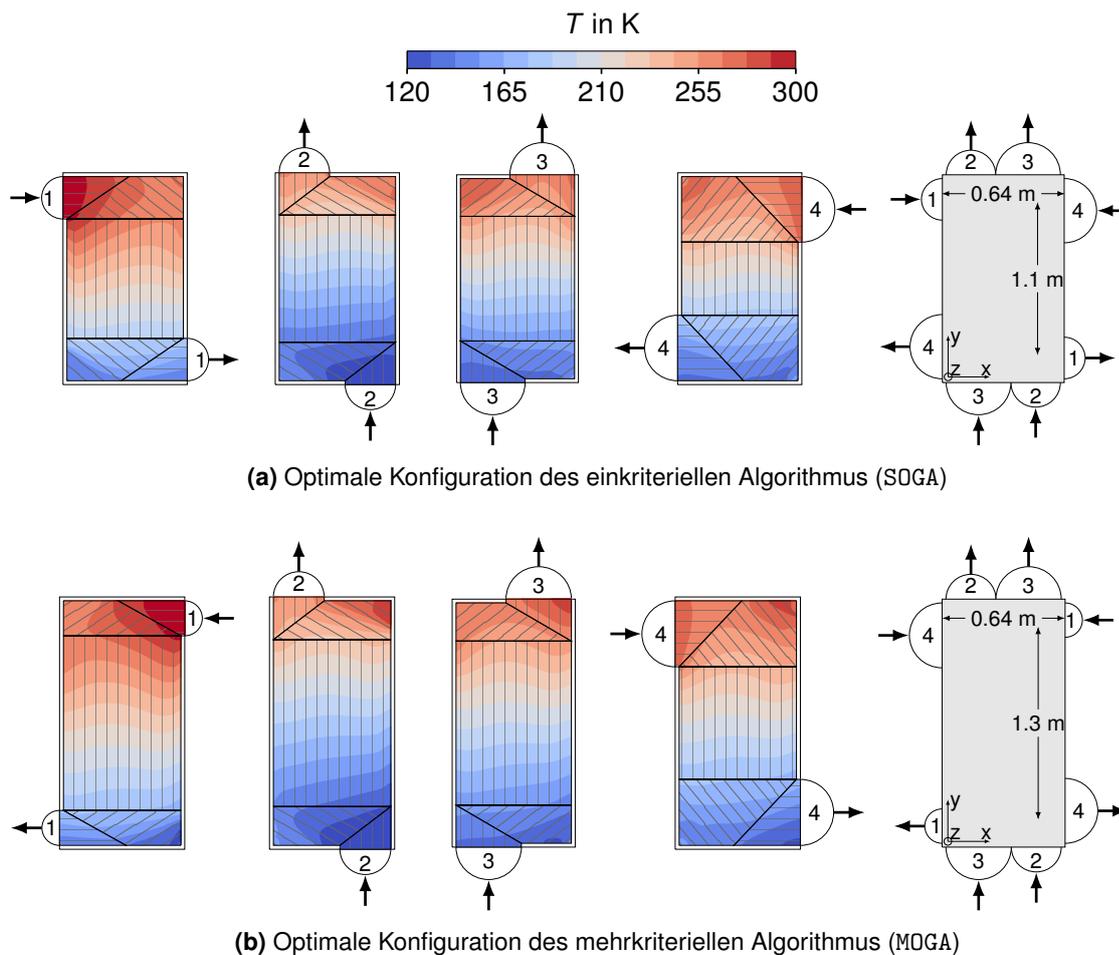


Abbildung 7.6: Vergleich von Geometrie und Temperaturverteilung der Prozessströme der optimalen Lösung beider Algorithmen

Der Vergleich zeigt eine große Ähnlichkeit der beiden optimalen Lösungen: Die Geometrie sowie die Konfiguration der Ein- und Auslassgeometrien ist nahezu identisch. Neben der geringfügig unterschiedlichen Gesamtlänge ist die vertauschte Eintrittsposition der Prozessströme 1 und 4 der einzige wesentliche Unterschied. Entsprechend kann in beiden Konfigurationen eine sehr ähnliche und jeweils über den Querschnitt gleichmäßige Temperaturverteilung in den Prozessströmen festgestellt werden. Die betrachteten Leistungsdaten sind in Tabelle 7.10 gegenübergestellt.

Tabelle 7.10: Vergleich der Leistungsdaten der optimalen Lösung beider Algorithmen

Algorithmus	SOGA	MOGA
Thermischer Wirkungsgrad ε	0.803	0.833
Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p$ in mbar	133	144
Masse M in kg	873	1026

Der Vergleich der Leistungsdaten zeigt nur geringfügige Unterschiede, die logisch nachvollzogen werden können: Die höhere Länge der Konfiguration aus der mehrkriteriellen Optimierung führt zwar zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades ε , jedoch auch zu einer Erhöhung des Gesamtdruckverlustes $\sum \Delta p$ und der Masse M . Die von einem Algorithmus als optimal identifizierte Konfiguration wurde im Verlauf des jeweils anderen Algorithmus nicht untersucht, was auf die zahlreichen Zufallsentscheidungen im Ablauf der genetischen Algorithmen zurückzuführen ist. Diese Tatsache weist auch darauf hin, dass für die Suche nach dem globalen Optimum dieses Anwendungsfalls eine höhere Anzahl an Generationen benötigt werden könnte.

Weiterhin kann festgehalten werden, dass die mehrkriterielle Optimierung durch die Pareto-Menge einen guten Überblick über den Bereich bietet, in dem sich optimale Konfigurationen befinden können. Dies macht die Anwendung des Algorithmus sehr flexibel, da die Gewichtung nachträglich einfach an wirtschaftliche oder verfahrenstechnische Randbedingungen angepasst werden kann. Im ausgewählten Anwendungsfall verdeutlichen die Ausdehnung der Pareto-Menge und die Ergebnisse bei unterschiedlichen Gewichtungen den gegenläufigen Charakter der einzelnen Zielfunktionen. Diese Information ist mit dem einkriteriellen Algorithmus nicht zugänglich. Im Gegensatz dazu bietet letzterer eine gezielte Suche nach einem speziellen Optimum, was theoretisch in einer schnelleren Konvergenz zu diesem resultieren sollte. Im vorgestellten Beispiel wird die optimale Konfiguration jedoch mit dem einkriteriellen Algorithmus in Generation 36 und mit dem mehrkriteriellen Algorithmus in Generation 26, also wesentlich schneller, erhalten. Die Ursache hierfür liegt in der hohen Anzahl an Zufallsentscheidungen. Aufgrund der hohen Flexibilität und des deutlichen Mehrwerts an Informationen ist eine mehrkriterielle Optimierung für den vorgestellten Anwendungsfall mit gegenläufigen Zielfunktionen daher zu bevorzugen.

7.5 Fazit

Abschließend ist festzuhalten, dass die Verknüpfung des automatisierten Simulationsmodells mit einer externen Software zur Automatisierung erfolgreich eingesetzt werden kann, um eine praxisrelevante Fragestellung mit geringem manuellen Aufwand zu beantworten.

Das beschriebene Vorgehen ist relativ einfach auf andere Fragestellungen übertragbar, solange das Simulationsmodell für die Beantwortung der zugrundeliegenden Fragestellung geeignet ist. Durch die Automatisierung des Modells müssen nur die in Abschnitt 7.1.2 beschriebenen Optimierungsvariablen und Zielfunktionen an die jeweilige Anwendung angepasst werden. Die Änderungen beschränken sich damit auf die Auswertung der Simulationsergebnisse und die Schnittstelle zwischen dem Modell und der Optimierungssoftware. Das eigentliche Simulationsmodell muss nicht verändert werden und die vorgestellten Algorithmen eignen sich für Fragestellungen mit einer oder mehreren Zielfunktionen. Da die eigentliche Optimierung von *DAKOTA* durchgeführt wird, besteht darüber hinaus Zugriff auf zahlreiche weitere Optimierungsalgorithmen, die je nach Anwendungsfall modular ausgetauscht werden können.

Im Gegensatz zu in der Literatur beschriebenen Ansätzen zur Optimierung im Bereich der Plattenwärmeübertrager, wird in dieser Arbeit kein vereinfachtes, sondern ein äußerst detailliertes Simulationsmodell verwendet. Dies ermöglicht in der Theorie zwar ein extrem breites Anwendungsfeld, in der Praxis wird dieses jedoch durch die relativ aufwändige Berechnung und die hohe Anzahl möglicher Kombinationen von Parametern begrenzt. So könnte die vorgestellte Anwendung beispielsweise um eine Optimierung der Auswahl der Finmaterialien, der Stapelfolge und der Anzahl von Lagen pro Prozessstrom erweitert werden. Dies würde jedoch zu mehreren Billionen von Möglichkeiten und einer eingeschränkten Nutzbarkeit der reduzierten Geometrien führen, was die Durchführung der Optimierung aufgrund begrenzter Rechenleistung nahezu unmöglich machen würde. Die grundsätzliche Möglichkeit, Fragestellungen aus dem stationären und transienten Betrieb von Plattenwärmeübertragern automatisiert und unter Berücksichtigung der dreidimensionalen Geometrie zu beantworten, ist jedoch ein Alleinstellungsmerkmal des in dieser Arbeit vorgestellten Simulationsmodells mit der Schnittstelle zum Optimierer *DAKOTA*.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit stellt ein umfassendes Simulationsmodell für Plattenwärmeübertrager vor, welches die Vorteile vieler in der Literatur beschriebener Ansätze vereint. Durch den Einsatz etablierter Korrelationsgleichungen, welche durch die Verwendung eines Porositätsmodells in einer CFD-Umgebung nutzbar werden, können Berechnungen von Wärmeübergang und Druckverlust in Auslegungsqualität durchgeführt werden. Die vollständig parametrisierte Repräsentation der Geometrie und der hohe Grad der Automatisierung ermöglichen einen einfachen Einsatz des Modells in verschiedenen Anwendungsfällen. Der numerisch effiziente Einsatz des Porositätsmodells erlaubt zudem die transiente Simulation der Temperaturverteilung in großen, industriell eingesetzten Plattenwärmeübertragern.

Die dreidimensional aufgelöste Geometrie und die detaillierte Berücksichtigung der Strömungsmechanik ermöglichen eine genaue Untersuchung von Verteiler- und Sammlergeometrien. In den vorgestellten Ergebnissen wird sowohl im stationären als auch im transienten Betrieb ein signifikanter Einfluss dieser Geometrien auf Druckverluste, thermische Effizienz und Temperaturverteilung von Plattenwärmeübertragern festgestellt. Diese Berechnungen basieren jedoch auf einer dreidimensionalen Anwendung üblicherweise eindimensional ausgewerteter Korrelationsgleichungen, was besonders bei der Berechnung von Druckverlusten zu einer gewissen Unsicherheit führt. Zur weiteren Validierung des Modells sind daher neue experimentelle Ergebnisse nötig.

Im Rahmen des Forschungsprojekts *FlexASU* wurde ein Prüfstand entwickelt, an dem der transiente Betrieb kryogener Plattenwärmeübertrager detailliert untersucht wird. Die verwendete Instrumentierung erlaubt dabei erstmals, die mehrdimensionale Temperaturverteilung im Apparat zu erfassen [HAIDER ET AL. 2019]. Dies ermöglicht einen Abgleich zwischen Experiment und Simulation und damit eine weitere Validierung des Modells. Die entsprechenden Messdaten sind jedoch noch nicht mit dem hierfür notwendigen Detailgrad veröffentlicht [FRITSCH ET AL. 2021a, FRITSCH ET AL. 2021b].

Neben der Möglichkeit zur transienten Simulation von dreidimensional aufgelösten Plattenwärmeübertragern ist auch die Kopplung eines Modells mit derartigem Detailgrad an eine Optimierungssoftware ein Alleinstellungsmerkmal dieser Arbeit. Das Zusammenspiel der beiden Komponenten erlaubt es, praxisrelevante Fragestellungen in automatisierter Form zu beantworten.

Zum aktuellen Entwicklungsstand ist der Einsatz des Modells jedoch auf einphasige Anwendungen begrenzt und die für die Fluidströmung ebenfalls relevanten Verteilerschalen können nur indirekt berücksichtigt werden. Neben einem Ausbau der automatisierten Geometrieerzeugung sind dies sinnvolle Ansatzpunkte für die zukünftige Erweiterung der vorgestellten Arbeit.

A Automatisierung des Modells

Die nachfolgenden Angaben dienen dazu, die vollständige Parametrierung des Modells nachvollziehen zu können.

A.1 Auflistung der relevanten Modellparameter

In diesem Abschnitt werden die notwendigen Parameter zur Beschreibung eines vollständigen Anwendungsfalls aufgelistet. Tatsächlich enthält das Simulationsmodell einige weitere, optionale Parameter zur Steuerung der Simulation und zur Verwendung besonderer Randbedingungen. Diese sind zwar in der Aufzählung nicht enthalten, jedoch in einem separaten Handbuch zum Modell und im Quellcode dokumentiert. Alle physikalischen Größen werden in SI-Basiseinheiten angegeben.

Die Modellparameter können in zwei Gruppen gegliedert werden: Die in Tabelle A.1 gegebenen Parameter sind für den gesamten Wärmeübertrager gültig. Dagegen gelten die in Tabelle A.2 nur für jeweils ein Prozessfluid. Ein vollständiger Satz dieser Parameter stellt einen Anwendungsfall dar.

Tabelle A.1: Zusammenfassung allgemeiner Parameter eines Anwendungsfalls. Alle Angaben erfolgen in SI-Basiseinheiten

Parameter	Wert	Bedeutung
HEX_width	1.0	Breite des Wärmeübertragers
HEX_length	5.0	Länge des Wärmeübertragers
sidebar_width	0.02	Breite der Seitenleisten
ps_height	0.001	Dicke der Trennbleche
solid_material	Al	Feststoffmaterial
stacking_order	121	Stapelfolge
cyclic_boundary	Ja	Zyklische Randbedingung
res	0.02	Auflösung in (x, y) -Ebene
layer_zboxes	2	Zellen pro Lage des Finmaterials
ps_zboxes	1	Zellen pro Trennblech
T0	300	Anfangstemperatur

Tabelle A.2: Zusammenfassung der für jeden Prozessstrom nötigen Parameter. Alle Angaben erfolgen in SI-Basiseinheiten

Parameter	Wert	Bedeutung
Fluid	1	Bezeichner der Passage
fluid_component	N ₂	Zusammensetzung des Stromes
fin_name	11.1	Name des Finmaterials
flow_direction	-1	Flussrichtung entlang der y -Achse
pOut	$1 \cdot 10^5$	Austrittsdruck p^{Aus}
Tin	300	Eintrittstemperatur T^{Ein}
Mdot	1.0	Massenstrom \dot{M}
inlet_width	0.22	Breite des Einlasses
distributor_length	0.30	Länge des Verteilers
distributor_style	b	Typ der Verteilergeometrie
distributor_parameter	0.45	Zusatzparameter der Verteilergeometrie
f_yzcoeff	100	Druckverlustmultiplikator ζ
top_offset	0	Ursprungsferner Einzug
bottom_offset	0	Ursprungsnaher Einzug

A.2 Beispiel aus der Findatenbank

Tabelle A.3 zeigt den beispielhaften Inhalt eines Elements der Findatenbank mit allen für das Simulationsmodell relevanten Parametern. Die Korrelationsgleichungen $F(Re)$ und $J(Re)$ werden als lineare Interpolation zwischen empirisch ermittelten Stützstellen implementiert. Alle physikalischen Größen werden in SI-Basiseinheiten angegeben. Die gezeigten Werte sind frei erfunden. Reale Daten finden sich beispielsweise bei KAYS & LONDON 1984.

Tabelle A.3: Beispielhaftes Element der Findatenbank mit frei erfundenen Daten. Alle Angaben erfolgen in SI-Basiseinheiten

Parameter	Wert	Bedeutung
corr_type	linear	Interpolationsmethode
Re1	1000	Re -Zahl Stützstelle 1
Re2	5000	Re -Zahl Stützstelle 2
Re3	10000	Re -Zahl Stützstelle 3
j1	0.05	Colburn-Faktor 1
j2	0.03	Colburn-Faktor 2
j3	0.01	Colburn-Faktor 3
f1	0.5	Fanning-Faktor 1
f2	0.3	Fanning-Faktor 2
f3	0.1	Fanning-Faktor 3
dh	0.002	Hydraulischer Durchmesser d_h
layer_height	0.007	Höhe des Fins in z -Richtung
solid_fraction	0.25	Feststoffanteil $1 - \psi$
AoV	1500	Volumenspezifische Oberfläche a

A.3 Repräsentation verschiedener Verteilergeometrien

Alle in dieser Arbeit beschriebenen Verteilergeometrien können mit einem ähnlichen Schema aus 20 Ortsvektoren abgebildet werden. Die Lage der Ortsvektoren wird in den nachfolgenden Abbildungen veranschaulicht. Für die Geometrien vom Typ **c**, **d**, **e** und **f** kann die Position der Ein- und Auslässe bezüglich der x -Achse getauscht werden, was durch eine Verschiebung der Ortsvektoren 12 – 15 und 16 – 19 realisiert wird. Für eine bessere Übersichtlichkeit wird hier nur jeweils eines von zwei möglichen Schemata gezeigt.

In Abbildung A.1 wird das Schema zur Repräsentation einer zentral endständigen Verteilergeometrie (Typ **b**) dargestellt.

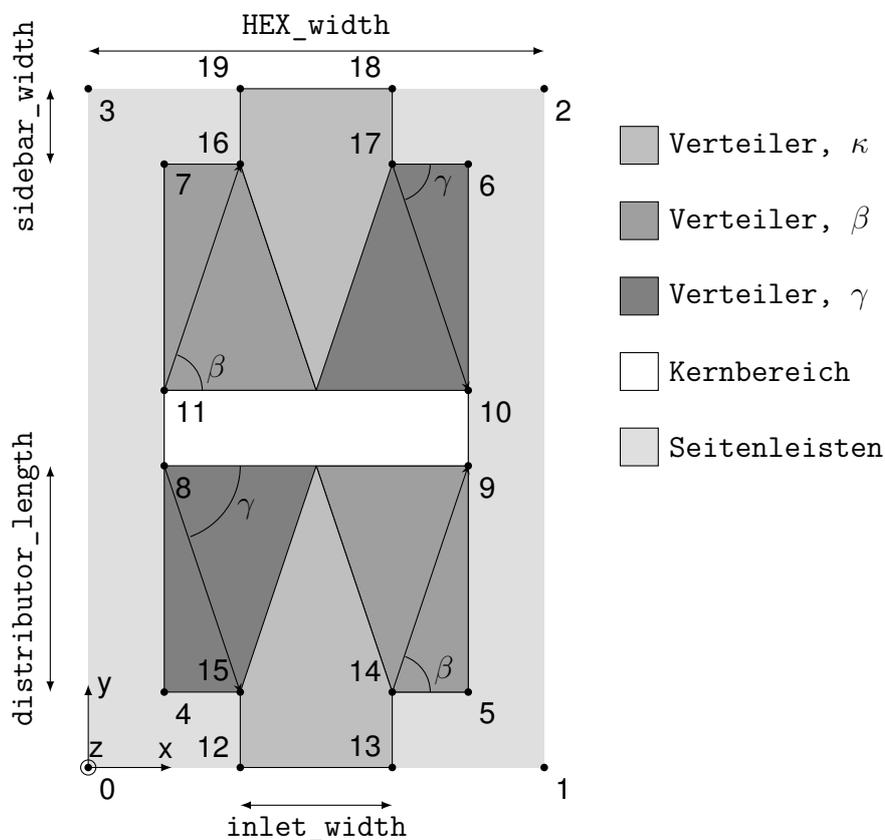


Abbildung A.1: Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer zentral endständigen Geometrie (Typ **b**)

Die Berechnung der Winkel κ , β und γ ergibt sich aus den Geometrieparametern und ist im Gleichungssatz (A.1) beschrieben:

$$\begin{aligned} \kappa &= 90^\circ \\ \beta &= \arctan \frac{-distributor_length}{HEX_width - (2 \cdot sidebar_width + inlet_width)} \\ \gamma &= \arctan \frac{distributor_length}{HEX_width - (2 \cdot sidebar_width + inlet_width)}. \end{aligned} \quad (A.1)$$

In Abbildung A.2 wird das Schema zur Repräsentation einer endständig seitlichen Verteilergeometrie (Typ **c**) dargestellt. Bei entsprechender Wahl der Einlassbreite inlet_width ergibt sich daraus auch die Domgeometrie (Typ **a**).

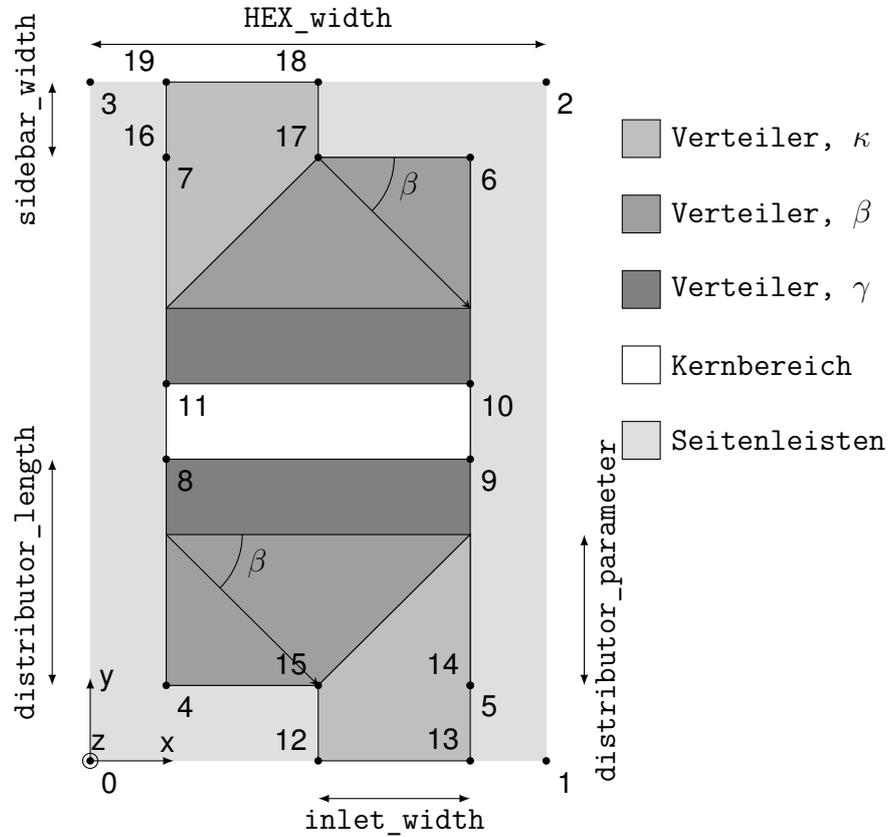


Abbildung A.2: Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer endständig seitlichen Geometrie (Typ **c**)

Die Berechnung der Winkel κ , β und γ ergibt sich aus den Geometrieparametern und ist im Gleichungssatz (A.2) beschrieben:

$$\begin{aligned} \kappa &= 90^\circ \\ \beta &= \arctan \frac{-\text{distributor_parameter}}{\text{HEX_width} - (2 \cdot \text{sidebar_width} + \text{inlet_width})} \\ \gamma &= 90^\circ. \end{aligned} \tag{A.2}$$

In Abbildung A.3 wird das Schema zur Repräsentation einer seitlich auf Gehrung geschnittenen Verteilergeometrie (Typ **d**) dargestellt. Bei entsprechender Wahl des Parameters `distributor_parameter` ergibt sich daraus der Winkel $\beta = 90^\circ$ und damit die seitlich indirekte Geometrie (Typ **f**). Durch Angabe eines Einzugs (`bottom_offset` oder `top_offset`) kann die Länge der Passage gegenüber der Länge des Wärmeübertragers verkürzt werden. Hierfür werden die relevanten Ortsvektoren entlang der y -Achse verschoben.

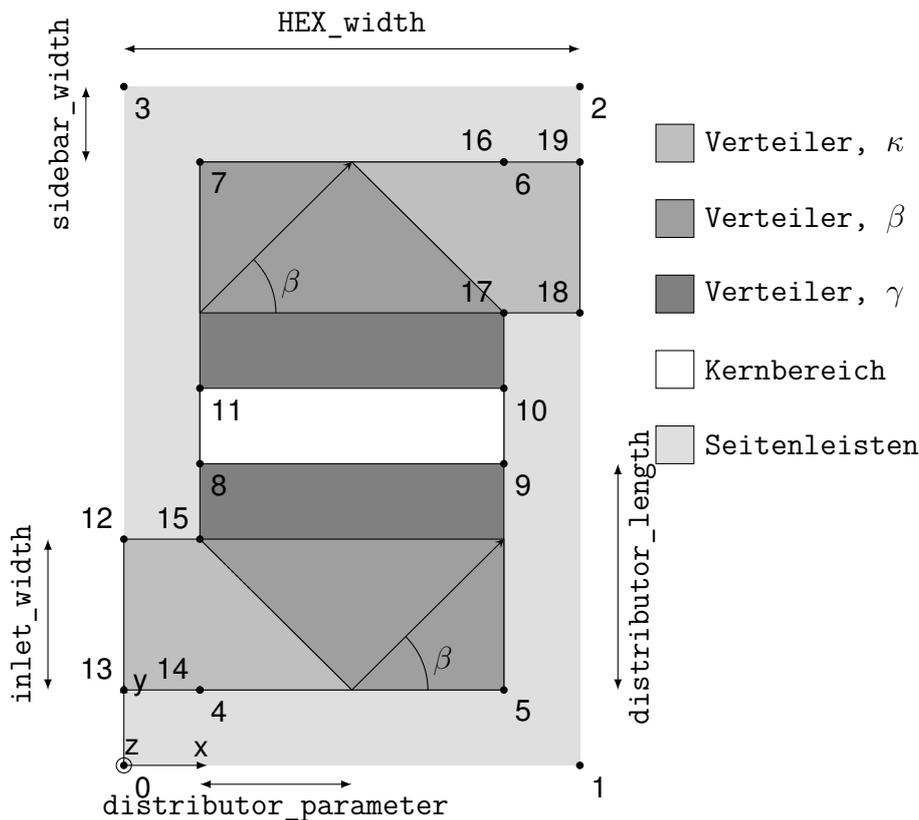


Abbildung A.3: Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer seitlich auf Gehrung geschnittenen Geometrie (Typ **d**)

Die Berechnung der Winkel κ , β und γ ergibt sich aus den Geometrieparametern und ist im Gleichungssatz (A.3) beschrieben:

$$\begin{aligned} \kappa &= 0^\circ \\ \beta &= \arctan \frac{\text{inlet_width}}{\text{HEX_width} - (2 \cdot \text{sidebar_width} + \text{distributor_parameter})} \\ \gamma &= 90^\circ. \end{aligned} \tag{A.3}$$

In Abbildung A.4 wird das Schema zur Repräsentation einer seitlich diagonalen Verteilergeometrie (Typ e) dargestellt. Durch Angabe eines Einzugs (`bottom_offset` oder `top_offset`) kann die Länge der Passage gegenüber der Länge des Wärmeübertragers verkürzt werden. Hierfür werden die relevanten Ortsvektoren entlang der y -Achse verschoben.

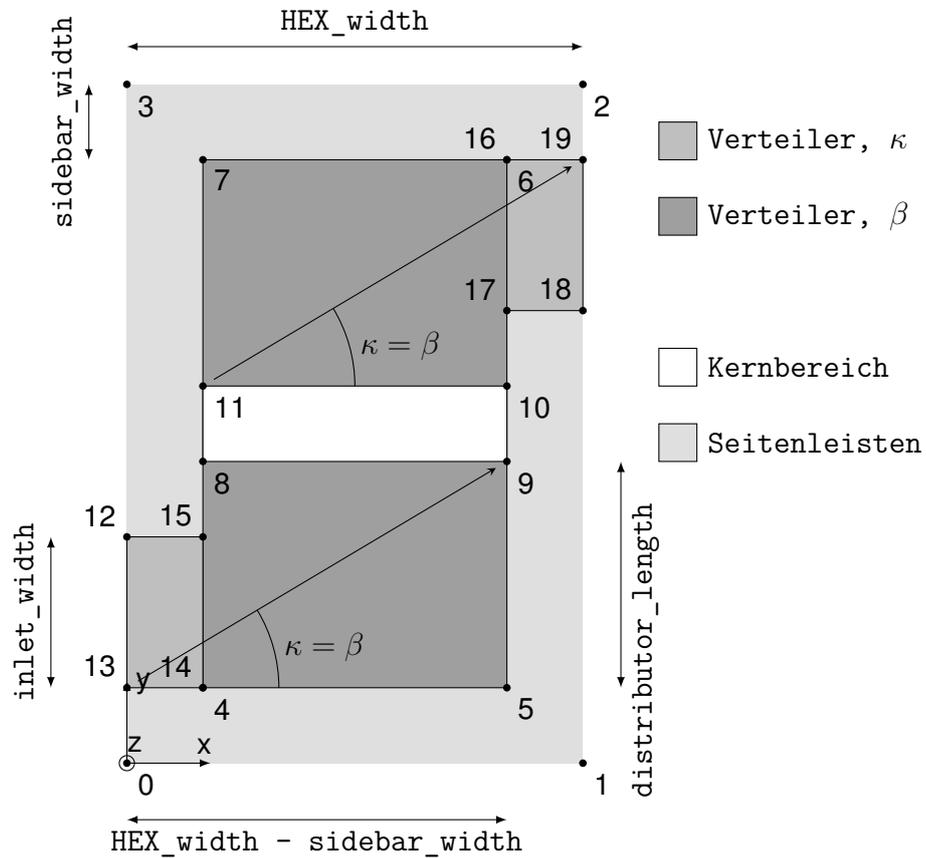


Abbildung A.4: Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer seitlich indirekten Geometrie (Typ e)

Die Berechnung der Winkel κ und β ergibt sich aus den Geometrieparametern und ist im Gleichungssatz (A.4) beschrieben:

$$\kappa = \arctan \frac{distributor_length}{HEX_width - sidebar_width} \quad (A.4)$$

$$\beta = \kappa.$$

Tabellenverzeichnis

5.1	Definition der Strömungspassagen des 6-Strom Wärmeübertragers nach PAFFENBARGER 1990	54
5.2	Geometrie und Rechengitter des 6-Strom Wärmeübertragers in Anlehnung an PAFFENBARGER 1990	55
5.3	Quantitativer Vergleich von Druckverlust und Temperaturgang mit verschiedenen Simulationsmodellen	57
5.4	Vergleich zwischen vollständiger Geometrie und reduzierter Geometrie mit zyklischen Randbedingungen	61
5.5	Mittlere Abweichung der Temperaturprofile in Abhängigkeit von der Gitterauflösung in der (x, y) -Ebene	62
5.6	Mittlere Abweichung der Temperaturprofile in Abhängigkeit von der Gitterauflösung entlang der z -Achse	64
6.1	Vergleich des Druckverlustes der verschiedenen Verteilergeometrien bei $\zeta = 100$	70
6.2	Vergleich der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten in den verschiedenen Verteilergeometrien bei $\zeta = 100$	72
6.3	Quantitativer Vergleich der Ergebnisse bei Variation des Druckverlustmultiplikators	75
6.4	Definition der Prozessbedingungen des Anwendungsbeispiels	76
6.5	Beschreibung von Geometrie und Rechengitter des untersuchten Wärmeübertragers mit 6 Prozessströmen	77
6.6	Verteilergeometrien in den verschiedenen Konfigurationen des Anwendungsbeispiels	78
6.7	Detaillierte Ergebnisse der unterschiedlichen Konfigurationen im Vergleich	79
6.8	Vergleich ausgewählter Leistungsdaten der unterschiedlichen Konfigurationen	80
6.9	Definition der Prozessbedingungen für transientes Betriebsszenario . . .	87
6.10	Definition von Geometrie und Rechengitter des Wärmeübertragers im transienten Betriebsszenario	87
7.1	Definition der Prozessbedingungen für die Optimierungsaufgabe	94
7.2	Geometrie und Rechengitter für die Optimierungsaufgabe	95
7.3	Optimierungsvariablen für die untersuchte Fallstudie	96
7.4	Einstellungen für die Optimierung mit SOGA	99
7.5	Normierung der Zielfunktionen für SOGA	100
7.6	Beste Konfiguration der einkriteriellen Optimierung mit SOGA	102
7.7	Einstellungen für die Optimierung mit MOGA	103

7.8	Beste Konfiguration der mehrkriteriellen Optimierung mit MOGA	106
7.9	Leistungsdaten des optimalen Konfigurationen unter Variation der Gewichtung der Zielfunktionen	107
7.10	Vergleich der Leistungsdaten der optimalen Lösung beider Algorithmen	109
A.1	Zusammenfassung allgemeiner Parameter eines Anwendungsfalls. Alle Angaben erfolgen in SI-Basiseinheiten	113
A.2	Zusammenfassung der für jeden Prozessstrom nötigen Parameter. Alle Angaben erfolgen in SI-Basiseinheiten	114
A.3	Beispielhaftes Element der Findatenbank mit frei erfundenen Daten. Alle Angaben erfolgen in SI-Basiseinheiten	115

Abbildungsverzeichnis

4.1	Schematischer Aufbau einer Lage eines Plattenwärmeübertragers	12
4.2	Beispiele für verschiedene Typen von Finmaterialien [ALPEMA 2010]	13
4.3	Beispielhafte Geometrien für Verteiler und Sammler. Die Schraffur deutet die Orientierung des Finmaterials und der Halbkreis die Position einer Verteilerschale an	14
4.4	Darstellung und Beschreibung der Geometrie eines Plattenwärmeübertragers	15
4.5	Veranschaulichung relevanter Wechselwirkungen im Block eines Plattenwärmeübertragers	16
4.6	Veranschaulichung von Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung nahe einer überströmten Wand bei gegebener Haftbedingung	20
4.7	Veranschaulichung von thermischer und hydrodynamischer Grenzschicht am Finmaterial nach POLIFKE & KOPITZ 2009	22
4.8	Schematischer Aufbau eines zur Vermessung von Druckverlust und Wärmeübergang in Finmaterialien geeigneten Prüfstandes	24
4.9	Veranschaulichung der unterschiedlichen Rechengitter für eine Strömungssimulation mit und ohne Porositätsmodell	27
4.10	Schematischer Ablauf einer Optimierung mit genetischem Algorithmus	31
4.11	Vergleich des Verlaufs von ein- und mehrkriterieller Optimierung	35
5.1	Flussbild zur Veranschaulichung der Verschaltung der einzelnen Komponenten des Simulationsmodells	38
5.2	Flussbild zur Veranschaulichung der Kopplung von Optimierer und Modell	39
5.3	Schema der im Modell berücksichtigten Wechselwirkungen im Plattenwärmeübertrager	41
5.4	Repräsentation einer Lage mit zentralem Ein- und Austritt durch 20 Ortsvektoren, deren Position durch Geometrieparameter bestimmt wird	43
5.5	Einteilung des Rechengitters in Zonen gemäß der unterschiedlichen Ausrichtungen von Kanälen im Finmaterial am Beispiel einer endständig zentralen Geometrie (Typ b)	44
5.6	Vereinfachtes Flussbild zur Veranschaulichung der Lösungsstrategie . .	52
5.7	Vergleich der entlang der x - und z -Achse gemittelten Temperaturprofile mit den von PAFFENBARGER 1990 veröffentlichten Daten	56
5.8	Vergleich von entlang der x -Achse gemittelten Trennblechtemperaturen bei $y = 0$ m (links), $y = 0.75$ m (mitte) und $y = 1.5$ m (rechts) mit Ergebnissen der kommerziellen Software <i>UniSim</i> ®PFE [HONEYWELL 2021]	58

5.9	Qualitativer Vergleich der experimentell von JEONG ET AL. 2018 bestimmten Strömungsgeschwindigkeit (links) und entsprechenden Simulationsergebnissen (rechts)	60
5.10	Ergebnisse der Gitterkonvergenzstudie in der (x, y) -Ebene	63
5.11	Ergebnisse der Gitterkonvergenzstudie entlang der z -Achse	65
6.1	Vergleich des Strömungsbildes bei verschiedenen Verteilergeometrien unter isothermen Bedingungen. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials	69
6.2	Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten bei verschiedenen Verteilergeometrien unter isothermen Bedingungen. Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials	71
6.3	Vergleich des Strömungsbildes unter isothermen Bedingungen bei verschiedenen Werten für den Druckverlustmultiplikator ζ . Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials	74
6.4	Geometrie einer idealisierten Konfiguration 0 und zweier fertigbarer Konfigurationen A und B im Vergleich	77
6.5	Temperaturverteilung der Prozessströme in Konfiguration 0 . Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials	81
6.6	Temperaturverteilung der Prozessströme in Konfiguration A . Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials	82
6.7	Temperaturverteilung der Prozessströme in Konfiguration B . Die Schraffur zeigt die Orientierung ϕ des Finmaterials	83
6.8	Auswertung der Trennblechtemperaturen in einzelnen, senkrecht zur y -Achse orientierten Querschnitten in den unterschiedlichen Konfigurationen	85
6.9	Geometrie des Wärmeübertragers im transienten Betriebsszenario . . .	88
6.10	Temperatur der Trennbleche und Seitenleisten zu unterschiedlichen Zeitpunkten im transienten Betrieb	89
7.1	Visualisierung der Geometrie-Nebenbedingung mit einer nicht sinnvollen Konfiguration (links) und einer sinnvollen Konfiguration (rechts) eines 4-Strom Plattenwärmeübertragers	98
7.2	Verlauf der Optimierung mit einkriteriellem genetischen Algorithmus .	101
7.3	Optimale Geometrie nach einkriterieller Optimierung mit SOGA	102
7.4	Ergebnis der Optimierung mit mehrkriteriellem genetischen Algorithmus (MOGA). Zum Vergleich ist auch die Lage des Optimums des einkriteriellen Algorithmus (SOGA) gekennzeichnet	105
7.5	Optimale Geometrie nach mehrkriterieller Optimierung mit MOGA	106
7.6	Vergleich von Geometrie und Temperaturverteilung der Prozessströme der optimalen Lösung beider Algorithmen	108
A.1	Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer zentral endständigen Geometrie (Typ b)	116
A.2	Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer endständig seitlichen Geometrie (Typ c)	117

A.3	Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer seitlich auf Gehung geschnittenen Geometrie (Typ d)	118
A.4	Lage der Ortsvektoren und Einteilung der Zonen in einer seitlich indi- rekten Geometrie (Typ e)	119

Literatur

ADAMS ET AL. 2020

ADAMS, B. M.; BOHNHOFF, W. J.; DALBEY, K. R.; EBEIDA, M. S.; EDDY, J. P.; ELDRD, M. S.; HOOPER, R.; HOUGH, P.; HU, K. T.; JAKEMAN, J. D.; KHALIL, M.; MAUPIN, K. A.; MONSCHKE, J. A.; RIDGWAY, E. M.; RUSHDI, A. A.; SEIDL, D. T.; STEPHENS, J. A.; SWILER, L. P.; WINOKUR, J. G.: *Dakota, A Multilevel Parallel Object-Oriented Framework for Design Optimization, Parameter Estimation, Uncertainty Quantification, and Sensitivity Analysis: Version 6.12 User's Manual*. Sandia Technical Report SAND2020-12495 (2020).

ALPEMA 2010

ALPEMA, Hrsg.: *The standards of the brazed aluminium plate-fin heat exchanger manufacturers' association*. 3rd ed. 2010.

ALTENBACH 2012

ALTENBACH, H.: *Kontinuumsmechanik. Einführung in die materialunabhängigen und materialabhängigen Gleichungen*. 2. Aufl. Springer Vieweg, 2012. ISBN: 978-3-642-24118-5. DOI: 10.1007/978-3-642-24119-2.

ASLAM BHUTTA ET AL. 2012

ASLAM BHUTTA, M. M.; HAYAT, N.; BASHIR, M. H.; KHAN, A. R.; AHMAD, K. N.; KHAN, S.: *CFD applications in various heat exchangers design: A review*. Applied Thermal Engineering 32 (2012), S. 1–12. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001.

BIEGLER 2010

BIEGLER, L. T.: *Nonlinear Programming*. Society for Industrial and Applied Mathematics, 2010. ISBN: 978-0-898717-02-0. DOI: 10.1137/1.9780898719383.

BMW_i 2020

BMW_i: *Achter Monitoring-Bereich zur Energiewende 2020*. Hrsg. von BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE. Berlin, 2020.

CHO ET AL. 2017

CHO, D.-H.; SEO, S.-K.; LEE, C.-J.; LIM, Y.: *Optimization of layer patterning on a plate fin heat exchanger considering abnormal operating conditions*. Applied Thermal Engineering 127 (2017), S. 1036–1048. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.084.

COURANT ET AL. 1928

COURANT, R.; FRIEDRICHS, K.; LEWY, H.: *Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik*. Mathematische Annalen 100.1 (1928), S. 32–74. DOI: 10.1007/BF01448839.

FERZIGER & PERIĆ 2002

FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 3rd ed. Springer Berlin Heidelberg, 2002. 426 S. ISBN: 978-3-642-56026-2. DOI: 10.1007/978-3-642-56026-2.

FRITSCH ET AL. 2021a

FRITSCH, P.; HOFFMANN, R.; FLÜGGEN, R.; HAIDER, P.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *A Cryogenic Test Rig for Dynamically Operated Plate–Fin Heat Exchangers*. Chemie Ingenieur Technik 93.8 (2021), S. 1230–1237. ISSN: 0009-286X. DOI: 10.1002/cite.202000253.

FRITSCH ET AL. 2021b

FRITSCH, P.; HOFFMANN, R.; FLÜGGEN, R.; WOITALKA, A.; HAIDER, P.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Distributed Temperature and Strain Measurements at a Cryogenic Plate–Fin Heat Exchanger Test Rig*. Chemie Ingenieur Technik (2021). ISSN: 0009-286X. DOI: 10.1002/cite.202100070.

GUO ET AL. 2015

GUO, K.; ZHANG, N.; SMITH, R.: *Optimisation of fin selection and thermal design of counter-current plate-fin heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 78 (2015), S. 491–499. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.11.071.

GUO ET AL. 2018

GUO, K.; ZHANG, N.; SMITH, R.: *Design optimisation of multi-stream plate fin heat exchangers with multiple fin types*. Applied Thermal Engineering 131 (2018), S. 30–40. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.099.

HAIDER ET AL. 2020

HAIDER, P.; FREKO, P.; ACHER, T.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *A transient three-dimensional model for thermo-fluid simulation of cryogenic plate-fin heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 180 (2020), S. 115791. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115791.

HAIDER ET AL. 2021

HAIDER, P.; FREKO, P.; ACHER, T.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Influence of inlet configuration and distributor geometry on the performance of cryogenic plate-fin heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 195 (2021), S. 117197. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117197.

HAIDER ET AL. 2019

HAIDER, P.; FREKO, P.; LOCHNER, S.; REITER, T.; REHFELDT, S.; KLEIN, H.: *Design of a test rig for the simulation of startup procedures in main heat exchangers of air separation plants*. Chemical Engineering Research and Design 147 (2019), S. 90–97. ISSN: 02638762. DOI: 10.1016/j.cherd.2019.04.025.

HAJABDOLLAHI 2019

HAJABDOLLAHI, H.: *Multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using constructal theory*. International Communications in Heat and Mass Transfer 108 (2019), S. 104283. ISSN: 07351933. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104283.

HAJABDOLLAHI ET AL. 2019

HAJABDOLLAHI, Z.; HAJABDOLLAHI, H.; KIM, K. C.: *Estimating the non-uniform air velocity distribution for the optimal design of a heat exchanger*. Applied Thermal Engineering 153 (2019), S. 704–714. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.045.

HAUSEN & LINDE 2013

HAUSEN, H.; LINDE, H.: *Tieftemperaturtechnik. Erzeugung sehr tiefer Temperaturen, Gasverflüssigung und Zerlegung von Gasgemischen*. 2. Aufl. Springer, 2013. 5971 S. ISBN: 978-3-662-10554-2.

HESSELGREAVES ET AL. 2017

HESSELGREAVES, J. E.; LAW, R.; REAY, D. A.: *Industrial Compact Exchangers*. In *Compact heat exchangers. Selection, design and operation*. Hrsg. von J. E. HESSELGREAVES; R. LAW; D. A. REAY; P. J. HEGGS. 2nd ed. Amsterdam u. a.: Butterworth-Heinemann, 2017, S. 35–89. ISBN: 9780081003053. DOI: 10.1016/B978-0-08-100305-3.00002-1.

HONEYWELL 2021

HONEYWELL: *UniSim PFE. UniSim Plate-Fin Exchanger Modeler*. 2021. URL: <https://www.htri.net/unisim-plate-fin-exchanger-modeler> (besucht am 25.10.2021).

HTRI 2021

HTRI: *Heat Transfer Research, Inc.* 2021. URL: <https://www.htri.net/> (besucht am 25.10.2021).

ISMAIL & VELRAJ 2009

ISMAIL, L. S.; VELRAJ, R.: *Studies on Fanning Friction (f) and Colburn (j) Factors of Offset and Wavy Fins Compact Plate Fin Heat Exchanger—A CFD Approach*. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 56.12 (2009), S. 987–1005. ISSN: 1040-7782. DOI: 10.1080/10407780903507957.

ISSA 1986

ISSA, R.: *Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting*. Journal of Computational Physics 62.1 (1986), S. 40–65. ISSN: 00219991. DOI: 10.1016/0021-9991(86)90099-9.

JEONG ET AL. 2018

JEONG, T.-S.; YU, J.-h.; LIM, D.-I.; KIM, H.-B.: *Quantitative flow visualization in the distributor of a plate-fin heat exchanger*. Journal of Visualization 21.6 (2018), S. 1031–1041. ISSN: 1343-8875. DOI: 10.1007/s12650-018-0505-3.

JIAO & BAEK 2005

JIAO, A.; BAEK, S.: *Effects of Distributor Configuration on Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers*. Heat Transfer Engineering 26.4 (2005), S. 019–025. ISSN: 0145-7632. DOI: 10.1080/01457630590916248.

JIAO ET AL. 2003

JIAO, A.; LI YANZHONG; CHUNZHENG, C.; RUI, Z.: *Experimental Investigation on Fluid Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers*. Heat Transfer Engineering 24.4 (2003), S. 25–31. ISSN: 0145-7632. DOI: 10.1080/01457630304028.

JUST 2018

JUST, T. C.: *Implementierung einer Methode zur Berechnung von Stoffdaten und dynamische Simulation eines Gegenstromwärmeübertragers in MATLAB*. Bachelor's Thesis. Technische Universität München: Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik, 2018.

KAYS 1960

KAYS, W. M.: *The Basic Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Six Compact High-Performance Heat Transfer Surfaces*. Journal of Engineering for Power 82.1 (1960), S. 27–34. ISSN: 0022-0825. DOI: 10.1115/1.3672713.

KAYS & LONDON 1984

KAYS, W. M.; LONDON, A. L.: *Compact heat exchangers*. 3rd ed. McGraw Hill, 1984.

KLEIN ET AL. 2020

KLEIN, H.; FRITSCH, P.; HAIDER, P.; KENDER, R.; RÖSSLER, F.; REHFELDT, S.; FREKO, P.; HOFFMANN, R.; THOMAS, I.; WUNDERLICH, B.: *Flexibler Betrieb von Luftzerlegungsanlagen*. Chemie Ingenieur Technik (2020). ISSN: 0009-286X. DOI: 10.1002/cite.202000054.

KUHLMANN 2014

KUHLMANN, H. C.: *Strömungsmechanik. Eine kompakte Einführung für Physiker und Ingenieure*. 2. Aufl. 2014. 302 S. ISBN: 9783863267223.

LEMMON & JACOBSEN 2004

LEMMON, E. W.; JACOBSEN, R. T.: *Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air*. International Journal of Thermophysics 25.1 (2004), S. 21–69. ISSN: 0195-928X. DOI: 10.1023/B:IJOT.0000022327.04529.f3.

LEMMON ET AL. 2021

LEMMON, E. W.; MCLINDEN, M. O.; FRIEND, D. G.: *Thermophysical Properties of Fluid Systems*. In *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69*. Hrsg. von P. LINSTROM; W. G. MALLARD. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2021. DOI: 10.18434/T4D303.

LEMMON ET AL. 2000

LEMMON, E. W.; JACOBSEN, R. T.; PENONCELLO, S. G.; FRIEND, D. G.: *Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa*. Journal of Physical and Chemical Reference Data 29.3 (2000), S. 331–385. ISSN: 0047-2689. DOI: 10.1063/1.1285884.

LI ET AL. 2020

LI, K.; WEN, J.; WANG, S.; LI, Y.: *Multi-parameter Optimization of Serrated Fins in Plate-fin Heat Exchanger Based on Fluid-structure Interaction*. Applied Thermal Engineering (2020), S. 115357. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115357.

LI ET AL. 2019

LI, K.; WEN, J.; YANG, H.; WANG, S.; LI, Y.: *Sensitivity and stress analysis of serrated fin structure in plate-fin heat exchanger on cryogenic condition*. International Journal of Thermal Sciences 145 (2019), S. 106013. ISSN: 12900729. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106013.

LIU ET AL. 2017

LIU, C.; BU, W.; XU, D.: *Multi-objective shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD and multi-objective genetic algorithm*. International Journal of Heat and Mass Transfer 111 (2017), S. 65–82. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.066.

MANN 1977

MANN, D.: *LNG Materials & Fluids*. National Bureau of Standards, 1977.

MARSCHALL 2011

MARSCHALL, H.: *Towards the Numerical Simulation of Multi-Scale Two-Phase Flows*. Dissertation. München: Technische Universität München, 2011.

MOUKALLED ET AL. 2016

MOUKALLED, F.; MANGANI, L.; DARWISH, M.: *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*. 113. Springer International Publishing, 2016. DOI: 10.1007/978-3-319-16874-6.

NAJAFI ET AL. 2011

NAJAFI, H.; NAJAFI, B.; HOSEINPOORI, P.: *Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm*. Applied Thermal Engineering 31.10 (2011), S. 1839–1847. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.031.

NIROOMAND ET AL. 2019

NIROOMAND, R.; SAIDI, M. H.; HANNANI, S. K.: *A quasi-three-dimensional thermal model for multi-stream plate fin heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 157 (2019), S. 113730. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113730.

NOCEDAL & WRIGHT 2006

NOCEDAL, J.; WRIGHT, S. J.: *Numerical Optimization*. eng. 2nd ed. Springer Series in Operations Research and Financial Engineering. Springer Science+Business Media LLC, 2006. ISBN: 978-0-387-40065-5. DOI: 10.1007/978-0-387-40065-5.

PAFFENBARGER 1990

PAFFENBARGER, J.: *General computer analysis of multistream plate fin heat exchangers*. Compact Heat Exchangers — A Festschrift for AL London. CRC Press, 1990.

PANASITI ET AL. 1999

PANASITI, M. D.; LEMMON, E. W.; PENONCELLO, S. G.; JACOBSEN, R. T.; FRIEND, D. G.: *Thermodynamic Properties of Air from 60 to 2000 K at Pressures up to 2000 MPa*. International Journal of Thermophysics 20.1 (1999), S. 217–228. ISSN: 0195-928X. DOI: 10.1023/A:1021450818807.

PENG ET AL. 2014

PENG, X.; LIU, Z.; QIU, C.; TAN, J.: *Passage arrangement design for multi-stream plate-fin heat exchanger under multiple operating conditions*. International Journal of Heat and Mass Transfer 77 (2014), S. 1055–1062. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.058.

PETIT ET AL. 1986

PETIT, P.; GRENIER, M.; DESCHAMPS, J. F.: *Process and device for vaporizing a liquid by heat exchange with a second fluid and their application in an air distillation installation*. US Patent 4,599,097 (USA). 1986.

PINGAUD ET AL. 1989

PINGAUD, H.; LE LANN, J. M.; KOEHRET, B.; BARDIN, M. C.: *Steady-state and dynamic simulation of plate fin heat exchangers*. Computers & Chemical Engineering 13.4-5 (1989), S. 577–585. ISSN: 00981354. DOI: 10.1016/0098-1354(89)85041-0.

POLIFKE & KOPITZ 2009

POLIFKE, W.; KOPITZ, J.: *Wärmeübertragung. Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. 2. Aufl. Pearson Studium, 2009. ISBN: 9783827373496.

PRANDTL 1904

PRANDTL, L., Hrsg.: *Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung*. Verhandlungen des 3. Internationalen Mathematiker Kongress. Unter Mitarb. von L. PRANDTL. Heidelberg, 1904.

PYTHON SOFTWARE FOUNDATION 2021

PYTHON SOFTWARE FOUNDATION: *Python 3.6*. 2021. URL: <https://www.python.org/> (besucht am 25. 10. 2021).

RENEAUME & NICLOUT 2003

RENEAUME, J. M.; NICLOUT, N.: *MINLP optimization of plate fin heat exchangers*. Chemical and Biochemical Engineering Quarterly 17.1 (2003), S. 65–76.

RICHTER DO NASCIMENTO ET AL. 2020

RICHTER DO NASCIMENTO, C. A.; MARIANI, V. C.; COELHO, L. d. S.: *Integrative numerical modeling and thermodynamic optimal design of counter-flow plate-fin heat exchanger applying neural networks*. International Journal of Heat and Mass Transfer 159 (2020), S. 120097. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120097.

ROHSENOW ET AL. 1998

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I., Hrsg.: *Handbook of heat transfer*. 3rd ed. McGraw-Hill handbooks. New York: McGraw-Hill, 1998. ISBN: 0-07-053555-8.

RYU & LEE 2015

RYU, K.; LEE, K.-S.: *Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated lowered fins*. International Journal of Heat and Mass Transfer 83 (2015), S. 604–612. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.044.

SAUER ET AL. 2019

SAUER, A.; ABELE, E.; BUHL, H. U., Hrsg.: *Energieflexibilität in der deutschen Industrie. Ergebnisse aus dem Kopernikus-Projekt - Synchronisierte und energieadaptive Produktionstechnik zur flexiblen Ausrichtung von Industrieprozessen auf eine fluktuierende Energieversorgung (SynErgie)*. Stuttgart: Fraunhofer Verlag, 2019. 746 S. ISBN: 3839614791.

SCHMIDT & WAGNER 1985

SCHMIDT, R.; WAGNER, W.: *A new form of the equation of state for pure substances and its application to oxygen*. Fluid Phase Equilibria 19.3 (1985), S. 175–200. ISSN: 03783812. DOI: 10.1016/0378-3812(85)87016-3.

SHAH ET AL. 2015a

SHAH, R. K.; MUELLER, A. C.; SEKULIC, D. P.: *Heat Exchangers, 1. Fundamentals and General Design Methodology*. In *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry*. 28. Chichester: Wiley, 2015, S. 1–39. ISBN: 9783527306732. DOI: 10.1002/14356007.b03_02.pub2.

SHAH ET AL. 2015b

SHAH, R. K.; MUELLER, A. C.; SEKULIC, D. P.: *Heat Exchangers, 2. Heat Transfer for Heat Exchanger Design*. In *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry*. 28. Chichester: Wiley, 2015, S. 1–61. ISBN: 9783527306732. DOI: 10.1002/14356007.t12_t01.

SHAH & SEKULIĆ 2003

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P.: *Fundamentals of heat exchanger design*. Wiley-Interscience, 2003. ISBN: 978-0-471-32171-2. DOI: 10.1002/9780470172605.

SHEIK ISMAIL ET AL. 2009

SHEIK ISMAIL, L.; RANGANAYAKULU, C.; SHAH, R. K.: *Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins*. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52.17-18 (2009), S. 3972–3983. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.026.

SONG & CUI 2019

SONG, R.; CUI, M.: *Single- and multi-objective optimization of a plate-fin heat exchanger with offset strip fins adopting the genetic algorithm*. *Applied Thermal Engineering* 159 (2019), S. 113881. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113881.

SPAN ET AL. 2000

SPAN, R.; LEMMON, E. W.; JACOBSEN, R. T.; WAGNER, W.; YOKOZEKI, A.: *A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa*. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 29.6 (2000), S. 1361–1433. ISSN: 0047-2689. DOI: 10.1063/1.1349047.

STICHLMAIR ET AL. 2021

STICHLMAIR, J.; KLEIN, H.; REHFELDT, S.: *Distillation. Principles and practice*. 2nd ed. Wiley-AIChE, 2021. ISBN: 9781119414667.

SUNDBERG 2019

SUNDBERG, J. M.: *Prozessoptimierung der industriellen Methanolsynthese mithilfe von gradientenbasierten und ableitungsfreien Optimierungsalgorithmen*. Dissertation. München: Technische Universität München, 2019.

TEGELER ET AL. 1999

TEGELER, C.; SPAN, R.; WAGNER, W.: *A New Equation of State for Argon Covering the Fluid Region for Temperatures From the Melting Line to 700 K at Pressures up to 1000 MPa*. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 28.3 (1999), S. 779–850. ISSN: 0047-2689. DOI: 10.1063/1.556037.

THE OPENFOAM FOUNDATION 2021

THE OPENFOAM FOUNDATION: *OpenFOAM v6*. 2021. URL: <https://openfoam.org/version/6/> (besucht am 25.10.2021).

WANG & WANG 2007

WANG, S.; WANG, S.: *Distribution optimization for plate-fin catalytic combustion heat exchanger*. Chemical Engineering Journal 131.1-3 (2007), S. 171–179. ISSN: 13858947. DOI: 10.1016/j.cej.2006.12.035.

WANG ET AL. 2014

WANG, W.; GUO, J.; ZHANG, S.; YANG, J.; DING, X.; ZHAN, X.: *Numerical study on hydrodynamic characteristics of plate-fin heat exchanger using porous media approach*. Computers & Chemical Engineering 61 (2014), S. 30–37. ISSN: 00981354. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2013.10.010.

WANG ET AL. 2009

WANG, Y.-Q.; DONG, Q. W.; LIU, M. S.; WANG, D.: *Numerical Study on Plate-Fin Heat Exchangers with Plain Fins and Serrated Fins at Low Reynolds Number*. Chemical Engineering & Technology 32.8 (2009), S. 1219–1226. ISSN: 0930-7516. DOI: 10.1002/ceat.200900079.

WANG & LI 2016

WANG, Z.; LI, Y.: *Layer pattern thermal design and optimization for multistream plate-fin heat exchangers—A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 53 (2016), S. 500–514. ISSN: 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2015.09.003.

WANG ET AL. 2015

WANG, Z.; LI, Y.; ZHAO, M.: *Experimental investigation on the thermal performance of multi-stream plate-fin heat exchanger based on genetic algorithm layer pattern design*. International Journal of Heat and Mass Transfer 82 (2015), S. 510–520. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.036.

WANG ET AL. 2017

WANG, Z.; SUNDÉN, B.; LI, Y.: *A novel optimization framework for designing multi-stream compact heat exchangers and associated network*. Applied Thermal Engineering 116 (2017), S. 110–125. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.067.

WASEWAR ET AL. 2007

WASEWAR, K. L.; HARGUNANI, S.; ATLURI, P.; NAVEEN, K.: *CFD Simulation of Flow Distribution in the Header of Plate-Fin Heat Exchangers*. Chemical Engineering & Technology 30.10 (2007), S. 1340–1346. ISSN: 0930-7516. DOI: 10.1002/ceat.200700180.

WATSON ET AL. 2001

WATSON, R.; ALBRITTON, D.; BARKER, T.; BASHMAKOV, I.; ZHOU, D.: *Climate Change 2001: Synthesis Report*. 2001.

WEICKER 2015

WEICKER, K.: *Evolutionäre Algorithmen*. 3. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN: 978-3-658-09958-9. DOI: 10.1007/978-3-658-09958-9.

WELLER 1993

WELLER, H. G.: *The Development of a New Flame Area Combustion Model Using Conditional Averaging*. London: Imperial College London, 1993.

WEN & LI 2004

WEN, J.; LI, Y.: *Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger*. *Cryogenics* 44.11 (2004), S. 823–831. ISSN: 00112275. DOI: 10.1016/j.cryogenics.2004.04.009.

WOITALKA ET AL. 2015

WOITALKA, A.; THOMAS, I.; FREKO, P.; LEHMACHER, A.: *Dynamic simulation of heat exchangers using Linde's in-house process simulator OPTISIM®*. Proceedings of CHT-15. 6th International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer (2015). DOI: 10.1615/ICHMT.2015.IntSympAdvComputHeatTransf.10.

WOLFF 2019

WOLFF, M. M.: *Entwicklung eines dynamischen CFD-Modells zur mehrdimensionalen Untersuchung der Thermofluidodynamik in Plattenwärmeübertragern*. Master's Thesis. Technische Universität München: Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik, 2019.

WU 2018

WU, C.: *Dynamische Simulation von Plattenwärmeübertragern in Python*. Semesterarbeit. Technische Universität München: Lehrstuhl für Anlagen- und Prozesstechnik, 2018.

YANG ET AL. 2017

YANG, H.; WEN, J.; GU, X.; LIU, Y.; WANG, S.; CAI, W.; LI, Y.: *A mathematical model for flow maldistribution study in a parallel plate-fin heat exchanger*. *Applied Thermal Engineering* 121 (2017), S. 462–472. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.130.

ZARGOUSHI ET AL. 2019

ZARGOUSHI, A.; TALEBI, F.; HOSSEINI, S. H.: *CFD modeling of industrial cold box with plate-fin heat exchanger: Focusing on phase change phenomenon*. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2019), S. 118936. ISSN: 00179310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118936.

ZHANG ET AL. 2015

ZHANG, Z.; MEHENDELE, S.; TIAN, J.; LI, Y.: *Experimental investigation of distributor configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchangers*. *Applied Thermal Engineering* 85 (2015), S. 111–123. ISSN: 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.011.

ZHANG ET AL. 2017

ZHANG, Z.; MEHENDEALE, S.; TIAN, J.; LI, Y.: *Experimental investigation of two-phase flow distribution in plate-fin heat exchangers*. Chemical Engineering Research and Design 120 (2017), S. 34–46. ISSN: 02638762. DOI: 10.1016/j.cherd.2017.02.003.