
**Experimentelle und numerische Untersuchung der
Wärmeübertragungs- und Strömungscharakteristik von
berippten Einzelrohren und Rohrbündeln mit neuartigem
Rippendesign**

Der Fakultät Maschinenwesen
der Technischen Universität Dresden
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegte Dissertation

von

Sebastian Unger

Kurzfassung

Die Übertragung thermischer Energie durch Wärmeübertrager ist ein essentieller Vorgang in unterschiedlichen, technischen Prozessen. Die am häufigsten vorkommende Wärmeübertragerbauform bei der Wärmeabgabe an ein Gas ist der Rippenrohrwärmeübertrager. Bis zu 85 % des thermischen Widerstandes treten nach Wang et al. (2002) dabei gasseitig auf, weshalb eine Verbesserung des Wärmeüberganges wesentlich zur Erhöhung der Gesamtleistung beiträgt. Eine typische Anwendung von geneigten Rippenrohren sind luftgekühlte Kondensatoren.

Der Einfluss der Rohrneigung auf die Wärmeübertragungs- und Strömungscharakteristik von Rippenrohren wurde in der Literatur bislang kaum untersucht. Luftgekühlte Kondensatoren werden allerdings in geneigter Orientierung installiert, um einen Kondensatablauf auf der Rohrrinnenseite zu ermöglichen. Daher würde der Auslegungsprozess von luftgekühlten Kondensatoren wesentlich von einer experimentellen Charakterisierung des Einflusses der Rohrneigung auf die Wärmeübertragungs- und Strömungscharakteristik profitieren. Es existiert eine Vielzahl von Rippendesigns zur Erhöhung der luftseitigen Turbulenz entlang der Rippenoberfläche. In der Literatur konnten keine Rippendesigns gefunden werden, welche neben der Turbulenzerzeugung auch die Wärmeleitung von der Rippenbasis zur Rippenspitze verbessern und somit eine homogenere Temperaturverteilung erreichen. Wissenschaftliche Arbeiten zur Naturkonvektion beschränken sich auf numerische und experimentelle Analysen von berippten Einzelrohren. Rippenrohrbündel unter Naturkonvektion sowie der Einfluss der relevanten Rippen- und Rohrparameter auf die Wärmeübertragung der Rohrbündel wurde bislang kaum untersucht.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein 6,5 m langer vertikaler Strömungskanal errichtet, in welchem unterschiedliche Gleichrichter zur Homogenisierung der Strömung installiert waren. Mittels einer Kombination aus analytischen Näherungsverfahren und Vermessung der lokal aufgelösten Rippenoberflächentemperatur wurde der Rippenwirkungsgrad bestimmt. Die Neigung der Rohrachse gegenüber der Horizontalen erhöht die Nusselt-Zahl bei erzwungener Konvektion und erniedrigt diese bei natürlicher Konvektion. Bei erzwungener Konvektion ist das Leistungsverhalten der Wärmeübertrager unter geneigter Orientierung aufgrund des höheren Druckverlustes reduziert. Für beide Konvektionsarten

sinkt der Einfluss des Neigungswinkels auf die Nusselt-Zahl mit abnehmendem Rippenabstand. Basierend auf den experimentellen Untersuchungen wurden Korrelationen entwickelt, um den Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl oder Rayleigh-Zahl, dem Neigungswinkel und dem Rippenabstand zu beschreiben.

Die existierenden Rippendesigns zielen darauf ab, den gaseitigen konvektiven Wärmeübergang zu verbessern. Die Steigerung der Wärmeleitung durch das Rippendesign wird dabei weitestgehend vernachlässigt. Die Beeinflussung der Wärmeleitung, beispielsweise durch Veränderung des wärmeleitenden Querschnittes entlang des Rippenumfangs, ist durch konventionelle Fertigungstechnologien nur schwierig oder gar nicht realisierbar. Mit neuartigen Herstellungsverfahren, wie der additiven Fertigung, können diese komplexen Geometrien erzeugt und somit auch die Wärmeleitung lokal erhöht werden. Bei der additiven Fertigung wird ein Pulverbett selektiv mit einem Laser oder Elektronenstrahl aufgeschmolzen und das Bauteil schrittweise generiert. In der vorliegenden Arbeit wurde diese Technologie genutzt, um Rippen mit verstärkenden, in der Rippenoberfläche integrierten, Stiften zu fertigen. Dadurch werden die Wärmeleitung und die Konvektion entlang der Rippenoberfläche verbessert. Zwei neuartige Designs wurden additiv gefertigt, experimentell in einem vertikalen Strömungskanal charakterisiert und patentiert. Bei den Untersuchungen wurde festgestellt, dass das Leistungsbewertungskriterium der geschlitzten integrierten Stiftrippe (SIPF) um 78,5 % höher und die Kompaktheit der runden integrierten Stiftrippe (CIPF) um 24,3 % höher ist als bei der konventionellen glatten Rohrrippe. Die Rohre mit neuartigem Rippendesign wurden auch unter verschiedenen Neigungswinkeln untersucht. Die Zunahme des Druckverlustes mit dem Rohrneigungswinkel ist niedriger als bei der konventionellen Rippe. Die SIPF erreicht bei einer Neigung von $\alpha = 20^\circ$ das höchste Leistungsverhalten und die CIPF erreicht bei $\alpha = 40^\circ$ Neigung die höchste volumetrische Wärmestromdichte. Die entwickelten Korrelationen beschreiben die Abhängigkeit dieser Designs von der Reynolds-Zahl für verschiedene Rippenabstände sowie von der Reynolds-Zahl für verschiedenen Neigungswinkel.

Eine typische Anwendung von geneigten Rippenrohren sind luftgekühlte Kondensatoren, bei denen die Erfassung der thermischen Wärmeübertragungsleistung auf der Rohrrinnenseite aufgrund des Phasenwechsels unter Umständen schwierig ist. Eine neue Messtechnik, der Temperatur-Anemometrie-Gittersensor (TAGS), wurde genutzt, um die luftseitige Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit zeitgleich und orts aufgelöst zu ermitteln. Die gemessene Temperaturverteilung ist für geneigte Rippenrohre stark ungleich verteilt. Fünf verschiedene Varianten zur Berechnung der thermischen Wärmeübertragungsleistung werden miteinander verglichen. Die Bestimmung mittels gewichteter Wärmestromdichten zeigt dabei die geringsten Abweichungen.

Der numerische Strömungsberechnungscode ANSYS CFX 19.0 wurde verwendet, um den Einfluss der Rippen- und Rohrparameter auf die Naturkonvektion von Rippenrohrbündeln qualitativ zu analysieren. Basierend auf der numerischen Studie wurden die zu optimierenden Rippen- und Rohrparameter ausgewählt. Zu diesen Parametern zählen die Rippendicke, der Rippenabstand, die Rippenhöhe, das Rohrachsenverhältnis, die Rohranordnung, die transversalen und longitudinalen Rohrabstände sowie die Rohrreihenanzahl. Diese Optimierung wurde mit Erkenntnissen bezüglich der erzwungenen Konvektion aus der Literatur kombiniert, wobei das ovale Rippenrohrbündel ein Achsenverhältnis von 1:2, eine Rippendicke von 1 mm, einen Rippenabstand von 5 mm und eine Rippenhöhe von 17 mm hat. Die versetzte Anordnung hat einen longitudinalen Rohrabstand von 63 mm sowie einen transversalen Rohrabstand von 53 mm und wurde in zwei- und dreireihiger Rohrreihenanzahl ausgeführt. Numerische

Simulationen dieses optimierten Wärmeübertragers wurden für Naturkonvektion und für erzwungene Konvektion durchgeführt und qualitativ verglichen. Die Simulationsergebnisse zeigen für beide Konvektionsarten ähnliche Strömungsphänomene, wie beispielsweise Staupunkte am Rohr, Nachlaufgebiete stromabwärts des Rohres und Beschleunigungsbereich zwischen den Rohrrippen.

Die optimierten Rohrbündelwärmeübertrager wurden mit konventionellen Rippen und den neuartigen Rohrrippen in zweireihiger und dreireihiger Ausführung realisiert. In einer dafür angepassten Testsektion wurden die experimentellen Untersuchungen durchgeführt. Im Vergleich zur konventionellen Rippe zeigt die SIPF ein höheres Leistungsbewertungskriterium und eine um 52 % höhere Nusselt-Zahl für beide Ausführungen. Die CIPF erreicht eine um 22,4 % und 27,8 % höhere volumetrische Wärmestromdichte für die zweireihige und dreireihige Ausführung verglichen mit der konventionellen Rippe. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der Rohrbündelwärmeübertrager unter Naturkonvektion in einem Kamin zeigen durchschnittlich 19,7 % und 10,9 % höhere Nusselt-Zahlen sowie 11,2 % und 4,0 % höhere volumetrische Wärmestromdichten der SIPF für die dreireihigen und zweireihigen Wärmeübertrager im Vergleich zum konventionellen Design. Ein verbessertes thermisches Leistungsverhalten für CIPF bei Naturkonvektion ist nicht zu erkennen.

Diese Arbeit zeigt, wie durch moderne Fertigungsverfahren und neue Designs auch Komponenten mit einem hohen technologischen Reifegrad weiter optimiert werden können. Durch verbesserte Wärmeübertragungsleistung bei gleichzeitig niedrigerem Materialverbrauch können Wärmeübertrager effizienter und ressourcenschonender hergestellt und betrieben werden.

Abstract

The transfer of heat is an essential process in many technical applications and is usually realized by heat exchangers. The most common design to transfer heat to a gas is the finned tube bundle heat exchanger. Since up to 85 % of the thermal resistance occur on the gas side, an improvement of the heat transfer from the wall into the gas would increase the total thermal performance significantly (*Wang et al., 2002*).

The influence of tilted tubes on the thermal and flow performance of finned tubes has rarely been studied so far. This tilted orientation is of particular relevance for air cooled condensers, to allow liquid drainage inside the tube. Several fin designs were developed to enhance the air side flow mixing along the fin surface. However, a fin design which induces turbulence and simultaneously improves the heat conduction was not found in literature. The literature study evinces a focus of numerical and experimental work on natural convection of single finned tubes. In contrast to single tubes, the natural convection of finned tube bundles has been barely investigated so far. Especially the influence of fin and tube parameters as well as the fin design was mostly neglected for finned tube bundles at natural convection.

A 6.5 m long vertical flow channel, including a flow straightener to homogenize the flow, was erected for the experimental investigations. The fin temperature was determined by a combination of an analytical approximation method and locally resolved temperature measurements. It was used to calculate the fin efficiency. The tube tilt angle increases the Nusselt number for forced convection and reduces the Nusselt number for natural convection. For forced convection the performance of the heat exchanger reduces with tube tilt angle due to the higher pressure drop. As the fin spacing reduces the influence of the tube tilt angle becomes small for both types of convection. Based on the experimental outcome correlations were developed to predict the heat transfer as a function of Reynolds number or Rayleigh number, the tube tilt angle and the fin spacing.

The existing fin designs aim to improve the convective heat transfer and the heat conduction is mostly neglected. The influence on the heat conduction, e. g. by strengthening of the cross section for heat conduction along the fin circumference, is difficult or impossible to be achieved by conventional

manufacturing technologies. Novel production techniques, such as additive manufacturing, allow the generation of complex geometries. In an additive manufacturing process a powder bed is selectively melted by a laser or electron beam, to stepwise generate the component. In the present study this technology was applied to produce fin surfaces with integrated pins to enhance the heat conduction within the fin and to improve convection along the fin surface. Two novel patented designs were developed and experimentally characterized in the flow channel. It was found, that the performance evaluation criterion of the serrated integrated pin fin (SIPF) is 78.5 % higher and the compactness of the circular integrated pin fin (CIPF) is 24.3 % higher compared to the convectional, plain fin (CPF). The tubes were also studied for various tube tilt angles. A smaller increase of the pressure drop occurs for the novel fin designs at higher tube tilt angle compared to the conventional design. The SIPF achieves the greatest performance at a tube tilt angle of $\alpha = 20^\circ$ and the CIPF achieves the highest volumetric heat flux density at $\alpha = 40^\circ$. An empirical correlation predicts the heat transfer from the designs depending on the Reynolds number for different fin spacing as well as on the Reynolds number for different tube tilt angle.

Tilted finned tube heat exchangers are typically used as air-cooled condensers, where the determination of thermal heat transfer may be intricate on the tube inside due to the phase change. Therefore, a new sensor, the Temperature Anemometry Grid Sensor (TAGS), was used to measure the local and time resolved air side temperature and velocity distribution. For the tilted finned tubes a strongly inhomogeneous temperature distribution was measured. Five different approaches were compared to calculate the thermal power. The method with weighted heat flux densities gives the lowest deviation.

The numerical fluid dynamics code ANSYS CFX 19.0 was applied to analyze the influence of fin and tube bundle parameters on the natural convection from finned tube bundles. Based on the numerical investigation the fin parameters, such as fin thickness, fin spacing and fin height as well as the tube bundle parameters, such as tube axis ratio, tube arrangement, transversal tube pitch, longitudinal tube pitch and tube row number, were optimized. These results were used together with data from literature to determine an optimal tube bundle. It has an axis ratio of 1:2, a fin thickness of 1 mm, a fin spacing of 5 mm and a fin height of 17 mm. The staggered arrangement has a longitudinal tube pitch of 63 mm, a transversal tube pitch of 53 mm and a tube row number between two and three. The optimized heat exchangers were simulated for forced and natural convection and the results are qualitatively compared.

From these results the finned tube bundle configurations were generated for the conventional and the two novel fin designs in a two and three row arrangement. It was found, that for forced convection the SIPF give a higher thermal and flow performance as well as a 52 % greater Nusselt number compared to the conventional design for both arrangements. Furthermore, the CIPF achieves 22.4 % and 27.8 % higher volumetric heat flux density compared to the conventional design for the two row and three row arrangement. The experimental investigation of the tube bundle configurations under natural convection in a chimney show 19.7 % and 10.9 % greater Nusselt numbers as well as 11.2 % and 4.0 % higher volumetric heat flux density for the SIPF with three row and two row heat exchangers respectively compared to the conventional design. The CIPF does not achieve higher thermal performance for natural convection.

The present investigation illustrates, that the application of modern manufacturing technologies and designs can further improve components, which are already at a high degree of maturity. The enhanced heat transfer and the simultaneous reduction of material consumption allows the development and operation of efficient and sustainable heat exchangers.

Danksagung

Diese wissenschaftliche Arbeit in Form der Doktorarbeit wurde während meiner Zeit an der Professur für Bildgebende Messverfahren für die Energie- und Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Dresden und am Institut für Fluidodynamik, Abteilung Experimentelle Thermofluidynamik, am Helmholtz-Zentrum Dresden-Rossendorf (HZDR) erstellt.

Besonderes möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Uwe Hampel für die wissenschaftliche und persönliche Betreuung als Doktorand bedanken. Die regelmäßigen und intensiven Gespräche und wissenschaftlichen Diskussionen waren eine große Inspiration und Motivation während des Anfertigungs meine Arbeit. Bei Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl bedanke ich mich für die Begutachtung dieser Arbeit.

Weiterhin gilt mein Dank Herrn Matthias Beyer für die wissenschaftliche, fachliche und persönliche Unterstützung beim Aufbau und der Durchführung meiner Experimente. Ebenfalls möchte ich mich bei Herrn Szalinski und Herrn Pietruske sowie bei der gesamten TOPFLOW-Arbeitsgruppe und der gesamten Abteilung Experimentelle Thermofluidynamik für die stets zielführende Zusammenarbeit und den herzlichen Umgang miteinander bedanken.

Für den kollegialen Umgang sowie für die gute Zusammenarbeit möchte ich mich bei meinen Doktorandenkollegen bedanken, vor allem bei Herr Dr.-Ing. Seidel, Herr Geißler, Herr Dr.-Ing. Banowski, Herr Dr.-Ing. Sarker, Herr Dr.-Ing. Arlit, Herr Döß und Frau Tas-Köhler. Ebenfalls möchte ich mich bei meinen Diplom- und Masterstudenten, Herrn Stasch, Frau Thiele, Herrn Ayob und Herrn Müller für ihren Einsatz und große Mühen bedanken.

Bei der Framatome GmbH (vormals AREVA GmbH) möchte ich mich für die Förderung meiner Forschungsarbeiten sowie für den fachlichen Austausch bedanken. Weiterhin bedanke ich mich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Förderung in dem Projekt „Entwicklung eines innovativen Rippenrohrwärmeübertragers für industrielle Anlagen der Energie- und Verfahrenstechnik“ (03THW12H05).

Schließlich möchte ich mich bei meiner Familie und bei meinen Freunden für die persönliche Unterstützung und den Rückhalt in jeder Lebenslage während meiner Promotionszeit bedanken. Dies gilt insbesondere meinen Eltern Gerda und Wolfgang Unger, welche mich in all den Jahren meines Studiums unterstützt und an mich geglaubt haben.

Sebastian Unger

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Abstract	IV
Danksagung	VI
Inhaltsverzeichnis	VII
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	X
1 Einleitung	1
1.1 Motivation der Arbeit	1
1.2 Ziele und Struktur der Arbeit	4
2 Stand von Wissenschaft und Technik	6
2.1 Funktionsweise und Aufbau von Rippenrohrwärmeübertragern	6
2.2 Rippenrohre unter erzwungener Konvektion	15
2.2.1 Experimentelle Arbeiten	15
2.2.2 Numerische Arbeiten	16
2.3 Rippenrohre unter natürlicher Konvektion	18
2.3.1 Experimentelle Arbeiten	18
2.3.2 Numerische Arbeiten	20
2.4 Rippenrohrbündel unter erzwungener Konvektion	22
2.4.1 Experimentelle Arbeiten	22
2.4.2 Numerische Arbeiten	26
2.5 Rippenrohrbündel unter natürlicher Konvektion	31
2.6 Zusammenfassung und abgeleitete Einzelziele der Arbeit	32
3 Experimentelle Methoden	34
3.1 Versuchsaufbau	34
3.2 Spezifizierung der Rippenrohre und Rippenrohrbündel	38
3.3 Messtechnik und Versuchsdurchführung	43
3.4 Datenverarbeitung	49
3.5 Unsicherheitsbetrachtung	55
4 Charakterisierung neuartiger berippter Wärmeübertragerrohre	57
4.1 Verhalten unter erzwungener Konvektion	58

4.1.1	Variation von Rippenabstand und Orientierung	58
4.1.2	Neuartige Rippenrohrdesigns unter Variation des Rippenabstandes.....	66
4.1.3	Neuartiges Rippenrohrdesign unter Variation der Orientierung.....	72
4.1.4	Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten	79
4.1.5	Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung im Nachlaufgebiet	79
4.2	Verhalten unter natürlicher Konvektion	84
4.2.1	Variation von Rippenabstand und Orientierung	84
4.2.2	Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten	89
4.3	Zusammenfassung und Fazit	89
5	Numerische Analyse von Wärmeübertragerbündeln	91
5.1	Auslegung der Rohrbündelwärmeübertrager unter erzwungener Konvektion.....	92
5.1.1	Rippenparameter	92
5.1.2	Rohrbündelparameter.....	92
5.2	Rohrbündel unter natürlicher Konvektion	93
5.2.1	Geometrie, Rand- und Übergangsbedingungen.....	93
5.2.2	Numerische Modellierung und Netzunabhängigkeit	96
5.2.3	Analyse des Strömungsfeldes.....	100
5.2.4	Bewertung der Rippenparameter	102
5.2.5	Bewertung der Rohrbündelparameter.....	105
5.2.6	Sensitivität der Geometrieparameter	113
5.3	Simulationsergebnisse für erzwungene und natürliche Konvektion	114
5.4	Zusammenfassung und Fazit	116
6	Charakterisierung anwendungsrelevanter Rohrbündelwärmeübertrager	117
6.1	Rohrbündelwärmeübertrager unter erzwungener Konvektion.....	118
6.1.1	Beschreibung der neuartige Rohrbündelwärmeübertrager	118
6.1.2	Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten	125
6.2	Rohrbündelwärmeübertrager unter natürlicher Konvektion	125
6.2.1	Beschreibung der neuartiger Rohrbündelwärmeübertrager	125
6.2.2	Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten und Simulationsergebnissen 130	
6.3	Zusammenfassung und Fazit	130
7	Zusammenfassung und Ausblick	132
	Literaturverzeichnis.....	136

Abbildungsverzeichnis..... 152

Tabellenverzeichnis..... 158

A. Anhangi

A.1 Zusammenfassung der veröffentlichten Literaturii

A.2 Abbildungen der Komponenten und Messtechnik der Versuchsanlage.....x

B. Wissenschaftliche Veröffentlichungen und Beiträgexii

C. Eidesstattliche Erklärung..... xvi

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

Abb.	Abbildung
Tab.	Tabelle
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPF	Runde Glattrippen (engl.: Conventional Plain Fin)
CIPF	Runde integrierte Stiftrippen (engl.: Circular Integrated Pin Fin)
FVM	Finite-Volumen-Methode
LES	Large Eddy Simulation
NTU	Number of Transfer Units
OPC	Open Plattform Communication
PIV	Particle Image Velocimetry
PMMA	Polymethylmethacrylat
PVC	Polyvinylchlorid
SIPF	Geschlitzte integrierte Stiftrippen (engl.: Serrated Integrated Pin Fin)
SLM	Selective Laser Melting
SST	Shear Stress Transport
TAGS	Temperatur-Anemometrie-Gittersensor
WTS	Widerstandsthermometersensoren

Lateinische Symbole

A	Fläche, m^2
a	Temperaturleitfähigkeit, m^2/s
c	Schallgeschwindigkeit, m/s
C_{Komp}	Kompaktheit eines Wärmeübertragers, m^2/m^3
c_p	Spezifische Wärmekapazität, $J/(kg \cdot K)$
D	Diffusionskoeffizient, m^2/s
D_{Ri}	Durchmesser der Rippe, m
d	Durchmesser, m
d_c	Charakteristische Länge, m
g	Schwerebeschleunigung, $9,81 m/s^2$

H_{rel}	Luftfeuchte, % _{rel}
h	Wärmeübergangskoeffizient, $W/(m^2 \cdot K)$
h_{Ri}	Rippenhöhe, m
I	Stromstärke, A
K_h	Kaminhöhe, m
L	Länge, m
L_{Ra}	Longitudinaler Rohrabstand, m
\dot{m}	Massenstrom, kg/s
N	Rohrreihenanzahl, -
p	Druck, Pa
Δp	Differenzdruck, Pa
P_{el}	Elektrische Leistung, W
\dot{Q}	Wärmestrom, W
q	Wärmestromdichte, W/m^2
q_{vol}	Volumetrische Wärmestromdichte, $kW/(m^3 \cdot K)$
R	Ohmscher Widerstand, Ω
s_{Ri}	Rippenabstand, m
T	Temperatur, °C
ΔT	Temperaturdifferenz, K
T_{Ra}	Transversaler Rohrabstand, m
t_{Ri}	Rippendicke, m
U	Spannung, V
u	Strömungsgeschwindigkeit, m/s
\bar{u}	Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit, m/s
\dot{V}	Volumenstrom, m^3/s
V	Volumen, m^3
x, y, z	Längenkoordinaten, m

Griechische Symbole

α	Rohrneigungswinkel, °
β	Wärmeausdehnungskoeffizient der Luft, $1/K$
β_s	Stoffübergangskoeffizient, $m^3/(s \cdot m^2)$
δ	Dicke, m
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$
ε	Emissionsgrad, -

η	Rippenwirkungsgrad, –
λ	Wärmeleitfähigkeit, $W/(K \cdot m)$
μ	Dynamische Viskosität, $kg/(m \cdot s)$
ν	Kinematische Viskosität, m^2/s
ρ	Dichte, kg/m^3

Indizes

<i>aus</i>	Austritt
<i>ein</i>	Eintritt
<i>el</i>	Elektrisch
<i>fr</i>	Frontale Anströmung
<i>ges</i>	Gesamt
<i>ger</i>	Geradstück
<i>H</i>	Heizen
<i>ideal</i>	Idealzustand
<i>K</i>	Körper
<i>k</i>	Konvektion
<i>L</i>	Luft
<i>LM</i>	Logarithmisches Mittel
<i>l</i>	Leitung
<i>MFC</i>	Durchflusswächter
<i>max</i>	Maximal
<i>of</i>	Oberfläche
<i>oval</i>	Oval
<i>Ra</i>	Rohrabstand
<i>ref</i>	Referenzzustand
<i>Ri</i>	Rippe
<i>Ro</i>	Rohr
<i>real</i>	Realzustand
<i>s</i>	Festkörper
<i>sen</i>	Sensor
<i>st</i>	Strahlung
<i>T</i>	Turbulent
<i>TAGS</i>	Temperatur-Anemometrie-Gittersensor
<i>TE</i>	Thermoelement

T, L	Thermische Grenzschicht an einer Wand
vol	Volumetrisch
w	Wand
w, lam	Laminare Strömungsgrenzschicht an einer Wand
$w, turb$	Turbulente Strömungsgrenzschicht an einer Wand
$W\ddot{U}$	Wärmeübertrager

Dimensionslose Kennzahlen

$Eu = p/(\rho \cdot u^2)$	Euler-Zahl
$f = 2 \cdot \Delta p \cdot d_c / (\rho_L \cdot u_{max}^2 \cdot L)$	Friction-Faktor
$G_{pc} = \dot{Q} / (\Delta p \cdot \dot{V}_L)$	Globales Leistungskriterium (engl.: global performance criterion)
$Gr = g \cdot \beta_L \cdot (T_{Ro} - T_L) \cdot d_c^3 / \nu_L^2$	Grashof-Zahl
$Ma = u/c$	Mach-Zahl
$Nu = h \cdot d_c / \lambda_L$	Nusselt-Zahl
$P_{ec} = Nu / \xi^{1/3}$	Leistungsbewertungskriterium (engl.: performance evaluation criterium)
$Pr = \mu_L \cdot c_p / \lambda_L$	Prandtl-Zahl
$Ra = g \cdot \beta_L \cdot \rho_L \cdot (T_{Ro} - T_L) \cdot d_c^3 / (\nu_L \cdot \alpha_L)$	Rayleigh-Zahl
$Re = \rho_L \cdot d_c \cdot u / \mu_L$	Reynolds-Zahl
$Sh = \beta_s \cdot d_c / D$	Sherwood-Zahl
$\xi = 2 \cdot \Delta p \cdot d_c / (\rho_L \cdot u_{max}^2 \cdot L)$	Dimensionsloser Druckverlustbeiwert

1 Einleitung

1.1 Motivation der Arbeit

Wärmeübertrager sind wesentliche Komponenten der thermischen Energie- und Verfahrenstechnik. Es existiert eine umfangreiche Bandbreite anwendungsspezifischer Wärmeübertrager unterschiedlicher Bauformen und Leistungsklassen. Nach Schmid und Radgen (2003) werden in Deutschland jährlich ca. 1,5 Millionen Wärmeübertrager gefertigt und vertrieben. Diese werden in unterschiedlichen Anwendungen eingesetzt, beispielsweise als Kühler im Automobilbereich oder in der Klimatechnik, zur Kühlung von elektronischen Komponenten, als Prozessgasheizer und -kühler sowie in Chemie- und Kraftwerksanlagen. Die Vielzahl an Anwendungen resultiert in einer zentralen wirtschaftlichen Relevanz, welche von Scheuermann (2017) auf 14 Milliarden US-Dollar geschätzt wird. Weiterhin prognostiziert eine Studie von P&S Market Research (2016) ein Wachstum des Wärmeübertragermarktes bis 2020 auf 20,6 Milliarden US-Dollar. Das wirtschaftliche Potential von neuen optimierten Wärmeübertragerstrukturen ist daher entsprechend hoch und die ingenieurtechnische Optimierung von Wärmeübertragern ist für unterschiedlichste Branchen relevant, wobei im Allgemeinen die Gesamtkosten durch Betriebskosten und Herstellungskosten bestimmt werden. Hierbei können unterschiedlichste Randbedingungen einer Optimierung entgegenstehen, wie beispielsweise Wärmeübertragungsleistung, maximaler Bauraum, verwendbare Materialien und die existierende Herstellungstechnologie.

Eine der wichtigsten Bauformen für Wärmeübertrager sind Rippenrohrwärmeübertrager. Dabei wird Wärme im Kreuzstrom auf ein Gas, meistens Luft, übertragen. Bis zu 85 % des thermischen Widerstandes treten nach Wang et al. (2002) bei dieser Bauform gasseitig auf. Daher wird die wärmeübertragende Oberfläche typischerweise außen durch wärmeleitende Rippen erweitert, um den Wärmestrom zu erhöhen. Das am häufigsten genutzte Rippendesign ist die kreisrunde und glatte Rippe, welche nach Bhuiyan und Islam (2016) eine hohe Stabilität, Einfachheit und Langlebigkeit aufweist. Weiterhin sind nach Di Stefano (2000) Kompaktheit, niedriges Gewicht und hohe thermofluidynamische Leistung angestrebte

Zielparameter von Rippenrohrwärmeübertragern, welche die Energieausnutzung während der Fertigung und des Betriebs wesentlich bestimmen.

Wärmeabfuhr in die Umgebungsluft ist in vielen Anwendungen, etwa Elektronikkühlung, üblich. Sie ist aber auch zunehmend auch für große energietechnische Systeme, wie Kraftwerke interessant. So werden nach Kumar et al. (2016b) bei der Kraftwerkskühlung mit Wasser ca. 2,11 Liter Wasser pro kWh erzeugter elektrischer Energie verbraucht. Aufgrund dieses hohen Wasserverbrauches und des erforderlichen Zugangs zu geeigneten Wasserquellen kann eine Luftkühlung deutliche Vorteile aufweisen. Luft ist an jedem Standort in unbegrenzter Menge vorhanden und hat eine hohe Reinheit sowie eine geringere Korrosionsneigung als Wasser.

Ein weiteres interessantes Anwendungsgebiet im Bereich der Kraftwerkstechnik ist die passive Abfuhr von Nachzerfallswärme aus Nasslagerbecken, welche in Kernkraftwerken zur Lagerung abgebrannter Brennelementen betrieben werden. Bei der konventionellen aktiven Kühlung wird die Temperatur des Beckenwassers durch ein aktives System, bestehend aus Pumpen, Wärmeübertragern und Wasser als Wärmeübertragungsmedium, konstant niedrig gehalten. Diese aktiven Systeme stellen ein potentiell Risiko im Fall eines lang anhaltenden Stromausfalls dar. Eine attraktive Alternative sind passive Kühlsysteme, deren Wirkprinzip auf Naturumlauf durch thermisch induzierte Dichteunterschiede beruht. Ein Wärmeübertragungsmedium strömt zwischen einem Wärmeübertrager im Lagerbecken und dem Rippenrohrwärmeübertrager in der Umgebung und transportiert somit die thermische Energie. Abhängig vom Wärmeübertragungsmedium sowie Druck und Temperatur wird zwischen einphasigen und zweiphasigen Kreisläufen unterschieden. Bei einphasigen Systemen erfolgt ein Umlauf nur aufgrund von thermisch induzierten Dichteunterschieden. In zweiphasigen Systemen wird das Wärmeübertragungsmedium in einem primären Wärmeübertrager verdampft, steigt als Dampf zum sekundären Rippenrohrwärmeübertrager auf und kondensiert. Die kondensierende Flüssigkeit läuft im geneigten luftgekühlten Wärmeübertrager in einen Sammler und strömt zurück zum primären Wärmeübertrager. Dieses Prinzip wird in der Abbildung 1 verdeutlicht, wobei die Brennelementlagerbeckentemperatur zwischen der maximal zulässigen Pooltemperatur im Normalbetrieb von 45 °C und der im Störfall relevanten Verdampfungstemperatur des Wassers unter Umgebungsdruck bei 100 °C liegt. Somit erfolgt die Kühlung innerhalb von drei Wärmeübertragungskreisläufen, im Brennelementlagerbecken, im passiven Kühlkreislauf und in der Umgebungsluft.

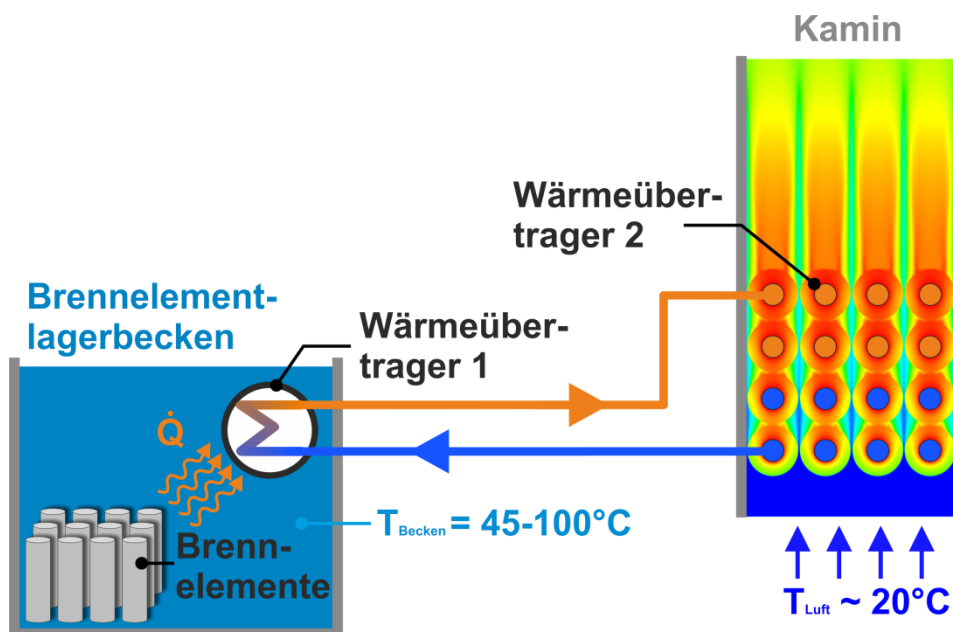


Abbildung 1: Konzept eines passiven Wärmeabfuhrsystems für Brennelementlagerbecken.

Die Wärmeübertragung im Brennelementlagerbecken wurde beispielsweise durch numerische Simulationen von Merzari und Gohar (2012) sowie Ye et al. (2013) studiert. Die Brennelemente wurden als poröses Medium modelliert und die Kühlung durch simulierte Wärmerohre. Die Ergebnisse der Studie zeigen eine ausreichende Kühlung zur Vermeidung von Sieden im Lagerbecken. Der Ansatz eines porösen Mediums wurde auch von Hung et al. (2013) verwendet, um mithilfe einer CFD-Simulation eine möglichst günstige Verteilung der Brennelemente zu ermitteln. Hierbei wurden zwei Szenarien abgebildet: die funktionierende aktive Kühlung sowie das Versagen der aktiven Kühlung mit anschließendem Ausdampfen des Lagerbeckens. Weiterhin wurden auch passive Wärmeabfuhrsysteme von unterschiedlichen Autoren studiert, etwa von der Forschergruppe um Xiong (Xiong, Gu, u. a. (2015), Xiong, Wang, u. a. (2015), Xiong, Ye, u. a. (2015)). Dabei wurden Ammoniak und Wasser als Wärmeübertragungsmedien untersucht und der Einfluss von Luftgeschwindigkeit, Nasslagerbeckentemperatur und Füllstand des Kreislaufes auf die Wärmeübertragungsleistung analysiert. Einphasige und zweiphasige passive Kühlsystemen wurden von Fuchs et al. (2015) experimentell verglichen. Die Ergebnisse weisen auf eine höhere Wärmeübertragungsleistung der zweiphasigen Systeme bei niedrigeren Temperaturdifferenzen zwischen Nasslagerbecken und Umgebungsluft hin. Es existieren zwar wissenschaftliche Studien zu den Wärmeübertragungsmechanismen im Brennelementlagerbecken und im passiven Wärmeabfuhrkreislauf, doch die luftseitige Wärmesenke wurde bislang kaum untersucht. Weiterhin ist eine Neigung des Rippenrohrwärmeübertragers bei zweiphasigen Systemen für den Ablauf des Kondensates auf der Rohrinneinnenseite erforderlich. Allerdings wurde bislang die luftseitige Thermofluidynamik von geneigten Rippenrohren kaum studiert.

1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit

Da eine Rohrneigung für den Ablauf des Kondensates auf der Rohrinneinnenseite erforderlich ist, wurde in dieser Arbeit der Einfluss der Neigung auf die luftseitige Thermofluidodynamik studiert. Detailliertes Wissen zur Wärmeabgabe von berippten Rohrbündelwärmeübertragern unter Naturkonvektion ist aktuell nicht verfügbar. Besonders der Einfluss von geometrischen Parameter auf die Wärmeübertragung wurde bislang nicht untersucht. Daher wurden numerische Studien durchgeführt, welche ein besseres Verständnis von Rippenrohrbündeln unter Naturkonvektion liefern. In der Vergangenheit wurden unterschiedliche Rippendesigns entwickelt, beispielsweise geschlitzte Rippen, gekräuselte Rippen, glatte Plattenrippen, gewellte Rippen und glatte Rippen mit Deltaflügeln (Kumar, Joshi und Nayak, 2017). Allerdings konnte durch diese Designs für die erzwungene Konvektion bislang keine Verbesserung des Verhältnisses von Wärmeübertragung zu Druckverlust erreicht werden. Weiterhin wurden Wärmeübertrager unter Naturkonvektion bislang nur für glatte kreisrunde Rippendesigns studiert. Um die Leistung der Rippenrohrwärmeübertrager für beide Konvektionsarten zu erhöhen, wurden im Rahmen dieser Arbeit neuartige Rippendesigns entwickelt und untersucht. Derartige verbesserte Designs können durch neue Herstellungstechnologien, wie der additiven Fertigung, in einem einzigen Fertigungsschritt erzeugt werden. Diese Arbeit zeigt, wie mithilfe von alternativen Designs und modernen Herstellungsmethoden das thermische Leistungsverhalten von Rippenrohrwärmeübertragern verbessert werden kann.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert:

Kapitel 2 legt die grundlegenden Aspekte der Wärmeübertragung von Rippenrohrwärmeübertragern und deren Bauformen dar. Weiterhin wird der aktuelle Stand von Wissenschaft und Technik dargestellt, wobei zwischen natürlicher und erzwungener Konvektion sowie Einzelrippenrohren und Rohrbündeln unterschieden wird. Die umfangreichen numerischen und experimentellen Arbeiten in diesem Feld werden diskutiert und die ungeklärten wissenschaftlichen Fragestellungen identifiziert.

Kapitel 3 gibt einen Überblick zu den in der Arbeit verwendeten experimentellen Methoden und beschreibt den Versuchsaufbau sowie die Wärmeübertrager. Dies beinhaltet die unterschiedlichen Rippenrohrdesigns, deren Orientierung und Bauform sowie den Aufbau für natürliche und erzwungene Konvektion. Die zur Erfassung der erforderlichen Messgrößen notwendigen Sensoren sowie die Steuerung und Regelung der Versuchsanlage werden dargestellt. Die Datenverarbeitung der erfassten Prozessgrößen wird erläutert und die Unsicherheitsbetrachtung wird beschrieben.

Kapitel 4 beschreibt den Einfluss von Rippenabstand und Neigungswinkel auf den Wärmeübergang und die Strömungscharakteristik der einzelnen Rippenrohre unter erzwungener und natürlicher Konvektion. Es werden neuartige Rippendesigns vorgestellt und deren thermisches Leistungsverhalten analysiert. Die Ergebnisse werden mit Korrelationen aus der Literatur verglichen. Zudem wird der Einfluss der Rohrneigung auf die Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Fluid mittels des Temperatur-Anemometrie-Gittersensors bestimmt und eine neue Möglichkeit zur Erfassung der Wärmeleistung wird vorgestellt. Schließlich werden neue Korrelationen für die erzwungene und natürliche Konvektion entwickelt, welche den Einfluss von Neigungswinkel, Rippenabstand und Rippendesign auf die Wärmeübertragung berücksichtigen.

Kapitel 5 beschreibt die empirische Charakterisierung des Rippenrohrbündels für erzwungene Konvektion, basierend auf dem Stand der Wissenschaft. Da der Wärmeübergang von Rippenrohrbündeln unter Naturkonvektion im Wesentlichen noch nicht beschrieben wurde, erfolgt eine numerische Charakterisierung sowie parametrische Optimierung des Rippenrohrbündels für diesen Fall. Dazu werden der Modellaufbau, die Randbedingungen, die Erhaltungs- und Beschreibungsgleichungen und die Geometrievernetzung beschrieben. Der Einfluss der Rippenparameter Rippenhöhe, Rippenabstand und Rippendicke sowie der Rohrbündelparameter Rohrform, Rohranordnung, longitudinaler Rohrabstand, transversaler Rohrabstand und Rohrreihenanzahl auf die Wärmeübertragung wird analysiert.

Kapitel 6 kombiniert die optimierten Rohrbündelwärmeübertrager aus Kapitel 5, um die in Kapitel 4 untersuchten neuartigen Rippendesigns auf Rippenrohrbündel zu übertragen. Hierfür werden drei Rippendesigns in zwei- und dreireihiger Rohrbündelausführung experimentell analysiert. Eine Validierung anhand von Literaturdaten für das konventionelle Design sowie eine Unsicherheitsbetrachtung des experimentellen Systems wird durchgeführt. Eine wesentliche Verbesserung der thermischen Leistungskriterien sowie eine erhöhte thermische Übertragungsleistung kann für die neuartigen Designs bei erzwungener und natürlicher Konvektion nachgewiesen werden. Empirische Beschreibungen des Wärmeüberganges werden für beide Konvektionsarten entwickelt.

Kapitel 7 fasst die wissenschaftlichen Erkenntnisse und Beiträge von Kapitel 2 bis 6 zusammen und liefert einen Ausblick auf die noch offenen Fragen.

2 Stand von Wissenschaft und Technik

2.1 Funktionsweise und Aufbau von Rippenrohrwärmeübertragern

Der Transport von Wärme erfolgt durch Wärmeleitung, Wärmestrahlung und Wärmekonvektion stets in Richtung abnehmender Temperatur. Bei der Wärmeleitung wird der Energietransport aufgrund von unmittelbarer Wechselwirkung zwischen den Teilchen eines Körpers (elastische Wellen), durch Atom- oder Moleküldiffusion (Fluide) und durch Diffusion freier Elektronen beschrieben. Der Wärmestrom durch eine Wand wird mittels der Temperaturdifferenz, der wärmeleitenden Querschnittsfläche, der Wanddicke und dem Wärmeleitkoeffizienten des Materials bestimmt:

$$\dot{Q}_l = \frac{\lambda_s}{\delta_s} \cdot A_w \cdot \Delta T. \quad (1)$$

Feste Körper, Flüssigkeiten sowie einige Gase absorbieren und emittieren Strahlungsenergie in Form von elektromagnetischen Wellen. Die Wärmeübertragung durch Strahlung ist im Gegensatz zur Wärmeleitung und Konvektion nicht an Materie gebunden. Die Strahlungswärmeübertragung wird mithilfe des Emissionsgrades, der Temperaturdifferenz, der Oberfläche und der Stefan-Boltzmann-Konstante $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ berechnet:

$$\dot{Q}_{st} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_K \cdot (T_1^4 - T_o^4). \quad (2)$$

Zwischen einem festen Körper und einem Fluid wird Wärme durch Leitung zwischen der Körperoberfläche und dem Fluid übertragen und als Enthalpie im Fluid transportiert (Strömung). Dieser gekoppelte Vorgang aus Wärmeleitung und Enthalpietransport wird als Konvektion bezeichnet. Der konvektive Wärmestrom berechnet sich mithilfe des Wärmeübergangskoeffizienten h zu

$$\dot{Q}_k = h \cdot A_K \cdot \Delta T. \quad (3)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient charakterisiert die Intensität des Wärmeüberganges und wird von den Stoffeigenschaften des Fluides, den Parametern der Strömung und der Geometrie der Wand beeinflusst. Alle drei Arten des Wärmetransportes können auch gekoppelt auftreten. Beispielsweise wird die Übertragung von Wärme von einem Fluid durch eine Wand in ein zweites Fluid auch als Wärmedurchgang bezeichnet. Die Konvektion wird üblicherweise ihrer Entstehung entsprechend in erzwungene und natürliche Konvektion unterteilt.

Bei der Umströmung von Rippenrohren entwickelt sich Strömungs- und Temperaturgrenzschichten entlang der Oberfläche der Rohre und Rippen. Innerhalb dieser Grenzschicht erfolgt der Großteil der Geschwindigkeits- und Temperaturänderung. Nach Schlichting und Gersten (1997) bildet sich die Geschwindigkeitsgrenzschicht aufgrund der Übertragbarkeit von Impulsen zwischen den Fluidschichten und der angrenzenden Kontaktfläche infolge der Viskosität realer Fluide. Hierbei gilt die Haftbedingung der Fluidteilchen an der umströmten Wand (Rohr und Rippe), von der aus die Geschwindigkeit von 0 bis zu einem gewissen Prozentsatz der Geschwindigkeit der Außenströmung ansteigt. Die Dicke dieser Grenzschicht wird in der Praxis beispielsweise durch den Abstand zwischen der Wand und der Stelle definiert, an der 99 % der Geschwindigkeit der ungestörten Außenströmung erreicht wird. Bei der Umströmung eines Rohres entsteht üblicherweise ein Staupunkt stromaufwärts des Rohres und es bilden sich von dort ausgehend Grenzschichten stromabwärts in Rohrumfangsrichtung aus. Ab einem gewissen Punkt kommt es aufgrund von hohen Druckgradienten zur Strömungsablösung. Nach Chen und Hsu (2007) folgt daraus die Entstehung von Nachlaufgebieten mit niedriger Geschwindigkeit. In Abbildung 2 ist das Geschwindigkeitsfeld um kreisrunde und ovale Rippenrohre dargestellt. Aufgrund der gleichmäßigeren Druckverteilung und der niedrigeren Druckgradienten entlang des umströmten Rohres treten die Ablösestellen der Grenzschichten bei ovalen Rohren weiter stromabwärts auf als bei kreisrunden Rohren.

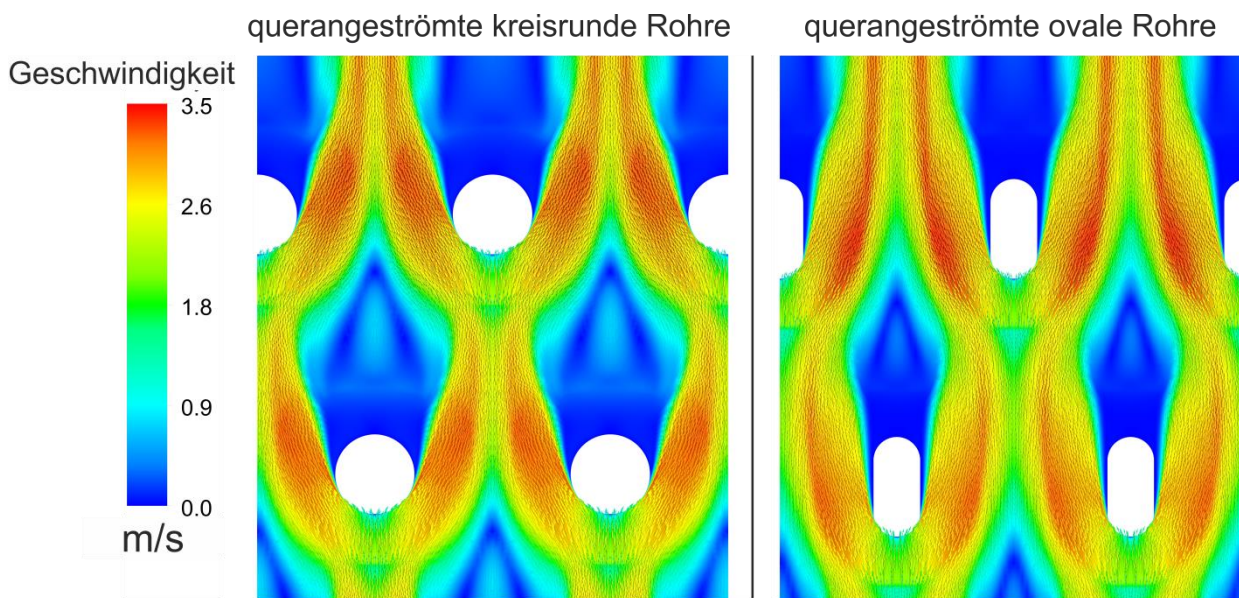


Abbildung 2: Geschwindigkeitsfeld um kreisrunde und ovale Rohre.

Die Dicke der Strömungsgrenzschicht kann nach Stasiulevicius, Skrinska und Zukauskas (1988) für laminare

$$\delta_{w,lam} = \sqrt{\frac{\nu \cdot d_c}{u}} \quad (4)$$

und nach der Karman-Gleichung

$$\delta_{w,turb} = 0,37 \cdot d_c^{\frac{4}{5}} \cdot \left(\frac{\nu}{u}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (5)$$

für turbulente Strömungen abgeschätzt werden. Die thermische Grenzschichtdicke kann über das Verhältnis von Wärmeleitfähigkeit λ_L und Wärmeübergangskoeffizienten h wie folgt abgeschätzt werden:

$$\delta_{T,L} = \frac{\lambda_L}{h}. \quad (6)$$

Je höher der Wärmeübergangskoeffizient ist, desto kleiner ist die thermische Grenzschicht und umgekehrt. Bei der Umströmung von Rippenrohren verändert sich die thermische Grenzschicht und die lokalen Temperaturdifferenzen variieren. Einen besonders relevanten Einfluss auf die Ausbildung der Grenzschichten und somit den Wärmeübergang hat daher der Rippenabstand. Bei kleinen Rippenabständen wachsen die Grenzschichten zusammen und der Wärmeübergang verringert sich.

Bei der erzwungenen Konvektion werden durch äußere Kräfte, beispielsweise erzeugt durch Pumpen und Ventilatoren, Druckunterschied induziert, was zu einer Strömung des Fluides führt. Bei den zuvor beschriebenen passiven Kühlungssystemen wird hierbei von einer aktiven Kühlung gesprochen. Für den Betrieb ist eine zusätzliche Versorgung der Komponenten mit elektrischer Energie erforderlich. Da es sich bei den Pumpen und Ventilatoren um sich bewegende Komponenten handelt, kommt es zu Verschleiß. Aus diesem Grund sind aktive Systeme wartungsaufwändiger und das Ausfallrisiko ist entsprechend höher.

Bei der Wärmeübertragung unter Naturkonvektion sorgen Temperaturunterschiede zwischen wärmeabgebenden Komponenten und dem Kühlmedium für Dichteunterschiede, welche im Schwerfeld der Erde einen Auftrieb und somit eine Strömung erzeugen. Hierbei ist nach Shah und Sekulić (2003) der Wärmeübergang im Vergleich zu aktiv gekühlten Systemen unter erzwungener Konvektion bis zu zehnmal geringer. Gleichzeitig sind solche passiven Systeme unabhängig von elektrischer Versorgung und zeichnen sich durch einen einfachen Aufbau, hohe Zuverlässigkeit, geräuschärmeren Betrieb und geringere Betriebs- und Wartungskosten aus (Yildiz und Yüncü, 2004). Zur Einordnung von natürlicher und erzwungener Konvektion von Gasen und Flüssigkeiten sind in Tabelle 1 typische Werte für Wärmeübergangskoeffizienten aufgeführt.

Tabelle 1: Typische Wärmeübergangskoeffizienten für verschiedene Anwendungsfälle nach Kabelac et al. (2013).

Anwendungsfall	Wärmeübergangskoeffizient in $W/m^2 \cdot K$
Freie Konvektion in Gasen	2 – 25
Freie Konvektion in Flüssigkeiten	10 – 1.000
Erzwungene Konvektion in Gasen	25 – 250
Erzwungene Konvektion in Flüssigkeiten	50 – 20.000
Kondensierende/siedende Fluide	2.500 – 100.000

Bei der Beschreibung des Strömungsregimes findet die Reynolds-Zahl bei erzwungener Konvektion

$$Re = \frac{u \cdot d_c}{\nu_L} \sim \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Zähigkeitskraft}} \quad (7)$$

und die Rayleigh-Zahl

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta_L \cdot \Delta T \cdot d_c^3}{\nu_L^2} \cdot \frac{\mu_L \cdot c_p}{\lambda_L} \quad (8)$$

$$\sim \frac{\text{Trägheitskraft} \cdot \text{thermischer Auftrieb}}{(\text{Zähigkeitskraft})^2} \cdot \frac{\text{Zähigkeit Impulstransport}}{\text{Zähigkeit Wärmetransport}}$$

bei der natürlichen Konvektion Anwendung. Bei der erzwungenen und natürlichen Konvektion wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Bei Reynolds-Zahlen kleiner 2.300 wird von einer laminaren Strömung und bei Reynolds-Zahlen größer 10.000 wird von turbulenter Strömung ausgegangen. Ähnlich verhält es sich bei Strömungen unter Naturkonvektion, wobei für Rayleigh-Zahlen kleiner 10^8 von laminaren Strömungen und für Rayleigh-Zahlen größer 10^{10} von turbulenten Strömungen ausgegangen wird.

Die Überlagerung von natürlicher und erzwungener Konvektion wird auch als Mischkonvektion bezeichnet. In Abhängigkeit von der Strömungsrichtung kann es sich hierbei um eine gleichgerichtete oder entgegen gerichtete Mischkonvektion handeln. Da die Wärmeübergangskoeffizienten der erzwungenen Konvektionen deutlich höher sind, dominieren diese auch bei der Mischkonvektion. Allerdings verringert sich dieser Effekt bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten, weshalb beide Konvektionsformen berücksichtigt werden müssen. Allgemein kann für

$$Re > 2 \cdot \sqrt{Gr} \quad (9)$$

die natürliche Konvektion vernachlässigt werden. Bei geringen von außen aufgeprägten Strömungen kann die erzwungene gegenüber der natürlichen Konvektion vernachlässigt werden, was über die Ungleichung

$$Re < 0,3 \cdot \sqrt{Gr} \quad (10)$$

ausgedrückt wird. Entsprechend liegt das Übergangsgebiet der Mischkonvektion zwischen diesen beiden Grenzen.

Zur Charakterisierung von Rippenrohrwärmeübertragern sind neben dimensionslosen Kennzahlen auch einige Leistungsbewertungskriterien gebräuchlich. Hierfür wird die charakteristische Länge der Wärmeübertrager in dieser Arbeit aus dem äquivalenten kreisrunden Durchmesser des ovalen Rohres (siehe Abbildung 3) berechnet, ähnlich zu den Arbeiten von Elshazly et al. (2005) sowie Ibrahim und Gomaa (2009):

$$d_c = d_{\text{oval}} + \frac{2 L_{\text{ger}}}{\pi} \quad (11)$$

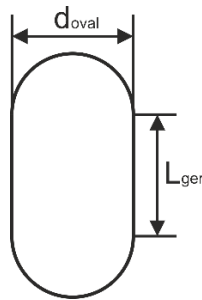


Abbildung 3: Geometrie des ovalen Rohres.

Mit diesem werden die Nusselt-, die Reynolds- und die Rayleigh-Zahl berechnet:

$$Nu = \frac{h \cdot d_c}{\lambda_L} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho_L \cdot d_c \cdot u}{\mu_L} \quad (13)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta_L \cdot \rho_L}{\nu_L \cdot \alpha_L} \cdot (T_{Ro} - T_L) \cdot d_c^3 \quad (14)$$

Mit den Stoffeigenschaften für die mittlere Lufttemperatur wird die Prandtl-Zahl berechnet:

$$Pr = \frac{\mu_L \cdot c_p}{\lambda_L} \quad (15)$$

Bei den Experimenten mit erzwungener Konvektion wird der dimensionslose Druckverlust in Form des Druckverlustbeiwertes angegeben. Dieser ist in der Literatur mit und ohne Abhängigkeit von der charakteristischen Länge zu finden. In der vorliegenden Arbeit wird sich am Fanning-Friction-Faktor orientiert, welcher dem Druckverlustbeiwert entspricht und in der Literatur überwiegend Anwendung findet

$$\xi = f = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_L \cdot u_{\text{max}}^2} \cdot \frac{d_c}{L} \quad (16)$$

Damit kann die Strömung über die Wärmeübertrager charakterisiert werden, wobei u_{max} die maximale Strömungsgeschwindigkeit bei der minimalen freien Strömungsfläche beschreibt. Kumar et al. (2016b)

beschreiben den Friction-Faktor und den Druckverlustbeiwert als den erforderlichen Druckunterschied zwischen Zu- und Abströmung, um einen bestimmten Durchfluss aufrechtzuerhalten.

Es wird das Leistungsbewertungskriterium P_{ec} eingeführt, welches in der englischsprachigen Literatur von Kong et al. (2016a), (2016b) sowie von Kumar, Joshi und Nayak (2017) als performance evaluation criterion bezeichnet wird:

$$P_{ec} = \frac{Nu}{\xi^{1/3}}. \quad (17)$$

Dieses repräsentiert den Wärmetransport von der Oberfläche bei einem bestimmten Strömungswiderstand. Im Detail beschreiben Kong et al. (2016b), dass ein höherer Wert von P_{ec} eine bessere thermofluiddynamische Leistung der wärmeübertragenden Oberfläche der Wärmeübertrager ausweist. Weiterhin ist die Kompaktheit eines Wärmeübertragers in vielen Anwendungen von Bedeutung. Shah und Sekulic' (2003) definieren die Kompaktheit als das Verhältnis der wärmeübertragenden Oberfläche zum Volumen eines Wärmeübertragers:

$$C_{Komp} = \frac{A}{L \cdot A_{fr}}. \quad (18)$$

Das Produkt aus frontaler Anströmfläche des Wärmeübertragers A_{fr} und Strömungstiefe eines Wärmeübertragers beschreibt den umschlossenen Bauraum des Wärmeübertragers. Basierend auf der Definition der Kompaktheit, der Wärmeübertragungsrate und der mittleren logarithmischen Temperatur wird die volumetrische Wärmestromdichte q_{vol} bestimmt:

$$q_{vol} = \frac{C_{Komp} \cdot q}{\Delta T_{LM}} = \frac{A}{L \cdot A_{fr}} \cdot \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{LM}} = \frac{\dot{Q}}{V_{WÜ} \cdot \Delta T_{LM}}, \quad (19)$$

welche die Wärmeübertragungsrate pro Einheit Wärmeübertragervolumen ($V_{WÜ}$) und pro Kelvin Temperaturdifferenz wiedergibt.

Schließlich wird noch ein globales Leistungskriterium des Wärmeübertragervolumens G_{pc} ermittelt, welches dem in der englischsprachigen Literatur gebräuchlichen global performance criterium entspricht und von Kong et al. (2016b) sowie Kumar et al. (2016b) als die thermofluiddynamische Gesamtleistung des berippten Wärmeübertragers bei einem gegebenen Volumen beschrieben wird. Aus dem Verhältnis der Gesamtwärmeübertragungsleistung des Wärmeübertragers zur Einheit benötigten Strömungsenergie ergibt sich:

$$G_{pc} = \frac{\dot{Q}}{\Delta p \cdot \dot{V}_L}. \quad (20)$$

Zur Beschreibung des Rippenwirkungsgrades wird von einer idealen Rippe ausgegangen, welche sich durch eine unendlich hohe Wärmeleitfähigkeit auszeichnet. Damit existiert kein Temperaturgradient und die Temperatur entspricht an jeder Stelle der Rippe genau der Oberflächentemperatur des Rippenrohres. Somit kann der ideale Wärmestrom der Rippe mittels der Temperaturdifferenz, der Rippenoberfläche und

des Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden. In der Realität besitzt jedes Rippenmaterial allerdings eine endliche Wärmeleitfähigkeit, weshalb sich die Temperatur entlang der Rohrrippe verändert und somit weniger Wärme abgegeben wird als unter idealen Bedingungen möglich wäre. Der Temperaturverlauf der idealen und realen Rippe entlang der Rippenhöhe ist qualitativ in Abbildung 4 dargestellt.

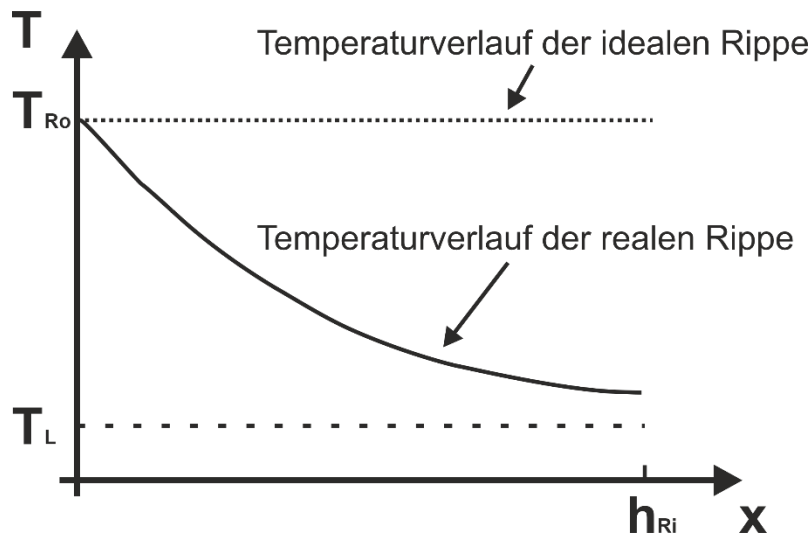


Abbildung 4: Qualitativer Temperaturverlauf entlang einer Rippe, adaptiert aus Shah und Sekulic' (2003).

Der Rippenwirkungsgrad beschreibt das Verhältnis aus real abgegebener Wärme einer Rippe zur idealen Wärmeabgabe der Rippe. Hierfür wird bei der Berechnung der Wärmeabgabe der realen Rippe eine mittlere Rippentemperatur verwendet. Somit kann der Rippenwirkungsgrad auf das Verhältnis der Temperaturdifferenzen reduziert werden:

$$\eta_{Ri} = \frac{\dot{Q}_{Ri,real}}{\dot{Q}_{Ri,ideal}} = \frac{h \cdot A_{Ri} \cdot (T_{Ri} - T_L)}{h \cdot A_{Ri} \cdot (T_{Ro} - T_L)} = \frac{(T_{Ri} - T_L)}{(T_{Ro} - T_L)} \quad (21)$$

Der Rippenwirkungsgrad, die mittlere Rippentemperatur und die Temperaturverteilung in der Rippe sind von der geometrischen Abmessung der Rippe, der Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials und dem Wärmeübergangskoeffizienten abhängig. Um den Rippenwirkungsgrad vorherzusagen existieren empirische Berechnungsgleichungen, beispielsweise von Chen und Hsu (2007), (2008) oder Schmidt (2013), welche allerdings überwiegend auf einfache kreisrunde glatte Rippen beschränkt sind.

Rippenrohrwärmeübertrager bestehen üblicherweise aus mehreren Rohren in einem Rohrbündel, wobei die Rohreintritte in einen Verteiler und die Rohraustritte in einen Sammler münden. Bei der Kühlung von Fluiden wird die Flüssigkeit oder der Dampf durch die Rohre geführt, wo die Wärmeübertragung und ein eventueller Phasenwechsel stattfinden. Die Wärme wird durch die Rohrwände in die Rohrrippen geleitet und die Wärme dissipiert durch Konvektion an der Außenseite. Die Rohrrippen werden auf der Außenseite angebracht, da der konvektive Wärmeübergang auf der Rohrinneenseite deutlich größer ist als auf der Rohraußenseite. In Abbildung 5 ist exemplarisch ein luftgekühlter Verflüssiger der Firma Kelvion Radiator GmbH dargestellt.

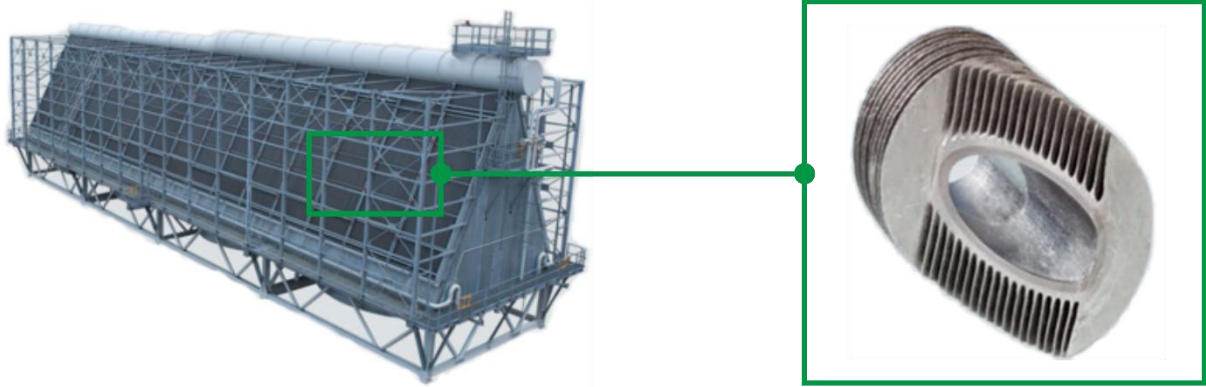


Abbildung 5: Luftgekühlter Verflüssiger MASH der Firma Kelvion Radiator GmbH (2019).

Die Verbindungsstelle kann mittels verschiedenster Fertigungstechniken ausgeführt werden. In Abbildung 6 sind die wesentlichsten Rippen-Rohr-Verbindungstypen aufgeführt. Die technisch einfachste Variante ist die I-Verbindung, bei der die Rippen durch Aufschieben oder Aufschrumpfen auf dem Rohr befestigt werden. Wesentliche Nachteile sind die geringe Stabilität und der zusätzliche thermische Widerstand an der Verbindungsstelle aufgrund von Mikroabständen an der Kontaktfläche. Diese Nachteile werden bei der G-, L- und Doppel-L-Verbindung vermindert, da der zusätzliche thermische Widerstand durch eine größere Kontaktfläche verringert wird. Allerdings ist die zusätzliche Fertigung einer Nut oder die Umformung der Rippen erforderlich. Die thermisch optimale Verbindung kann durch einen stoffschlüssigen Kontakt zwischen Rippe und Rohr erreicht werden. Dies wird typischerweise durch eine Schweißverbindung, Lötverbindung oder durch das Auswalzen der Rippen erreicht. Bei Niedrigtemperaturanwendungen können gelegentlich auch Verbindungen zwischen Rippe und Basisrohr durch Epoxidharz hergestellt werden (Webb, 1994).

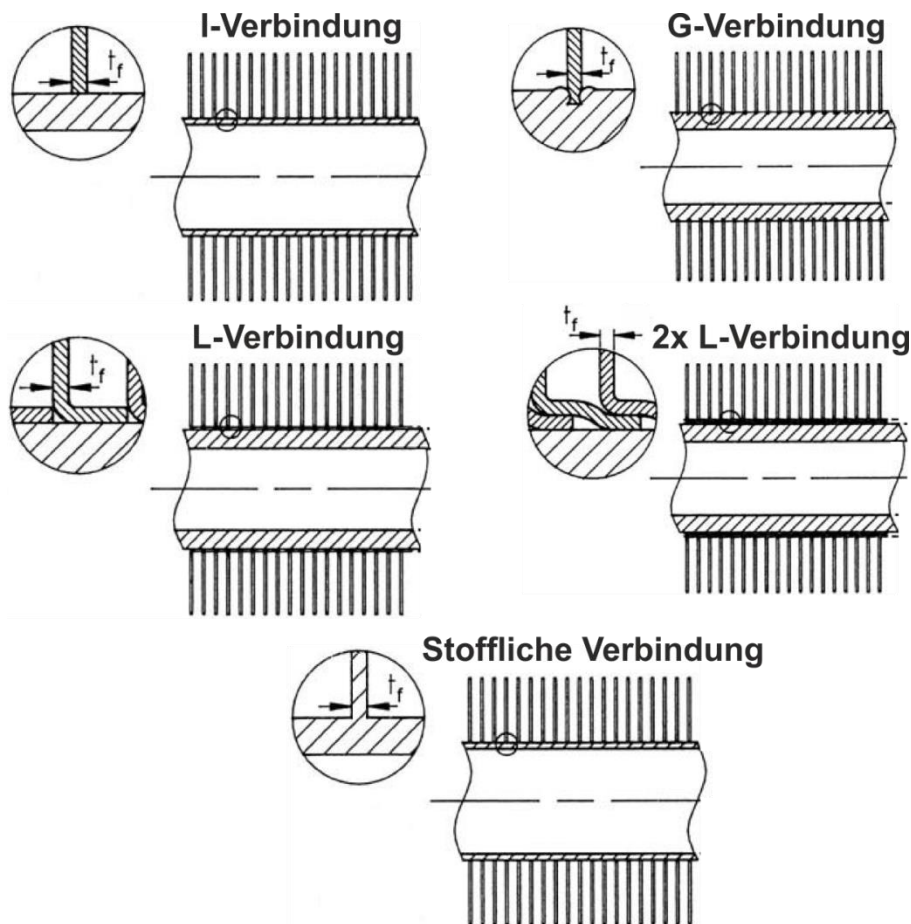


Abbildung 6: Rippen-Rohr-Verbindungstypen, adaptiert von Kröger (2004).

Die Rohrrippen selbst können ebenfalls unterschiedlich ausgestaltet werden, um den Wärmeübergang zu beeinflussen. Eine Übersicht zu exemplarischen Rippendesigns ist in Abbildung 7 gegeben. Von den existierenden Rippendesigns ist die glatte Rundrippe die am häufigsten verwendete, da diese nach Bhuiyan und Islam (2016) eine hohe Festigkeit, Einfachheit und Haltbarkeit aufweist. Allerdings wurden in der Vergangenheit unterschiedliche Rippendesigns entwickelt, um die Wärmeübertragung weiter zu verbessern. Beispiele hierfür sind die von Kumar, Joshi und Nayak (2017) analysierten geschlitzte Rundrippen, gewellte Rundrippen, glatte Plattenrippen, Drahtschlaufenrippen, wellenförmige Rippen und glatte Rundrippen mit Deltaflügeln. Diese Designs verfolgen das Ziel, Turbulenzen in der Strömung zu erzeugen und somit den konvektiven Wärmeübergang zu verbessern. Ein Rippendesign zur gleichzeitigen Verbesserung der Turbulenzintensität und der Wärmeleitung von der Rippenbasis zur Rippenspitze existiert bisher nicht.

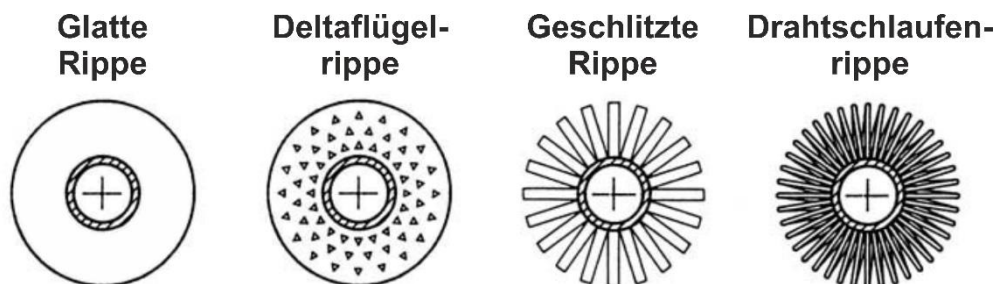


Abbildung 7: Exemplarische Rippendesigns, adaptiert aus Kröger (2004).

2.2 Rippenrohre unter erzwungener Konvektion

2.2.1 Experimentelle Arbeiten

Aufgrund der Vielzahl von Bauform und Anwendung von Rippenrohrwärmeübertragern sind die thermische Leistungsfähigkeit und die Strömungscharakteristik von Rippenrohren seit Jahrzehnten ein wesentlicher ingenieurwissenschaftlicher Untersuchungsgegenstand. Eine der grundlegendsten Veröffentlichungen zur Wärmeübertragung unter erzwungener Konvektion stammt von Colburn (1964). In dieser Arbeit wird eine generelle Methode zur Bestimmung von Wärmeübergang und Druckverlust mittels der von der Reynolds-Zahl abhängigen dimensionslosen Kennzahlen Colburn-Faktor und Friction-Faktor vorgestellt. Basierend auf Literaturdaten wurden Korrelationen entwickelt, welche die Wärmeübertragung mit hoher Genauigkeit wiedergeben und den Druckverlust etwas überschätzen. In den beiden Beiträgen von Briggs und Young (1963) sowie Robinson und Briggs (1966) werden die ersten empirischen Korrelationen für die Wärmeübertragung und den Druckverlust von glatten berippten Rohren vorgestellt. Die Naphthalin-Sublimations-Technik wurde für ein kreisrundes beripptes Rohr von Hu und Jacobi (1993) verwendet, um über eine Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport die durchschnittliche Nusselt-Zahl zu bestimmen. Diese ist im Zulaufbereich des Rippenrohres größer und im thermischen Nachlaufgebiet geringer. Weiterhin konnten Strömungsstrukturen, wie Grenzschichten, Strömungsablösung an den angeströmten Kanten, Nachlaufgebiete und Hufeisenwirbel, detektiert werden. Für 10 Geometrien im Kreuzstrom wurde der Einfluss von glatten Rippen, die auf runden Rohren aufgebracht wurden, durch Kayansayan (1993a) untersucht. In den Experimenten variierten die Reynolds-Zahl zwischen 100 und 30.000 sowie der Rippenabstand zwischen 2,2 mm und 4,2 mm. Eine Korrelation zwischen Colburn-Faktor, Reynolds-Zahl und Rippenabstand wird vorgeschlagen. In dem Textbuch von Webb (1994) ist eine umfangreiche Übersicht zu den bis dahin veröffentlichten Korrelationen für Wärmeübertragung und Druckverlust enthalten. Eine wesentliche Problemstellung der wissenschaftlichen Arbeiten zu Rippenrohren wird identifiziert: die existierenden Korrelationen sind überwiegend empirischer Natur und können nicht in einer geeigneten Form vereinheitlicht werden. Beispielsweise sind die Gleichung zur Definition der dimensionslosen Kennzahlen (charakteristische Länge) sowie das verwendete Maß verschieden und eine einheitliche Korrelation kann nicht empfohlen werden.

Eine Korrelation zur Bestimmung des Wärmeübergangs von überströmten Körpern wurde mithilfe von zahlreichen experimentellen Daten aus der Literatur durch Gnielinski (1975) entwickelt. Diese Korrelation wurde durch ein analytisches Modell für den Wärmeübergang an einer Platte, einem Zylinder und einer Kugel verifiziert. In einer experimentellen Studie von Watel, Harmand und Desmet (1999) wurden der Rippenwirkungsgrad und die Strömungsverteilung von kreisrunden Rippen mittels Thermographie und Particle Image Velocimetry (PIV) untersucht. In der Studie wurde der Rippenabstand variiert und die Luftströmung in der mittleren Ebene zwischen zwei Rippen vermessen. Für eine vergleichbare Geometrie wurden die Wärmeübertragung und die Rippentemperatur experimentell für Rohre mit kreisrunden Rippen von Chen und Hsu (2008) und mit Plattenrippen von Chen, Chou und Wang (2007) bestimmt. Hierbei beobachteten Chen u. a. eine Zunahme des Wärmeübertragungskoeffizienten für höhere Rippenabstände. Für Rippenabstände größer als 18 mm ist diese Zunahme nur noch geringfügig ausgeprägt. Der Rippenwirkungsgrad ist bezüglich des Rippenabstandes nicht sensitiv. In zwei weiteren Veröffentlichungen diskutieren Chen, Song und Wang (2005) sowie Chen, Chou und Wang (2007) Ergebnisse der Untersuchung von Rohren mit Plattenrippen, welche durch Anwendung einer Finite-

Differenzen-Methode gewonnen wurden. Diese zeigen, dass der Wärmeübergangskoeffizient im stromaufwärts liegenden Teil des Wärmeübertragers höher ist als im stromabwärts liegenden Nachlaufgebiet. Weiterhin wurden eine Reduktion des Rippenwirkungsgrades und eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Anströmgeschwindigkeit sowie Rippenabstand gemessen. In einer weiteren experimentellen Studie wurden ovale Zylinder mit einem Achsenverhältnis von 1:2 durch Ota et al. (1983) untersucht. Die ovalen Rohre wurden um ihre Hauptachse rotiert, um den Angriffswinkel der Hauptströmung in einem Bereich zwischen 0° und 90° zu verändern. Eine maximale Nusselt-Zahl wurde für 75° und 90° sowie eine minimale Nusselt-Zahl für 30° gefunden. Analytische und experimentelle Methoden wurden von Hashizume et al. (2002) zur Bestimmung des Rippenwirkungsgrades von geschlitzten Rohrrippen verwendet. Unter der Annahme eines gleichmäßigen Wärmeübergangskoeffizienten und einer thermisch isolierten Rippenspitze wird eine Gleichung zur Berechnung des Rippenwirkungsgrades vorgeschlagen. Weiterhin wird ein Korrekturfaktor eingeführt, der die Berechnung von geschlitzten Rippen verschiedener Geometrien erlaubt. Experimente und numerische Simulationen wurden von Zhang et al. (2013) durchgeführt, um den Einfluss der Rohrkontur auf die Strömung und den Wärmeübergang zu ermitteln. Die Zylinder haben dabei eine kreisrunde Rohrkontur sowie ovale Konturen mit Achsenverhältnissen von 1:1,5, 1:2, 1:3, 1:4, 1:5, wobei die Hauptachse parallel zur Hauptströmungsrichtung ausgerichtet wurde. Dabei wurde festgestellt, dass der Druckverlust und Wärmeübergang mit dem Achsenverhältnis sinken und ein Optimum aus beiden sich bei einem Verhältnis von 1:2 ergibt.

2.2.2 Numerische Arbeiten

Gleichungen zur Berechnung der Grenzschichten in numerischen Simulationen wurden durch Chao und Fagbenle (1974) für Rippenrohre vorgeschlagen. Die Strömung und der Wärmeübergang eines Modells an einem Zylinder zwischen zwei parallelen Platten wurden durch Yamashita, Kushida und Izumi (1986) simuliert. Es wurden Strömungspfade, Geschwindigkeiten, Druckkonturen, Verteilung der Wandschubspannung und Ablöselinien der laminaren Strömung visualisiert. Die Auswirkung variierender Beschichtungsdicken auf den Rippenwirkungsgrad wurden durch Lalot, Tournier und Jensen (1999) analytisch berechnet. Aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit der Beschichtung steigt der Rippenwirkungsgrad mit größer werdender Beschichtungsdicke. Der Einfluss des Rippenabstands auf die Wärmeübertragung eines einzelnen Rohres wurde durch Romero-Méndez et al. (2000) untersucht. Dabei wurden Hufeisenwirbel an der Verbindungsstelle zwischen Rippe und Rohr sowie Nachlaufgebiete stromabwärts des Rohres beobachtet. Eine zweidimensionale Analyse des Rippenwirkungsgrades von trockenen elliptischen Rippen, teilweise befeuchteten Rippen und vollständig benetzten Rippen wurde von Lin und Jang (2002) veröffentlicht. Ein Anstieg des Achsenverhältnisses der elliptischen Rippen und eine Verringerung der Rippenhöhe vergrößern den Rippenwirkungsgrad bei allen Feuchtigkeitswerten um 4 – 8 %. Kundu und Das (2001) entwickelten ein mathematisches Modell zur Beschreibung des Rippenwirkungsgrades und der Rippentemperatur für kreisrunde Rippen unterschiedlicher Dicke. Dabei wurde eine Rippe vorgestellt, bei der die Rippendicke von der Rippenbasis bis zur Rippenspitze geringer wird, wodurch ein optimales Wärmeübertragung-zu-Rippenvolumen-Verhältnis erreicht wurde. Die 3D-Strömung an einer Rippe mit Lüftungsschlitz an einem Rohr wurde durch Cui und Tafti (2002) numerisch untersucht. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass sich längliche Wirbelablösegebiete ausbilden, wenn die Rippen in geneigter Orientierung installiert werden. Weiterhin wurden kompakte Wirbel an der Verbindungsstelle von Rippe und Oberfläche gefunden sowie hohe Wärmeübergangskoeffizienten an der Oberseite der Rippe beobachtet. In der Studie von Erek et al. (2005) wurde eine 3D-Simulation verwendet,

um Wärmeübertragung und Druckverlust an Rohren mit Plattenrippen zu untersuchen. Die Ergebnisse zeigen eine Reduktion des Druckverlustes mit zunehmendem Rippenabstand und Elliptizität sowie eine Erhöhung der Wärmeübertragung mit der Elliptizität.

Luftgekühlte Wärmeübertragerrohre werden häufig relativ zur Horizontalen geneigt installiert. In Abbildung 8 sind exemplarisch zwei unterschiedlich geneigte Rohrbündel dargestellt. Die Auswirkungen der Neigung auf die Wärmeübertragung und Strömungscharakteristik von Wärmeübertragern ist daher Gegenstand einiger wissenschaftlicher Arbeiten, welche im Folgenden zusammengefasst werden.

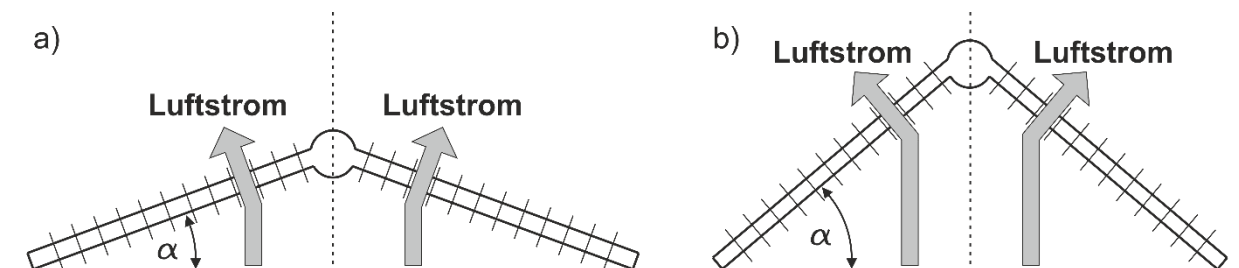


Abbildung 8: Generelle Abbildung von luftgekühlten Rohrbündeln in geneigter Position für a) niedrige Rohrneigung und b) hohe Rohrneigung.

Eine numerische Simulation von ovalen Rohren mit 7 unterschiedlichen Rippenanstellwinkeln (0° , 5° , 10° , 15° , 20° , 25° und 30°) wurde von Şahin, Dal und Baysal (2007) durchgeführt. Die Wärmeübertragung und der Druckverlust nehmen mit dem Neigungswinkel der Rippen zu, bis ein maximaler Wert bei 30° erreicht wird. Der Einfluss des Achsenverhältnisses auf die Wärmeübertragung einzelner Rohre unter laminarer erzwungener Strömung wurde von Bharti, Sivakumar und Chhabra (2008) durch Simulation bestimmt. Eine geringe Reduktion des Colburn-Faktors mit zunehmendem Achsenverhältnis und Prandtl-Zahl wurde beobachtet. Eine numerische und experimentelle Studie zu beheizten ovalen Zylindern wurde von Zhang et al. (2013) veröffentlicht. Hierbei wurden das Achsenverhältnis der ovalen Rohre verändert und die Wärmeübertragungsleistung gemessen. Bei einem Achsenverhältnis von 1:2 ist die Leistungsdichte am höchsten, weshalb diese Form des Rohres empfohlen wird. Guo, Du und Yang (2018) simulierten und analysierten neuartige Rippenrohre für luftgekühlte Kondensatoren. Hierbei wurden konventionelle flache Rippen, zwei getrennte gezackte Rippen, fünf getrennte gezackte Rippen und zehn getrennte gezackte Rippen an einem einzelnen Rohr angebracht. Die Nusselt-Zahl und der Friction-Faktor steigen mit der Anzahl getrennter, gezackter Rippen. In der Studie von Morales-Fuentes und Loredó-Sáenz (2018) werden glatte Plattenrippen, kreisrunde Rippen und Stifte an Rohren thermohydraulisch verglichen. Das höchste Leistungsverhalten wurde für die Designs identifiziert, welche die höchsten Oberflächen-zu-Volumen-Verhältnisse aufwiesen.

Die Literaturrecherche zeigt, dass im Großteil der wissenschaftlichen Studien nur einfache Rippendesigns, wie kreisrunde glatte und plattenförmige Rippen in horizontaler Orientierung, untersucht wurden. Neuartige Designs oder der Einfluss des Rohrneigungswinkels von Rippenrohren wurden bislang kaum untersucht. Im Anhang in der Tabelle 16 ist dazu zusammenfassend eine Artikelsammlung aufgelistet. In den beschriebenen Artikeln wurden Rohre mit verschiedenen Rippengeometrien (Anzahl 7), Rohre mit kreisrunden Rippen (Anzahl 6), Rohre mit Plattenrippen (Anzahl 5), ovale Rohre (Anzahl 5) und Rohre mit geschlitzten Rippen (Anzahl 2) untersucht. In der Abbildung 90 im Anhang ist eine Übersicht der untersuchten Artikel zu Einzelrohren eingeteilt nach Rippengeometrie zu finden.

2.3 Rippenrohre unter natürlicher Konvektion

2.3.1 Experimentelle Arbeiten

Churchill und Chu (1975) entwickelten eine einfache Korrelation zur Beschreibung der mittleren Nusselt-Zahl für beheizte Zylinder basierend auf experimentellen Ergebnissen anderer Autoren. Die Korrelation verfügt über einen weiten Gültigkeitsbereich bezüglich Rayleigh-Zahlen und Prandtl-Zahlen. Zusätzlich konnten Nusselt-Korrelationen für gleichmäßige Beheizung und Wandtemperaturverteilung entwickelt werden. Ähnlich wie in den vorgenannten Arbeiten wurden durch Morgan (1975) viele experimentelle Arbeiten analysiert. Aus diesen Analysen geht eine einheitliche Korrelation zwischen Nusselt-Zahl und Rayleigh-Zahl für horizontale glatte Zylinder hervor. Weiterhin wurde der Wärmeübergang an geneigten Glattrohren in einem Bereich von 0° bis 90° studiert, wobei herausgefunden wurde, dass der konvektive Wärmeübergang mit steigendem Neigungswinkel stark sinkt. Die Naturkonvektion einzelner Rippen und Rippenanordnungen an einer horizontalen Platte wurde experimentell von Sobhan, Venkateshan und Seetharamu (1990) analysiert. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen wurden Korrelationen für die gemittelte Nusselt-Zahl entwickelt. In den Experimenten von Kayansayan (1993b) wurde der Wärmeübergang von berippten Rohren untersucht, wobei die Parameter Rippendurchmesser, Rippenabstand und Temperaturdifferenz variierten. Das Verhältnis von Rippenabstand zu Rippendurchmesser liegt dabei zwischen 0,25 und 0,5. In einer experimentellen Studie analysierten Hahne und Zhu (1994) den Einfluss der Rippenhöhe auf die Wärmeübertragung von Rippenrohren unter Naturkonvektion. Die Experimente zeigten eine asymmetrische Temperaturverteilung bei großen Rippenhöhen und eine symmetrische Verteilung bei niedrigen Rippenhöhen. Die Naturkonvektion horizontaler Zylinder wurde experimentell im Bereich von $Ra = 4,8 \cdot 10^4$ bis $Ra = 1,0 \cdot 10^7$ durch Koizumi und Hosokawa (1996) studiert. Der Durchmesser des untersuchten Zylinders, welcher in einer Box mit den Abmaßen $600 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm} \times 1200 \text{ mm}$ platziert wurde, variierte zwischen $D = 25,4 \text{ mm}$ und $D = 152,4 \text{ mm}$. Es wurde festgestellt, dass die Wärmeübertragung durch Strahlung erst bei hohen Rayleigh-Zahlen von Bedeutung ist. Experimente und numerische 2D-Simulationen wurden für ovale Zylinder und $Ra = 1,3 \cdot 10^3$ bis $Ra = 7,5 \cdot 10^4$ durch Cesini et al. (1999) durchgeführt. Experiment und Simulation zeigen eine gute Übereinstimmung. Allerdings neigten die Simulationen bis $Ra = 10^5$ zu Oszillationen. Die thermische Interaktion zwischen einem isothermen Zylinder und einem isothermen Gehäuse wurde für $Ra = 6.800$ bis $Ra = 21.800$ durch Newport et al. (2002) studiert. Der experimentelle Aufbau bestand aus einem Zylinder mit Durchmesser 20 mm und Länge 300 mm sowie aus einem Mach-Zehnder-Interferometer zur Bestimmung der Temperaturverteilung. Weiterhin wurden Simulationen auf die Experimente angewendet, welche eine gute Übereinstimmung der Temperaturverteilung bei höheren Rayleigh-Zahlen lieferten. Holographische Interferometrie wurde durch Herráez und Belda (2002) angewendet, um das Temperaturfeld und den Wärmeübergang von Zylindern unter Naturkonvektion zu studieren. Dabei wurde der Zylinderdurchmesser von $D = 10 \text{ mm}$ auf $D = 30 \text{ mm}$ verändert und die Rayleigh-Zahl zwischen $Ra = 2,2 \cdot 10^3$ und $Ra = 1,6 \cdot 10^5$ variiert. Um den Übergang von laminarer zur turbulenten Strömung bei Naturkonvektion an beheizten Zylindern zu verstehen, wurden von Misumi, Suzuki und Kitamura (2003) Experimente für Zylinderdurchmesser von $D = 200 \text{ mm}$ und $D = 1200 \text{ mm}$ durchgeführt. Der Übergang zur turbulenten Strömung erfolgt bei $Ra = 3,5 \cdot 10^9$. Es konnten laminare Grenzschichten, Strömungsablösung, Übergangsströmung und voll entwickelte turbulente Strömung beobachtet werden. Yildiz und Yüncü (2004) studierten 18 unterschiedliche einzelne kreisrunde Rippenrohre mit Rippendurchmessern zwischen 35 mm und

125 mm sowie Rippenabständen zwischen 3,6 mm und 31,7 mm bei einer konstanten Rippendicke von 1 mm. Die Auswertung der Experimente lässt einen optimalen Rippenabstand bei ungefähr 8 mm für die meisten Rippendurchmesser erkennen. Die Methode der kleinsten Quadrate wurde von Chen und Hsu (2007) angewendet, um den Wärmetransport an kreisrunden berippten Rohren zu analysieren. Eine starke Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten und eine Abnahme des Rippenwirkungsgrads mit steigendem Rippenabstand wurde beobachtet. Allerdings werden die Veränderungen unwesentlich, wenn der Wert des Rippenabstandes größer als 15 mm wird. Sertkaya, Bilir und Kargici (2011) analysierten experimentell den Wärmeübergang einer Oberfläche mit Stiftrippen unter verschiedenen Orientierungen und unter Naturkonvektion. Die Stifte verbesserten die Wärmeübertragung im Vergleich zu glatten Oberflächen, wobei die vertikale Orientierung der Stifte am günstigsten ist. Der Wärmeübergang von beheizten Zylindern mit $D = 30 \text{ mm}$ wurde in einem würfelförmigen Gehäuse experimentell durch Butler, Newport und Geron (2013) untersucht. Für niedrige Rayleigh-Zahlen wurde eine gute Übereinstimmung mit Korrelationen aus der Literatur festgestellt. Allerdings waren die Abweichung bei hohen Ra größer, da Interaktionen zwischen dem Gehäuse und dem Zylinder auftraten. Yaghoubi und Mahdavi (2013) untersuchten die Naturkonvektion von einem horizontalen, berippten Zylinder. Es wurden sehr geringe Wärmeübergangskoeffizienten gemessen und durch neue Korrelationen der Nusselt-Zahl als Funktion der Rayleigh-Zahl beschrieben. Die Autoren Karami, Yaghoubi und Keyhani (2018) untersuchten ebenfalls experimentell und numerisch die Naturkonvektion an einem gekühlten Rippenrohr. Dabei wurden ein annähernd einheitliches Temperaturprofil der Rippen und ein laminares Strömungsregime zwischen den Rippen gefunden. Die Nusselt-Zahl ist für gekühlte Rippenrohre größer als bei vergleichbaren, beheizten Rippenrohren. Einzelrohre und eine Anordnung von Rohren unter Naturkonvektion wurden experimentell durch Katsuki et al. (2015) studiert. Für das Einzelrohr liegt das Optimum des Rippenabstandes bei 7 mm. Die Wärmeübertragung des Rohrbündels nimmt mit dem Rohrabstand in vertikaler Richtung zu und bleibt konstant, sobald der Rohrabstand das Fünffache des Rippendurchmessers beträgt. Weiterhin ist der flächengemittelte Wärmeübergangskoeffizient des Rohrbündels aufgrund von erhöhtem Auftrieb ca. 40% höher als der des Einzelrohres.

In vielen Anwendungen ist eine Neigung der Rippenrohre erforderlich, um beispielsweise den Ablauf von Kondensat auf der Rohrinne-Seite zu gewährleisten. Allerdings existieren nur wenige Artikel, in denen der Einfluss des Neigungswinkels von Rippenrohren bei Naturkonvektion experimentell analysiert wurde. Varol et al. (2012) studierten die Variation der Neigung einer einzelnen Rippe zwischen 30° und 120° . Die Nusselt-Zahl ist maximal für die geringsten und höchsten Neigungswinkel und minimal für die senkrechte Rippenposition. Awasarmol und Pise (2015) untersuchten rechteckige Rippen mit unterschiedlichen Perforierungen und Neigungen. Der höchste Wärmeübergangskoeffizient konnte für Rippenorientierung in Strömungsrichtung nachgewiesen werden. Der Einfluss der Rotation und Neigung der longitudinalen Rohrachse auf die Naturkonvektion eines ovalen Glattrohrs wurde durch Elshazly et al. (2005) untersucht. Für ovale Rohre wurde ein Anstieg der Temperatur mit dem Rotationswinkel in der gleichen axialen Position gemessen. Weiterhin erhöhte sich die mittlere Nusselt-Zahl mit steigendem Rotationswinkel und Neigungswinkel.

Da der Einfluss des Neigungswinkels von Rippenrohren auf die Naturkonvektion kaum untersucht wurde, wird dieser Zusammenhang in der vorliegenden Arbeit experimentell studiert. Hierbei spielen verschiedenen Aspekte eine Rolle, wie beispielsweise Rippentemperaturverteilung, Strömungsverteilung und Strömungsrichtung. Diese Aspekte werden in dieser Arbeit durch Vermessung der Rippentemperatur sowie der Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung im Nachlaufgebiet quantifiziert.

2.3.2 Numerische Arbeiten

Theoretische Studien zur Naturkonvektion von Zylindern mit elliptischem Querschnitt wurden durch Merkin (1977) durchgeführt. Die Entwicklung der Grenzschichten wurde für horizontale Zylinder bei einem konstanten Wärmestrom studiert. Ghaddar (1992) beschreibt in seiner Arbeit die numerische Analyse eines Zylinders mit dem Durchmesser $D = 63 \text{ mm}$ in einem rechteckigen Raum. Die Ergebnisse zeigen die Ausbildung eines Gebietes mit hoher Strömungsgeschwindigkeit stromabwärts des Zylinders. Der Wärmeübergang von geneigten, dünnen Rippen mit unterschiedlicher Längen in einer rechteckigen Einhüllung wurde numerisch durch Ben-Nakhi und Chamkha (2006) modelliert. Sie stellten fest, dass die Wärmeübertragung nicht sensitiv gegenüber der Rippenlänge ist und die höchsten Werte in der vertikalen Orientierung erreicht werden.

Die thermofluidynamische Leistung einzelner runder Rippen mit unterschiedlichen Querschnittsprofilen unter Naturkonvektion untersuchte Mokheimer (2002) analytisch. Die Bestimmung des Rippenwirkungsgradverlaufes erfolgte für kreisrunde Rippen mit rechteckigem, dreieckigem, konkav parabolischem und konvex parabolischem Schnittprofil. Eine numerische 2D-Simulation eines Zylinders in einem Gehäuse führte Kim et al. (2008) durch. Der Einfluss der Position des Zylinders auf die Naturkonvektion und auf das Strömungsfeld wurde für Rayleigh-Zahlen zwischen $Ra = 10^3$ und $Ra = 10^6$ analysiert. Bei niedrigen Rayleigh-Zahlen entwickelten sich zwei Wirbel innerhalb eines großen Wirbels. Wenn die Rayleigh-Zahl zunimmt, erhöhte sich die Anzahl der Wirbel sowie der Wärmeübergang. Zylindrische Stiftelemente an einer horizontalen Platte wurden numerisch durch Haldar (2010) modelliert. In der Simulation strömte die Luft horizontal entlang der Platte und stieg nach Kontakt mit den Stiften vertikal auf. Mit zunehmendem Stiftdurchmesser erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient, aber der Wärmestrom ist geringer. Es werden in der Studie mehrere kleine Stifte anstelle weniger großer Stifte empfohlen. Eine 2D-Simulation von einem beheizten Zylinder in einem quadratischen Gehäuse mit $Ra = 10^3$ bis $Ra = 10^6$ ist Thema der Studie von Lee, Ha und Yoon (2010). Die Position des Zylinders wurde in horizontaler und diagonaler Richtung geändert. Hierbei bildeten sich zwei separate Wirbel in Bewegungsrichtung des Zylinders. Weiterhin ist die Nusselt-Zahl bei hohen Rayleigh-Zahlen unabhängig von der Zylinderbewegung. Die Ergebnisse einer weiteren numerischen 2D-Simulation eines elliptischen Zylinders in einer runden Umhüllung wurde durch Ghasemi, Soleimani und Bararnia (2012) veröffentlicht. Die Rayleigh-Zahlen wurden zwischen $Ra = 10^3$ und $Ra = 10^6$ variiert, wobei eine starke Abhängigkeit der Wärmeübertragung vom Neigungswinkel der Umhüllung sowie der Größe des Zylinders festgestellt wurde. Die Naturkonvektion von einem berippten, horizontalen Zylinder wurde durch Dogan, Akkus und Baskaya (2012) in einer numerischen Simulation untersucht. Der Rippenabstand, der Rippendurchmesser und die Temperaturdifferenzen wurden verändert, wobei eine optimale Wärmeleistung bei einem Rippenabstand von $8,7 \text{ mm}$ für alle Rippendurchmesser zwischen 35 mm bis 160 mm gefunden wurde. Eine plattenförmige Wärmesenke mit parallelen, vertikalen Rippen modellierten Mehrtash und Tari (Mehrtash und Tari (2013), Tari und Mehrtash (2013)). Die Orientierung dieser Rippen variiert zwischen 0° und $\pm 90^\circ$ und eine konstante konvektive Wärmeübertragungsrate wurde für niedrige Neigungswinkel beobachtet. Allerdings reduzierte sich der Wärmeübergang, wenn die Wärmesenke horizontal orientiert war. Kumar et al. (2014) simulierten die Naturkonvektion an einem runden Zylinder mit Außendurchmesser $D = 76,2 \text{ mm}$ in einer quadratischen Box für eine Rayleigh-Zahl von ungefähr $Ra = 1,3 \cdot 10^6$. Die Strömung war instabil und begann zu oszillieren, wenn das Verhältnis zwischen dem Abstand zur Box-Oberseite und dem Zylinderdurchmesser kleiner als 0,2 war. Ein stabiler Zustand stellte sich ein, wenn das Verhältnis Werte zwischen 0,4 und 2,3 erreichte. Kumar et al. (2016a) simulierten ein

beripptes Rohr in Luft, um den Einfluss von Rippenabstand, Rippendurchmesser, Kaminhöhe, Rohrdurchmesser, Rohrform und die Differenz von Luft- zu Rohrtemperatur auf die Wärmeübertragung zu untersuchen. In der Studie steigt die Wärmeübertragung bis zu einem Rippenabstand von 8 mm sowie bis zu einem Rippendurchmesser von 41 mm an. Die höchsten Werte des Wärmeübergangskoeffizienten treten bei kleinen Rohrdurchmessern und einer elliptischen Rohrform auf. Durch Senapati, Dash und Roy (2016) wurde eine numerische Studie zu horizontal angeordneten Rippenrohren mit konstanter Rippendicke und mit unterschiedlichem Rippenabstand sowie Rippen-zu-Rohrdurchmesser durchgeführt. Hierbei erreicht der Wärmeübergang maximale Werte bei Rippenabständen zwischen 5 mm und 6 mm und für Rayleigh-Zahlen zwischen 5 und 10^8 . Die Autorengruppe um Han Taw Chen haben neben experimentellen Arbeiten auch einige Artikel veröffentlicht, in denen ihre numerischen Arbeiten zu Rippenrohrwärmeübertragern diskutiert wurden. So wurde das Fluidynamikprogramm FLUENT von Chen et al. (2016) genutzt, um die Wärmeübertragung von einzelnen Rohren mit vertikalen Plattenrippen zu analysieren. In dieser Studie variiert der Rippenabstand zwischen 2 mm und $27,3\text{ mm}$ sowie der Rohrdurchmesser zwischen 10 mm und 20 mm . Der Wärmeübergangskoeffizient steigt mit kleiner werdenden Außenrohrdurchmessern und größer werdenden Rippenabständen. Ebenfalls wurden Rippenrohre mit kreisrunden Konturen durch Chen, Chiu, Liu, et al. (2017) studiert und eine neue Korrelation zwischen Nusselt- und Rayleigh-Zahl wurde vorgeschlagen. Eine Untersuchung zum Einfluss des Rippenabstandes an elliptischen Rippenrohren auf die Wärmeübertragung führten Chen, Hsieh, et al. (2018) durch, wobei keine Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten ab einem Rippenabstand von 18 mm beobachtet wurde. Weiterhin war der Rippenwirkungsgrad von elliptischen Rippen höher als bei kreisrunden Rohren. In einer weiteren Veröffentlichung diskutieren die Autoren Chen, Chiu, Tseng, et al. (2017) den Effekt der Randbedingungen und des Turbulenzmodelles bei CFD-Simulationen von Rippenrohren. Das Zero-Equation-Turbulenzmodell und das laminare Strömungsmodell zeigten die beste Übereinstimmung mit experimentellen Daten. Numerische Methoden wurden zusammen mit experimentellen Daten durch Chen, Chou, et al. (2018) verwendet, um die Wärmeübertragung an vertikalen, kreisrunden Rippenrohren mit verschiedenen Rippendurchmessern zu analysieren. In der Studie steigt der Wärmeübergangskoeffizient mit abnehmendem Rippendurchmesser und zunehmendem Rippenabstand an. Zwei horizontale Zylinder unter Naturkonvektion wurden von Chen, Ma und Lin (2020) modelliert. In dieser Studie hat das Zero-Equation-Turbulenzmodell die geringsten Abweichungen zu experimentellen Daten. Weiterhin bildeten sich zwei Strömungsblumen stromabwärts der Rohre aus. Die Wärmeübertragung wird mittels einer Korrelation beschrieben.

Aus der Literaturrecherche wird deutlich, dass sich die meisten Studien mit glatten Rohren und Rohren mit einfachen kreisrunden Rippen auseinandersetzen. Der Neigungswinkel der Rohrachse dieser Rippenrohre bleibt bisher allerdings weitestgehend unberücksichtigt. Eine Übersicht zu den beschriebenen Artikeln ist in Tabelle 17 im Anhang zu finden. Die aufgeführten Veröffentlichungen thematisieren Rohre mit verschiedenen Rippengeometrien (Anzahl 1), Glattröhre (Anzahl 14), Rohre mit kreisrunden Rippen (Anzahl 13), Einzelrippen (Anzahl 8), ovale Glattröhre (Anzahl 3) und Rohre mit Plattenrippen (Anzahl 1). Die Verteilung der Publikationen zu Einzelrohren unter Naturkonvektion sind für verschiedenen Rohr- und Rippengeometrien in der Abbildung 91 im Anhang als Balkendiagramm dargestellt.

2.4 Rippenrohrbündel unter erzwungener Konvektion

2.4.1 Experimentelle Arbeiten

Eine der ersten experimentellen Arbeiten zu Wärmeübertragung und Druckverlust von Rippenrohrwärmeübertragern wurde von McQuiston und Tree (1971) durchgeführt. Aus den experimentellen Daten wurden Korrelationen für Colburn- und Friction-Faktor in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl entwickelt. Der Artikel von Rich (1976) enthält eine Übersicht zu veröffentlichten Artikeln zur Wärmeübertragung von Rippenrohrbündeln sowie eine Studie zum Einfluss von Rippenabstand und Rohrreihenanzahl auf die Wärmeübertragung. Saboya und Sparrow (1974) nutzten die Naphthalin-Sublimations-Technik, um mittels der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung den lokalen Wärmeübergang experimentell zu bestimmen. Die Wärmeübergangskoeffizienten an dem einreihigen Wärmeübertrager waren im stromaufwärts liegenden Rippenrohrbereich aufgrund von Wirbelbildung besonders hoch und im Nachlaufgebiet besonders niedrig. Weiterhin haben Saboya und Sparrow (1976) diese experimentelle Studie auch für zweireihige Wärmeübertrager mit Plattenrippen durchgeführt. In dieser Studie beschreiben die Autoren den Einfluss der Grenzschichtentwicklung innerhalb der ersten Rohrreihe sowie den starken Einfluss der Wirbelbildung auf die Wärmeübertragung in der zweiten Rohrreihe. Die gleiche experimentelle Methode wurde auf gewellte Rippenrohrbündel durch Goldstein und Sparrow (1976) angewandt. Im Vergleich mit den glatten Plattenrippen sind die Wärmeübergangskoeffizienten der gewellten Rippenrohre um bis zu 45 % höher. Ein- und zweireihige Plattenrippenwärmeübertrager wurden ebenfalls durch Rosman, Carajilescov und Saboya (1984) experimentell untersucht. Dabei wurden der Einfluss der Reynolds-Zahl und des Rippenmaterials auf die Wärmeübertragung analysiert sowie die Temperaturverteilung mittels einer numerischen 2D-Analyse bestimmt. Die experimentelle Studie von Merker und Hanke (1986) beschreibt den Einfluss des transversalen und longitudinalen Rohrabstandes auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust von Kreuzstromwärmeübertragern mit kreisrunden und ovalen Rohren. Die Ergebnisse der Messungen zeigen, dass Rohre mit ovaler Kontur aufgrund der geringeren Anströmfläche kompakter sind. Die Studie von Beecher und Fagan (1987) beinhaltet eine Experimentalserie mit 27 Rippenwärmeübertragern mit drei Rohrreihen in versetzter Anordnung und wellenförmige Plattenrippen. Webb (1990) verwendete diese Daten, um durch eine Multi-Regressions-Technik eine Nusselt-Korrelation zu entwickeln. Diese Korrelation reproduziert 88 % der Messergebnisse mit $\pm 5\%$ und 96 % aller Daten mit $\pm 10\%$ Abweichung. Aiba (1990) untersuchte die Wärmeübertragung von im Kreuzstrom positionierten berippten Zylindern. Der Effekt unterschiedlicher longitudinaler Rohrabstände auf den Wärmeübergang wurde für verschiedene Reynolds-Zahlen untersucht und durch eine Korrelation beschrieben, welche die Messergebnisse mit $\pm 5\%$ repräsentiert. Mirth und Ramadhyani (1993) vergleichen in ihrer Studie trockene und benetzte Wärmeübertrager. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Streuung für benetzte Oberflächen, weshalb kein einheitlicher Trend zu erkennen ist. In einer ähnlichen Untersuchung bestimmten Mirth und Ramadhyani (1994) die Nusselt-Zahl und den Friction-Faktor von Wellenrippen experimentell. Eine Korrelation zur Vorhersage der Nusselt-Zahl wurde entwickelt und der Vergleich mit anderen Referenzen ergibt eine Abweichung von bis zu 20 %. Weiterhin war der Friction-Faktor für benetzte Oberflächen höher als bei trockenen Oberflächen. Kreisrunde berippte Rohre in einreihiger Anordnung und zweireihiger fluchtender sowie zweireihiger versetzter Anordnung wurden experimentell durch Sparrow und Samie (1985) untersucht. Der Gesamtdruckverlust der zweireihigen versetzten Anordnung und der zweireihigen fluchtenden Anordnung ist fast doppelt so hoch wie der Druckverlust

der einreihigen Anordnung. Außerdem wird in dem Artikel der Wärmetransport durch eine Korrelationen beschrieben. Für Rohre mit Plattenrippen wurden empirische Korrelationen zur Beschreibung des Colburn-Faktors in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl durch Elmahdy und Biggs (1979) entwickelt und an einem achtreihigen Rohrbündel validiert. Idem, Jacobi und Goldschmidt (1990) führten Experimente mit kreisrund berippten Rohren durch, um die Wärmeübertragung und den Druckverlust vierreihiger Rohrbündeln zu charakterisieren. In einer weiteren Veröffentlichung wurde basierend auf den experimentellen Ergebnissen ein Modell zur Bestimmung der Wärmeübertragung durch Idem und Goldschmidt (1993) vorgestellt. Hierbei wurde ebenfalls die Oberflächenbenetzung berücksichtigt. Mithilfe von Flüssigkristallthermographie wurde der lokale Wärmeübergang an Rippen mit longitudinalen Wirbelelementen an flachen und runden Rohren durch Fiebig, Valencia und Mitra (1994) gemessen. Die longitudinalen Wirbelelemente erhöhten die Wärmeübertragung für runde Rohre nur geringfügig (10 %) und für flache Rohre wesentlich (100 %). Wang, Fu und Chang (1997) haben 18 Proben vermessen, um Wärmeübertragung und Druckverlust von Rippenrohrbündeln mit Wellenrippen zu bestimmen. Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss des Rippenabstandes auf die Wärmeübertragung sowie der Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Druckverlust vernachlässigt werden können, was im Widerspruch zu anderen Studien steht. Die Strömungsmechanik und der Wärmeübergang eines vierreihigen, elliptischen Rippenrohrwärmeübertragers wurden durch Jang und Yang (1998) experimentell und numerisch untersucht. Die elliptischen Rohre wurden in fluchtender und versetzter Anordnung und kreisrunde Rohre wurden in versetzter Anordnung installiert. Die Ergebnisse zeigen höhere Wärmeübertragungskoeffizienten und einen höheren Druckverlust der kreisrunden Rohre gegenüber den elliptischen Rohren. Der Einfluss von Rohrreihenanzahl, Rippenabstand und Rohrdurchmesser wurde in Studien von Wang und Chi (2000) untersucht. Bei ein- und zweireihigen Wärmeübertragern erhöht sich die Wärmeübertragungsleistung mit abnehmenden Rippenabstand und für mehrreihige Wärmeübertrager ist der Einfluss des Rippenabstandes vernachlässigbar. Der Druckverlust reduziert sich mit abnehmendem Rohrdurchmesser. Darauf aufbauend wurden Korrelationen zur Beschreibung von Wärmeübertragung und Druckverlust durch Wang, Chi und Chang (2000) entwickelt, welche die Messdaten mit einer mittleren Abweichung von 7,51 % und 8,31 % wiedergeben. In den Experimenten von Lozza und Merlo (2001) wurden Rippen mit unterschiedlichen Designs auf Rohrbündeln befestigt, um den Wärmeübergang und Druckverlust experimentell zu untersuchen. Die Designs waren hierbei flache, wellenförmige, geschlitzte und deltaflügelförmige Rippen. Die Kombination aus Wärmeübertragung und Druckverlust war für die geschlitzten Rippen dabei am günstigsten. In Experimenten mit Wärmeübertragern in geneigter Orientierung untersuchten Kanematsu und Murakami (2002) unterschiedliche Designs. Hierbei sind die Ausführungen fluchtende Rohre mit glatten Rippen, versetzte Rohre mit glatten Rippen sowie versetzte Rohre mit geschlitzten Rippen. Diese Konfigurationen wurden mit den Neigungswinkel 0° , 45° , 60° und 80° in eine Testsektion installiert. Die Wärmeübertragungsleistung war bei einem Winkel von 80° aufgrund der großen Nachlaufgebiete am niedrigsten. Infrarotthermographie wurde durch Ay, Jang und Yeh (2002) genutzt, um die Temperaturverteilung an der Rippenoberfläche innerhalb eines Plattenrippenwärmeübertragers zu messen. Bei der versetzten Anordnung war der durchschnittliche Wärmeübergangskoeffizient zwischen 14 % und 32 % höher als bei der fluchtenden Anordnung. Die Wärmeübertragungsleistung und der Druckverlust von Rohrbündeln mit glatten, runden Rippen und geschlitzten, runden Rippen wurde durch Kawaguchi, Okui und Kashi (2005) studiert. Unterschiedliche Rippenabstände, Rohrabstände und die Anzahl der Rohrreihen wurden untersucht. Dabei war der Druckverlust in Form des Reibungsfaktors bei geschlitzten Rippen im Vergleich zu glatten Rippen um 15% größer. Kim und Kim (2005) testeten 22 Plattenrippenrohrwärmeübertrager mit großen Rippenabständen, wobei der Rippenabstand, die

Rohrreihenanzahl und die Rohranordnung verändert wurden. Der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient nahm mit dem Rippenabstand ab und mit der Rohrreihenanzahl zu. Die Wärmeübertragungsleistung der versetzten Anordnung war 10 % höher als die der fluchtenden Anordnung. Die Wärmeübertragung gekühlter und beheizter elliptischer Rohre mit einem Achsenverhältnis von 1:3,33 wurde in einem Windkanal experimentell durch Khan, Fartaj und Ting (2005) analysiert. Hierbei wurde festgestellt, dass der Wärmeübergangskoeffizient bei der Abkühlung höher ist als bei der Aufheizung. Weiterhin wird in der Veröffentlichung eine Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Nusselt-Zahl und Reynolds-Zahl nach dem Potenzgesetz beschrieben. Durch Nuntaphan, Kiatsiroat und Wang (2005a) wurde in zwei Veröffentlichungen die experimentell ermittelte Wärmeübertragung von Rohrbündeln mit Spiralrippen diskutiert. Hierbei wurde der Einfluss von Rohrdurchmesser, Rippenabstand, Rippenhöhe, transversaler Rohrabstand und Rohranordnung auf die Wärmeübertragung quantifiziert. Für die fluchtende Anordnung ist mit zunehmendem Rohrdurchmesser und Rippenhöhe der Druckverlust erhöht und der Wärmeübergangskoeffizient reduziert. Der Einfluss der Rippenhöhe ist bei der versetzten Anordnung deutlich geringer. Basierend auf den experimentellen Daten wurden Korrelationen entwickelt, welche den Wärmeübergang beschreiben. Eine Ausweitung dieser Studie auf feuchte Wärmeübertragungsoberflächen beschreiben Nuntaphan, Kiatsiroat und Wang (2005b) in einer weiteren Veröffentlichung. Die Ergebnisse zeigen einen leicht niedrigeren Wärmeübergangskoeffizienten der feuchten Wärmeübertrager im Vergleich zu trockenen. Weiterhin ist bei feuchten Wärmeübertragern der Einfluss der Rippenhöhe vernachlässigbar und der Einfluss des Rippenabstandes gering. In der experimentellen Studie von Huang, Yuan und Ay (2003) wurde das inverse Wärmeleitproblem zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten mit der Steepest-Decent-Methode gelöst. Die Analyse der fluchtenden und versetzten Rohranordnung zeigte, dass die versetzte Anordnung einen um 8 % bis 13 % höheren Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zur fluchtende Anordnung erreicht, ähnlich zu den Studien von Kim und Kim (2005). Wongwises und Chokeman (2004), (2005) untersuchten in ihren Experimenten den Einfluss von Rippenabstand, Rippendicke und Rohrreihenanzahl von Rohrbündeln mit wellenförmigen Rippen auf die Wärmeübertragung und Strömungscharakteristik. Der Effekt des Rippenabstandes auf die Wärmeübertragung ist vernachlässigbar und der Druckverlust sowie die Wärmeübertragung reduzieren sich mit zunehmender Rohrreihenanzahl. Bei einer Rohrreihenanzahl von zwei erhöht sich die Wärmeübertragung mit der Rippendicke und ab einer Anzahl von vier Reihen verringert sich die Wärmeübertragung mit der Rippendicke. Junqi et al. (2007) führten experimentelle Untersuchungen von Wärmeübertrager mit Wellenrippen und Plattenrippen für Reynolds-Zahlen zwischen 800 und 6.500 sowie unterschiedlichen Rippenabständen und Rippenhöhen durch. Aus den Ergebnissen wurden Korrelationen für den Colburn-Faktor und den Friction-Faktor entwickelt, welche 95 % der Messdaten mit einer Abweichung von $\pm 10\%$ wiedergeben konnten. Pirompugd, Wang und Wongwises (2008) studierten in ihrer Arbeit Wellenrippen an kreisrunden Rohrbündeln für teilweise und voll benetzte Wärmeübertrager. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass die Wärmeübertragung nur geringfügig abhängig von der benetzten Oberfläche und dem Rippenabstand ist. Um eine zuverlässige Vorhersage zum Druckverlust von Plattenrippenwärmeübertragern zu ermöglichen führte Jacimovic, Genic und Latinovic (2006) Experimente durch. Hierfür wurden neben den eigenen Experimenten auch Daten von Kays und London verwendet, um Korrelationen für ein breites Spektrum an Reynolds-Zahlen zu entwickeln. Eine Rohrreihe von acht fluchtenden Kupferrohren zwischen zwei parallelen Platten wurde experimentell durch Kundu, Haji-Sheikh und Lou (1992) untersucht. Ziel der Untersuchung war die Beschreibung des Übergangs von laminarer zur turbulenten Strömung, welcher bei $Re = 2.800$ auftritt. Experimente und numerische Simulationen wurden von Paeng, Kim und Yoon (2009) durchgeführt, um versetzt angeordnete Rohre eines Plattenrippenwärmeübertragers zu analysieren. Der Rohrdurchmesser

betrug $10,2\text{ mm}$, der Rippenabstand betrug $3,5\text{ mm}$ und die Reynolds-Zahl variierte zwischen 1.082 und 1.649. Die Abweichung zwischen Experiment und Simulation liegt zwischen 7 % und 32,4 % und Literaturdaten werden mit einer Genauigkeit von 93 % wiedergegeben. Verschiedene Rippendesigns, wie Spiralrippen, glatte Plattenrippen, geschlitzte Plattenrippen, Plattenrippen mit Wirbelelementen und eine kombinierte geschlitzte Plattenrippe mit Wirbelelementen, wurden experimentell durch Tang, Zeng und Wang (2009) untersucht. Die höchste Wärmeübertragung sowie der höchste Druckverlust aller Designs tritt an den Spiralrippen auf. Bei niedrigeren Reynolds-Zahlen ist die thermofluidynamische Leistung der kombinierten Plattenrippe besser als die der Plattenrippe mit Wirbelelementen und bei höheren Reynolds-Zahlen erreicht die geschlitzte Plattenrippe die beste thermofluidynamische Leistung. Plattenrippen, wellenförmige Rippen und geriffelte Rippen wurden experimentell in einem Windkanal durch Wen und Ho (2009) studiert. Die Wärmeübertragung und der Druckverlust wurden für Anströmgeschwindigkeiten von $1 - 3\text{ m/s}$ ermittelt, wobei die wellenförmige Rippe und die geriffelte Rippe im Vergleich zur Plattenrippe einen um jeweils 10,9 – 31,9 % und 33,5 – 63,1 % höheren Druckverlust sowie eine um 11,8 – 24,0 % und 27,0 – 45,5 % höhere Wärmeübertragung erreicht. Der Wärmeübergang an Rohren mit Plattenrippen und mit großen Rippenabständen wurden durch Choi et al. (2010) experimentell bestimmt. Unter anderem wurden der Einfluss von versetzten Rippen sowie der Einfluss von diskreten und kontinuierlichen Plattenrippen auf die Wärmeübertragung untersucht. Diskrete Plattenrippen weisen einen um 6 % bis 11,6 % höheren Colburn-Faktor auf. Næss (2010) überströmte 10 geschlitzte Rippenrohrbündel im Kreuzstrom, um die Wärmeübertragung und den Druckverlust zu charakterisieren. Eine Erhöhung des Rippenabstandes und der Rippenhöhe verbesserte den Wärmeübergangskoeffizienten. Weiterhin verringerte ein größerer Rippenabstand den Druckverlust und die Rippenhöhe hatte keine Auswirkungen. Ein semi-empirisches Model von spiralförmig geschlitzten Rippen in versetzter Anordnung wurde durch Martinez et al. (2010) erstellt, um die Wärmeübertragung und den Druckverlust zu analysieren. Der Vergleich des Wärmeübertragungsmodells und des Druckverlustmodells mit experimentellen Daten zeigt eine Übereinstimmung von 95 % und 90 %. Eine praktisch ausgerichtete Analyse von luftgekühlten Wärmeübertragern mit Infrarot-Thermographie wurde von Ge et al. (2011) durchgeführt. Einflüsse der Lufttemperatur, der Verschmutzung und des Windes auf die Wärmeübertragungsleistung wurden für einen einreihigen und dreireihigen Luftkühler untersucht. Aufgrund der Naturkonvektion entstanden Wirbeln mit hoher Temperatur sowie große Rezirkulationsgebiete hinter den Wärmeübertragern. Chen und Lai (2012) veröffentlichten experimentelle und numerische Arbeiten an berippten Rohrbündeln mit zwei Reihen. Die Ergebnisse zeigen einen Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Anströmgeschwindigkeit und mit dem Rippenabstand bei einer versetzten Anordnung. Eine weitere Studie von Pongsoi, Pikulkajorn und Wongwises (2012) beschreibt die luftseitige Wärmeübertragungsleistung von Wärmeübertragern mit kreisrunden Spiralrippen. Der Rippenabstand und die Anströmgeschwindigkeit wurden in den Experimenten verändert, um den Einfluss auf den Colburn-Faktor und den Reibungsfaktor zu verstehen. Der Reibungsfaktor nimmt mit dem Rippenabstand für $Re > 6000$ zu. Für $Re < 6000$ konnte kein Einfluss des Rippenabstandes erfasst werden. Ma et al. (2012) untersuchten geschlitzte Rohrbündel in versetzter Anordnung mit unterschiedlichen transversalen und longitudinalen Rohrabständen. Niedrige Rohrabstände resultierten in einem hohen Wärmeübergang und Druckverlust. Korrelationen zur empirischen Beschreibung von Nusselt- und Euler-Zahl wurden vorgeschlagen. Du et al. (2011) studierten zweireihige Wärmeübertrager mit unterschiedlichen Neigungen gegenüber der Hauptströmungsrichtung experimentell. Die Rohrachsen wurden relativ zur Strömungsrichtung fluchtend um 30° , 60° , 45° und 90° rotiert. Innerhalb der verschiedenen Neigungswinkel erreichte die 45° -Orientierung die höchste thermische Leistung. Allerdings ist die thermische Leistung aller Experimente mit einem geneigten

Wärmeübertrager schlechter als die für die 90°-Orientierung. Die Autoren X. P. Du et al. (2014) dehnten in einer weiteren Veröffentlichung diese Untersuchung aus und zweireihige sowie dreireihige Wärmeübertrager mit unterschiedlichen Orientierungen werden diskutiert. Der zweireihige Wärmeübertrager zeigte die beste Wärmeübertragungsleistung bei 45° Neigung und hohen Reynolds-Zahlen sowie bei 60° und niedrigen Reynolds-Zahlen. Im Gegensatz dazu wurde für den dreireihigen Wärmeübertrager die beste thermische Leistung bei einer Neigung von 30° gemessen. Eine Übersicht zu der thermischen und strömungsmechanischen Charakteristik von mit Platten berippten und unberippten Wärmeübertragern wurde durch Tahseen, Ishak und Rahman (2015) veröffentlicht. Es erfolgte eine Betrachtung unterschiedlicher Parameter sowie aktueller Korrelationen. Für zukünftige Arbeiten wurden die Optimierung des Rohr- und Rippenabstandes empfohlen. Ein experimenteller Vergleich der luftseitigen thermischen Leistung von Rohrbündelwärmeübertragern mit glatten Rippen, geschlitzten Rippen und Rippen mit Wirbelelementen wurde durch Wang et al. (2015) für die Rippenabstände 1,6 mm und 2 mm sowie die Rohranzahl zwei, drei und vier veröffentlicht. Die geschlitzten Rippen erreichten höhere Wärmeübergangskoeffizienten für die Rohranzahl 2 und 4 im Vergleich mit anderen Designs. Fluchtend angeordnete Rohre mit unterschiedlichen Rohrdurchmessern wurden experimentell durch Mavridou, Konstandinidis und Bouris (2015) untersucht. Die Geschwindigkeitsfluktuation in dem Nachlaufgebiet war geringer bei Rohrpaaren im Vergleich zu Einzelrohren. Durch eine Verdopplung des Rohrdurchmessers bei minimalem longitudinalem Rohrabstand wurde die höchste volumenspezifische Wärmeleistung erreicht. Weiterhin war der Einfluss der Rohrreihenanzahl vernachlässigbar. Geschlitzte Spiralrippenwärmeübertrager mit zwei Rohrreihen wurden durch Kiatpachai, Pikulkajorn und Wongwises (2015) für unterschiedliche Reynolds-Zahlen und Rippenabstände experimentell charakterisiert. Die Wärmeleistung und der Druckverlust erhöhen sich mit abnehmendem Rippenabstand, wobei der Einfluss des Rippenabstandes auf den Colburn- und Friction-Faktor unwesentlich ist. Arie, Shooshtari und Ohadi (2018) stellten luftgekühlte Wärmeübertrager für Kraftwerke vor, welche additiv aus Edelstahl, einer Titanlegierung und einer Aluminiumlegierung gefertigt wurden. Die Wärmeübertrager bestanden aus Mikrokanälen und die thermische Leistung war um 30 % bis 40 % höherer im Vergleich zu konventionellen Plattenrippenwärmeübertragern. In einer aktuellen Arbeit von Chen et al. (2019) wurden dreidimensionale, kurze Rippen an Rohrbündeln angebracht und experimentell untersucht. Der Effekt von transversalem und longitudinalem Rohrabstand sowie von Rippenhöhe auf die Nusselt-Zahl, die Euler-Zahl und den Effektivitätswerte wurden analysiert. Mit abnehmender Rippenhöhe sinken der Wärmestrom und der Druckverlust, während die Nusselt-Zahl steigt. Der Wärmeübergangskoeffizient steigt mit sinkenden Rohrabständen und der Druckverlust steigt mit longitudinalem Rohrabstand und fällt mit transversalem Rohrabstand. Von Ho, Leong und Wong (2020) wurden zwei Luftkühler additiv mittels selektiven Laserschmelzen aus einer Aluminiumlegierung gefertigt und experimentell mit berippten Luftkühlern verglichen. Die additiv gefertigten Luftkühler hatten poröse Oktett-Gitter-Strukturen anstelle von Rohrrippen und der Wärmeübergangskoeffizient dieser ist bis zu zweimal höher im Vergleich mit konventionellen Designs.

2.4.2 Numerische Arbeiten

Eine grundlegende theoretische Studie zu der Rohrgeometrie von luftgekühlten Wärmeübertragern führte Schulenberg (1966) durch. Es wurden kreisrunde mit elliptischen Rohren hinsichtlich der wärmeübertragenden Oberfläche verglichen. Laminare Strömung und Wärmeübergang eines fluchtenden Rohrbündels wurden in einer zweidimensionalen numerischen Studie durch Fujii, Fujii und Nagata (1984) untersucht. Die Reynolds-Zahl variierte zwischen 60 und 300 und die Ergebnisse der Simulation stimmen

gut mit experimentellen Daten überein. Achaichia und Cowell (1988) analysierten geschlitzte Plattenrippen numerisch, wobei für niedrige Reynolds-Zahlen ein Bypass-Effekt beobachtet wurde. Es wurde bei niedrigen Reynolds-Zahlen eine geringere thermofluidynamische Leistung der geschlitzten Rippen beobachtet. In den beiden Studien von Chen und Wung (1989) sowie Wung und Chen (1989) wurden numerische Finite-Analyse-Methoden verwendet, um Konvektion von Rohrbündeln zu simulieren. In der ersten Veröffentlichung erfolgt die Beschreibung der verwendeten Gleichungen, Modelle und der Validierung der Ergebnisse mit experimentellen Daten. Der zweite Teil beschreibt die erhöhte Wärmeübertragung und den erhöhten Druckverlust von versetzt gegenüber fluchtend angeordneten Rohrbündeln. Der lokale Wärmeübergangskoeffizient ist stromaufwärts des Wärmeübertragers am höchsten und im Nachlaufgebiet am niedrigsten. Kundu, Haji-Sheikh und Lou (1991a), (1991b) untersuchten die Wärmeübertragung und den Druckverlust in laminaren Strömungen über fluchtend angeordnete Zylinder zwischen parallelen Platten. Eine Variation des Plattenabstandes änderte die Grenzschichtentwicklung und somit die Wärmeübertragung. Drei wesentliche Ablösemuster wurden benannt: eine kontinuierliche Ablösung der Strömung hinter den Zylindern bei niedrigem Abstand, eine periodisch wechselnde Ablösezone bei höherem Abstand und für hohe Abstände beeinflusst die Ablösezone nicht die nachfolgenden Rohrreihen. Nir (1991) analysierte unterschiedliche experimentelle Daten aus Veröffentlichungen zu berippten Kreuzstromwärmeübertragern und entwickelte daraus Korrelationen für die Wärmeübertragung und den Druckverlust. Die Korrelationen repräsentieren die meisten experimentellen Daten mit einer Abweichung von $\pm 10\%$. Die Wärmeübertragungsleistung und der Druckverlust von Rippenrohrbündeln mit Wirbelelementen wird in der Studie von Brockmeier, Guentermann und Fiebig (1993) für unterschiedliche Wärmeübertrager verglichen. Die Rohrbündel mit Wirbelelementen benötigen bei gleicher Wärmeabgabe eine um 76 % geringere Wärmeübertragungsoberfläche im Vergleich zu Rohrbündeln mit Glattribben. In der numerischen Studie von Yang et al. (1997) wird der Einfluss von Rohrreihen für Wärmeübertrager mit glatten Plattenrippen und wellenförmigen Plattenrippen analysiert. Die Rohrreihenanzahl hat bei wellenförmigen Rippen weniger Einfluss auf den Wärmeübergang als bei glatten Rippen. Basierend auf 47 Datensätzen von Wärmeübertragern wurde eine Multiregressionstechnik von Kim, Youn und Webb (1999) verwendet, um die Wärmeübertragung und den Druckverlust empirisch zu beschreiben. Die somit gewonnenen Korrelationen prädizieren die thermofluidynamische Leistung von Wärmeübertragern mit kleinen Rohrdurchmessern. Die Wärmeübertragungskorrelation sagt 94 % der Daten mit einer Abweichung von $\pm 20\%$ und die Druckverlustkorrelation sagt 90 % der Daten mit einer Abweichung von $\pm 20\%$ vorher. Weiterhin entwickelten Kim, Yun und Webb (1997) basierend auf 41 Datensätzen Korrelationen für wellige Plattenrippenwärmeübertrager in versetzter und fluchtender Anordnung. Für die versetzt angeordneten Rohrbündel werden 92 % der Wärmeübertragungsdaten mit einer Abweichung von $\pm 10\%$ und 91 % der Druckverlustdaten mit einer Abweichung von $\pm 15\%$ wiedergegeben. Ähnlich zu den vorangegangenen Arbeiten wurden durch Wang, Hwang und Lin (2002) empirische Korrelationen zur Beschreibung des Wärmeüberganges und des Druckverlustes von Rohrbündeln mit Plattenrippen im Fischgrätenmuster entwickelt. Dabei wurden 61 verschiedene Probekörper mit insgesamt 570 Datenpunkten für eine Regressionsanalyse verwendet. Die Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelation beschreiben 91 % und 85 % der Daten mit einer Abweichung von $\pm 15\%$ und $\pm 8,82\%$. Jang und Chen (1997) untersuchten den Einfluss von unterschiedlichen geometrischen Parametern, wie Rohrreihenanzahl, Winkel der Wellenrippen und Höhe der Wellenrippen, auf die Leistung eines Rohrbündels mit Wellenrippen. Die Rohrreihenanzahl ist bei Wellenrippen im Vergleich zu glatten Rippen weniger relevant für die Wärmeübertragung. Der Druckverlust steigt mit dem Winkel der Wellenrippen und sinkt mit steigender Höhe der Wellenrippen. In

einer Simulation zur Wärmeübertragung von multigeschlitzten Rippenwärmeübertragern wurden der Anstellwinkel und die Rippenteilung von Guo und Tafti (2003) variiert. Die Anströmwinkel betrug $\pm 25^\circ$, $\pm 45^\circ$ sowie 0° und die Rippenteilungen betrug 1; 1,5 und 2. Alle positiven Anströmwinkel erreichten hohe Wärmeübertragungsraten. Dagegen waren niedrige Wärmeübertragungsraten bei einem Anströmwinkel von -45° und einer Rippenteilung von 2 zu beobachten. Ein dreidimensionales inverses Wärmeleitproblem zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten für Rippenrohrbündel mit Plattenrippen wurde mit dem kommerziellen Code CFX 4.4 durch Huang, Yuan und Ay (2003) gelöst. Dabei wurden die Simulationsergebnisse mit Infrarot-Thermographie-Aufnahmen verglichen und die Übereinstimmung der Ergebnisse war gut. Der Einfluss des Rippenabstandes eines vierreihigen Rohrbündelwärmeübertragers in versetzter und fluchtender Anordnung wurde numerisch von Mon und Gross (2004) analysiert. Die Grenzschichtentwicklung sowie die Ausbildung von Hufeisenwirbeln zwischen den Rippen waren stark abhängig vom Rippenabstand. Die Präsenz und Ausprägung dieser Wirbel wurde häufiger, wenn das Verhältnis von Rippenabstand zu Rippenhöhe zunahm. Ein relativer Anstieg der Wärmeübertragung um bis zu 19 % und eine Materialreduktion um 32 % für ovale Rohrbündel im Vergleich zu kreisrunden Rohrbündeln wurde durch Matos et al. (2004) beschrieben. Der Effekt des Rippenabstandes und der Reynolds-Zahl auf die Konvektion und das Strömungsverhalten eines Plattenwärmeübertragers simulierte Tutar et al. (2000) mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen. Dabei hatten die Reynolds-Zahl und der Rippenabstand einen größeren Einfluss auf die Druckverteilung als die Auswahl des Turbulenzmodells. Eine Entwicklung von Hufeisenwirbeln wurde für alle Turbulenzmodelle beobachtet, wobei sich die Position der Wirbel unterschieden. Beim LES-Modell wurden höhere Nusselt-Werte beobachtet, als bei den $k - \varepsilon$ Modellen. Den Effekt der Rohrreihenanzahl auf die Leistung von mehrreihigen Wärmeübertragern mit Plattenrippen simulierten Tutar und Akkoca (2004) numerisch. Die Rohrreihenanzahl variierte zwischen einer Reihe und fünf Reihen. Ähnliche Studien wurden von Wang et al. (1996) und Jang, Wu und Chang (1996) durchgeführt, in denen die Rohrreihenanzahl von einer Reihe bis auf sechs Reihen erhöht wurde. Die Ergebnisse der genannten Referenzen weisen auf ein Optimum zwischen Druckverlust und Wärmeübertragung bei einer Rohrreihenanzahl von vier hin. Eine größere Rohrreihenanzahl beeinflusst die Wärmeübertragung nur noch geringfügig, wobei der Druckverlust zunimmt. Taler (2004) schlug eine numerische Methode zur Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten für Kreuzstromwärmeübertrager mit erweiterten Oberflächen vor. In dieser werden die Wärmeübergänge auf Seiten der Flüssigkeit und der Luft simultan bestimmt, weshalb die Methode für ein breites Spektrum an Flüssigkeits- und Luftströmungen gültig ist. Weiterhin beinhaltet der Artikel ein Vergleich der auf experimentellen Daten basierenden Korrelationen mit 3D-Simulation, wobei die Übereinstimmung hoch ist. Eine dreidimensionale numerische Studie zur Wärmeübertragungscharakteristik von glatten Rippenrohrwärmeübertragern wurde durch He et al. (2005) durchgeführt. Hierbei wurden die Reynolds-Zahl, Rippenabstand, Rohrreihenanzahl, longitudinaler und transversaler Rohrabstand verändert. Ziel dieser Arbeit war es, das Verhältnis des Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten zu reduzieren, um den konvektiven Wärmeübergang zu verbessern. Die laminare Strömung über Wärmeübertrager mit wellenförmigen Rippen wurde numerisch durch Tao et al. (2007) simuliert, um die Nusselt-Zahl, den Rippenwirkungsgrad und den Friction-Faktor zu bestimmen. Der Rippenwirkungsgrad war im Eintrittsbereich gering und stieg entlang des Wärmeübertragers. Bei der Nusselt-Zahl verhielt es sich umgekehrt. Hierbei wird mit zunehmender Reynolds-Zahl der Einfluss des Neigungswinkels der Wellenrippen unwesentlich. Lin, Liu und Leu (2008) analysierten die Rohrkontur für vierreihige Rohrbündel mit glatten Plattenrippen und Plattenrippen mit Wirbelelementen. Es wurde ein höherer Wärmeübergang und ein niedriger Druckverlust bei ovalen Rohren gegenüber kreisrunden Rohren beobachtet. Die Autoren empfahlen ovale Rohre mit einem Achsenverhältnis von 1: 2. Doodman,

Fesanghary und Hosseini (2009) stellten eine robuste stochastische Methode zur Designoptimierung von luftgekühlten Wärmeübertragern vor. Diese Methode wurde mit konventionellen generischen Methoden verglichen und eine Verbesserung gegenüber diesen wurde benannt. Die Rohrreihenanzahl, der Rohrdurchmesser, der Rohrabstand und der Rippenabstand wurden numerisch für Rohre mit großen Durchmesser durch Xie, Wang und Sunden (2009) untersucht. Eine Rohrreihenanzahl größer als sechs bewirkte keine Veränderung der Wärmeübertragung. Weiterhin hatten der Rohrdurchmesser sowie der Rippenabstand einen größeren Einfluss auf die Wärmeübertragung als der Rohrabstand. Eine vergleichende numerische Analyse von Rohrbündeln mit wellenförmigen und glatten Rippen in laminaren und turbulenten Strömungsregimen wurde in zwei Studien von Bhuiyan und Islam (2011) und Bhuiyan et al. (2015) durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen eine höhere Wärmeübertragungsleistung sowie einen höheren Druckverlust der wellenförmigen Rippen gegenüber glatten Rippen. Der Effektivitätsindex, welcher das Verhältnis von Wärmeübertragung zu Druckverlust beschreibt, ist niedriger für das laminare als für das turbulente Strömungsregime. Weiterhin wurden Plattenrippenwärmeübertrager in laminaren, Übergangs- und turbulenten Strömungsregime numerisch durch Bhuiyan und Islam (2011), Bhuiyan, Amin und Islam (2013) sowie Bhuiyan et al. (2014) analysiert. Für alle Strömungsregime steigt der Effektivitätsindex mit abnehmenden Rippenabstand und zunehmenden longitudinalen sowie transversalen Rohrabstand. Bhuiyan und Islam (2016) haben eine Übersicht zu experimentellen und numerischen Arbeiten an unterschiedlichen Rippendesigns, wie glatte Rippen, wellenförmige Rippen, versetzte Streifenrippen, geschlitzte Rippen und perforierte Rippen, erstellt. Von diesen benannten Designs ist die glatte kreisrunde Rippe die am meisten verwendete, da diese den geringsten Druckverlust erzeugt und einfach zu fertigen ist. Rohrbündel mit vier Reihen und glatten sowie perforierten Rippen wurden numerisch durch Banerjee et al. (2012) analysiert. Die Position der Perforationen veränderte sich, um die Auswirkungen auf die Wärmeübertragung und den Druckverlust zu analysieren. Das Einbringen von Perforation in die Rippen erhöht die Wärmeübertragung sowie den Druckverlust um jeweils 5,96 % und 11,87 %. Dieser Effekt verringert sich mit abnehmender Anzahl an Perforationen. In den numerischen Studien von Horvat, Leskovic und Mavko (2006) sowie Gharbi et al. (2015) wurden kreisrunde, ovale und flügelartige Rohre analysiert. Der Wärmeübergang von ovalen und flügelartigen Rohren ist annähernd gleich, allerdings niedriger im Vergleich zu kreisrunden Rohren. Dennoch ist der Druckverlust der kreisrunden Rohre am höchsten. Der Effekt von Wirbelgeneratoren an vierreihigen Plattenrippenwärmeübertragern wurde numerisch durch Lin, Liu und Leu (2008) untersucht. Bei elliptischen Rohren ist die Wärmeübertragung höher und der Druckverlust geringer als bei kreisrunden Rohren. In einer experimentellen und numerischen Studie wurden ovale Rohre unter verschiedenen Anströmwinkeln durch Ibrahim und Gomaa (2009) untersucht. Die Rohrkonturen sind in dieser Arbeit kreisrund und oval mit einem Achsenverhältnis von 1:4, 1:3 sowie 1:2, wobei die Anströmwinkel zwischen 0° und 150° variierten. Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die höchste Wärmeübertragung und der höchste Druckverlust bei einem Winkel von 90° (Rohrhauptachse senkrecht zur Strömungsrichtung) auftreten. Die maximale Wärmeübertragung pro Pumpenarbeit wurde für einen Winkel von 0° und bei einem Achsenverhältnis von 1:4 erreicht. Taler und Octoń (2014a) führten Experimente und numerische Simulationen an Ovalrohren mit Plattenrippen durch, um den Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen. Hierbei sollten Simulationswerkzeuge für Kühler im Automobilbereich verbessert werden. In diesen Arbeiten konnte das SST-Turbulenzmodell die experimentellen Daten besonders gut vorhersagen, wobei die Abweichung maximal 13 % beträgt. Als möglicher Grund wird der unterschiedliche Wärmeübergang zwischen Rohr und Rippe in Experiment und Simulation aufgeführt. Daher wurde der thermische Widerstand an der Verbindungsstelle durch Taler und Octoń (2014b) genauer beschrieben. Neue Algorithmen zur verbesserten Beschreibung des thermischen

Kontaktwiderstandes wurden vorgestellt. In einer numerischen Simulation wurden fluchtend angeordnete Wärmeübertrager mit Plattenrippen und Deltaflügeln durch Arora, Subbarao und Agarwal (2015) analysiert. Die Platzierung der Deltaflügel hatte einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragung und die Ausbildung von longitudinalen Wirbeln. Eine thermo-ökonomische Optimierung von luftgekühlten Wärmeübertragereinheiten wurde von Alinia Kashani, Maddahi und Hajabdollahi (2013) durchgeführt. Dabei kam die ε -NTU-Methode zum Einsatz, um Wärmeübertragung und Druckverlust als Funktion der Abkühlung und der jährlichen Kosten zu optimieren. Ein weiteres mathematisches Modell zur Optimierung des Designs von luftgekühlten Wärmeübertragern wurde durch Manassaldi, Scenna und Mussati (2014) veröffentlicht. Zielparameter des Modells waren die Minimalisierung der jährlichen Gesamtkosten bestehend aus Investitionskosten (Wärmeübertragungsfläche) und Betriebskosten (Energiebedarf des Ventilators) sowie die individuelle Minimalisierung der beiden Parameter. Durch Korzeń und Taler (2015) wurden Gleichungen vorgeschlagen, um die Wärmeübertragung von Rippenrohrwärmeübertragern in transienten Strömungsregimen zu beschreiben. Diese Modelle für einreihige und zweireihige Fahrzeugkühler zeigen eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten. Eine numerische Studie zur turbulenten Strömung über ein Rippenrohrbündel hat Martinez et al. (2015) veröffentlicht. Die Simulationsergebnisse zeigen eine hohe Übereinstimmung mit Korrelationen und Experimenten aus der Literatur. Weiterhin wurden periodische Randbedingungen und deren Auswirkung auf die Wärmeübertragung untersucht. Eine Zunahme des konvektiven Wärmeüberganges zwischen 8,3 % und 30,9 % sowie eine Reduktion des Druckverlustes zwischen 20,0 % und 27,3 % für ovale gegenüber kreisrunden Rohren wurden von Sun et al. (2015) bestimmt. In einer numerischen Simulation wurde die thermofluiddynamische Leistung von Rohren mit neuen kombinierten Flügelrippen durch Wang, Bao und Wang (2015) untersucht. Diese neuartigen Rippen weisen im Vergleich zu konventionellen Flügelrippen eine bessere Wärmeübertragung pro Einheit Druckverlust auf. Begründet wird dies mit der Ausbildung von großen Wirbelstrukturen. Kong et al. (2016b) studieren in ihrer Arbeit den Einfluss von Neigungswinkel, Rippenabstand, Rippendicke und Rohrdurchmesser eines Plattenrippenwärmeübertragers zur Kraftwerkskühlung. Der Einfluss des Neigungswinkels ist gering und ein großer Einfluss des Rippenabstandes, der Rippendicke und des Rohrdurchmessers wurde beobachtet. Allerdings verändert sich der Wärmeübergangskoeffizient nur geringfügig, wenn der Rippenabstand größer als 3 mm ist. Flache und geschlitzte Plattenrippenwärmeübertrager wurden unter erzwungener Konvektion numerisch untersucht und experimentell von Kong et al. (2016a) validiert. Die geschlitzten Rippen erreichen eine höhere Wärmeübertragung und einen höheren Druckverlust im Vergleich zu glatten Rippen. Die Variation des longitudinalen und transversalen Rohrabstandes zeigten einen geringen Einfluss auf den Druckverlust und die Nusselt-Zahl nimmt mit zunehmenden Rohrabstand ab. In einer umfangreichen numerischen Studie von Kumar et al. (2016b) wurden luftgekühlte Rohrbündelwärmeübertrager mit kreisrunden und ovalen Rohrformen analysiert. Die Exzentrizität der ovalen Rohre betrug in dieser Studie 1:1,5, 1:2 und 1:3. Außerdem wurden eine Strömungsablösung in Stromabwärtsrichtung sowie kleinere thermische Nachlaufgebiete für ovale Rohre beobachtet. Eine umfangreiche Recherche zu luftgekühlten Rippenrohrwärmeübertragern unter erzwungener Konvektion führte Kumar et al. (2015) durch. Glatte und perforierte Rippenrohre mit großen Rippenabständen von $s = 7,5 \text{ mm}$, 10 mm , 15 mm und 20 mm simulierte Liu, Yu und Yan (2016). Der Wärmeübergangskoeffizient nimmt für perforierte Rippen gegenüber glatten Rippen zu. Allerdings ist die wärmeübertragende Oberfläche der perforierten Rippen geringer, weshalb die Wärmeübertragungsleistung annähernd konstant bleibt. Die Auswirkung der Parameter Rohrreihenanzahl, transversaler Rohrabstand, longitudinaler Rohrabstand, Rippenabstand und Rippendicke auf die thermofluiddynamische Leistung von rechteckig berippten elliptischen

Rohrbündeln wurde von Zhao et al. (2017) numerisch ermittelt. Die Ergebnisse zeigen, dass die luftseitige Wärmeübertragungsleistung wesentlich durch den transversalen Rohrabstand bestimmt wird und dass Rippendicke sowie Rippenabstand den Rippenwirkungsgrad maßgeblich beeinflussen. Eine Kombination aus Kreisrunden und elliptischen Rohren wurde durch Deepakkumar und Jayavel (2017) numerisch modelliert. Die Autoren fanden eine optimale Konfiguration aus elliptischen Rohren gefolgt von Kreisrunden Rohren für Anströmgeschwindigkeiten zwischen $0,5 \text{ m/s}$ bis $2,5 \text{ m/s}$. Wärmeübertragung und Druckverlust von elliptischen Rippenrohrwärmeübertragern in rotierter Orientierung und im transienten Strömungsregime wurden von Yogesh et al. (2018) untersucht. Eine Erhöhung des Achsenverhältnisses der elliptischen Rohre von $1:1,25$ zu $1:1,43$ und $1:1,67$ resultierte in einem höheren Wärmeübergang und reduziertem Druckverlust. Den Höchstwert des Wärmeübergangs erreichten die Kombinationen mit einem Achsenverhältnis von $1:1,67$ bei einer Rotation um 20° sowie die Achsenverhältnisse $1:1,43$ und $1:1,25$ bei einer Rotation um 10° . Die Gesamteffizienz der Wärmeübertrager sinkt mit größer werdendem Rotationswinkel und steigt mit größerer Elliptizität an.

Ein Vergleich der Untersuchungen zu Rohrbündeln unter erzwungener Konvektion mit denen zu Einzelrohren macht deutlich, dass die Vielfalt der behandelten Geometrien höher ist. Trotzdem existieren nur wenige Veröffentlichungen zu neuartigen Designs, welche die Wärmeleitung innerhalb der Rippen verbessern. Eine kompaktere Ausführung zu erzwungener Konvektion von Rohrbündelwärmeübertragern ist in der Artikelsammlung in der Tabelle 18 im Anhang zu finden. Die analysierten Veröffentlichungen haben Rohrbündel mit verschiedenen Rippengeometrien (Anzahl 19), glatte Rohrbündel (Anzahl 5), Rohrbündel mit Kreisrunden Rippen (Anzahl 18), Rohrbündel mit ovalen Rippenrohren (Anzahl 10), Rohrbündel mit Plattenrippen (Anzahl 30), Rohrbündel mit wellenförmigen Rippen (Anzahl 14), Rohrbündel mit geschlitzten Rippen (Anzahl 7), Rohrbündel mit Spiralrippen (Anzahl 4) und Rohrbündel mit additiv gefertigten Rippen (Anzahl 1) diskutiert. In der Abbildung 92 im Anhang ist eine Übersicht zu Artikeln von Rohrbündelwärmeübertrager unter erzwungener Konvektion in Abhängigkeit von der Geometrie gegeben.

2.5 Rippenrohrbündel unter natürlicher Konvektion

Zur Wärmeübertragung von berippten Wärmeübertragern unter Naturkonvektion existieren hauptsächlich Untersuchungen zu Einzelrohren. Nur sehr wenige Studien befassen sich mit dem Verhalten von Rohrbündelwärmeübertragern unter natürlicher Konvektion. Dabei liegt der Fokus experimenteller Untersuchungen überwiegend auf glatten Rippendesigns. Es existieren bisher kaum numerischen Arbeiten zum Wärmeübergang eines Rippenrohrbündels unter natürlicher Konvektion. Im Folgenden werden die wesentlichen Studien in der Literatur zu Naturkonvektion von Rippen, Zylindern und berippten Rohren diskutiert.

Versetzt angeordnete horizontale Rippenrohrbündel wurden unter natürlicher Konvektion durch Novozhilova et al. (2017) untersucht. Je höher der longitudinale und transversale Abstand der Rohre in dieser Studie zueinander ist, desto höher ist die Nusselt-Zahl. Weiterhin bildet eine empirische Beschreibung die Experimentaldaten ab. Eine Zusammenfassung von Korrelationen zu berippten Rohren unter Naturkonvektion wurde durch Farhadi, Davani und Ardalan (2005) erstellt. Hierbei wurden neue Korrelationen für den Luftkühler des A-Typs (Art der Aufstellung) entwickelt, um neben berippten Rohren auch Rohrbündel berechnen zu können. Die einzige Studie, welche den Einfluss des Neigungswinkels auf

die Naturkonvektion von Rippenrohren berücksichtigt, wurde von Kuntysch und Samorodov (2010) veröffentlicht. Die Autoren stellen darin fest, dass sich die Wärmeübertragung mit dem Neigungswinkel aufgrund des verringerten Luftstromes zwischen den Rohrippen reduziert. Unterschiede von bis zu 67 % wurden für die 60°-Orientierung im Vergleich zur horizontalen Orientierung gemessen. Die Wärmeübertragung durch Naturkonvektion eines 3 x 3 Rohrbündels bestehend aus vertikalen Zylindern in einem Wassertank wurde durch Arshad, Inayat und Chughtai (2011) experimentell untersucht. Die Zylinder wurden elektrisch beheizt und die Oberflächentemperatur an unterschiedlichen Positionen gemessen. Die Autoren entwickelten unterschiedliche Korrelationen zur Beschreibung der Nusselt-Zahl als Funktion der Rayleigh-Zahl und der verschiedenen Positionen der Zylinder. Zur passiven Wärmeabfuhr von Kernreaktoren der Generation IV stellt Zhao et al. (2015) einen luftgekühlten Kondensator vor. In dieser Studie wurde der Einfluss der Umgebungstemperatur, Rippenrohrzahl und Kaminhöhe untersucht. Bei höheren Umgebungslufttemperaturen ist die dissipierte Wärme geringer und der Wärmeübergangskoeffizient höher. Bei zunehmender Rippenrohrzahl verhält es sich umgekehrt, da mit zunehmender Anzahl die Wärmeabgabe steigt und der Wärmeübergangskoeffizient sinkt. Eine Erhöhung des Kamines sorgt für einen gesteigerten Auftrieb und verbessert die Wärmeabgabe und den Wärmeübergangskoeffizienten.

Im Vergleich zu Einzelrohren oder Rohrbündeln unter erzwungener Konvektion existieren nur wenige Artikel für die natürliche Konvektion. Ein Grund hierfür könnte darin liegen, dass beim Großteil aller luftgekühlten Rippenrohrwärmeübertrager Ventilatoren oder Gebläse eingesetzt werden und somit erzwungene Konvektion vorherrscht. Die Wärmeabgabe von Rohrbündeln unter Naturkonvektion wurde bislang kaum untersucht. Die Auslegung von Rippenrohrwärmeübertragern, beispielsweise in passiven Wärmeabfuhrsystemen unter Naturkonvektion, würde allerdings wesentlich von einer Analyse des Einflusses der relevanten Geometrieparameter auf den Wärmetransport profitieren.

2.6 Zusammenfassung und abgeleitete Einzelziele der Arbeit

Aus der Analyse des Standes von Wissenschaft und Technik wird deutlich, dass bisher nur die Studie von Kuntysch und Samorodov (2010) einen ersten Ansatz zur Beschreibung von Rippenrohren unter geneigter Orientierung für Naturkonvektion liefert. Für erzwungene Konvektion konnten keine derartigen Arbeiten identifiziert werden. Weiterhin existieren vielfältige Analysen zu unterschiedlichen Designs von Rippenrohrwärmeübertragern, welche überwiegend das Ziel verfolgen, den luftseitigen Turbulenzgrad und somit den konvektiven Wärmeübergang zu verbessern. Allerdings konnten keine wissenschaftlichen Studien identifiziert werden, welche die Verbesserung der Wärmeleitung innerhalb des Rippenkörpers thematisieren. Weiterhin beschränken sich wissenschaftliche Arbeiten im Bereich der berippten Wärmeübertrager unter Naturkonvektion auf Einzelrohre. Es existieren bisher kaum Untersuchungen zu Rohrbündeln unter Naturkonvektion, welche beispielsweise in einem Kamin positioniert werden. Diese sind aber essenzieller Bestandteil bei der Auslegung von Rippenrohrbündeln, beispielsweise in passiven Kühlsystemen.

Daher zielt die vorliegende Arbeit darauf ab, diese offenen wissenschaftlichen Fragestellungen zu analysieren. Als Konstruktionswerkstoff für die Rohrbündelwärmeübertrager wurde Edelstahl 316L verwendet, da dieser ein weites Anwendungsfeld repräsentiert. Als numerisches Werkzeug kam ANSYS

CFX zum Einsatz, da auch dieses durch seine umfassende kommerzielle Nutzung eine gute Vergleichbarkeit von Ergebnissen sicherstellt.

Im Konkreten leiteten sich folgende Zielstellungen für die Arbeit ab:

Das Wärmeübertragungsverhalten sowie die Strömungsmechanik einzelner Rippenrohre unter Natur- und erzwungener Konvektion in **geneigter Orientierung der Rohrachsen** wird charakterisiert. In diesem Zusammenhang wird für die erzwungene Konvektion die **Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung** stromabwärts der geneigten Rippenrohre analysiert. Hierfür wird ein neuartiger Temperatur-Anemometrie-Gittersensor angewendet und erprobt.

Die Entwicklung, Fertigung und experimentelle Untersuchung **neuartiger Rippenrohrdesigns** mit dem Ziel einer **Erhöhung der Wärmeleitung** innerhalb der Rippe sowie des **konvektiven Wärmeüberganges** entlang der Rippenoberfläche. Die hierfür patentierten neuartigen Rippendesigns (Unger und Hampel, 2018, 2019) werden als Einzelrohre in einem Strömungskanal für erzwungene Konvektion experimentell untersucht und mit konventionellen Wärmeübertragern verglichen. Weiterhin wird der Effekt der **geneigten Orientierung der Rohrachsen** für diese neuartigen Wärmeübertrager untersucht.

Das Wärmeübertragungs- und Strömungsverhalten von **Rippenrohrwärmeübertragerbündeln in einem Kamin** unter Naturkonvektion wird mithilfe des kommerziellen numerischen Codes ANSYS CFX simuliert. Die **CFD-Simulationen** verdeutlichen die Auswirkungen der Rippen- und Rohrparameter auf die Wärmeübertragung und Strömungsmechanik. Es wird eine möglichst optimale Geometrie abgeleitet.

Die Erkenntnisse aus den experimentellen Untersuchungen werden mit den Ergebnissen der numerischen Analyse kombiniert, um entsprechende Rohrbündelwärmeübertrager auszulegen und zu fertigen. Das thermofluidynamische Leistungsverhalten der **neuartigen Rohrbündelwärmeübertrager** in einem Strömungskanal wird für erzwungene Konvektion als auch in einem Kamin für natürliche Konvektion experimentell analysiert. Bisher existieren in der Literatur keine derartigen Wärmeübertragerdesigns, welche eine Verbesserung des Verhältnisses von Wärmeübertragung zu Strömungsdruckverlust gegenüber konventionellen glatten Rippenrohrbündeln erreichen. Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein entsprechendes Design vorzuschlagen und das verbesserte thermische Leistungsverhalten dieser **neuartigen Rohrbündelwärmeübertrager** experimentell zu bestätigen und durch empirische Korrelationen zu beschreiben.

3 Experimentelle Methoden

Teile dieses Kapitels wurden in folgenden wissenschaftlichen Beiträgen veröffentlicht:

Unger, S.; Beyer, M.; Pietruske, H.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „ Air-side heat transfer and flow characteristics of additively manufactured finned tubes in staggered arrangement“. International Journal of Thermal Sciences. Eingereicht.

Unger, S.; Beyer, M.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs“. International Journal of Heat and Mass Transfer 153, 119621. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119621>.

Unger, S.; Arlit, M.; Beyer, M.; Hampel, U. (2020). „Experimental study on the heat flux of a heat exchanger for passive cooling of spent fuel pools by temperature anemometry grid sensor“. Nuclear Engineering and Design. Eingereicht.

Unger, S.; Beyer, M.; Thiele, J.; Hampel, U. (2019). „Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angles“. Experimental Thermal and Fluid Science 105, 100-108. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016).

3.1 Versuchsaufbau

In diesem Kapitel werden der Aufbau des Versuchstandes, die Spezifizierung der Einzelrohre und Rohrbündel, die Messtechnik sowie die Versuchsdurchführung und die Datenverarbeitung inklusiver Unsicherheitsbetrachtung beschrieben.

Ein Strömungskanal wurde für die experimentellen Untersuchungen der einzelnen Rippenrohre sowie der Rohrbündel unter erzwungener Konvektion und als Kamin für die natürliche Konvektion bei Rohrbündeln

verwendet. Es handelt sich bei dem Versuchsstand um einen vertikalen Unterschall-Strömungskanal ($Ma < 0,8$). Folglich kann nach Hall (2019) die Kompressibilität von Fluiden beim Auslegungsprozess vernachlässigt werden ($Ma < 0,25$). Strömungskanäle können in offener Bauform (auch als Eiffel-Windkanal bezeichnet) ausgeführt werden, wobei die Strömung nicht zurückgeführt wird. Umgebungsluft wird von einem Gebläse angesaugt, durchströmt den Kanal und wird wieder in die Umgebung entlassen. Nach Joardar und Jacobi (2008) sowie Date und Khond (2013) unterscheidet sich die geschlossene Bauform wesentlich von der offenen Bauform, bei der das Arbeitsmedium in einen geschlossenen Kreislauf geführt wird. Der Strömungskanal setzt sich aus einzelnen Segmenten mit Anschlussflanschen aus Polymethylmethacrylat (PMMA) der Firma Aptoplast GmbH zusammen, ähnlich zu anderen Untersuchungen von Joardar und Jacobi (2008) sowie Wen und Ho (2009). Der Strömungskanal verfügt über eine innere Querschnittsfläche von $0,27\text{ m}$ mal $0,127\text{ m}$ und eine Länge von insgesamt $6,5\text{ m}$ über drei Etagen des Stahlbaus im TOPFLOW-Gebäude des Instituts für Fluidodynamik. Da neben der erzwungenen auch die natürliche Konvektion untersucht werden sollte, wurde eine vertikale Anordnung verwendet. Eine Gesamtübersicht des Strömungskanals ist in Abbildung 9 dargestellt.

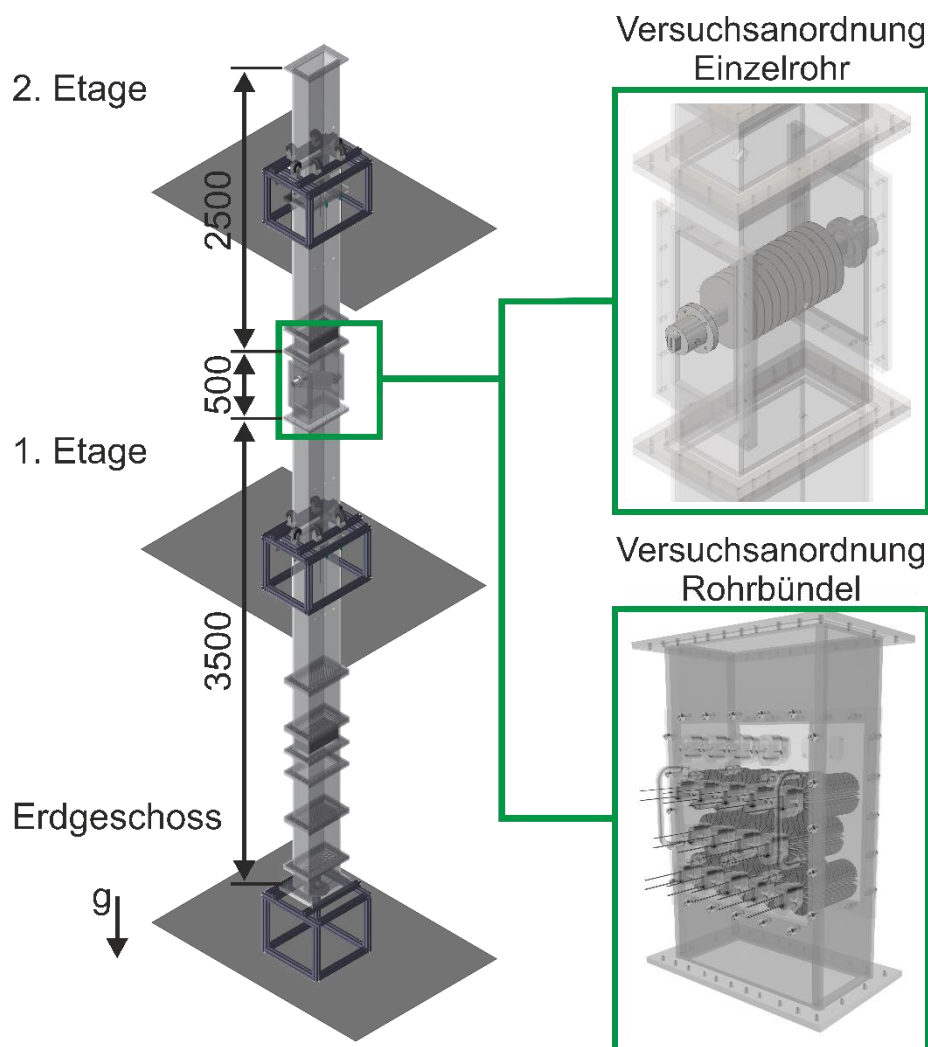
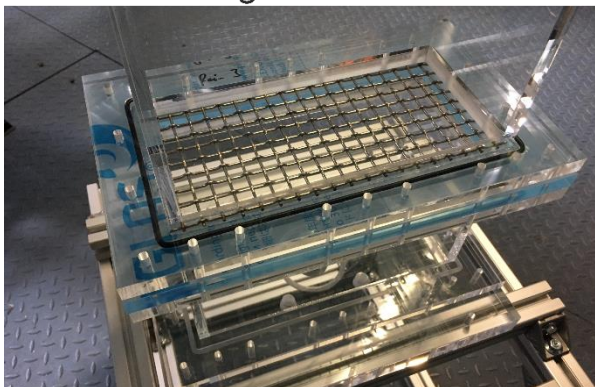


Abbildung 9: Gesamtübersicht des Strömungskanals für Untersuchungen unter erzwungener Konvektion von Einzelrohren und Rohrbündeln.

Um für alle Versuche einheitliche Bedingungen zu schaffen, wurden unterschiedliche Einbauten zur Homogenisierung der Strömung vorgesehen. Durch die Querschnittsänderung (von Druckluftanschluss

zum Strömungskanal) ist die Variation der Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt groß. Daher wurde ein perforiertes Prallblech mit unterschiedlichen Lochdurchmessern eingebaut, wodurch ein lokaler Druckverlust erzeugt und somit das Strömungsprofil homogenisiert wird. Weiterhin soll nach Herwig (2016) eine Beruhigungstrecke vorgesehen werden, um eine möglichst geringe Unterscheidung des Geschwindigkeitsprofils vom beruhigten Zustand zu erreichen. Üblicherweise wird hierfür die Einlaufstrecke als ein Vielfaches des hydraulischen Durchmessers des Kanals angegeben. Sigloch (2014) empfiehlt eine Einlaufstrecke, welche mindestens das 10- bis 20-fache des hydraulischen Durchmessers beträgt. Für den hier verwendeten Strömungskanal wurde in Übereinstimmung mit der Empfehlung nach Sigloch (2014) (Beruhigungstrecke von mindestens 1730 mm bis 3460 mm) eine 3500 mm lange Einlaufstrecke installiert. Schlichting und Gersten (1997) empfehlen einen niedrigen Turbulenzgrad, um einen Vergleich eigener Versuchsergebnisse mit solchen aus der Literatur zu ermöglichen. Die Intensität der Turbulenz des longitudinalen Strömungsprofils kann nach Wolfgang Merzkirch (1987) durch Gitternetze uniformiert werden. Aus diesem Grund reduzierten drei eingebaute Siebgleichrichter den Turbulenzgrad der Strömung sukzessive, wobei die Maschenweite stromabwärts abnimmt. Nach Scheiman und Brooks (1981) kann eine optimale Turbulenzreduzierung durch eine Kombination von Waben- und Siebgleichrichtern erreicht werden. Wie durch Li, Liu und Cheung (2013) beschrieben, reduziert ein zusätzlich eingebauter Wabengleichrichter die laterale Turbulenz, indem in den einzelnen Waben laminare Strömungsprofile erzeugt werden. Die Wabe besteht aus miteinander verklebten Röhrchen aus Polycarbonat, wobei jede Zelle der Wabe eine Länge von 100 mm und einen Durchmesser von $2,5\text{ mm}$ hat. Da sowohl Siebgleichrichter als auch Wabengleichrichter eine Eigenturbulenz einbringen, wurde die Zerfallslänge berechnet (10-facher Zelldurchmesser) und ein entsprechender Abstand zwischen dem Komponenten wurde, wie durch Farell und Youssef (1996) empfohlen, vorgesehen. Der grobmaschige Siebgleichrichter und der Wabengleichrichter sind in Abbildung 10 dargestellt. Da die Gleichrichter selbst Störstellen sind, wurde zwischen dem letzten Siebgleichrichter und der Versuchsstrecke eine Einströmlänge von 2000 mm eingehalten. Weiterhin ist der Versuchsstrecke eine Auslaufstrecke von 2500 mm nachgeschaltet, welche in die Umgebung mündet.

Siebgleichrichter



Wabengleichrichter

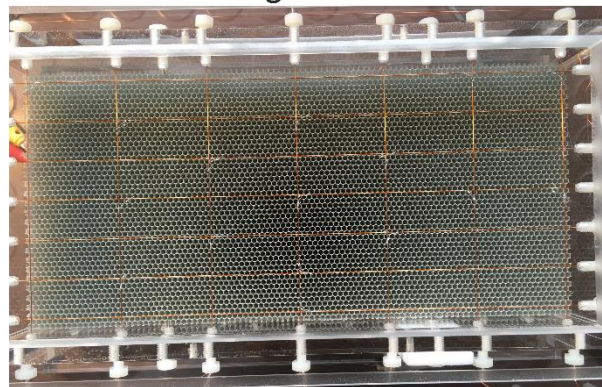


Abbildung 10: Grobmaschiger Siebgleichrichter und Wabengleichrichter.

Aufgrund der Strömungskanallänge und einem Gewicht von bis zu ca. 110 kg war eine Kanalstabilisierung notwendig. Diese wurde am Drucklufteintritt und den beiden Etagen des Stahlbaues installiert, um den Strömungskanal mittels Gleitlagern und Federaufhängungen zu stützen (im Anhang Abbildung 94). Dadurch wurden zum einen das Gewicht mittels Federn gleichmäßig auf drei Punkte verteilt und zum anderen eine seitliche Auslenkung des Kanals verhindert.

Um sich bewegende Luft der Umgebung davon abzuhalten den Wärmeübergang unter Naturkonvektion zu beeinflussen, wurden die einzelnen Rippenrohre in der 530 mm langen Testsektion untersucht. Für die Untersuchungen unter natürlicher Konvektion wurde die Testsektion aus dem Strömungskanal ausgebaut und separat auf einer Stützstruktur mit einer Höhe von 610 mm platziert, was in Abbildung 11 dargestellt ist. Die Stützstruktur gewährleistet einen Abstand zum Boden und stabilisiert die Einhausung. In der TOPFLOW-Versuchshalle wurden während der Experimente alle Türen und Fenster geschlossen gehalten, um Zugluft zu vermeiden.

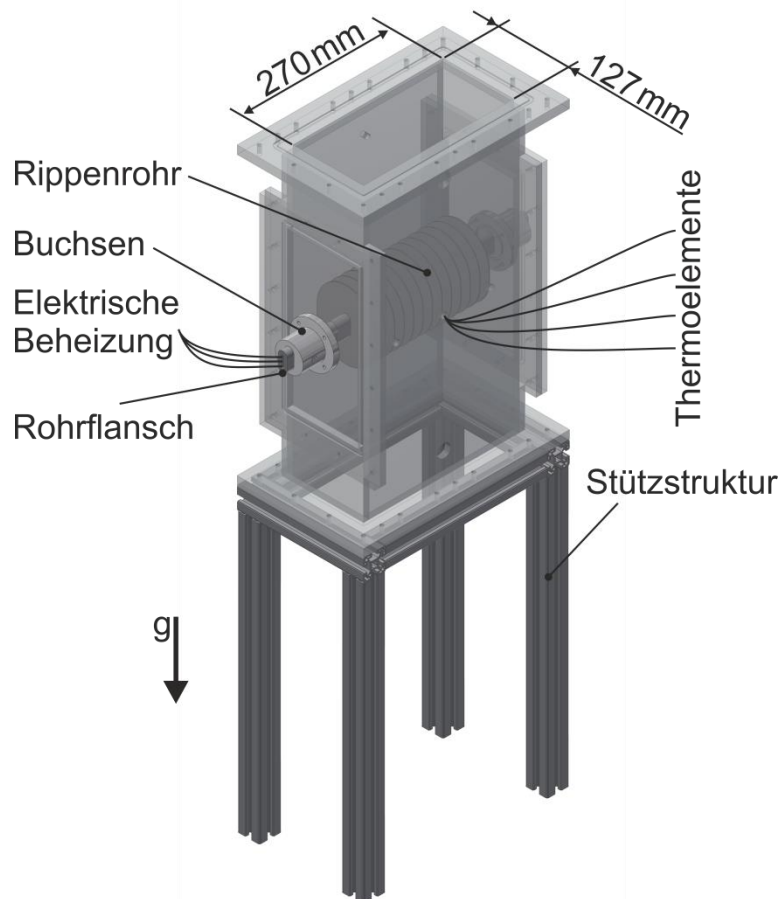


Abbildung 11: Experimenteller Aufbau für die Untersuchung von Rippenrohren unter Naturkonvektion.

Für die Rohrbündelversuche unter Naturkonvektion wurde die Testsektion aus der zentralen Position des Strömungskanals entfernt und im untersten Bereich des Strömungskanals 2,5 m über dem Boden positioniert (Abbildung 12). Weiterhin erfolgte die Demontage des Anschlusses zwischen Verdichter, Volumenstromregler und Lufteinlass sowie aller Gleichrichter und des TAGSs aus dem Strömungskanal. Somit wirkte der Strömungskanal als Kamin, welcher den Auftrieb bei Naturkonvektion erhöht.

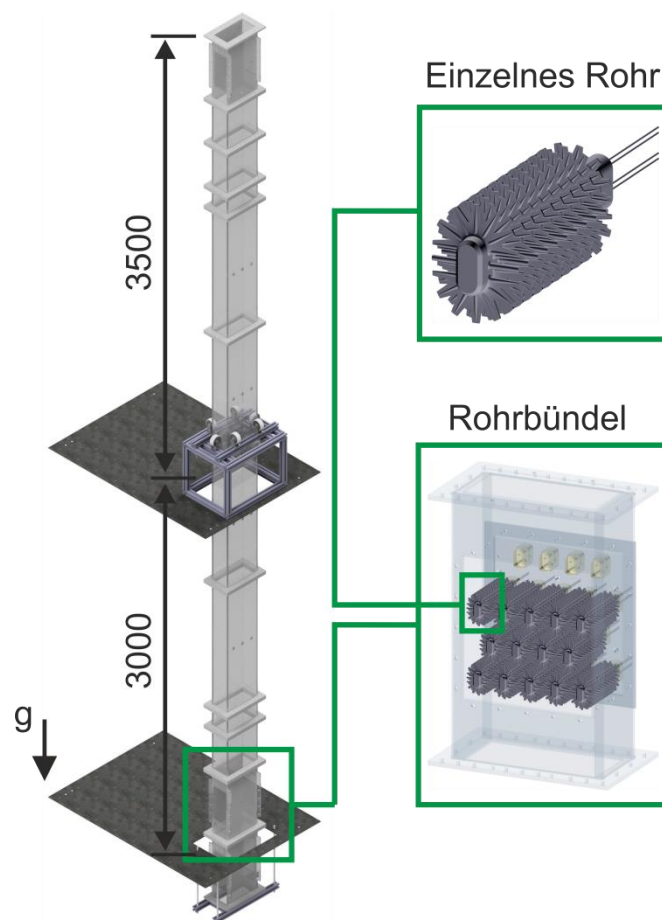


Abbildung 12: Gesamtübersicht des experimentellen Aufbaus für die Untersuchung von Rippenrohrbündeln unter Naturkonvektion.

3.2 Spezifizierung der Rippenrohre und Rippenrohrbündel

Die einzelnen ovalen Rippenrohre haben eine Hauptachsenlänge von 34 mm und eine Nebenachsenlänge von 16 mm , was ein Achsenverhältnis von $1: 2,13$ ergibt. Die Rippendicke beträgt 1 mm , die Rippenhöhe beträgt $44,5\text{ mm}$ und die Rippenabstände betragen 6 mm , 11 mm und 16 mm . Sowohl die Rohre als auch die Rohrrippen wurden aus Edelstahl gefertigt. Eine Übersicht zu den Rippenrohrparametern ist in Tabelle 2 gegeben.

Tabelle 2: Parameter der einzeln untersuchten Rippenrohre.

d_c	h_{Ri}	s_{Ri}	t_{Ri}	Material
$27,5\text{ mm}$	$44,5\text{ mm}$	$6\text{ mm}, 11\text{ mm}, 16\text{ mm}$	1 mm	Edelstahl 316L

Die Rippenrohre waren an jedem Ende mit einer Buchse verbunden, welche auf einer Seite hohl ist und die Anschlusskabel der Heizpatronen aus den Kanal führte. Entsprechend des Neigungswinkels der

Rippenrohre wurden unterschiedliche Buchsen und dazugehörige Nuten in der Kanalwand der Teststrecke verwendet. Die Buchsen wurden mittels eines generativen Laser-Sinter-Fertigungsverfahrens aus Polyamid 12 (PA2200) von der Firma tobaTEC GmbH & Co. KG hergestellt und haben eine wärmeisolierende Wirkung (Wärmeleitfähigkeit: $0,135 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$). Entsprechende Rohraufnahmeflansche fixierten die Buchsen an den Kanalwänden. Abbildung 13 zeigt eine Explosionsdarstellung der Versuchsstrecke für die Rohrneigung 0° und 40° .

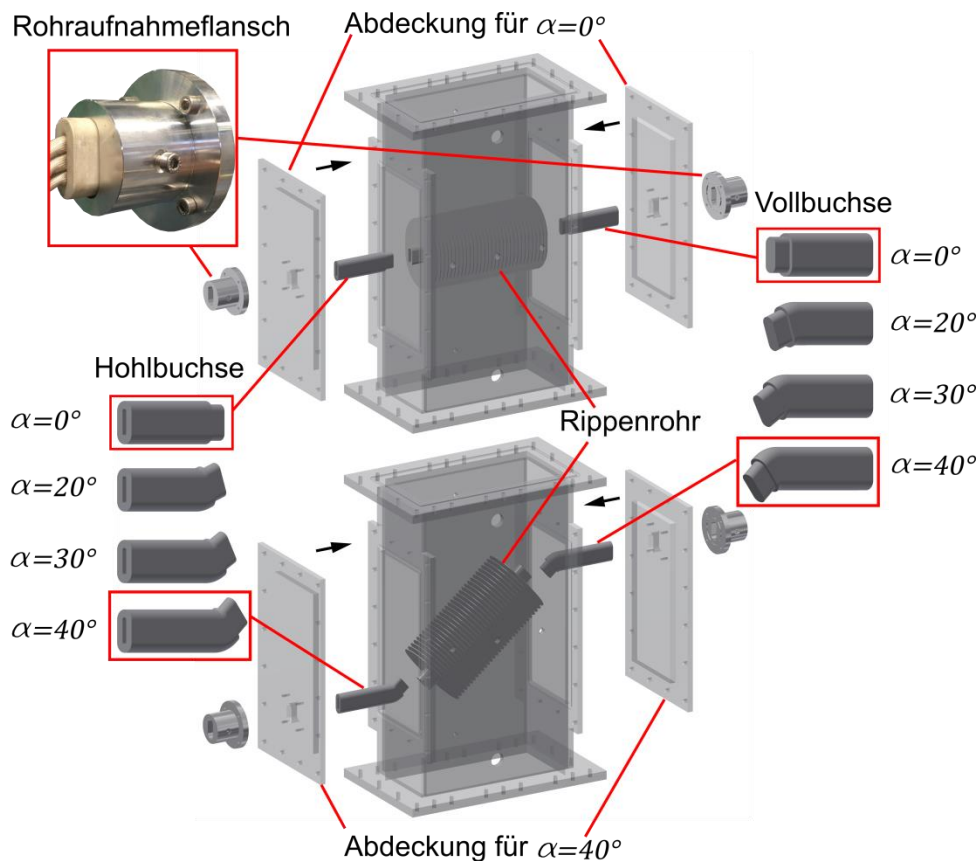


Abbildung 13: Explosionszeichnung der Versuchsstrecke in den Konfigurationen mit 0° und 40° Rohrneigung.

Die vier Winkelstellungen, die entsprechenden Buchsen und die Kanalabdeckungen sind in Abbildung 14 zu sehen. Für jede Winkelstellung wurden die benannten Komponenten vor der Durchführung der Experimente ausgetauscht. Nach Schlichting und Gersten (1997) erfolgte eine Berechnung der Grenzschichten an den Kanalwänden und den Rippenrohren, um eine gegenseitige Beeinflussung zu vermeiden. Ein Zuschlag von $0,5 \text{ mm}$ wurde aufgrund der Fertigungstoleranzen der Rippenrohre und der Strömungskanalsegmente berücksichtigt.

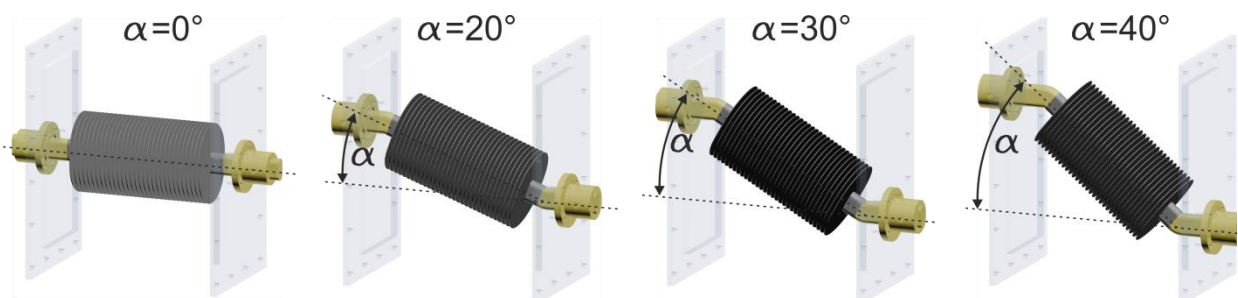


Abbildung 14: Anpassung der unterschiedlichen Winkelstellungen α der Rippenrohre.

Die experimentelle Untersuchung umfasste unterschiedliche Rippendesigns, welche durch die Patente Nr. 10 2017 214 261.8 „Wärmeübertrager“ und Nr. 10 2018 129 788.2 „Rippenrohrwärmeübertrager mit konvexen Aussparungen der Rippenflächen und integrierten Materialaufdickungen“ - Unger und Hampel (2018), (2019) geschützt sind. Diese Designs sind konventionelle runde Glattrippen (CPF - conventional plain fin), runde integrierte Stiftrippen (CIPF - circular integrated pin fin) und geschlitzte integrierte Stiftrippen (SIPF - serrated integrated pin fin) (Abbildung 15).

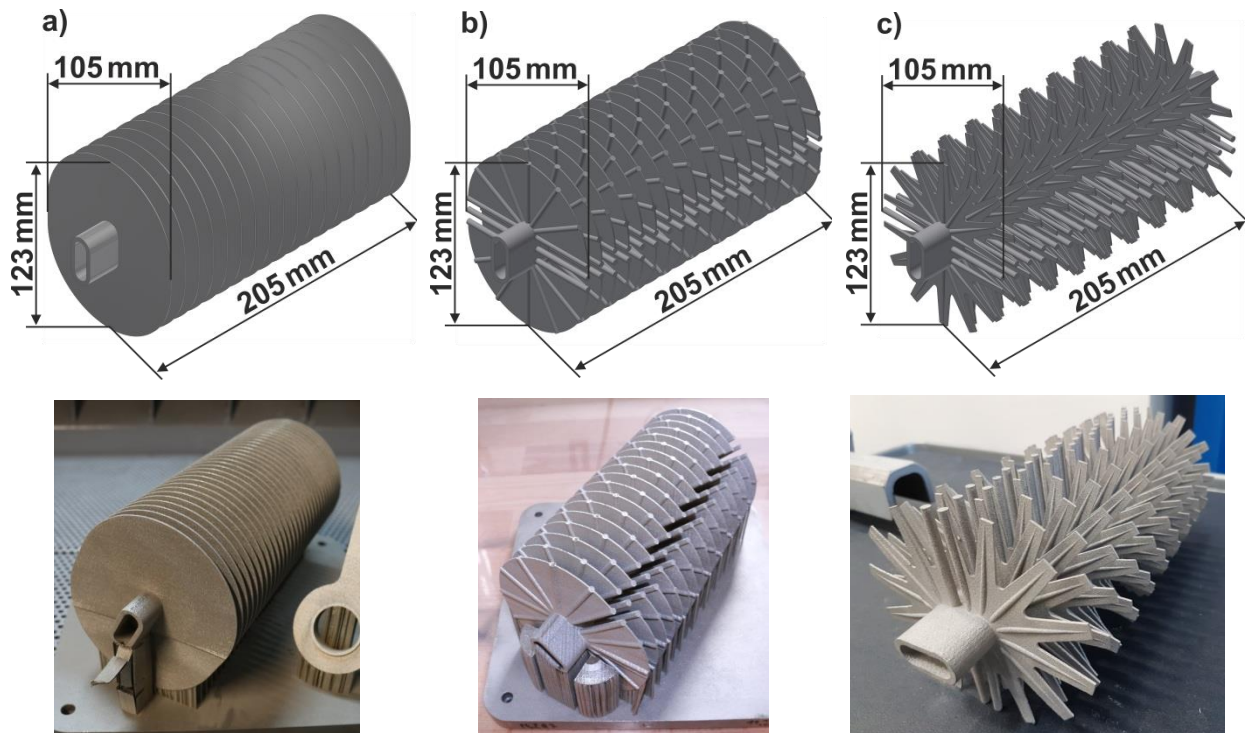


Abbildung 15: Untersuchte Rippendesigns: a) runde Glattrippen (CPF), b) runde integrierte Stiftrippen (CIPF) und geschlitzte integrierte Stiftrippen (SIPF).

In der Literatur finden sich ausschließlich Rippendesigns, welche den konvektiven Wärmeübergang mittels Intensivierung der Turbulenz verbessern. Allerdings führt dies üblicherweise zur Erhöhung des Druckverlustes. Daher verfolgen die erwähnten Patente neben der Verbesserung des konvektiven Wärmeüberganges auch die lokale Steigerung der Wärmeleitung innerhalb der Rippen. Weiterhin sind die turbulenzerzeugenden Stifte rund, weshalb eine moderate Störung des Strömungszustandes und ein damit einhergehender geringerer Druckverlusten erwartet wird. Die Rippenrohre mit CPF und CIPF wurden mit Rippenabständen von 6 mm , 11 mm und 16 mm gefertigt. Die die Wärmeleitung verbessernden Verstärkungen erstrecken sich von der Rippenbasis zur Rippen Spitze und sind in Form von 4 mm dicken Stiften in die Rippenoberfläche integriert. Da geschlitzte Rippen ein typisches Rippendesign ist, welches nach Kumar, Joshi und Nayak (2017) den Wärmeübergang verbessern kann, wurden die Stifte ebenfalls in diesem Design integriert (CIPF).

Die untersuchten ovalen Rippenrohre wurden mittels selektiven Laserschmelzen (SLM) in einem additiven Fertigungsprozess hergestellt. Derartige Verfahren werden zunehmend genutzt, um Funktionsbauteile herzustellen, welche sich durch eine hohe geometrische Komplexität auszeichnen. Hierbei werden Pulverschichten selektiv durch einen fokussierten Laser Strahl aufgeschmolzen. Dieser Prozess besteht im Wesentlichen aus drei Schritten: der Ausbreitung einer Schicht Metallpulver, dem selektiven Aufschmelzprozess der Metallpartikel und dem Absenken der Trägerplattform. Diese Schritte werden

wiederholt, bis das Bauteil komplett gefertigt ist. Zur Fertigung der in dieser Arbeit untersuchten Wärmeübertrager wurde die SLM-Maschine AM 400 von Renishaw mit einer Laserleistung von 180 W und dem Metallpulver 316L mit einer Partikelgröße von 15 – 45 μm und einer Wärmeleitfähigkeit von $16,2 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ verwendet. Eine detailliertere Studie zur Fertigung von 316L Edelstahlstrukturen wurde von Sun et al. (2016) durchgeführt. Während des Fertigungsprozesses können unterschiedliche Defekte, wie Porosität, Rissbildung oder Verzug aufgrund von Restspannungen, auftreten. Diese entstehen beispielsweise durch thermische Gradienten, wenn ein lokal großer Leistungseintrag in das Pulver und anschließend eine schnelle Erstarrung erfolgen. Daher müssen ein stabiler Fertigungsprozess während des gesamten Aufbaus aufrechterhalten sowie Deformationen aufgrund von ungünstiger Wärmeabgabe und hohen Querschnittsverhältnissen verhindert werden. Um eine präzise Abmessung, Form und Position der Wärmeübertrager sicher zu stellen, ist daher eine niedrige Eigenspannung zu gewährleisten. Dies wird durch Adaption der Bauteilorientierung und -position innerhalb der Trägerplattform sowie durch die Anbringung individueller Stützstrukturen an den Rippenrohren erreicht. Diese Stützstrukturen werden iterativ angepasst, um die Verzerrungen zu minimieren. Durch die additive Herstellung der Rippenrohre als einzelne Komponenten ist eine Montage derselben nicht notwendig. In konventionellen Fertigungsverfahren werden Rippen auf den Rohroberflächen durch Aufschumpfen, Lötverfahren oder Schweißverfahren befestigt. Bei den beiden erstgenannten Verfahren treten an der Verbindungstelle zwischen Rippe und Rohr zusätzliche thermische Kontaktwiderstände auf. Aufgrund der Herstellung der Wärmeübertrager durch additive Fertigung werden die thermischen Übergangswiderstände zwischen Rohr und Rippe minimiert. Die Fertigung der in dieser Arbeit untersuchten Wärmeübertrager wurde vom Fraunhofer Institut für Werkstoff- und Strahltechnik Dresden durchgeführt.

In den Wärmeübertragern waren jeweils drei Heizpatronen der Firma HEINZ STEGMEIER GmbH eingelassen, um die Wärmeleistung elektrisch zu erzeugen. Dieses Heizkonzept wurde bereits in den Studien von Chen und Hsu (2007), (2008) sowie Sahin und Demir (2008) erfolgreich angewendet. Die Heizpatronen haben eine Länge von 219 mm und einen Außendurchmesser von 6,5 mm. Der verbleibende radiale Zwischenraum im Inneren der Wärmeübertrager wurde durch Kupferpulver (Kupfergehalt: 99,9 %, Korngröße: < 45 μm) aufgefüllt. Das Kupferpulver reduziert den Wärmeübergangswiderstand zwischen Heizpatronen und Rohrinenseite. Die Heizpatronen wurden durch Abstandshalter positioniert und das offene Rohrende mit einer hitzefesten Einbettmasse (Roth® Thermokitt) versiegelt. Eine gleichmäßige Wärmeverteilung wurde durch eine parallele Beheizung aller drei Heizpatronen mittels Gleichstromquelle erreicht. In Abbildung 16 ist beispielhaft ein Rippenrohr mit integrierten Heizpatronen und Kupferpulver dargestellt.

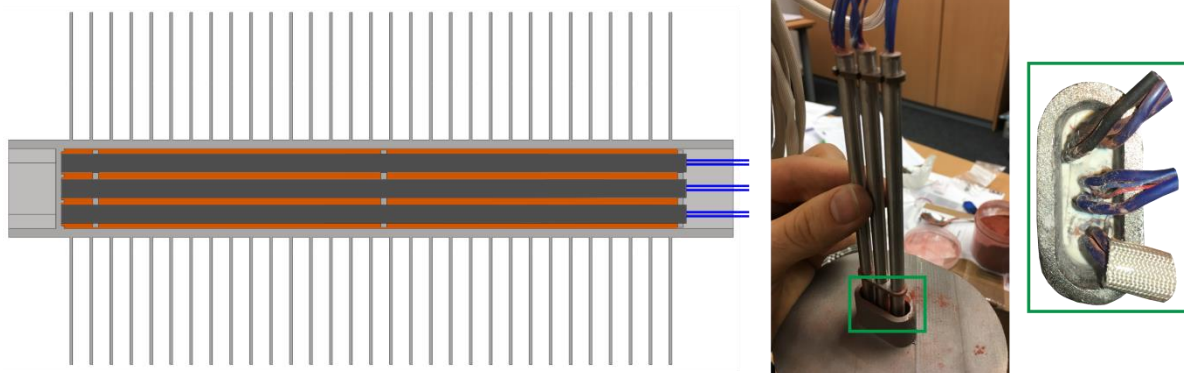


Abbildung 16: Rippenrohr mit integrierten Heizpatronen.

Für die Rohrbündeluntersuchungen wurde die Testsektion mit 10 oder 14 Rohren, in jeweils 2 oder 3 Rohrreihen versetzt, bestückt. Die für Rohrbündelversuche gefertigte Testsektion besteht aus PVC (Polyvinylchlorid) und hat einen verschließbaren Deckel aus PMMA (Polymethylmethacrylat) (Abbildung 17). Da die Strömungsverteilung und -gleichrichtung unabhängig vom Untersuchungsgegenstand erfolgt, wurde der im Kapitel 3.1 beschriebene Strömungskanal auch für die Untersuchung der erzwungenen Konvektion von Rohrbündeln verwendet (siehe Abbildung 19). Die Rohre und glatten Rippen wurden aus Edelstahl 316L gefertigt und durch ein Hochtemperaturvakuumlötvorgang flussmittelfrei mittels eines Silberhartlotes verbunden (Firma Saxobraze GmbH). Für die neuartigen patentierten Rippenrohre wurde das beschriebene additive Fertigungsverfahren verwendet. Die Rippenhöhe, die Rippendicke und der Rippenabstand betragen 17 mm , 1 mm und 5 mm .

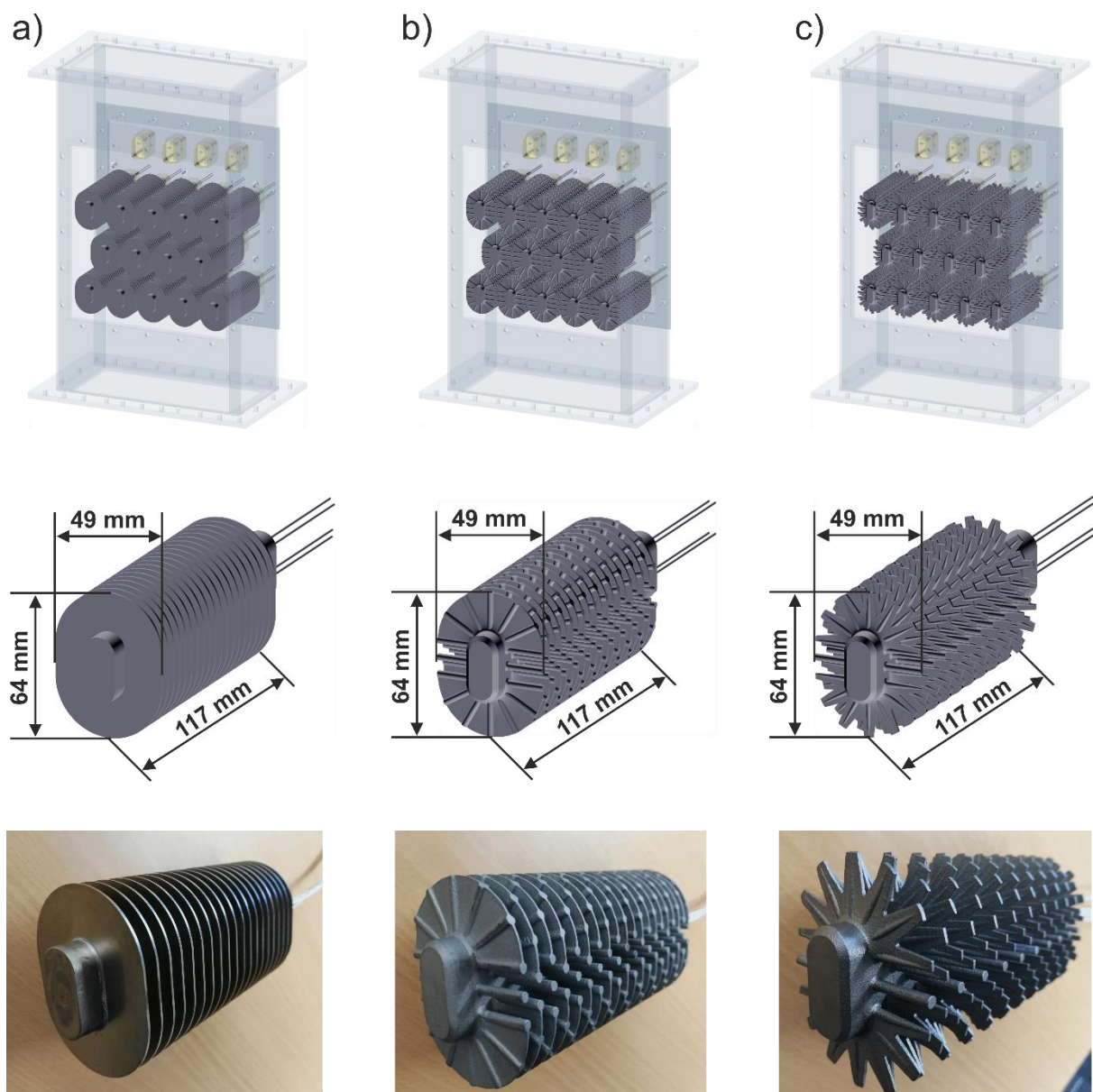


Abbildung 17: Untersuchte Rippenrohre als Bündel in der Testsektion und als Einzelrohr für a) runde Glattrippen (CPF), b) runde integrierte Stiftrippen (CIPF) und geschlitzte integrierte Stiftrippen (SIPF).

Die Bestückung der Rippenrohre mit Heizpatronen und deren Fixierung erfolgte analog zu den Einzelrohren. Die Heizpatronen haben eine Länge von 130 mm und einen Außendurchmesser von 8 mm . Der prinzipielle Aufbau sowie der Versuchsablauf wurden bei Rippenrohren und Rippenrohrbündeln ähnlich gestaltet, um eine möglichst gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu erreichen. Eine Übersicht zu den Rippenrohrbündelparametern ist in Tabelle 3 gegeben.

Tabelle 3: Parameter der untersuchten Rippenrohrbündel.

d_c	h_{Ri}	s_{Ri}	t_{Ri}	Material
$24,5\text{ mm}$	17 mm	5 mm	1 mm	Edelstahl 316L

3.3 Messtechnik und Versuchsdurchführung

Zur Berechnung charakteristischer Größen, welche das thermohydraulische Leistungsverhalten beschreiben, ist die Erfassung signifikanter physikalischer Werte notwendig. In der vorliegenden Arbeit wurden der Druckverlust, der Wärmestrom, der Rippenwirkungsgrad und der Wärmeübergangskoeffizient ermittelt und daraus die Leistungskennzahlen berechnet.

Stromaufwärts und -abwärts der Wärmeübertrager wurden jeweils drei Typ-K Thermoelemente der Klasse 1 mit einem Durchmesser von $1,5\text{ mm}$ der Firma Reckmann GmbH installiert. Diese Messstellen dienen der Bestimmung der Lufttemperatur im Strömungskanal bzw. der Umgebungstemperatur. Der mittlere Temperaturwert dieser 6 Thermoelemente wurde als mittlere Lufttemperatur T_L angenommen und die Stoffeigenschaften wurden bei dieser Temperatur bestimmt. Da der Temperaturgradient in z-Richtung niedrig ist (niedrige Rippendicke), variiert die Rippentemperatur nur in radialer und lateraler Richtung. Daher kann nach Chen und Hsu (2008) die gemessene Rippenoberflächentemperatur als Rippentemperatur an dieser Stelle angenommen werden. Durchführungen in der Kanalwand führten 20 Typ-K Thermoelemente mit Durchmessern von $0,5\text{ mm}$ zu den Wärmeübertragern. Davon wurden 12 Thermoelemente auf der Oberfläche der zentralen Rohrrippe mit Cyanoacrylat fixiert. Die Thermoelemente, die Anschlussstelle sowie die Messscheiben sind im Anhang in Abbildung 95 zu sehen.

Die Wärmeverteilung in Richtung der Rohrachsen wurde durch vier Typ-K Thermoelemente ($T_{Ro5/6}$, $T_{Ri9/12}$, $T_{Ri10/13}$ und $T_{Ri11/14}$) überwacht, welche an jeweils zwei zusätzlichen Rippen nahe der Enden des Rippenrohres fixiert sind. Da die Temperaturen an unterschiedlichen Rippen und der gleichen Stelle innerhalb der Rippe ungefähr gleich sind, wird eine homogene Temperaturverteilung in Rohrachsenrichtung angenommen. Die maximale und durchschnittliche Temperaturdifferenz auf der Wärmeübertrageroberfläche beträgt jeweils $1,9\text{ K}$ und $0,9\text{ K}$ über alle Messpunkte und Wärmeübertragergeometrien. Die Kalibrierung aller in den Experimenten genutzten Thermoelemente erfolgte mithilfe eines thermischen Kalibrators (Beamex FB350). Die verbleibende Messunsicherheit beträgt $\pm 0,3\text{ K}$. Sechs Messstellen (T_{Ro1} , T_{Ro2} , T_{Ro3} , T_{Ro4} , T_{Ro5} und T_{Ro6}) befanden sich an der Verbindungsstelle zwischen Rippe und Rohraußenwand (Abbildung 18), während die übrigen entlang der Haupt- und Nebenachsen verteilt waren.

Rippenrohr

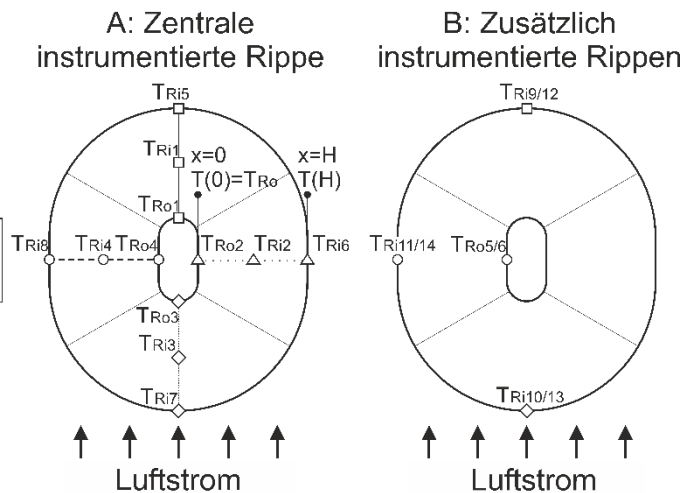
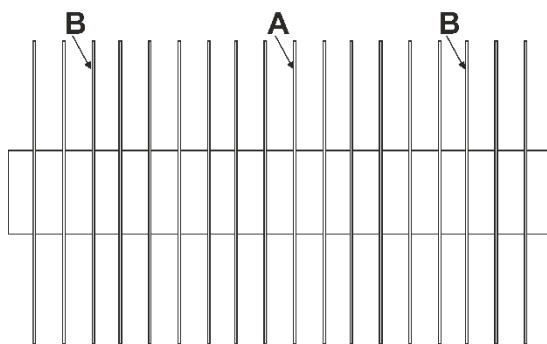


Abbildung 18: Position der Temperaturmessstellen in der zentralen und den zusätzlichen Ebenen der Ovalrippe.

Die eingebrachte Wärmeleistung wurde durch einen Softwareregler derart geregelt, dass der gemittelte Messwert der sechs Thermoelemente konstant war und als Temperatur der Rohraußenwand angenommen werden kann. Hierbei variierte der Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion mit höherer Anströmgeschwindigkeit und eine höhere Wärmeleistung war erforderlich, um die gleiche Temperatur zu erreichen. Bei natürlicher Konvektion wird die mittlere Temperatur dieser Messstellen sukzessive erhöht. Für alle Versuche wurde eine Einlaufzeit zum Erreichen des stationären Zustandes vorgesehen.

Für die Rohrbündelversuche wurde die dreireihige Konfiguration mit acht Thermoelementen und die zweireihige Konfiguration mit fünf Thermoelementen vermessen. Diese wurden an der Rohroberfläche der Rippenrohre mit Cyanoacrylat fixiert. Die Mittelung der Rohraußentemperatur erfolgte analog zu den Einzelrohrversuchen. Eine Gleichstromquelle versorgte die direkt beheizten und in die Rippenrohre eingelassenen Heizpatronen. Die Stromquelle wurde mittels eines Referenzgerätes (Fluke 87) kalibriert. Die verbleibende Messunsicherheit von Stromstärke und Spannung ist jeweils $\pm 0,014 A$ und $\pm 0,3 V$. Die gemäß Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnete Unsicherheit der Heizleistung beträgt $\pm 1,5 \%$, bezogen auf den Messwert. Das Arbeitsmedium Luft wird aus einem Druckluftnetz der TOPFLOW-Anlage bezogen, welches durch einen separaten Verdichter (Atlas Copco GA90+) versorgt wird. Die Luft liegt bei einem Vordruck von 6 bis 8 bar an, ist ölfrei und trat mit Atmosphärendruck in den Versuchsaufbau ein. Die ausströmende Luft des Druckluftnetzes (\dot{V}_{VR}) wurde durch einen Durchflusswächter der Firma Bronkhost Hi-Tec B.V. mit einer Genauigkeit von $\pm 5,3 m^3/h$ reguliert. Die Fertigungstoleranzen des Strömungskanals betragen $\pm 0,5 mm$. Die resultierende Unsicherheit der Strömungsgeschwindigkeit beträgt $\pm 0,048 m/s$ gemäß der Fehlerfortpflanzung. Die Anströmgeschwindigkeit stromaufwärts der Wärmeübertrager wurde für ausgewählte Experimente zusätzlich durch ein Hitzdrahtanemometer (PCE-423) mit einer Messunsicherheit von 5 % überprüft. Hierbei wurde eine gute Übereinstimmung beider Messmethoden beobachtet und die Differenz beträgt weniger als 2 % für alle Anströmgeschwindigkeiten. Die Stromquelle und der Durchflusswächter sind im Anhang in der Abbildung 93 aufgeführt. Ein Hygrometer (PCE-313 A) maß die Luftfeuchtigkeit der anströmenden Luft, welche bei der Stoffwertbestimmung berücksichtigt wird. Aufgrund der Verdichtung der Luft im Druckluftnetz reduzierte sich allerdings die Luftfeuchtigkeit auf nahezu 0 %_{rel}, was durch die Hygrometermessung bestätigt wurde. Die Stoffwerte wurden für eine mittlere Lufttemperatur bestimmt und von der CoolProp-Bibliothek bezogen. Das verwendete Hygrometer und das Hitzdrahtanemometer sind im Anhang in

Abbildung 97 dargestellt. Zur Bestimmung des Druckverlustes über die Rippenrohre und die Rippenrohrbündel kamen zwei baugleiche Differenzdruckaufnehmer (Setra MultiSense MR1SP) mit zwei einstellbaren Messbereichen von 25 Pa bis 50 Pa und 50 Pa bis 250 Pa zum Einsatz, welche im Anhang in Abbildung 96 aufgeführt sind. Die Druckaufnehmer wurden durch Silikonschläuche mit zwei senkrechten Bohrungen an der Kanalwand verbunden. Da die Messunsicherheit der Differenzdruckaufnehmer $\pm 1,3\%$ des Messbereiches beträgt, erfolgte eine Anpassung für jeden Wärmeübertrager. Zu Beginn jedes Experimentes wurde ein Offset der Differenzdruckaufnehmer bei ausgeschaltener Strömungsgeschwindigkeit korrigiert. Die relative Abweichung des Druckverlustes war besonders bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten hoch. Eine Übersicht zu der am Strömungskanal verwendeten Messtechnik ist in Abbildung 19 und eine Auflistung der Messgrößen sowie der verbleibenden Unsicherheiten ist in Tabelle 4 gegeben.

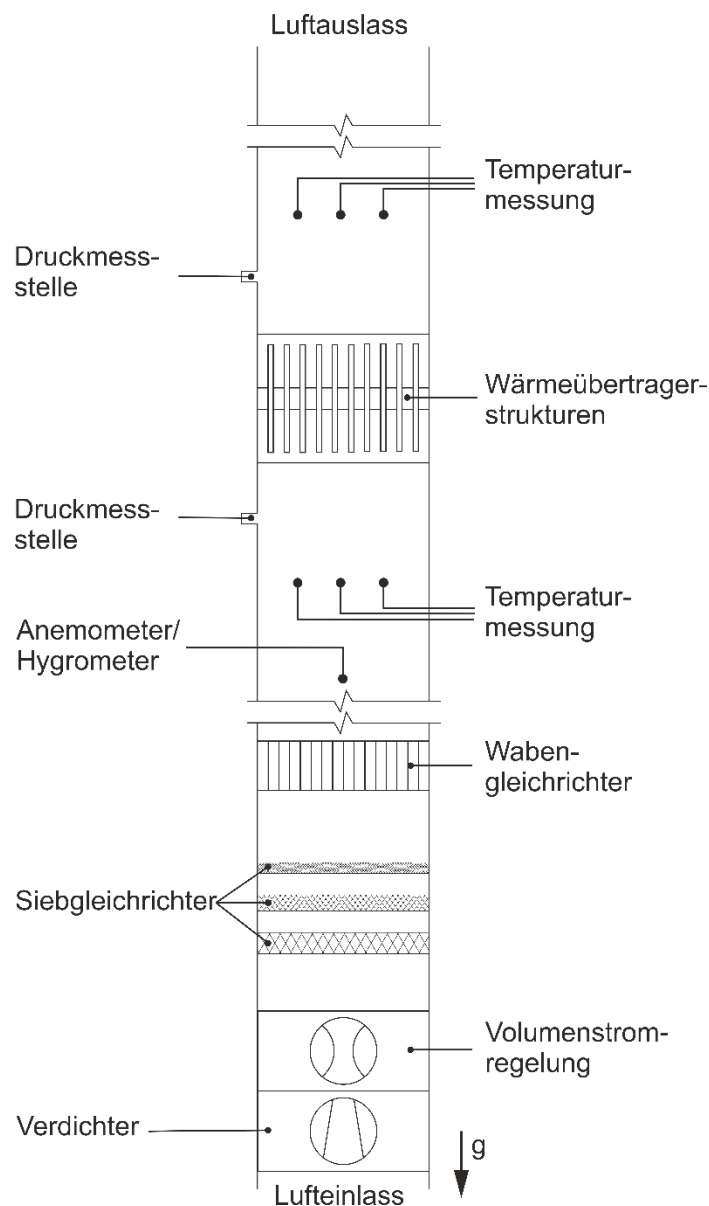


Abbildung 19: Schematische Darstellung der Strömungskanalbaugruppe zur Untersuchung der Wärmeübertrager.

Tabelle 4: Messgrößen und deren Messunsicherheit.

Messgröße	Symbol	Bereich	Einheit	Genauigkeit
Temperatur	T	0 – 60	°C	$\pm 0.3 K$
Druckdifferenz	Δp	0 – 50/0 – 25	Pa	$\pm 0.65 Pa$ $/\pm 0.325 Pa$
Geschwindigkeit	u	1 – 4	$\frac{m}{s}$	$\pm 0.048 \frac{m}{s}$
Heizleistung	\dot{Q}	0 – 600	W	$\pm 2 W$
Luftfeuchte	H_{rel}	5 – 95	% _{rel}	$\pm 3 \%_{rel}$

Während einer experimentellen Kampagne wurde die Strömungsgeschwindigkeit von $1,0 m/s$ bis $4,0 m/s$ für erzwungene Konvektion und die Rohraußenwandtemperatur von 30 °C bis 90 °C für natürliche Konvektion in Schritten von $0,5 \frac{m}{s}$ bzw. $10 K$ erhöht. Um einen stationären Zustand zu erreichen, wurden der Volumenstrom und die elektrische Beheizung zu Beginn jeder Messkampagne für $1,5 h$ und zwischen den einzelnen Messpunkten für $20 min$ (erzwungene Konvektion) bzw. $30 min$ (natürliche Konvektion) konstant gehalten. Alle Messungen wurden vom Zeitpunkt $t = 0 s$ bis zum stationären Zustand mit einer Abtastrate von $1 Hz$ aufgezeichnet. Nach Erreichen des stationären Zustandes wurden die Messwerte über einen Zeitraum von $250 s$ erfasst und gemittelt. Ein programmierbarer Logik-Controller (Phoenix-Contact™) erfasste die gemessenen Daten, verarbeitet diese und steuert die Ein- und Ausgaben, beispielsweise die Kalibrierung oder die Leistungsregulierung. Die aufgezeichneten Daten wurden zu einem OPC-Server (Open Platform Communication) übertragen, um diese zu visualisieren und für die weitere Verarbeitung zwischenspeichern. Jede Messkampagne wurde bis zu dreimal wiederholt, um die Wiederholbarkeit der Versuche zu prüfen. Die Variation der Messergebnisse beträgt für erzwungene Konvektion maximal bis zu $2,3\%$ für den Wärmeübergangskoeffizient, bis zu $9,1\%$ für den Differenzdruck und bis zu $2,3\%$ für den Rippenwirkungsgrad sowie für natürliche Konvektion maximal bis zu $2,7\%$ für Wärmeübergangskoeffizient, bis zu $5,0\%$ für Rayleigh-Zahl, bis zu $0,9\%$ für den Rippenwirkungsgrad und bis zu $2,3\%$ für die volumetrische Wärmestromdichte. Hierbei ist die Abweichung bei niedrigeren Rohraußenwandtemperaturen höher und erreicht ein Minimum bei hohen Temperaturen.

Da in technischen Anwendungen die Erfassung des Wärmestromes auf der Rohrrinnenseite unter Umständen schwierig ist, wie beispielsweise bei Verdampfungs- oder Kondensationsprozessen, sollen in dieser Arbeit eine neue Variante zur Wärmestrommessung untersucht werden. Für diese Untersuchung eignen sich die geneigten Rippenrohre aufgrund der Strömungsablenkung und der damit verbundenen ungleichmäßigen Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung besonders gut. Ein Temperatur-Anemometrie-Gittersensor wurde verwendet, um die Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Strömungskanal stromabwärts des Wärmeübertragers zu messen. Aus den gemessenen Verteilungen wurde der Wärmestrom berechnet. In Abbildung 20 sind die Testsektion, die Ebenen des TAGSs, die Thermoelemente, der Wärmeübertrager und das für die Analyse definierte Kontrollvolumen dargestellt.

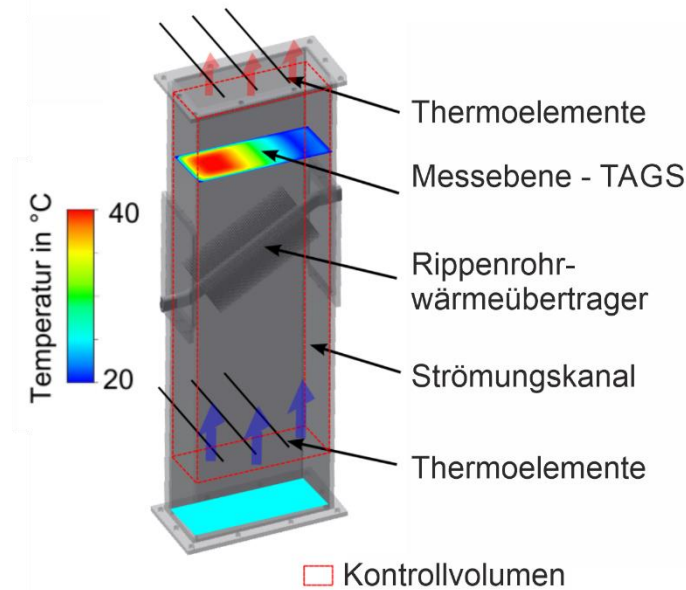


Abbildung 20: Testsektion im Strömungskanal und Kontrollvolumen zur Bestimmung des Wärmestroms.

Die Entwicklung und der Aufbau des TAGSs waren Inhalt der Promotionsarbeit „Entwicklung eines thermoanemometrischen Mehrpunktmessverfahrens und dessen Anwendung zur verteilten Temperatur- und Geschwindigkeitsmessung in geschlossenen Kanälen“ und der dazugehörigen Veröffentlichung durch Arlit, Schleicher und Hampel (2017). Lediglich die Messungen im Strömungsfeld und die Datenauswertung sind Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Zur Messung von Geschwindigkeit und Temperatur im TAGS wurden Widerstandsthermometersensoren (WTS) verwendet, bei denen der nominale Widerstand R eine Polynomfunktion der Sensortemperatur ist:

$$R = \frac{U_{sen}}{I_{sen}} = R_0 \left[1 + B_{sen} (T - T_{ref}) + C_{sen} (T - T_{ref})^2 + \text{höhere Terme} \right]. \quad (22)$$

Hierbei ist T_{ref} die Referenztemperatur und B_{sen} sowie C_{sen} sind Temperaturkoeffizienten. Um eine Eigenerhitzung des Widerstandssensors aufgrund von Jouleerwärmung zu vermeiden, muss die Spannung des Sensors U_{sen} ausreichend gering sein. Somit entspricht im thermisch ausgeglichenen Zustand die Sensortemperatur der Umgebungstemperatur. Der Widerstand R bestimmt sich dann durch die Spannung U_{sen} und den elektrischen Strom I_{sen} des Sensors. Sobald eine höhere Spannung angelegt wird (U_H) erhöht sich die Sensortemperatur über die Fluidtemperatur aufgrund der zugeführten Leistung $P_{el} = U_H/R$. Dieser Effekt wird genutzt, um mittels thermischer Anemometrie die Strömungsgeschwindigkeit zu messen. Die Energiebilanz um den Sensor lautet

$$0 = P_{el} - \dot{Q}_l - \dot{Q}_k, \quad (23)$$

wobei die Heizleistung durch die gesamte Wärmeleitung \dot{Q}_l des Sensorträgers und die gesamte Wärmeleitung \dot{Q}_k des Sensors ausgeglichen wird. Die Konvektion um den Sensor kann durch

$$\dot{Q}_k = h(u) A_{sen} (T_{sen} - T_L) \quad (24)$$

berechnet werden. Der Wärmestrom durch Konvektion berechnet sich hierbei aus dem Wärmeübergangskoeffizient h , der wärmeübertragenden Oberfläche des Sensors A_{sen} und der Temperaturdifferenz $\Delta T = T_{sen} - T_L$ zwischen dem beheizten Sensor (T_{sen}) und dem umgebenden Fluid (T_L). Der Wärmeübergangskoeffizient ist dabei eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit u .

Um eine räumlich aufgelöste Messung zu erreichen wurden 16 WTS in einer Ebene platziert und mit Drähten jeweils zwischen Sender und Empfänger verbunden. Die Spannung U_T wird sequentiell zwischen den Senderdrähten der jeweiligen Sensoren geschaltet, während die übrigen Sensoren auf Masse liegen. Dies ist ähnlich wie bei bereits bekannten Temperaturgittersensoren von Ritterath, Öztürk und Prasser (2011) sowie Schäfer, Schubert und Hampel (2013). Der durch die Widerstandsthermometersensoren einer Reihe fließende elektrische Strom wird an den Empfängern mit Transimpedanzverstärker gemessen. Wie in der Untersuchung von Arlit, Schleicher und Hampel (2017) ist die Temperatur des Sensors gleich der Fluidtemperatur in derselben Position bis eine Heizspannung U_H angelegt wird. Die Messprozedur des TAGSs besteht aus einer Aufheizphase, während der die Spannung U_H angelegt wird, und einer kürzeren Messphase, in der die Temperaturen T_s der WTS gemessen wurde. Die zweite Phase muss im Vergleich zur Aufheizphase kurz sein, um ein Abkühlen des Sensors zu vermeiden. Der Sensor wird mit einer konstanten Spannung versorgt, um ein geschwindigkeitsabhängiges thermisches Gleichgewicht zu erreichen. Die Geschwindigkeitsbestimmung erfolgte mittels einer Kalibrierkurve $u = u(\Delta T)$.

Der Sensoraufbau ist in Abbildung 21 dargestellt. Da die Strömungsrichtung direkt vor den WTS einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat, wurde ein tubularer Strömungsgleichrichter mit Wabendurchmessern von $d = 2,5 \text{ mm}$ und einer Länge von $L = 100 \text{ mm}$ vor den Sensoren platziert. Somit wurde stets eine gleichmäßige Strömung mit laminaren Strömungsregimen vor den WTS erzeugt. Bei den WTS handelt es sich um ein Platin-Widerstand mit den Abmaßen $1,6 \text{ mm} \times 1,2 \text{ mm} \times 0,65 \text{ mm}$, welcher an Kupferdrähten mit einem Durchmesser von $0,3 \text{ mm}$ durch Lötverbindungen befestigt ist. Die Kupferdrähte haben in der Sensorebene einen vertikalen Abstand von 19 mm und einen horizontalen Abstand von 43 mm . Die WTSs sind an unterschiedlichen Positionen jeweils konzentrisch innerhalb des letzten Abschnittes der tubularen Wabengleichrichter platziert.

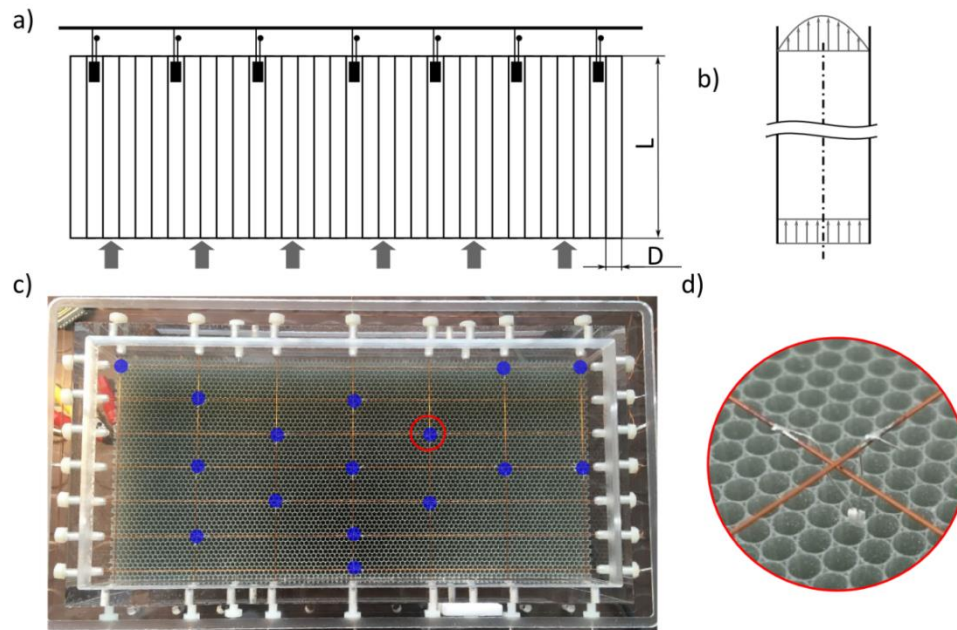


Abbildung 21: a) Schnittdarstellung des Sensoraufbaus, b) Strömungsprofil in einem Unterkanal des Wabengleichrichters, c) Draufsicht auf den TAGS mit den Messstellen, markiert in blau sowie d) Detaildarstellung des Widerstandsthermometersensors im Unterkanal des Gleichrichters.

Die gesamte Baugruppe wurde in einer Klimakammer für den Temperaturbereich von 20 °C bis 80 °C in Schritten von 5 K kalibriert. Die Referenztemperaturmessstellen waren hierbei drei Platinwiderstände (Klasse F0.1) und ein Präzisionsmultimeter (KETHLEY 2700). Die Geschwindigkeitskalibrierung erfolgte im Strömungskanal ohne Wärmeübertrager, wobei die Gleichmäßigkeit des Strömungsprofils mit einem Hitzdrahtanemometer (PCE-423) überprüft wurde. Der Bereich der durchschnittlichen Anströmgeschwindigkeit betrug 0,3 m/s bis 4,1 m/s mit einer Schrittweite von 0,3 m/s. Der Koeffizient der Variation $c_v = s/\bar{v}$ beträgt 2,4 % für eine durchschnittliche Anströmgeschwindigkeit von 1 m/s. Die Temperaturdifferenz $\Delta T = T_{sen} - T_L$ reduzierte sich während des Kalibrierungsprozesses, wodurch keine reine Abhängigkeit von der gemessenen Sensortemperatur angenommen werden konnte. Daher wurde im Anschluss an die Kalibrierung eine Transformation der Kalibrierungskurve durchgeführt, um den Einfluss der Fluidtemperatur zu berücksichtigen. Dies ist ausführlich durch Arlit et al. (2018) beschrieben.

3.4 Datenverarbeitung

Die Charakterisierung der berippten Wärmeübertrager erfolgt über verschiedene Parameter, dimensionslose Kennzahlen und Leistungskennzahlen. Eine wesentliche Größe zur Charakterisierung des Wärmeübergangs ist der flächengemittelte Wärmeübergangskoeffizient

$$h = \frac{\dot{Q}}{(A_{Ro} + A_{Ri} \cdot \eta) \cdot \Delta T_{LM}} \quad (25)$$

Dabei ist \dot{Q} der luftseitige Wärmestrom, A_{Ro} die äußere Rohroberfläche, A_{Ri} die Rippenoberfläche, η der Rippenwirkungsgrad und ΔT_{LM} die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ein} - T_{Ro}) - (T_{aus} - T_{Ro})}{\ln\left(\frac{T_{ein} - T_{Ro}}{T_{aus} - T_{Ro}}\right)}, \quad (26)$$

mit der Einlasstemperatur T_{ein} , der Auslasstemperatur T_{aus} und der Rohraußenwandtemperatur T_{Ro} . Die Ermittlung des Rippenwirkungsgrades ist in experimentellen Studien üblicherweise eine herausfordernde Aufgabe, da die Rippenoberflächentemperatur in allen Positionen der Rippe bestimmt werden muss, um die durchschnittliche Rippentemperatur zu berechnen. Daher werden in der Literatur verschiedene Methoden beschrieben, wie beispielsweise die Finite-Differenzen-Methode von Chen und Hsu (2008), iterative Lösungen von X. P. Du et al. (2014), Liu, Yu und Yan (2016) und empirische Korrelationen wie von Benmachiche et al. (2017). In der vorliegenden Arbeit wird der Temperaturgradient durch die gemessenen Temperaturen an unterschiedlichen Positionen der Rippe der einzelnen Rippenrohre berechnet und der Rippenwirkungsgrad durch ein analytisches Näherungsverfahren, wie in Shah und Sekulic' (2003), X. P. Du et al. (2014), bestimmt:

$$\eta = \frac{\tanh(m \cdot h_{Ri})}{m \cdot h_{Ri}} \quad (27)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{\lambda_s \cdot t_{Ri}}}. \quad (28)$$

Hierbei wird der Rippenwirkungsgrad aus dem Faktor m und der Rippenhöhe bestimmt. Aus der Differenz aus Rippentemperatur $T(x)$ an den verschiedenen Positionen x (siehe Abbildung 18) und der durchschnittlichen Lufttemperatur T_L sowie aus der Differenz der Rohrtemperatur T_{Ro} und der durchschnittlichen Lufttemperatur T_L kann ein Verhältnis gebildet werden, um den aufgeführten Faktor m zu berechnen (Shah und Sekulic', 2003):

$$\frac{T(x) - T_L}{T_{Ro} - T_L} = \frac{\cosh[m(x) \cdot (h_{Ri} - x)]}{\cosh[m(x) \cdot h_{Ri}]}. \quad (29)$$

Die lokalen Temperaturmessungen entlang der Rippenoberfläche wurden genutzt, um m iterativ aus Gleichung 29 für die entsprechende Position und den untersuchten Wärmeübertrager zu berechnen. Somit kann der lokale Rippenwirkungsgrad aus Gleichung 27 abhängig von m ermittelt werden. Dieses Berechnungsschema ist in Abbildung 22 illustriert.

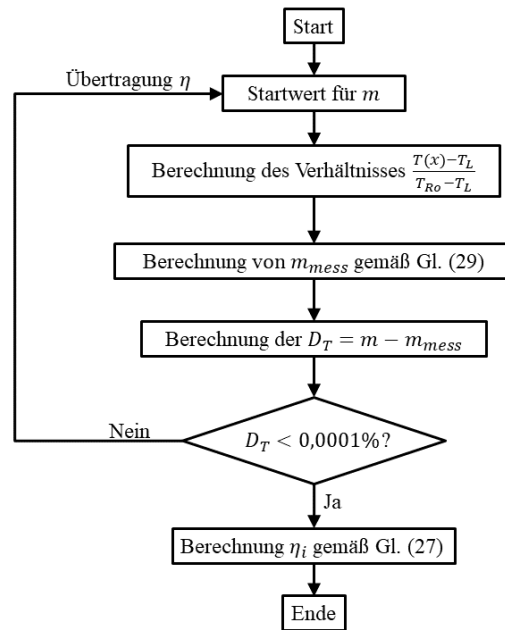


Abbildung 22: Iterative Berechnung des Rippenwirkungsgrades von einzelnen Rohren.

Die Ergebnisse dieser Berechnungsmethode sind in Abbildung 23 veranschaulicht, wobei der berechnete Temperaturverlauf aus Gleichung 29 zusammen mit den gemessenen lokalen Temperaturdaten als Funktion der Rippenhöhe h_{Ri} für eine Anströmgeschwindigkeit von 2 m/s abgebildet ist (die dazugehörige Rippenposition ist Abbildung 18 zu entnehmen).

A: Zentrale instrumentierte Rippe

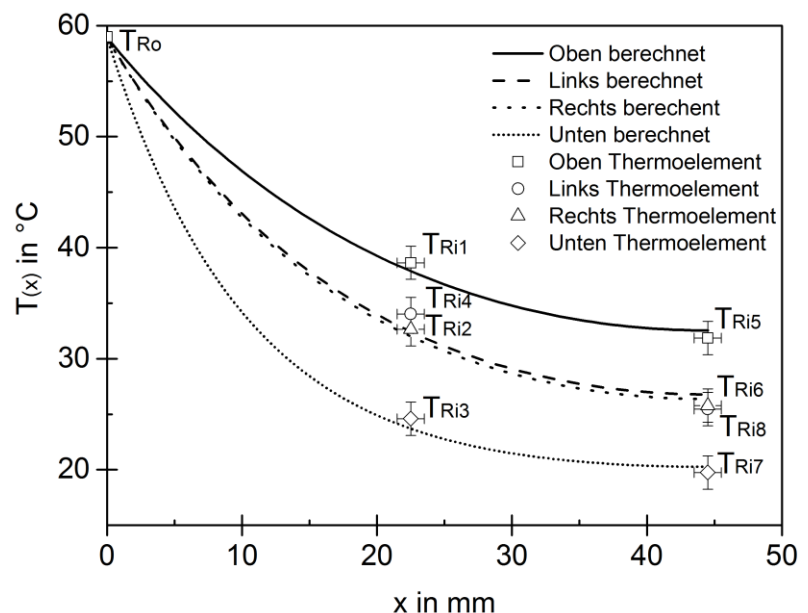
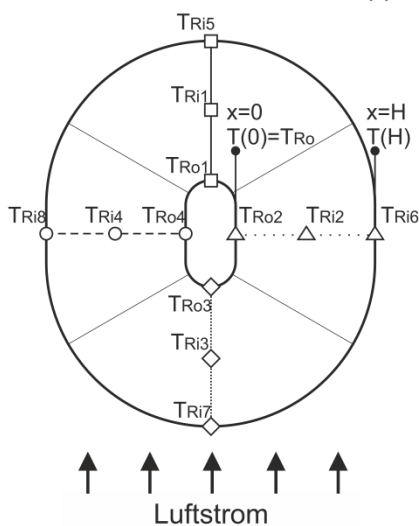


Abbildung 23: Exemplarisch berechneter Temperaturverlauf und gemessene Temperaturdaten an der Rippenoberfläche im stationären Zustand bei einer Anströmgeschwindigkeit von 2 m/s .

Die Temperaturverläufe entlang der Rippenoberfläche weisen die zu erwartenden Trends auf. Hohe Gradienten der Temperaturverläufe nahe der Rohraußenwand werden in Richtung der Rippen Spitze kleiner. Weiterhin ist der Temperaturgradient stromaufwärts steiler und stromabwärts flacher. Grund ist das thermische Nachlaufgebiet hinter dem Rohr, welches die Wärmeübertragungsleistung reduziert und

zu höheren Rippentemperaturen führt. Außerdem ist der Temperaturgradient an den mittleren linken und mittleren rechten Positionen annähernd gleich, was auf eine symmetrische Strömungs- und Temperaturverteilung schließen lässt.

Für jede Rippenregion wird somit im stationären Zustand ein Rippenwirkungsgrad aus den Temperaturmessungen ermittelt und schließlich ein Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{A_{Ri}} \sum_{n=1}^8 \eta_i \cdot A_{Ri,n} \quad (30)$$

berechnet, mit A_{Ri} als gesamte Rippenoberfläche. Für die Charakterisierung der Rippenrohrbündel wird zur Ermittlung des Rippenwirkungsgrades ein rein iteratives Lösungsverfahren aus der Literatur nach X. P. Du et al. (2014), Liu, Yu und Yan (2016) adaptiert und auf die Messdaten angewendet. Hierfür werden die Gleichungen 27 und 28 durch Gleichungen für runde Rippenrohre wie folgt angepasst:

$$\eta = \frac{\tanh(0,5 \cdot m \cdot d_c \cdot \varphi)}{0,5 \cdot m \cdot d_c \cdot \varphi} \quad (31)$$

$$\varphi = \left(\frac{D_{Ri}}{d_c} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \cdot \ln \left(\frac{D_{Ri}}{d_c} \right) \right]. \quad (32)$$

Das iterative Lösungsverfahren ist in Abbildung 24 dargestellt.

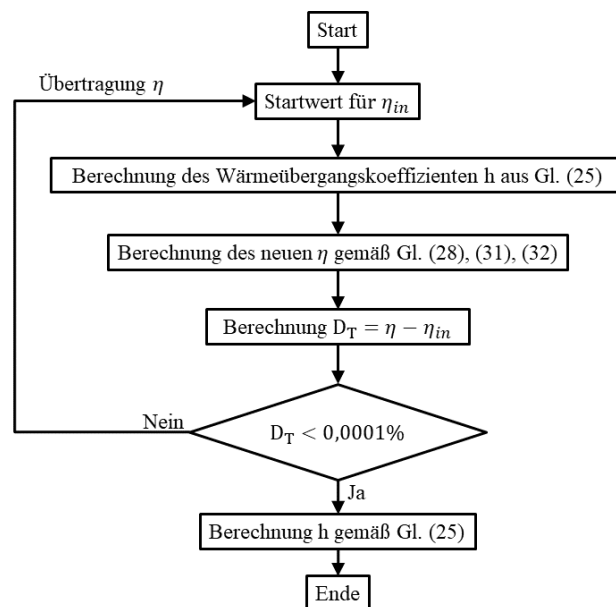


Abbildung 24: Iteratives Lösungsverfahren für den Rippenwirkungsgrad von Rohrbündeln.

Die Charakterisierung der Wärmeübertrager erfolgt durch die in der Einleitung beschriebene dimensionslose Nusselt-Zahl Nu und den dimensionslosen Druckverlustbeiwert ξ sowie das Leistungsbewertungskriterium P_{ec} , die Wärmestromdichte q_{vol} und das globale Leistungskriterium G_{pc} .

Die Messdaten des TAGSs wurden zum einen arithmetisch und zum anderen flächengewichtet gemittelt. Für die flächengewichtete Mittelung wird der Kanalquerschnitt in neun rechteckige Flächenabschnitte mit drei unterschiedlichen Größen unterteilt. Die Verteilung der Flächenabschnitte und der Messpunkte des TAG sind in Abbildung 25 dargestellt. Flächenabschnitt I ist dem mittleren Bereich des Kanalquerschnittes zugeordnet, Flächenbereich II ist der näheren Umgebung der langen Seiten der Kanalwand zugeordnet und Flächenbereich III ist der näheren Umgebung der kurzen Seiten der Kanalwand zugeordnet. Für jede Sektion werden repräsentative Werte der lokalen Messpunkte i durch arithmetische Mittelung berechnet. Die Wichtung einer Sektion ist proportional zum Verhältnis aus Flächengröße der Sektion zur Flächengröße des gesamten Kanals $A_{I,i}/A_{ges}$, $A_{II,i}/A_{ges}$ und $A_{III,i}/A_{ges}$.

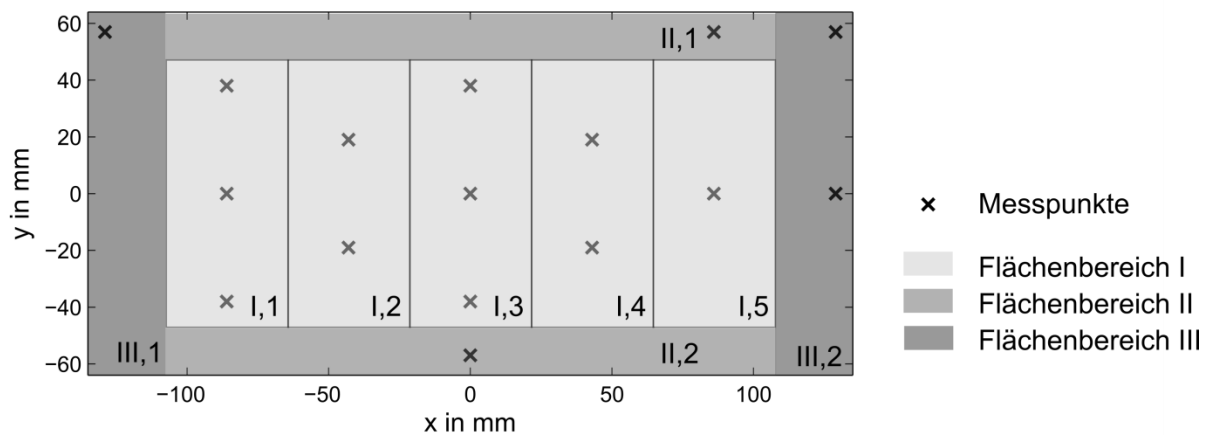


Abbildung 25: Verteilung der Messpunkte und der Flächenbereiche im Kanalquerschnitt.

Zur Validierung der Strömungsgeschwindigkeitsmessungen des TAGSs wurde die durchschnittliche Anströmgeschwindigkeit \bar{u} über dem Kanalquerschnitt mit der durchschnittlichen Geschwindigkeit des Volumenstromreglers u_L verglichen, welche sich aus dem Volumenstrom \dot{V}_L ergibt. Um eine angemessene Vergleichbarkeit zu erreichen, werden die Geschwindigkeitswerte auf Standardbedingungen $p = 1 \text{ bar}$ und $T_L = 0 \text{ °C}$ bezogen. Zwei Berechnungsvarianten werden zur Mittelung der Strömungsgeschwindigkeit \bar{u} verwendet: 1) eine arithmetische Mittelwertbildung der 16 Messwerte des TAGS und 2) eine flächengewichtete Mittelwertbildung, wie in Tabelle 5 aufgeführt. Hierbei repräsentieren $u_{I,i}$, $u_{II,i}$ und $u_{III,i}$ die jeweiligen durchschnittlichen Geschwindigkeiten in den jeweiligen Sektionen $A_{I,i}$, $A_{II,i}$ und $A_{III,i}$.

Tabelle 5: Berechnungsvarianten für die durchschnittliche Strömungsgeschwindigkeit \bar{u} am TAGS.

Art der Berechnung	Berechnungsvariante
Arithmetische Mittelung	$\bar{u} = \frac{1}{16} \cdot \sum_{i=1}^{16} u_i$
Flächengewichtete Mittelung	$\bar{u} = \left(A_I \cdot \sum_{i=1}^5 u_{I,i} + A_{II} \cdot \sum_{i=1}^2 u_{II,i} + A_{III} \cdot \sum_{i=1}^2 u_{III,i} \right) / A_{ges}$

Der Wärmestrom wird über die Energiebilanz im Kontrollvolumen berechnet:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{aus} - T_{ein}). \tag{33}$$

Der Luftmassenstrom \dot{m} durch die Messstrecke und die Temperaturdifferenz ($T_{aus} - T_{ein}$) werden am Aus- und Eintritt des Kontrollvolumens bestimmt. Zur Lösung der Gleichung 33 werden einmal die Temperatur- und einmal die Geschwindigkeitsverteilung berücksichtigt. Hierfür wird von einer inhomogenen Temperaturverteilung am Austritt ausgegangen. Es ergibt sich die Gleichung

$$\dot{Q} = \rho_L \cdot \dot{V}_L \cdot c_p \cdot (T_{aus} - T_{ein}). \quad (34)$$

Der Massenstrom bestimmt sich durch die Dichte und die Volumenstromdaten des Volumenstromreglers. Die Einlasstemperatur T_{ein} ist der Mittelwert der drei Thermoelementmessungen (die Einströmtemperatur ist in allen Experimenten konstant und gleich verteilt). Für die Berechnung der Auslasstemperatur T_{aus} gibt es drei Varianten: 1) arithmetische Mittelwertbildung aus den Temperaturdaten der drei Thermoelemente, 2) arithmetische Mittelung der Temperaturdaten der 16 TAGS Messungen und 3) flächengewichtete Mittelung der Temperaturdaten der 16 TAGS Messungen. Die drei Berechnungsvarianten sind mit den dazugehörigen Formeln in Tabelle 6 aufgeführt.

Tabelle 6: Berechnungsvarianten für die durchschnittliche Auslasstemperatur T_2 .

Art der Berechnung	Berechnungsvarianten
Arithmetische Mittelung der Temperaturdaten der Thermoelemente	$T_{aus} = \frac{1}{3} \cdot \sum_{i=4}^6 T_{TE,i}$
Arithmetische Mittelung der Temperaturdaten des TAGSs	$T_{aus} = \frac{1}{16} \cdot \sum_{i=1}^{16} T_{TAGS,i}$
Flächengewichtete Mittelung der Temperaturdaten des TAGSs	$T_{aus} = \left(A_I \cdot \sum_{i=1}^5 T_{I,i} + A_{II} \cdot \sum_{i=1}^2 T_{II,i} + A_{III} \cdot \sum_{i=1}^2 T_{III,i} \right) / A_{ges}$

Der Wärmestrom wird aus der lokalen Wärmestromdichte bestimmt:

$$\dot{q}_i = u_i \cdot \rho_i \cdot c_p \cdot (T_{TAGS,i} - T_{ein}). \quad (35)$$

Das heißt, es werden die lokale Strömungsgeschwindigkeit u_i und die lokale Fluidtemperatur $T_{TAGS,i}$ am TAGS gemessen und daraus der lokale Wärmestrom berechnet. Der Gesamtwärmestrom kann durch eine arithmetische Mittelung von \dot{q}_i bezogen auf die Querschnittsfläche des Strömungskanals und durch die Wichtung der Wärmestromdichte für jede Sektion $\dot{q}_{I,i}$, $\dot{q}_{II,i}$ und $\dot{q}_{III,i}$ bezogen auf die Sektionsgrößen A_I , A_{II} und A_{III} berechnet werden. Beide Berechnungsvarianten sind mit den dazugehörigen Formeln in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7: Berechnungsvarianten für den Wärmestrom \dot{Q} .

Art der Berechnung	Berechnungsvarianten
Arithmetische Mittelung der lokalen Wärmeströme	$\dot{Q} = \frac{A_{\text{ges}}}{16} \cdot \sum_{i=1}^{16} \dot{q}_i$
Flächengewichtete Mittelung der lokalen Wärmeströme	$\dot{Q} = A_{\text{I}} \cdot \sum_{i=1}^5 \dot{q}_{\text{I},i} + A_{\text{II}} \cdot \sum_{i=1}^2 \dot{q}_{\text{II},i} + A_{\text{III}} \cdot \sum_{i=1}^2 \dot{q}_{\text{III},i}$

Insgesamt ergeben sich somit zwei unterschiedliche Varianten, um die Strömungsgeschwindigkeit zu ermitteln und fünf verschiedene Varianten zur Berechnung des Wärmestroms, drei Varianten bei denen die Auslasstemperatur bestimmt wird sowie zwei Varianten, bei denen der lokale Wärmestrom bestimmt wird. Diese Varianten wurden miteinander verglichen, um die Genauste zu identifizieren.

3.5 Unsicherheitsbetrachtung

Die Unsicherheiten der Experimente werden im Wesentlichen durch die Unsicherheiten bei der Messung des Wärmeeintrages, der Temperaturen, des Luftvolumenstromes, des Drucks und der geometrischen Dimensionen des Strömungskanals sowie der Wärmeübertrager bestimmt. Eine Unsicherheitsbestimmung nach Taylor (1997) wurde durchgeführt, um die Gesamtunsicherheit der experimentellen Ergebnisse zu erhalten. Diese Unsicherheit ist durch

$$\Delta F = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\delta F}{\delta n_i} \cdot \Delta n_i \right)^2} \quad (36)$$

bestimmt, wobei F der Zielparameter ist und n_i ist die unsicherheitsbehaftete Messgröße. Diese sind die Fertigungstoleranzen der Wärmeübertrager, Toleranz der Position der Thermoelemente ($\pm 0,5 \text{ mm}$) sowie der in Tabelle 4 angegebenen Messinstrumente. Die Unsicherheit der berechneten Parameter ($Re, Ra, Nu, \xi, P_{ec}, q_{vol}, G_{pc}$) sind als Fehlerbalken in den grafischen Darstellungen dieser Arbeit angegeben. Die nach Gleichung 36 berechneten individuellen Unsicherheiten der Parameter sind in Tabelle 8 aufgelistet. Es wird deutlich, dass die maximale relative Unsicherheit des Druckverlustbeiwertes hoch ist. Dieser hohe Wert tritt bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und großen Rippenabständen auf, bei denen der absolute Wert des Druckverlustes gering ist.

Tabelle 8: Berechnete Unsicherheiten der Wärmeübertragungs- und Leistungsparameter.

Parameter	F	n_i	Maximale relative Unsicherheit ($\Delta F/F$)	Mittlere relative Unsicherheit ($\Delta F/F$)
Reynolds-Zahl	Re	d_c, u	4,89 %	2,19 %
Rayleigh-Zahl	Ra	d_c, T_{Ro}, T_L	5,38 %	4,94 %
Logarithmische Mitteltemperatur	ΔT_{LM}	T_{ein}, T_{aus}, T_{Ro}	0,99 %	0,78 %
Nusselt-Zahl	Nu	$\dot{Q}, d_c, A_{Ro}, A_{Ri}, \Delta T_{LM}$	3,18 %	2,01 %
Druckverlustbeiwert	ξ	$\Delta p, u, d_c, L$	78,94 %	2,72 %
Leistungsbewertungskriterium	P_{ec}	Nu, f	26,46 %	2,25 %
Volumetrische Wärmestromdichte	q_{vol}	$\dot{Q}, V_{WÜ}, \Delta T_{LM}$	3,09 %	1,22 %
Globales Leistungskriterium	G_{pc}	$\dot{Q}, \Delta p, \dot{V}_L$	4,83 %	1,52 %

4 Charakterisierung neuartiger berippter Wärmeübertragerrohre

Teile dieses Kapitels wurden in folgenden wissenschaftlichen Beiträgen veröffentlicht:

Unger, S.; Beyer, M.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs”. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 153, 119621. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119621>.

Unger, S.; Arlit, M.; Beyer, M.; Hampel, U. (2020). „Experimental study on the heat flux of a heat exchanger for passive cooling of spent fuel pools by temperature anemometry grid sensor”. *Nuclear Engineering and Design*. Eingereicht.

Unger, S.; Beyer, M.; Gruber, S.; Willner, R.; Hampel, U. (2019). „Experimental study on the air-side thermal-flow performance of additively manufactured heat exchangers with novel fin designs”. *International Journal of Thermal Sciences* 146, 106074. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2019.106074](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106074).

Unger, S.; Beyer, M.; Thiele, J.; Hampel, U. (2019). „Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angles”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 105, 100-108. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016).

Unger, S.; Beyer, M.; Arlit, M.; Stasch, P.; Hampel, U. (2019). „An experimental investigation on the air-side heat transfer and flow resistance of finned short oval tubes at different tube tilt angles”. *International Journal of Thermal Sciences* 140, 225-237. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.045](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.045).

Dieses Kapitel charakterisiert das Wärmeübertragungs- und Strömungsverhalten von geneigten Wärmeübertragerrohren für erzwungene und natürliche Konvektion. Bisherige Rippendesigns zielen nur auf die Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs ab. Neuartige Rippenrohrdesigns, welche neben der Konvektion auch die Wärmeleitung verbessern, werden hinsichtlich des Einflusses von Rippenabstand und Rohrneigungswinkel auf die Wärmeübertragung und das Strömungsverhalten analysiert. Das Leistungsverhalten der neuartigen, additiv gefertigten Rippenrohrdesigns wurde experimentell bestimmt und daraus empirische Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangs abgeleitet. Das Strömungsfeld im Nachlaufgebiet der Wärmeübertrager wurde mithilfe eines Temperatur-Anemometrie-Gittersensors vermessen, um die Temperatur und Geschwindigkeitsverteilung sowie den Wärmestrom zu ermitteln. Die Messergebnisse der konventionellen Geometrie werden mit Literaturdaten verglichen.

4.1 Verhalten unter erzwungener Konvektion

Für die Untersuchungen unter erzwungener Konvektion wird der Einfluss der Naturkonvektion auf das Wärmeübertragungsverhalten vernachlässigt. Um diese Annahme auf Plausibilität zu überprüfen, kann das Verhältnis von Gr_{max}/Re^2 herangezogen werden. Für alle Versuche beträgt die maximale Grashof-Zahl ungefähr $Gr_{max} = 1,1 \times 10^5$. In Abhängigkeit der Anströmgeschwindigkeit liegt das Verhältnis Gr_{max}/Re^2 zwischen 0,03 und 0,002. Da dieses Verhältnis deutlich niedriger als 1 ist, ist nach Khan, Fartaj und Ting (2004) die Vernachlässigung der Naturkonvektion gerechtfertigt.

4.1.1 Variation von Rippenabstand und Orientierung

4.1.1.1 Wärmeübertragung und Druckverlust

Aufgrund des starken Einflusses auf die Strömung und Wärmeübertragung zwischen den Rohrrippen ist der Rippenabstand ein wesentlicher Designparameter, welcher bereits in zahlreichen Veröffentlichungen von Watel, Harmand und Desmet (1999), Mon und Gross (2004), Chen und Hsu (2008), Kumar et al. (2016b) diskutiert wurde. Aufgrund der Querschnittverengung wird der Luftstrom zwischen den Rohrrippen beschleunigt und die Grenzschichtentwicklung beginnt von der stromaufwärts liegenden Rippenspitze ausgehend. Stromabwärts wachsen die Grenzschichten entlang der Rippe an und ein Zusammenwachsen kann stattfinden. Die resultierende Störung des Fluidstromes hätte eine Reduktion der Wärmeübertragung und eine Zunahme des Druckverlustes bei zu geringen Rippenabständen zur Folge. Allerdings kann nach Kumar et al. (2016b) bei zu großen Rippenabständen auch ein Bypass-Effekt auftreten, wobei Luft den Wärmeübertrager umströmt, ohne die Wärmeübertragung an den Rippenoberflächen zu beeinflussen. An der Verbindungsstelle von Rippenbasis und Rohroberfläche bilden sich typischerweise Hufeisenwirbel, welche die Wärmeübertragung verbessern (Chen und Hsu, 2008). Mon und Gross (2004) beobachteten eine Ausprägung dieser Wirbel bei größeren Rippenabständen und höheren Re . Als Ergebnis entstehen komplexe dreidimensionale Strömungs- und Temperaturfelder.

Nu und ξ sind in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippenabstände in Abbildung 26 dargestellt. Nu steigt aufgrund erhöhter Konvektion mit Re stark an und ξ verändert sich nur minimal. Wenn der Rippenabstand zunimmt, erhöht sich Nu und ξ nimmt ab.

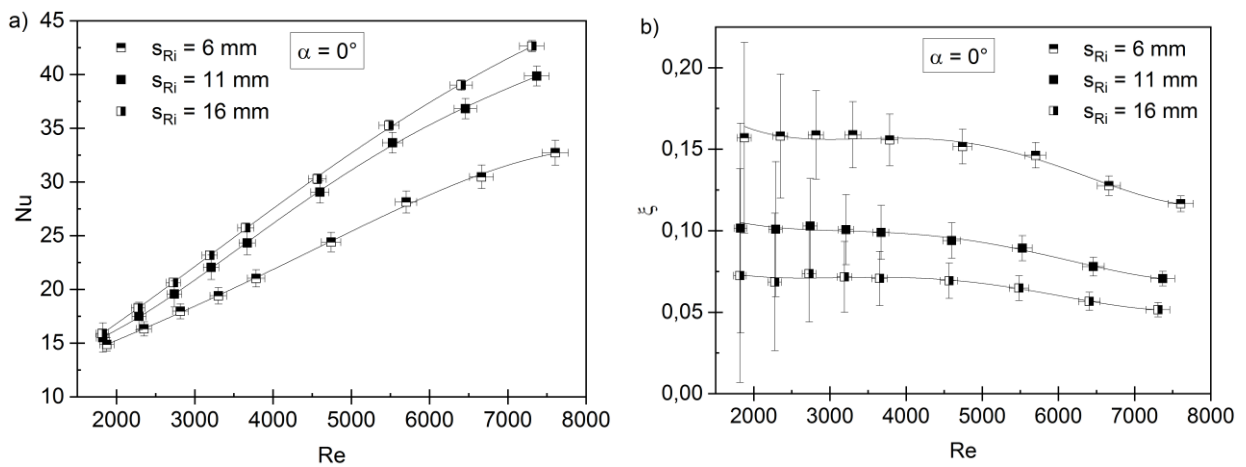


Abbildung 26: Aus experimentellen Daten bestimmte a) Nusselt-Zahl und b) Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippenabstände.

Bei größeren Rippenabständen ist der Unterschied für Nu und ξ geringer, da die Luft weniger stark beeinflusst wird und die Grenzschichten erst spät zusammenwachsen. Das Rippenabstand-zu-Rippenhöhen-Verhältnis, welches durch Mon und Gross (2004) eingeführt wurde, definiert den Punkt der Stagnation bei 0,32, was dem höchsten Wert der vorliegenden Studie (0,36) annähernd entspricht. Daher scheint eine weitere Vergrößerung des Rippenabstandes keinen weiteren Einfluss zu haben. ξ verringert sich mit zunehmendem Rippenabstand, da weniger Reibungsfläche vorhanden ist und die Strömung weniger gestört wird.

Nu ist in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Neigungswinkel und Rippenabstände in Abbildung 27 dargestellt. Die Wärmeübertragung nimmt mit zunehmendem Neigungswinkel zu, da die Strömung stärker durchmischt wird und die Hauptströmungsrichtung nicht mehr parallel zur Rippenoberfläche ist. Bei großen Neigungswinkeln kann es zur Strömungsablösung kommen und die transversale Strömung nimmt zu, was zu verbesserter Konvektion führt. Daher ist Nu bei hohen Re , $s_{Ri} = 16 \text{ mm}$ und der höchsten Neigung von $\alpha = 40^\circ$ maximal.

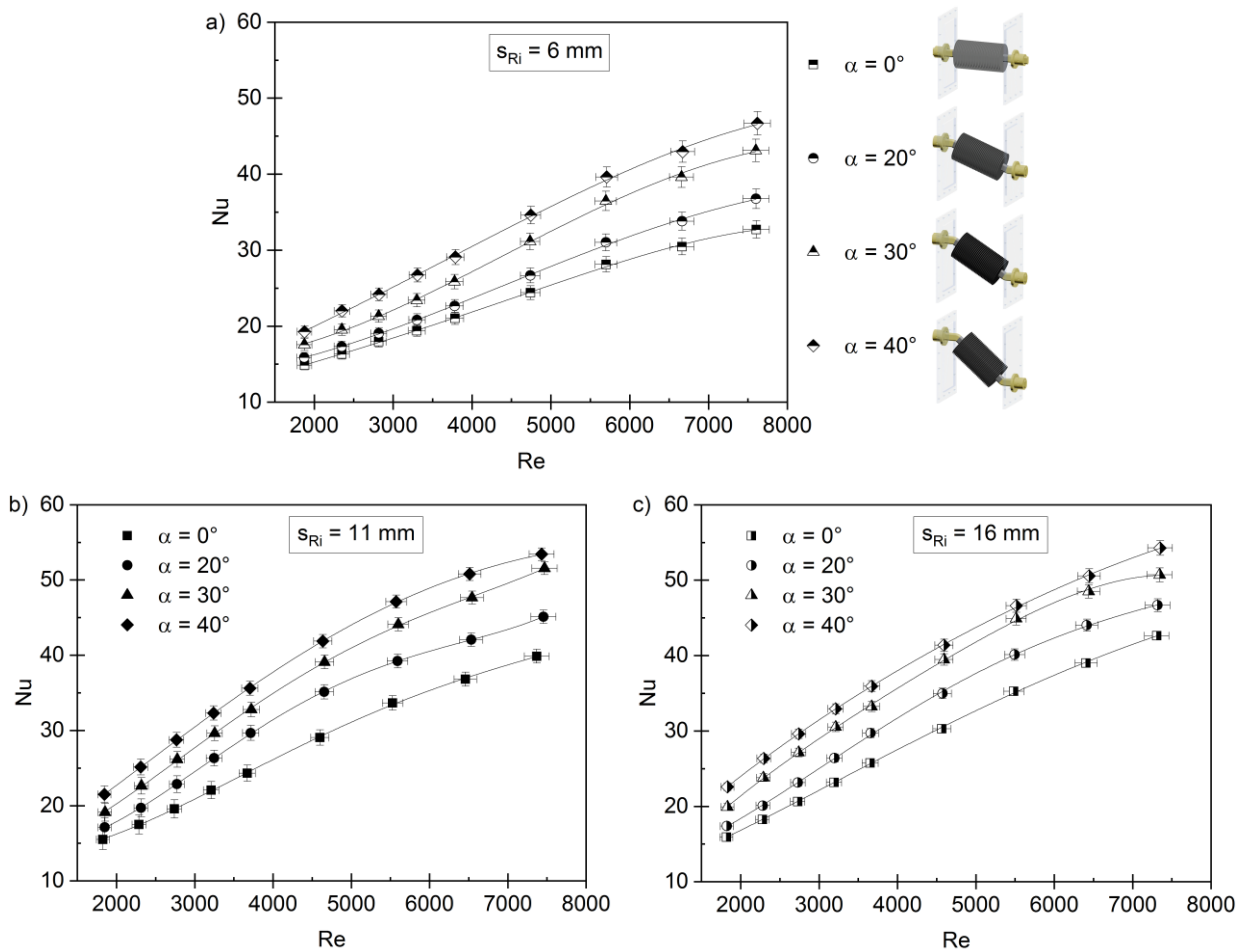


Abbildung 27: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{Ri} = 16 \text{ mm}$.

Abbildung 28 zeigt ξ in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippenabstände und Neigungswinkel. Der Strömungswiderstand und somit ξ nehmen mit zunehmenden Neigungswinkel für alle Abstände und Re zu, wobei dieser Effekt bei größeren Rippenabständen stärker ausgeprägt ist. Für niedrige Rippenabstände und hohe Neigungswinkel entsteht aufgrund des Strömungswiderstandes möglicherweise ein Bypass-Effekt. Im geeigneten Zustand können Strömungsablösungen auftreten, woraus Wirbel und Rezirkulationsgebiete zwischen den Rippen entstehen können, welche wiederum zu erhöhtem Druckverlust führen. Bei niedrigen Rippenabständen können sich diese Wirbel nicht voll entwickeln und die Strömung wird stärker geführt.

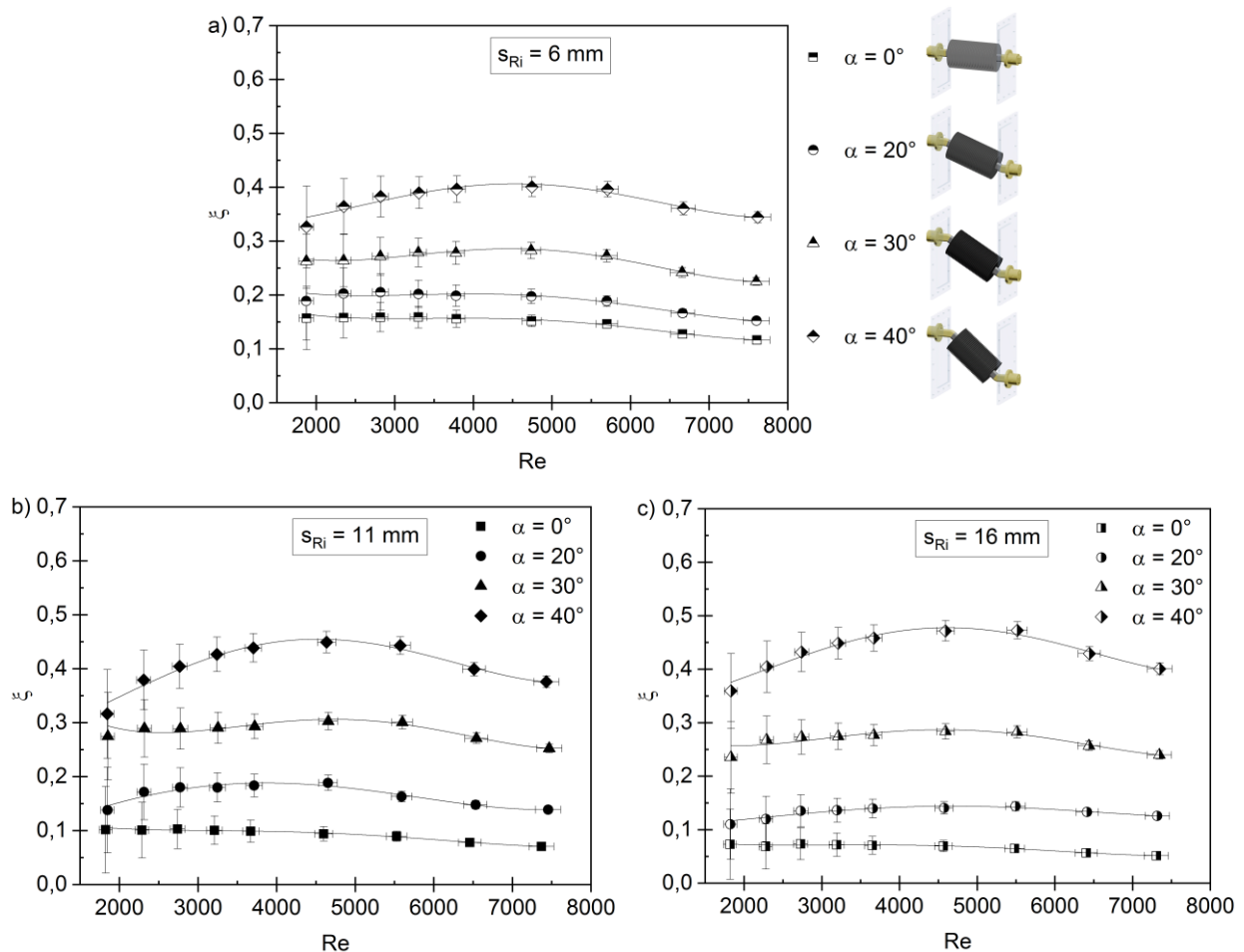


Abbildung 28: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{Ri} = 16 \text{ mm}$.

4.1.1.2 Thermofluidynamische Leistungsanalyse

Wärmeübertragung und Druckverlust nehmen mit dem Neigungswinkel zu und ein bewertender Vergleich des Einflusses der Orientierung ist schwierig. Aus diesem Grund wurde eine thermofluidynamische Leistungsuntersuchung von Rippenrohrwärmeübertragern durchgeführt, um eine optimale Designauswahl zu treffen. Es müssen gleichzeitig ein minimaler thermischer und strömungsmechanischer Widerstand erreicht werden. Hierfür werden das oberflächenbezogene Leistungsbewertungskriterium P_{ec} , die volumetrische Wärmestromdichte q_{vol} und das volumenbezogene globale Leistungskriterium G_{pc} verwendet, welche durch Kong et al. (2016b), (2016a) eingeführt wurden.

In Abbildung 29 sind P_{ec} , q_{vol} und G_{pc} in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippenabstände dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich P_{ec} und q_{vol} mit zunehmenden Re erhöhen und G_{pc} abnimmt. Weiterhin sorgt ein erhöhter Rippenabstand für höhere Werte von P_{ec} , da die Wärmeübertragungsleistung hoch und der Druckverlust niedrig sind. Mit zunehmendem Rippenabstand nimmt q_{vol} aufgrund der sich verringernden wärmeübertragenden Oberfläche ab. Der Parameter G_{pc} zeigt keine Sensitivität bezüglich des Rippenabstandes, da die verbesserte Wärmeleistung bei niedrigeren Rippenabständen in der gleichen Größenordnung liegt wie der Verlust der kinetischen Energie der Strömung.

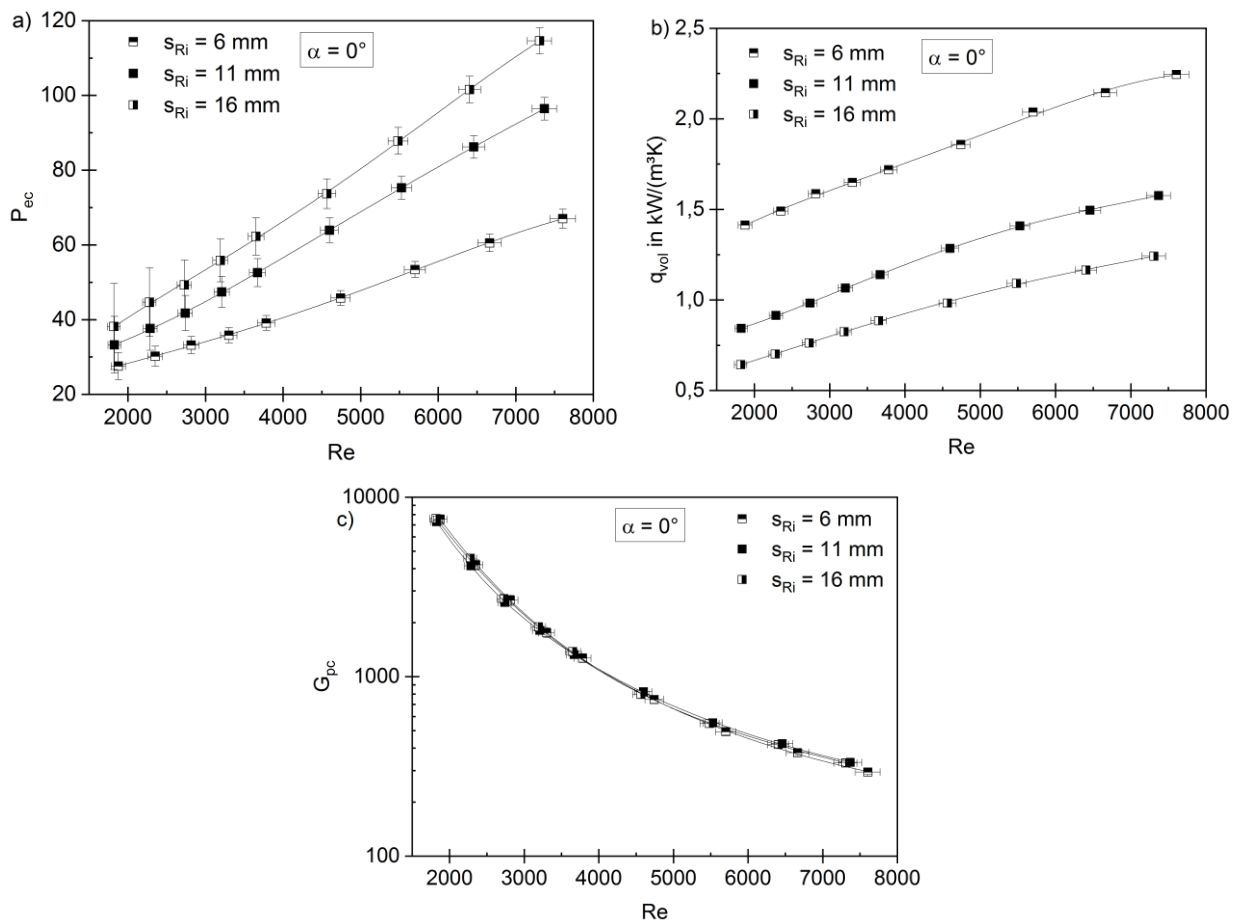


Abbildung 29: Aus experimentellen Daten bestimmtes a) Leistungsbewertungskriterium, b) volumetrische Wärmestromdichte und c) globales Leitungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippenabstände.

Das gemessene oberflächenbezogene Leistungsbewertungskriterium P_{ec} ist in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippenabstände und Neigungswinkel in Abbildung 30 dargestellt. Für den niedrigsten Rippenabstand von $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$ ist der Effekt des Rippenabstandes gering und es kann kein klarer Trend erkannt werden. Dies stimmt mit den Ergebnissen von Kong et al. (2016b) sowie Guo und Tafti (2003) überein. Bei größeren Rippenabständen werden die thermofluidodynamischen Auswirkungen des Neigungswinkels deutlicher. Es ist zu erkennen, dass die horizontale Ausrichtung die höchsten P_{ec} -Werte liefert, da die Strömungswiderstände hier am geringsten sind. Yogesh et al. (2018) haben für berippte, elliptische Rohre mit einer Hauptströmungsrichtung senkrecht zur Rohrachse ebenfalls die höchste Effizienz feststellen können.

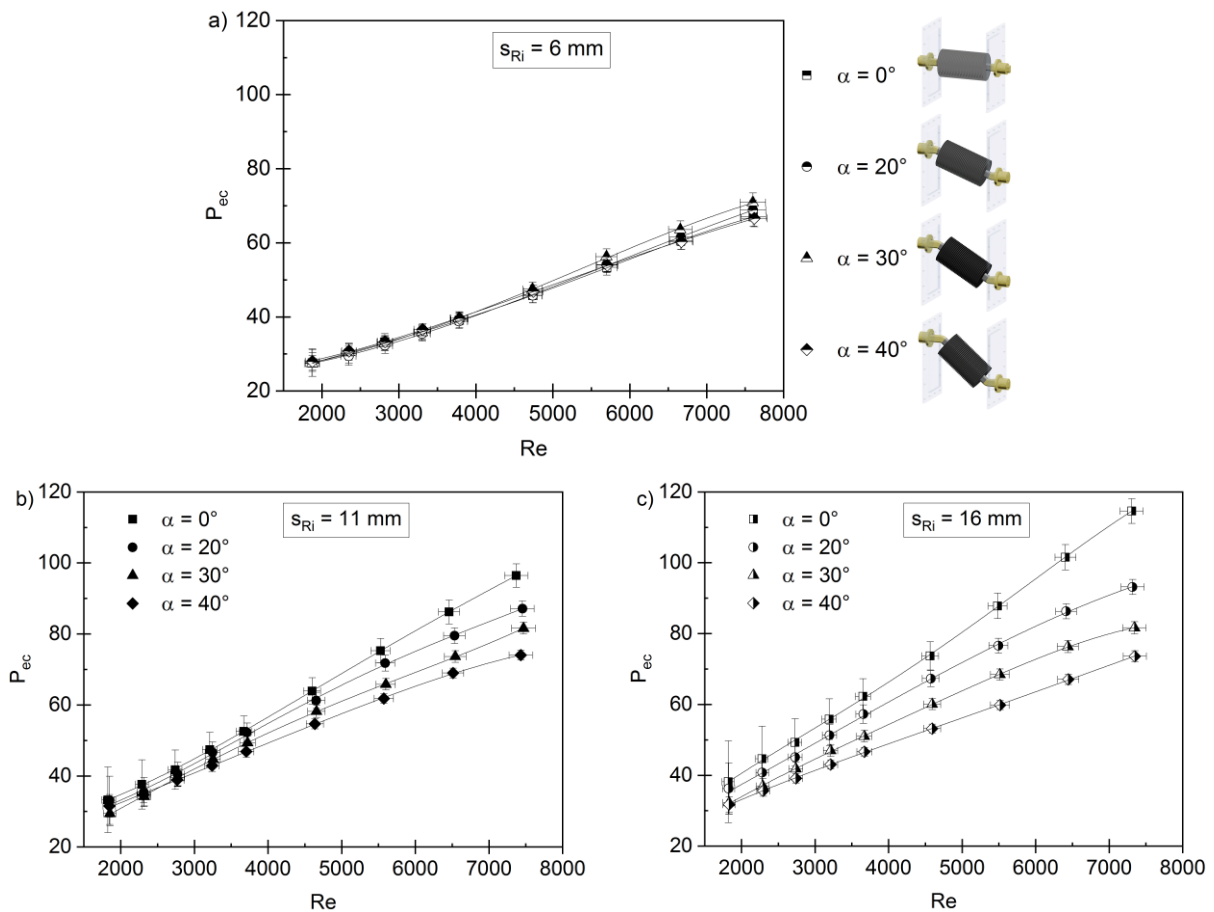


Abbildung 30: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{Ri} = 16 \text{ mm}$.

In Abbildung 31 ist das volumetrische Wärmestromdichte q_{vol} in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippenabstände und Neigungswinkel dargestellt. Analog zur Nu -Zahl tritt ein Anstieg des konvektiven Wärmeüberganges mit steigender Rohrneigung und der volumenbezogenen Wärmeabgabe auf. Hierbei wird deutlich, dass die Veränderungen für alle Rippenabstände in einer Größenordnung liegen. Weiterhin nimmt q_{vol} zwischen $\alpha = 0^\circ$ und $\alpha = 30^\circ$ stärker zu als zwischen $\alpha = 30^\circ$ und $\alpha = 40^\circ$. Daraus kann geschlossen werden, dass die eingetragene Turbulenz bei größeren Neigungswinkeln geringer ist.

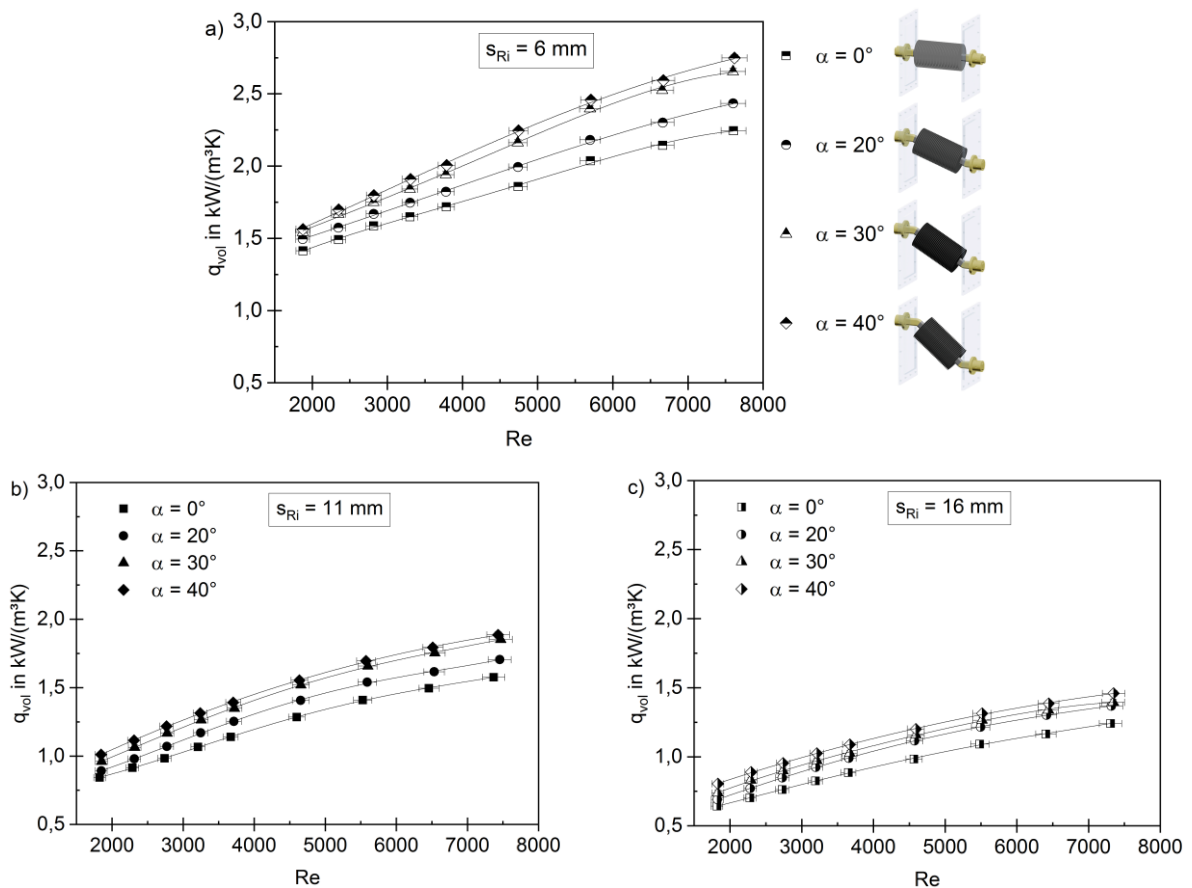


Abbildung 31: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{Ri} = 16 \text{ mm}$.

Das volumenbezogene globale Leistungskriterium G_{pc} berücksichtigt neben der Wärmeübertragungsleistung auch den Verlust der kinetische Energie der Strömung der untersuchten Wärmeübertrager. Damit ist G_{pc} nicht auf die Wärmeübertragungsoberfläche bezogen sondern auf die dimensionsbehafteten Werte der Rippenrohre. G_{pc} ist in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Neigungswinkel und Rippenabstände in Abbildung 32 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich G_{pc} für alle Rippenabstände mit dem Neigungswinkel reduziert, da der Verlust der kinetische Energie der Strömung aufgrund des Druckverlustes stärker ansteigt als der konvektive Gesamtwärmestrom. Ähnlich wie für P_{ec} ist dieser Effekt bei größeren Rippenabständen stärker ausgeprägt.

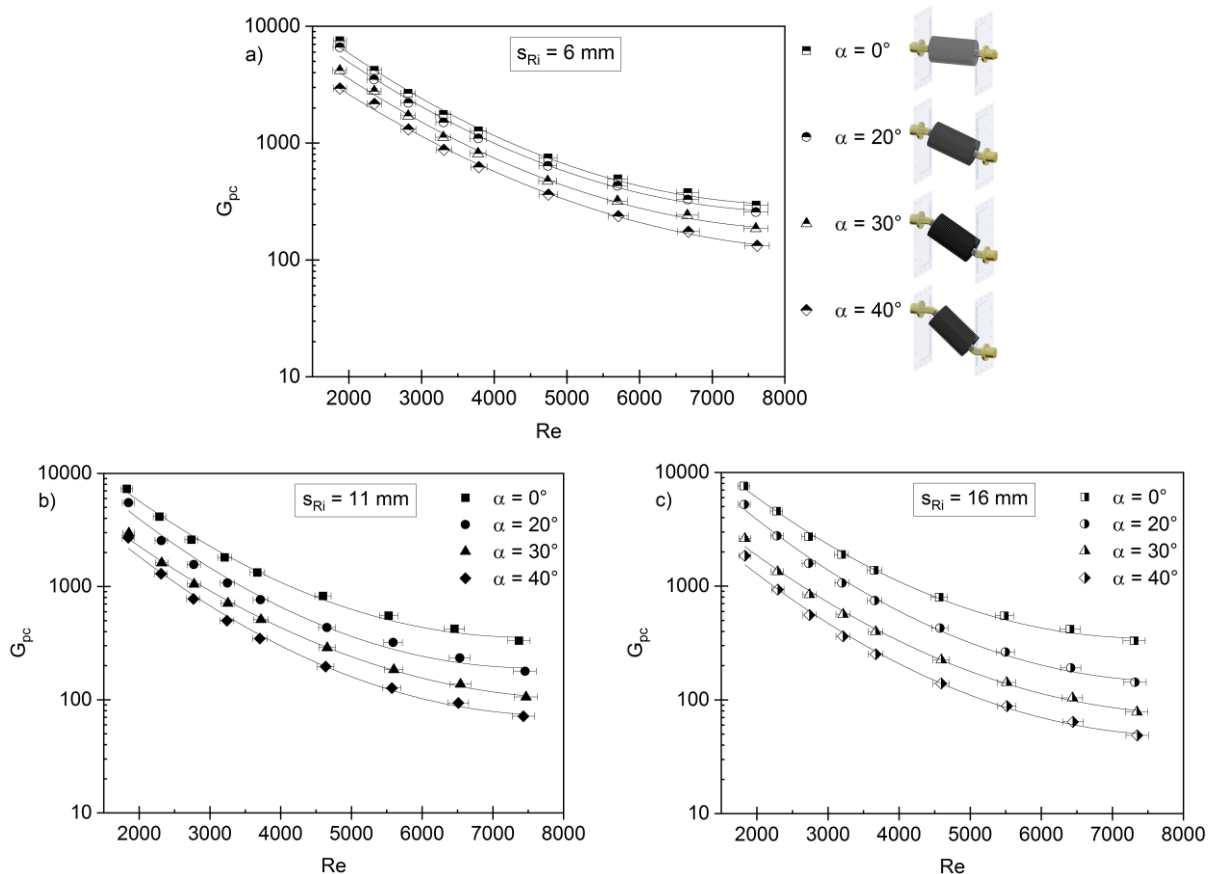


Abbildung 32: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6$ mm, b) $s_{Ri} = 11$ mm und c) $s_{Ri} = 16$ mm.

Während sich die Wärmeübertragung bei höheren Neigungswinkeln erhöht, ist das Leistungsverhalten in diesen Fällen minimal. Mit Zunahme des Neigungswinkels dominiert der Einfluss des Strömungswiderstands über den Einfluss der Wärmeübertragung. Die 40° -Neigung ist dabei am ungünstigsten. Allerdings müssen in Anwendungsfällen die Rippenrohre geneigt werden, um den Ablauf des Kondensates auf der Rohrinneenseite zu ermöglichen oder um die Aufbaufläche zu reduzieren. Um eine optimale thermofluidynamische Leistung zu erzielen, wird für derartige Situationen ein möglichst geringer Neigungswinkel empfohlen.

4.1.1.3 Empirische Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen für Wärmeübertragerrohre mit unterschiedlichen Rippenabstand und Orientierung

Basierend auf den Messergebnissen wurden zwei neue Korrelation zur Beschreibung von Nu und ξ für unterschiedliche Neigungswinkel, Re und das Verhältnis aus Rippenabstand zu Rohrdurchmesser entwickelt:

$$Nu = 0,14 \cdot Re^{0,665} \cdot Pr^{0,33} \cdot 1,73^{\sin(\alpha)} \cdot \left(\frac{S_{Ri}}{d_c}\right)^{0,24} \quad (37)$$

$$\xi = 0,04 \cdot Re^{-0,2} \cdot 0,5^{\sin(\alpha)} \cdot \left(\frac{S_{Ri}}{d_c}\right)^{-1,55} + 0,05 \cdot (22,5^{\sin(\alpha)}) \quad (38)$$

Geltungsbereich: $1.800 \leq Re \leq 7.800$, $0,22 \leq \frac{S_{Ri}}{d_c} \leq 0,58$, $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$.

Die vorgeschlagenen Korrelationen bestimmen in dieser Form Nu sowie ξ mit einer maximalen und durchschnittlichen Abweichung von jeweils $\pm 10\%$ und $\pm 4,2\%$ sowie $\pm 25\%$ und $\pm 15,7\%$, wobei das Bestimmtheitsmaß jeweils $R^2 = 0,9812$ und $R^2 = 0,9185$ beträgt. Ein Vergleich der Messdaten mit den Korrelationen ist in Abbildung 33 gegeben. Die Wärmeübertragungs- und Strömungskorrelationen bilden die Experimentaldaten mit zufriedenstellender Genauigkeit ab.

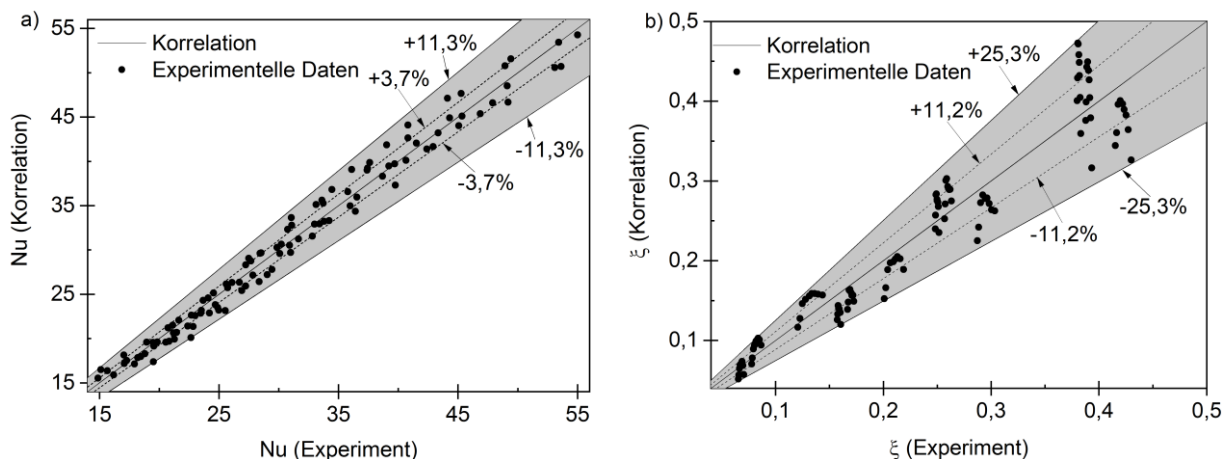


Abbildung 33: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für a) Nusselt-Zahl und b) Druckverlustbeiwert von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippenabstand und Orientierung.

4.1.2 Neuartige Rippenrohrdesigns unter Variation des Rippenabstandes

Es wurden die in Kapitel 3.2 beschriebene integrierte Stiftrippe (CIPF) und die geschlitzte integrierte Stiftrippe (SIPF) experimentell untersucht. Es folgt der Vergleich der Wärmeübertragung und des Druckverlustes der neuartigen Designs mit der konventionellen kreisrunden Flachrippe (CPF) und eine Beschreibung durch Korrelationen. Eine thermofluidynamische Leistungsbewertung der neuartigen Rippenrohrdesigns wird durchgeführt.

4.1.2.1 Wärmeübertragung und Druckverlust

Nu ist in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände in der Abbildung 34 dargestellt. Es wird deutlich, dass für alle Designs Nu mit steigender Re zunimmt. Für CPF und CIPF erhöht sich Nu mit steigendem Rippenabstand. Die CIPF hat gegenüber der CPF eine deutlich höhere Wärmeübertragungsleistung bei allen Rippenabständen. Die höchsten Nu -Werte werden durch die CIPF mit $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$ erreicht. Dies lässt darauf schließen, dass die induzierte Turbulenz durch die integrierten Stifte und die geschlitzten Rippen die Wärmeübertragungsleistung optimiert. Die Verbesserung des Wärmeübergangs durch geschlitzte Rippen wird durch Kumar, Joshi und Nayak (2017) bestätigt.

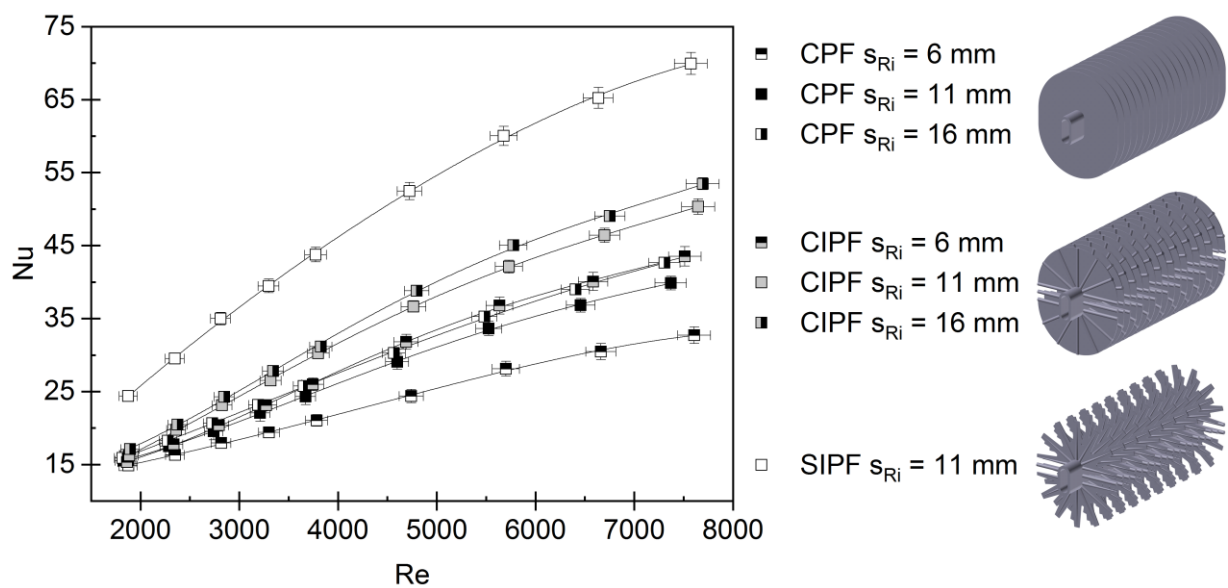


Abbildung 34: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.

Da durch die integrierten Stifte Turbulenzen erzeugt werden, haben diese auch Einfluss auf die Strömungscharakteristik und den Druckverlust entlang des Rippenrohres. In Abbildung 35 ist der gemessene Druckverlust in Form von ξ und in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände abgebildet. Es ist zu erkennen, dass für die CPF ξ bei niedrigen Re annähernd konstant bleibt und bei höheren Re abfällt. Für die CIPF und SIPF steigt ξ mit der Re bis ungefähr 5000 an und reduziert sich bei höheren Werten. Der Druckverlust der CIPF und SIPF ist bei niedrigen Re geringer als bei der konventionellen Rippe. Eine mögliche Ursache könnte die Unterbrechung der Grenzschichtentwicklung durch die integrierten Stifte sein. Dadurch würden die Grenzschichten später zusammenwachsen und die Strömung weniger behindern. Wenn Re zunimmt, könnten sich kleine Nachlaufgebiete hinter den integrierten Stiften stromabwärts bilden, was eventuell zur Strömungsablösung führt. Der damit verbundene Druckverlust sorgt für höhere ξ -Werte. Der Druckverlust des SIPF ist für alle Re geringer als der Druckverlust der CIPF, obwohl beide Designs über integrierte Stifte verfügen. Dies liegt an der ungefähr 40 % geringeren Reibungsfläche der SIPF.

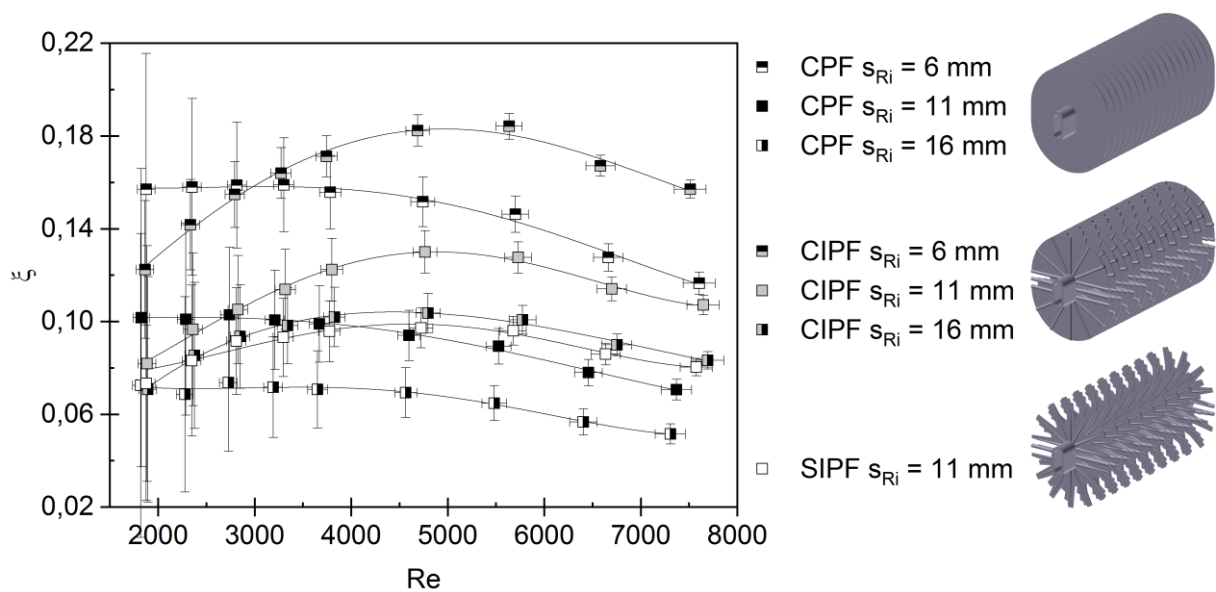


Abbildung 35: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.

4.1.2.2 Thermofluiddynamische Leistungsanalyse

P_{ec} ist in Abbildung 36 in Abhängigkeit von Re für unterschiedlichen Rippendesigns sowie Rippenabstände dargestellt. Für alle Wärmeübertrager ist ein Anstieg von P_{ec} mit steigender Re zu erkennen, da die konvektive Wärmeübertragung mit der Anströmgeschwindigkeit zunimmt. Weiterhin sind drei wesentliche Aspekte zu benennen: 1. das oberflächenbezogene Leistungsbewertungskriterium wird mit steigendem Rippenabstand für alle Rippendesigns größer, 2. ein höheres P_{ec} für die CIPF im Vergleich zur CPF bei allen Rippenabständen und 3. die SIPF zeigt das maximale Leistungsverhaltens aller Rippendesigns. Die höheren Werte aufgrund des Rippenabstandes sind leicht nachzuvollziehen, wenn das Verhalten von Wärmeübertragung und Druckverlust betrachtet wird. Da mit zunehmendem Rippenabstand die konvektive Wärmeübertragung steigt und sich der Druckverlust reduziert, erhöht sich in Folge das P_{ec} . Die Erhöhung der Turbulenz aufgrund der integrierten Stifte wirkt sich stärker auf den Wärmeübergang als auf den Druckverlust aus, weshalb die P_{ec} -Werte der CIPF für alle Rippenabstände höher liegen als für die CPF. Schließlich resultiert die Kombination von niedrigem Druckverlust und hohem Wärmeübergang der SIPF in einem sehr günstigen Leistungsbewertungskriterium.

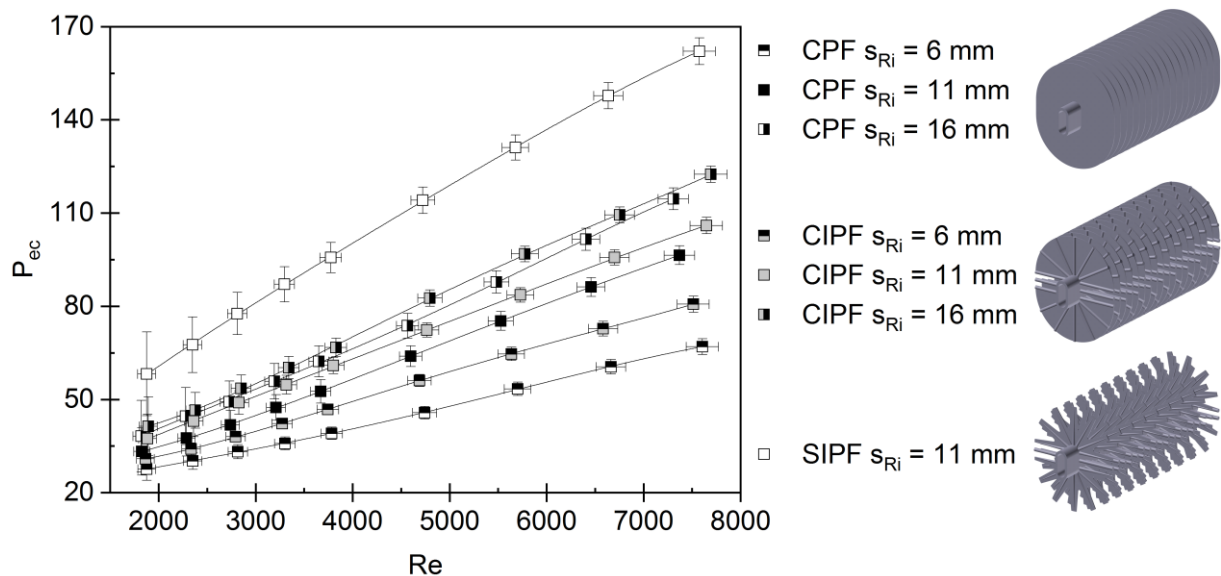


Abbildung 36: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.

In Abbildung 37 ist q_{vol} in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände dargestellt, um die Kompaktheit der Wärmeübertrager zu beurteilen. Mit steigender Re und sinkendem Rippenabstand erhöht sich q_{vol} , was auf einen höheren konvektiven Wärmeübergang schließen lässt. Ursache dafür sind größere Nu für steigenden Rippenabstand, während gleichzeitig die wärmeübertragende Oberfläche und der Wärmestrom pro Volumen geringer sind. Der Vergleich der drei Rippendesigns macht deutlich, dass für CIPF die höchsten q_{vol} erreicht werden und SIPF größere q_{vol} erreicht als CPF. Obwohl SIPF höhere Nu aufweist als CIPF, resultiert die ungefähr 40 % geringere Wärmeübertragungsoberfläche in einem geringeren Gesamtwärmestrom.

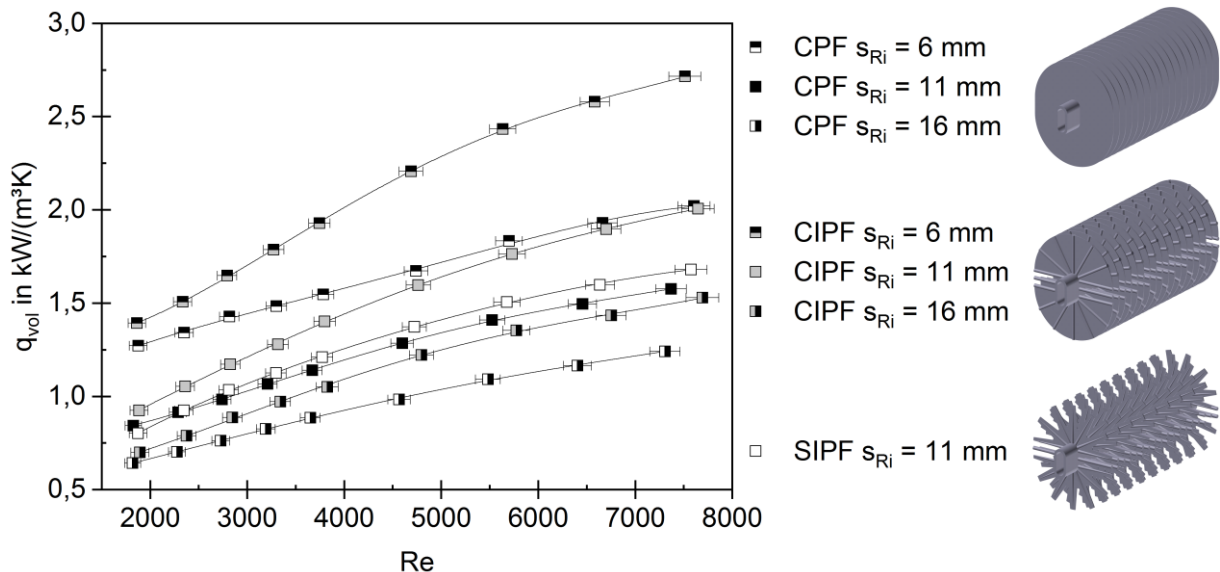


Abbildung 37: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.

G_{pc} ist in Abhängigkeit von Re in der Abbildung 38 für die untersuchten Rippendesigns und Rippenabstände dargestellt. Für einen Großteil der Wärmeübertrager sinkt G_{pc} mit zunehmender Re in der gleichen Größenordnung. Eine Ausnahme bildet die CIPF mit dem geringsten Rippenabstand von $s_{Ri} = 6$ mm. Diese weist deutlich niedrigere G_{pc} auf, da die Kombination aus geringem Rippenabstand und integrierten Stiften für einen hohen Verlust an kinetischer Energie der Strömung sorgt und damit die G_{pc} -Werte niedrig sind.

Da die Wärmeübertragungsoberfläche und das Rippenvolumen das Gewicht sowie die Kosten für die Fertigung und das Material repräsentieren, werden diese für die drei Rippendesigns verglichen. Die Oberfläche und das Rippenvolumen der CIPF sind um 3,6 % und 35,2 % höher im Vergleich zur konventionellen CPF. Obwohl sich die Oberfläche kaum unterscheidet, ist das Volumen bei der CIPF deutlich höher. Aus diesem Grund hat die CIPF vor allem dann Vorteile, wenn der erhöhte Materialverbrauch durch die verbesserte Kompaktheit ausgeglichen werden kann. Im Gegensatz dazu sind die Oberfläche und das Rippenvolumen der SIPF um 35,2 % und 24,6 % geringer als die entsprechenden Werte der CPF. Daher ist die SIPF bevorzugt anzuwenden, wenn eine geringe Wärmeübertrageroberfläche, ein niedriges Gewicht und geringe Materialkosten von Bedeutung sind.

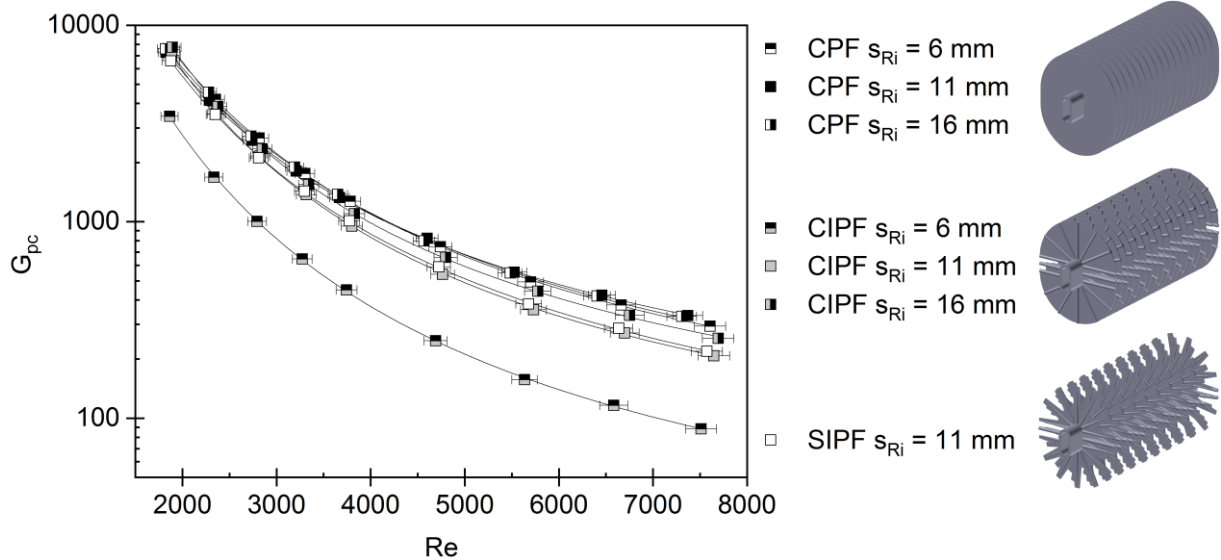


Abbildung 38: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.

Aus der thermofluidynamischen Leistungsanalyse wird deutlich, dass das Leistungsverhalten der wärmeübertragenden Oberfläche von SIFP und CIPF besser ist, als bei konventionellen Rippen. Besonders die SIFP ist zu bevorzugen, wenn die Menge an wärmeübertragender Oberfläche und somit der Materialverbrauch von Bedeutung sind. Bei einer Reynolds-Zahl von $Re = 4650$ liegt das P_{ec} der SIFP jeweils 78,5 % und 57,7 % höher im Vergleich zur CPF und CIPF. Ist die thermische Leistung bei einem konstanten Volumen von Bedeutung, ist die CIPF optimal. Dies zeigen die q_{vol} -Werte, welche um jeweils 14,0 % und 24,3 % höher liegen als die der SIFP und CPF bei $Re = 4650$. Da sich G_{pc} bei den unterschiedlichen Rippendesigns kaum unterscheidet, ist die SIFP aufgrund der geringeren Wärmeübertragungsoberfläche und des geringeren Materialverbrauchs zu bevorzugen.

4.1.2.3 Empirische Wärmeübergangskorrelation für Wärmeübertragerrohre mit neuartigem Rippendesign

Für die neu entwickelten und patentierten untersuchten Rippendesigns existieren bisher noch keine empirischen Korrelationen zur Beschreibungen des Wärmeüberganges. Um die Vorteile dieser Designs nutzen zu können, wurde die folgende Korrelation zwischen Nu , Pr , Re und dem Verhältnis von Rippenabstand zur charakteristische Länge für alle drei Rippendesigns entwickelt:

$$Nu = K_1 \cdot Re^{0,71} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{s_{Ri}}{d_c}\right)^{K_2} \tag{39}$$

Geltungsbereich: $1.800 \leq Re \leq 7.800$ für alle Rippendesigns und $0,22 \leq \frac{s_{Ri}}{d_c} \leq 0,58$ für die CPF und CIPF.

Die Konstanten der Korrelation variieren in Abhängigkeit vom verwendeten Wärmeübertragerdesign und sind in Tabelle 9 gegeben.

Tabelle 9. Verwendete Konstanten der Gleichung 39, in Abhängigkeit vom Rippendesign.

	CPF	CIPF	SIPF
K_1	0,096	0,112	0,140
K_2	0,71	0,71	0

Aus Abbildung 39 wird deutlich, dass die Korrelation den Großteil der experimentellen Daten mit sehr guter Genauigkeit wiedergibt. Die maximale und durchschnittliche Abweichung zwischen Korrelation und Messungen beträgt jeweils $\pm 10,0\%$ und $\pm 3,5\%$ und das Bestimmtheitsmaß beträgt $R^2 = 0,9873$.

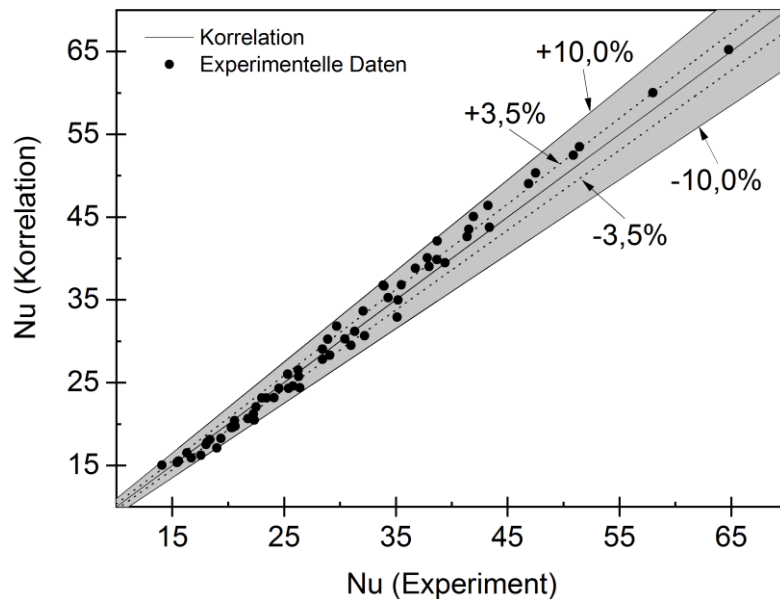


Abbildung 39: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippendesign und Rippenabstand.

4.1.3 Neuartiges Rippenrohrdesign unter Variation der Orientierung

Der Einfluss der konventionellen kreisrunde Flachrippe (CPF), integrierten Stiftrippe (CIPF) und geschlitzten integrierte Stiftrippe (SIPF) auf die Wärmeübertragung und das Strömungsverhalten wurde für die variierende Rohrneigungswinkel 0° , 20° , 30° und 40° experimentell untersucht. Die bekannten Leistungsindikatoren wurden ebenfalls angewendet, um die Güte der Wärmeübertragung zu bewerten.

4.1.3.1 Wärmeübertragung und Druckverlust

Eine Intensivierung der Strömungsdurchmischung wird aufgrund erhöhter Turbulenz bei größeren Neigungswinkeln und durch die Stifte hervorgerufen. Der resultierende Umfang der verbesserten konvektiven Wärmeübertragung und des erhöhten Druckverlustes wird für jede Geometrie und jeden Neigungswinkel untersucht.

In Abbildung 40 ist Nu in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel dargestellt. Für alle Rippendesigns und Neigungswinkel erhöht sich der konvektive Wärmeübergang mit Re . Innerhalb der Rippendesigns treten bei SIPF für alle Neigungswinkel die höchsten Nu -Werte auf, während CPF die niedrigsten Nu aufweist. Der kombinierte Effekt von geschlitzten Rippen mit integrierten Stiften sorgt für eine optimale Strömungsdurchmischung und somit für hohen konvektiven Wärmeübergang. Weiterhin nimmt Nu für alle Rippengeometrien mit dem Neigungswinkel zu. Bei größer werdender Neigung wird die Strömung geändert und die Strömungsrichtung verläuft nicht mehr parallel zur Rippenoberfläche. Infolge einer Ablösung der Strömungsgrenzschicht werden die Durchmischung und damit die Wärmeübertragung verbessert. Da die integrierten Stifte und Rippenschlitze bereits die Turbulenz erhöhen, wirkt sich die Turbulenz in Folge der Rohrneigung weniger stark aus als bei der glatten Wärmeübertragungsoberfläche der CPF aus.

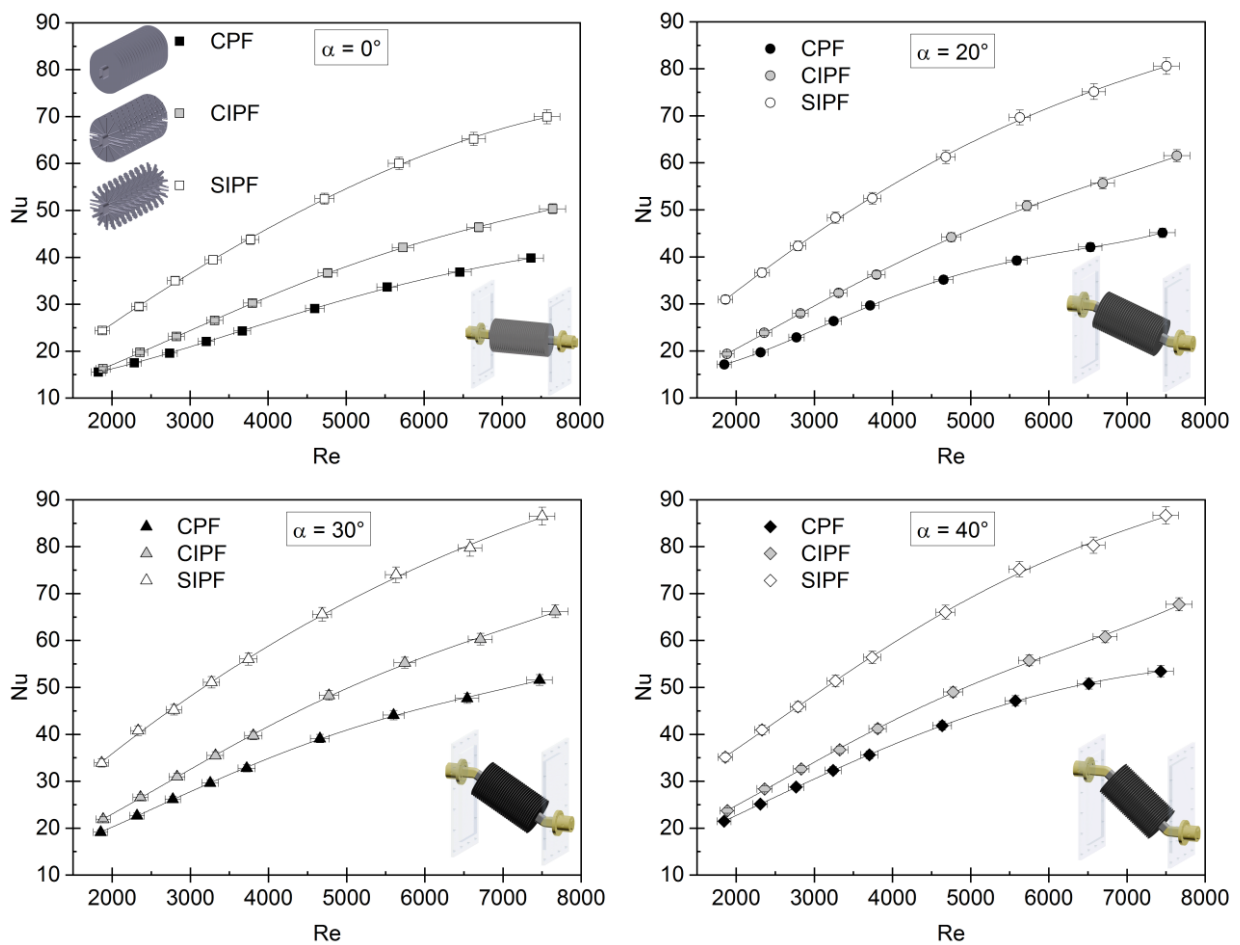


Abbildung 40: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.

Die durch die Rippengeometrie und den Neigungswinkel erzeugte Turbulenz beeinflusst nicht nur die Wärmeübertragung, sondern auch das Druckverlustverhalten der Wärmeübertrager. Daher wird die Strömungscharakteristik der neuartigen Rippenrohre in geneigter Orientierung in der Abbildung 41 in Form von ξ in Abhängigkeit von Re dargestellt. Wie zu erkennen ist, steigt der ξ -Wert für alle Rippendesigns und Re mit dem Neigungswinkel an. Die Rohrneigung wirkt sich dabei am stärksten auf die CPF und am schwächsten auf die SIPF aus. Eine mögliche Ursache sind die Schlitze in der Rippenoberfläche der SIPF, welche Teile der Luftströmung bei geneigter Orientierung passieren lassen. Die um 40 % geringere Rippenoberfläche sorgt für einen geringeren Reibungsanteil gegenüber der konventionellen CPF. Schließlich ist ξ für die CPF für den Großteil der Messpunkte in der horizontalen Orientierung am niedrigsten und am höchsten für $\alpha = 40^\circ$. Wenn der Neigungswinkel zunimmt, erhöht sich der ξ -Wert mit Re in Abhängigkeit vom Rippendesign bis zu einem Bereich zwischen ungefähr $Re = 3500$ und $Re = 4700$ und reduziert sich mit höheren Werten. Dieser Effekt wird besonders bei der CPF und $\alpha = 40^\circ$ deutlich. Hintergrund ist die Bildung von Strömungsablösungsgebieten, welche eine Verschattung stromabwärts liegender Rohr- und Rippenbereiche verursacht. Bei größeren Re werden die Grenzschichten dünner und die Blockierung der Strömung geringer.

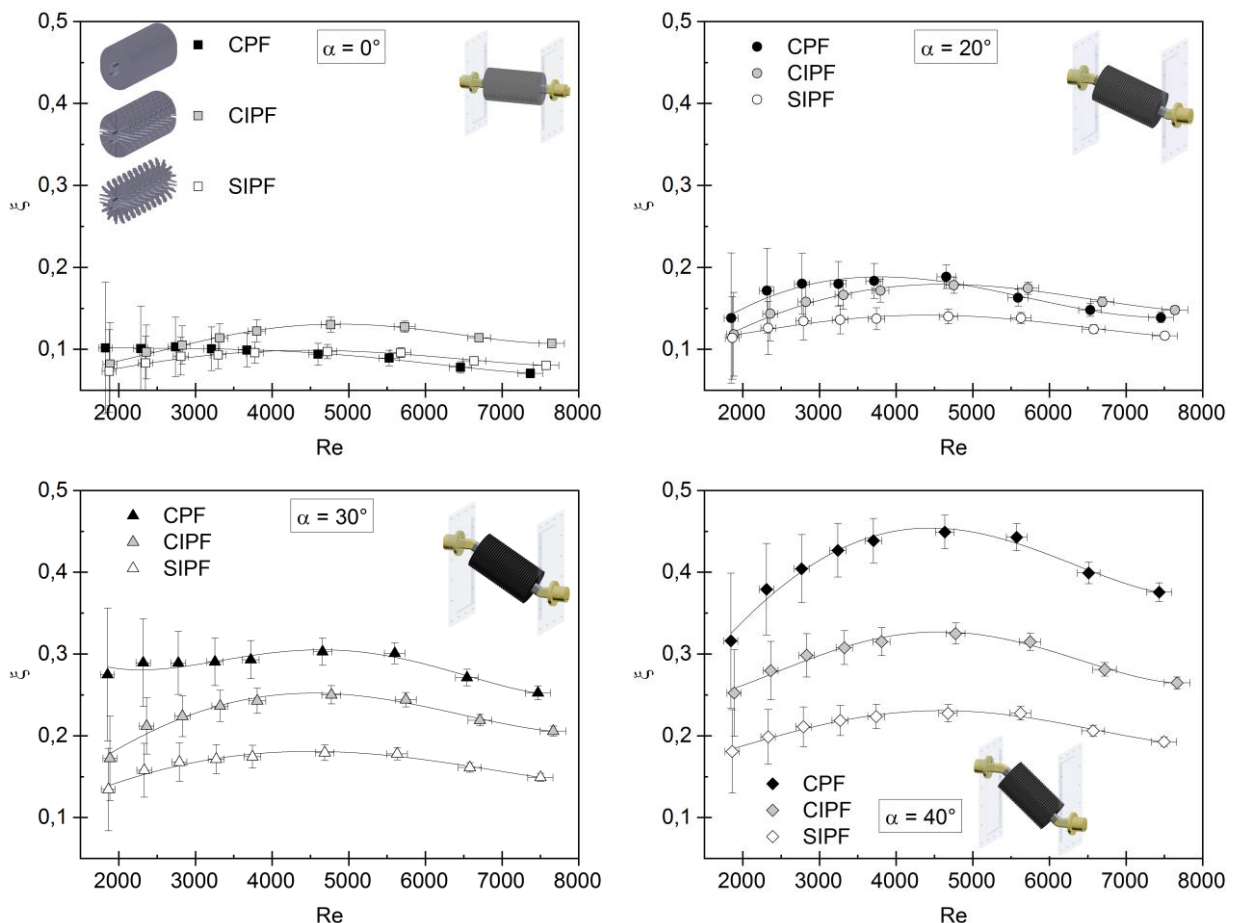


Abbildung 41: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.

4.1.3.2 Thermofluiddynamische Leistungsanalyse

In Abbildung 42 ist P_{ec} in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippen designs und Neigungswinkel abgebildet. P_{ec} steigt bei allen untersuchten Rippenrohrdesigns mit zunehmender Re an. SIFP erreicht das höchste P_{ec} , gefolgt von der CIPF. Die konventionelle CPF hat den schlechtesten Leistungskennwert. Dieses Verhalten ist auf die starke Zunahme von ξ bei moderater Zunahme der Wärmeübertragung zurückzuführen. Wenn der Rohrneigungswinkel ansteigt, reduziert sich P_{ec} von CPF, was den Ergebnissen von Yogesh et al. (2018) entspricht. Die Werte von P_{ec} für CIPF und SIFP sind bei Neigungswinkeln $\alpha = 20^\circ$ und $\alpha = 30^\circ$ maximal und für $\alpha = 40^\circ$ minimal. Der größte aufgetretene Wert P_{ec} wird durch SIFP bei einem Neigungswinkel von $\alpha = 20^\circ$ erreicht. In dieser Konfiguration ist der konvektive Wärmeübergang groß und gleichzeitig der Druckverlust relativ gering. Für alle Geometrien dominiert der Druckverlust bei einem Neigungswinkel von $\alpha = 40^\circ$, was in einem minimalen P_{ec} resultiert.

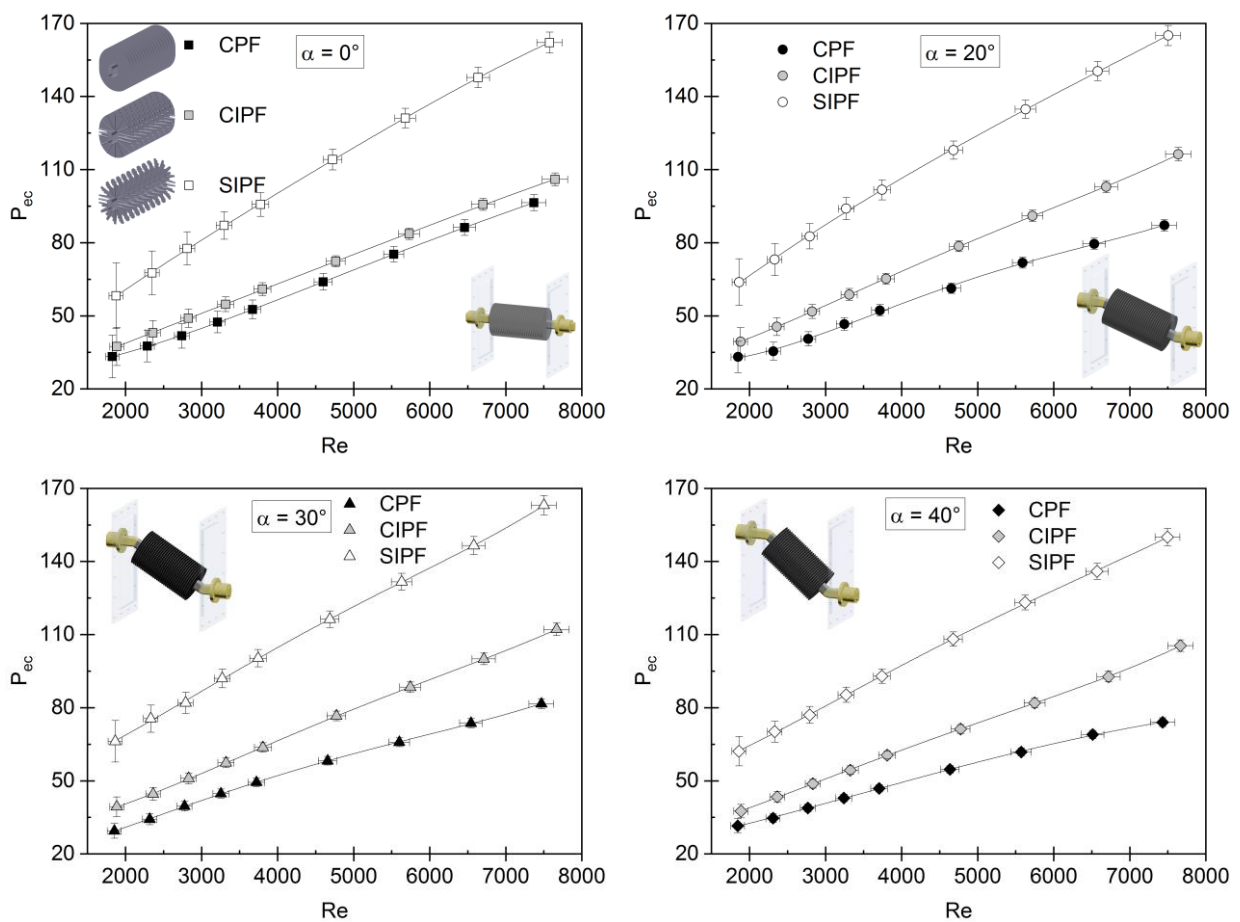


Abbildung 42: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für unterschiedliche Rippen designs und Neigungswinkel.

In Abbildung 43 ist q_{vol} in Abhängigkeit von Re für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel abgebildet. Es ist zu erkennen, dass q_{vol} sowohl mit Re als auch mit dem Neigungswinkel zunimmt. Dies ist auf den Anstieg des konvektiven Wärmeübergangs bei konstantem eingeschlossenen Volumen des Wärmeübertragers zurückzuführen. Innerhalb der Rippendesigns erreicht die CIPF auch für die unterschiedlichen Neigungswinkel den höchsten q_{vol} . Ursache dafür ist die höhere Wärmeübertragung aufgrund der induzierten Turbulenz und die größere wärmeübertragende Oberfläche im Vergleich zur SIPF. Der Einfluss des Neigungswinkels auf q_{vol} ist für alle Rippengeometrien zwischen $\alpha = 30^\circ$ und $\alpha = 40^\circ$ gering. Für einen möglichst kompakten Wärmeübertrager wird daher das CIPF-Design bei einem Neigungswinkel von $\alpha = 30^\circ$ empfohlen.

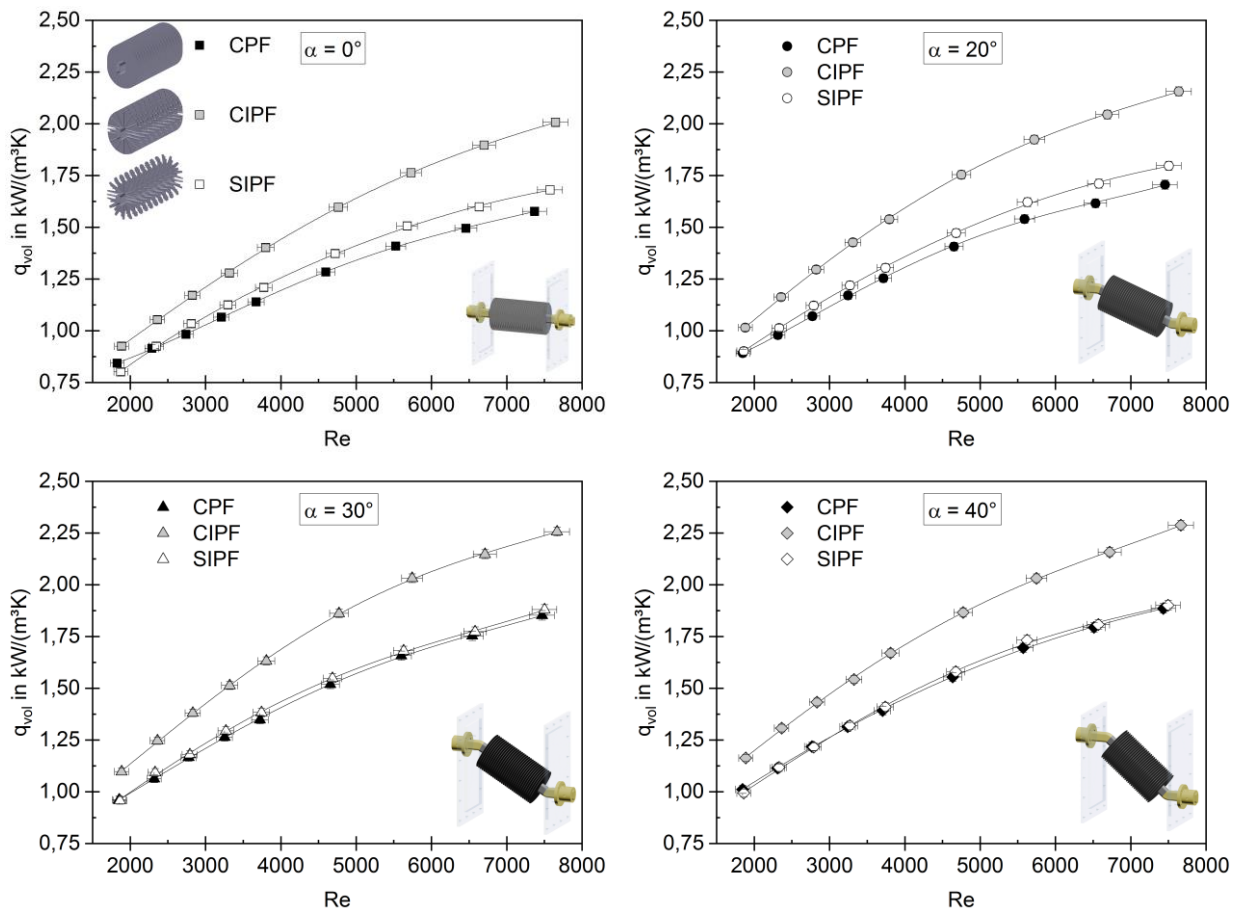


Abbildung 43: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.

Wie in Abbildung 44 zu sehen ist, hängt G_{pc} stark vom Neigungswinkel ab. Für alle Designs sinkt das volumenbezogene globale Leistungskriterium mit dem Neigungswinkel, was auf einen dominierenden Einfluss des Strömungswiderstandes auf G_{pc} rückschließen lässt. Für die horizontale Orientierung erreicht die CPF die höchsten G_{pc} -Werte aller Rippendesigns. Bei einem Neigungswinkel von $\alpha = 40^\circ$ haben alle Rippenrohrdesigns ähnliche Werte für G_{pc} , wobei CPF am niedrigsten ist. Dieses Verhalten entsteht aufgrund der starken Zunahme des Druckverlustes mit steigendem Neigungswinkel, wie beim Verhalten von ξ zu erkennen ist. Daher werden für größere Neigungswinkel das CIPF- und das SIPF-Design empfohlen.

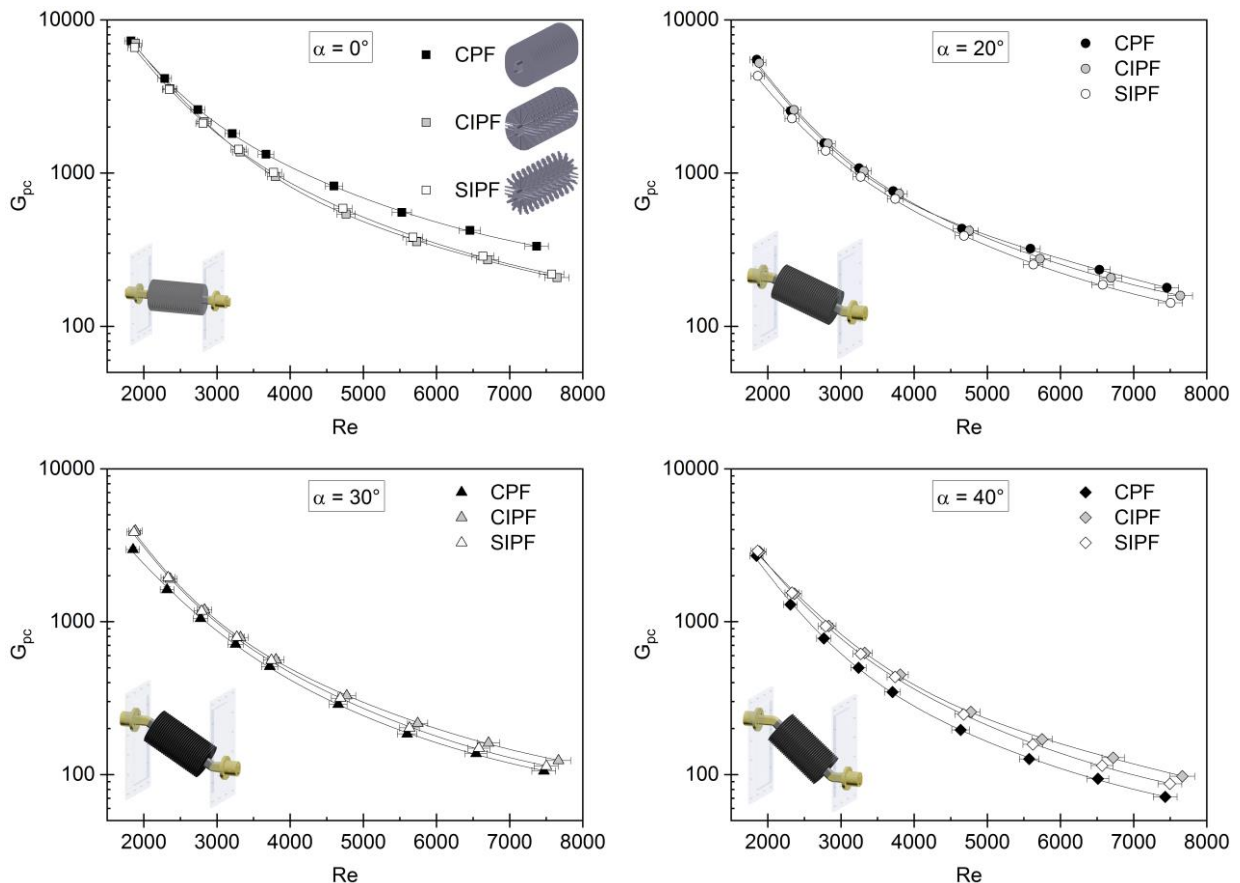


Abbildung 44: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynoldszahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.

Die Analyse der Leistungsparameter lässt ein höheres Leistungsbewertungskriterium P_{ec} für die SIPF bei $\alpha = 20^\circ$ erkennen. Die CIPF erreicht die maximalen Werte bezogen auf das umhüllte Volumen der Wärmeübertrager und profitiert in diesem Fall von höheren Rohrneigungswinkeln. Das Optimum von G_{pc} hängt gleichzeitig von dem Rippendesign und dem Neigungswinkel ab.

4.1.3.3 Empirische Wärmeübergangskorrelation für Wärmeübertragerrohre mit neuartigem Rippendesign und unterschiedlicher Orientierung

Eine Korrelation zur Beschreibung des Wärmeübergangs für die neuartigen Rippendesigns und unterschiedliche Neigungswinkel wurde entwickelt. Diese beschreibt die Relation zwischen der Nu , Pr , Re und Rohrneigungswinkel α für die untersuchten Rippengeometrien:

$$Nu = K_1 \cdot Re^{K_2} \cdot Pr^{0,33} \cdot K_3^{\sin \alpha} \tag{40}$$

Geltungsbereich: $1.800 \leq Re \leq 7.800$, $0,22 \leq \frac{S_{Ri}}{d_c} \leq 0,58$, $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$.

Für jedes Design sind unterschiedliche Konstanten der Korrelation definiert, welche in Tabelle 10 angegeben sind.

Tabelle 10. Verwendete Konstanten der Gleichung 40, in Abhängigkeit vom Rippendesign.

	CPF	CIPF	SIPF
K_1	0,095	0,055	0,153
K_2	0,689	0,780	0,701
K_3	1,723	1,606	1,528

Um die Genauigkeit der vorliegenden Korrelation zu illustrieren, wird die empirische Beschreibung mit den experimentellen Messungen verglichen und in Abbildung 45 aufgeführt. Die Daten für Nu werden mit einer maximalen und durchschnittlichen Abweichung von $\pm 9,0\%$ und $\pm 2,45\%$ abgebildet und das Bestimmtheitsmaße beträgt $R^2 = 0,9929$. Die vorgeschlagene Wärmeübergangskorrelation beschreibt damit die Wärmeübertragung im Gültigkeitsbereich mit zufriedenstellender Genauigkeit.

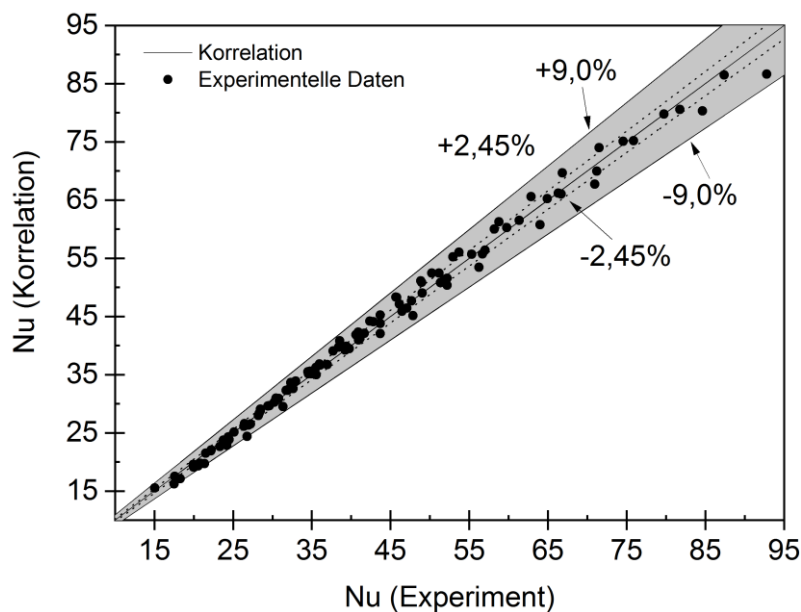


Abbildung 45: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippendesign und Orientierung.

4.1.4 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten

Die experimentellen Daten der vorliegenden Untersuchung werden mit den Vorhersagen aus Korrelationen der Literatur verglichen. Abbildung 46 stellt die durch verschiedene Korrelationen bestimmten Nu als Funktion der gemessenen Nu bei der dazugehörigen Re dar.

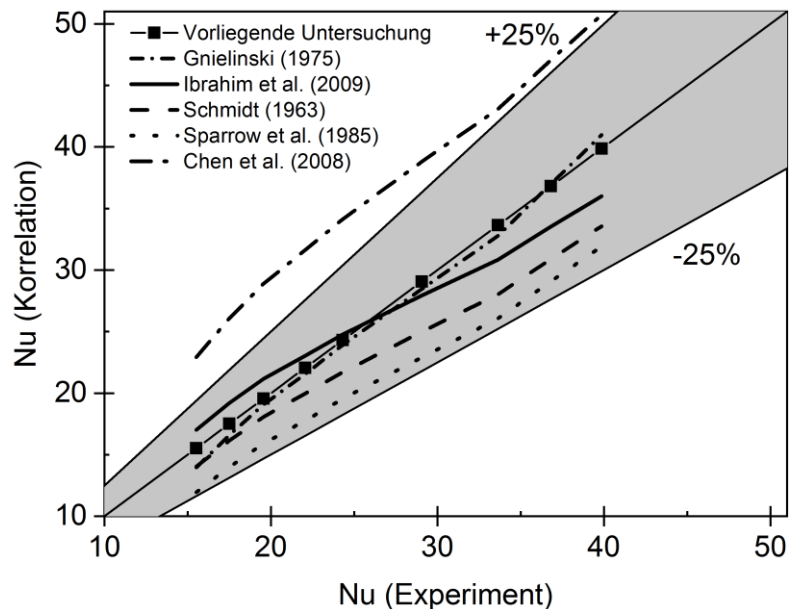


Abbildung 46: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für erzwungene Konvektion mit Daten aus der Literatur für konventionelle Wärmeübertragerrohre.

Eine gute Übereinstimmung der experimentellen Ergebnisse mit denen von Gnielinski (1975), Ibrahim und Gomaa (2009), Sparrow und Samie (1985) und Schmidt (1963) ist erkennbar für alle Punkte in einem Bereich von $\pm 25\%$. Die Korrelation von Chen und Hsu (2008) übersteigen die experimentellen Ergebnisse um bis zu 32 %. Ein Grund für diese Abweichung ist möglicherweise die Begrenzung dieser Korrelation auf den Wärmeübergang von der Rippenoberfläche, nicht aber auf die des Rippenrohres. Schließlich sind auch Abweichungen aufgrund der Messposition und der experimentellen Unsicherheiten möglich.

4.1.5 Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung im Nachlaufgebiet

In einigen technischen Anwendungen kann die Ermittlung des vom Wärmeübertrager übertragenen Wärmestromes komplex sein, beispielsweise wenn ein Phasenwechsel stattfindet, wie es in luftgekühlten Kondensatoren der Fall ist. Daher wurde der in Kapitel 3 beschriebene TAGS verwendet, um die Geschwindigkeit- und die Temperaturverteilung hinter den Rippenrohren zu messen. Aus den Messdaten des TAGS werden mittels der beschriebenen Verfahren eine neue Variante der Volumenstrom- und der Wärmestrommessung vorgestellt. Die aus der Strömungsablenkung durch die geneigte Position der Rippenrohre resultierende Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung stromabwärts des Rippenrohres werden qualitativ untersucht. Es folgt ein Vergleich der Volumen- und Wärmestrommessung mit Referenzmessungen.

4.1.5.1 Messung der Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung

Die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung im Strömungskanal sind für eine mittlere Anströmgeschwindigkeit von 2 m/s für konventionelle Rippenrohre mit unterschiedlichen Neigungswinkeln in Abbildung 47 als Falschfarbenbilder dargestellt. Die lokalen Temperaturen variieren von 18 °C (gelb) bis 27 °C (rot), die lokalen Geschwindigkeiten variieren von 0 m/s (blau) bis 4 m/s (rot). Für die horizontale Orientierung erkennt man die um bis zu 10 K wärmeren Temperaturbereiche im Zentrum des Strömungskanals. Mit zunehmendem Neigungswinkel verschiebt sich dieser Anteil der Strömung mit höherer Temperatur in eine Richtung, da die erwärmte Luft, welche in den Bereichen zwischen den Rippen strömt, abgelenkt wird. Aufgrund einer Bypass-Strömung zwischen den Wärmeübertragern und den Kanalwänden wird diese Luft nicht erwärmt und im Ergebnis verbleiben die Temperaturen nahe den Kanalwänden bei geringeren Werten. Bei Zunahme des Neigungswinkels werden nur geringe Veränderungen im Strömungsfeld beobachtet. Konkret hat die Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt eine Streuung von 8% . Ein lokales Minimum der Geschwindigkeit ist im zentralen Bereich des Querschnittes zu erkennen. Dies liegt möglicherweise an dem Nachlaufgebiet des Wärmeübertragers, in welchem stromabwärts typischerweise niedrigere Geschwindigkeiten auftreten. Entgegengesetzt dazu werden lokale Maxima der Geschwindigkeit in der Nähe der Kanalwände aufgrund der Bypass-Strömungen gemessen. Die Position der lokalen Minima- und Maxima-Bereiche der Geschwindigkeit ist vom Neigungswinkel unabhängig.

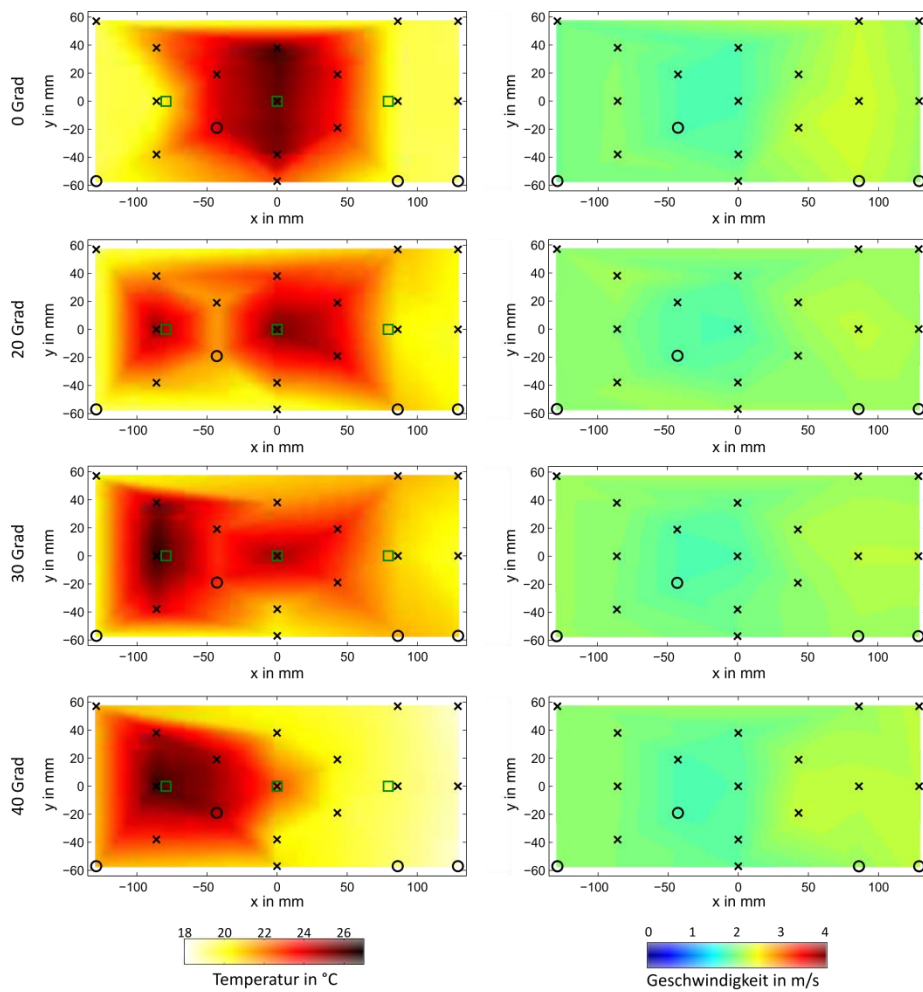


Abbildung 47: Mit dem TAGS gemessene Temperatur- (links) und Geschwindigkeitsverteilungen (rechts) bei unterschiedlichen Neigungswinkeln des Wärmeübertragerrohres und einer mittleren Anströmgeschwindigkeit von $2 \frac{m}{s}$.

4.1.5.2 Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit

Ein Vergleich der Geschwindigkeitsmessung des anemometrischen Durchflusswächters u_{MFC} und der gemittelten Geschwindigkeit des TAGS sind in Abbildung 48 für unterschiedliche Neigungswinkel der konventionellen Rippenrohre dargestellt. Zur Berechnung der Geschwindigkeit aus den 16 Messwerten des TAGS wurden zwei unterschiedliche Varianten genutzt, eine arithmetische Mittelung und eine flächengewichtete Mittelung der Messwerte (vgl. Kapitel 3.4). Bis zu einer Geschwindigkeit von $u_{MFC} = 2,8 \text{ m/s}$ repräsentieren beide Varianten die Anströmgeschwindigkeit mit einer Unsicherheit von $\pm 5 \%$ für alle Neigungswinkel. Bei den Anströmgeschwindigkeiten von $u_{MFC} = 3,3 \text{ m/s}$ und $u_{MFC} = 3,8 \text{ m/s}$ wird die Anströmgeschwindigkeit jeweils um -7% und -11% unterschätzt. Diese Unterschätzung ist ähnlich für alle Neigungswinkel, weshalb ein systematischer Messfehler angenommen wird.

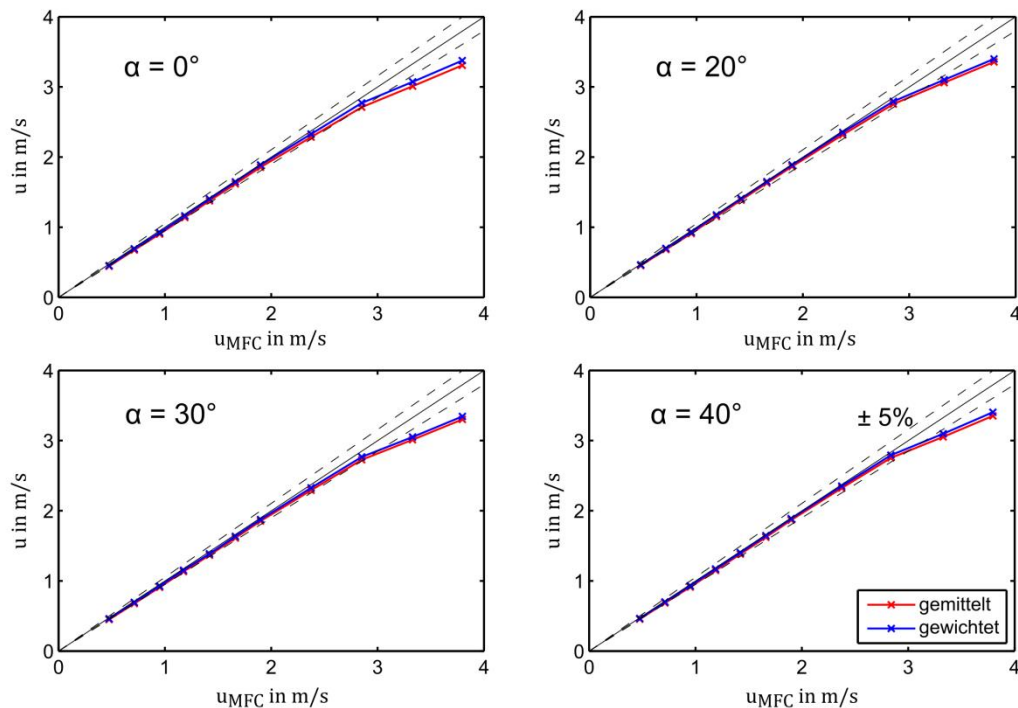


Abbildung 48: Vergleich der Geschwindigkeitsmessung mit dem TAGS und den Volumenstrommessungen des Durchflusswächters.

4.1.5.3 Vergleich des Wärmestromes

Abbildung 49 zeigt den Wärmestrom der elektrisch versorgten Heizpatronen P_{el} im Vergleich zu den vier unterschiedlichen Varianten zur Erfassung des Wärmestroms in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit. In der ersten Variante „TE gemittelt“ wird der Wärmestrom durch die jeweils drei Temperaturdaten der Thermoelemente am Ein- und Auslass des Kontrollvolumens berechnet. Die Abweichung dieser Variante von P_{el} ist bei der höchsten Neigung des Rippenrohres am größten, die maximale Differenz beträgt 71,7 %. Allerdings ist auch bei der horizontalen Rohrneigung eine maximale Abweichung von 22 % zu erkennen. Ein wesentlicher Grund für diese Unterschiede sind die stark ungleichmäßig verteilten Temperaturen, welche von den Thermoelementen nicht hinreichend erfasst werden. Beispielsweise wird aus der Abbildung 47 ersichtlich, dass das zentrale Thermoelement im Bereich der hohen Temperatur liegt und die Temperaturen der anderen Thermoelemente in Abhängigkeit von der Neigung stark variieren. Allerdings werden beispielsweise die niedrigeren Temperaturen in der Nähe der Kanalwand nicht berücksichtigt. Daher wird die zweite Variante „Pt100 gemittelt“ eingeführt, welche die über den Querschnitt verteilten 16 Temperaturmessungen des TAGSs arithmetisch mittelt. Bei dieser Variante reduziert sich die Abweichung zu P_{el} von 37,7 % zu 26,6 % im Vergleich zur vorherigen Variante. In einem nächsten Schritt werden die Temperaturmessungen des TAGSs flächengewichtet, um die Genauigkeit weiter zu verbessern. Dieser aus dem „Pt100 gewichtet“ berechnete Wärmestrom hat eine mittlere Abweichung von 12,6 % von den P_{el} -Werten. Zudem ist der Unterschied bei verschiedenen Neigungswinkeln geringer.

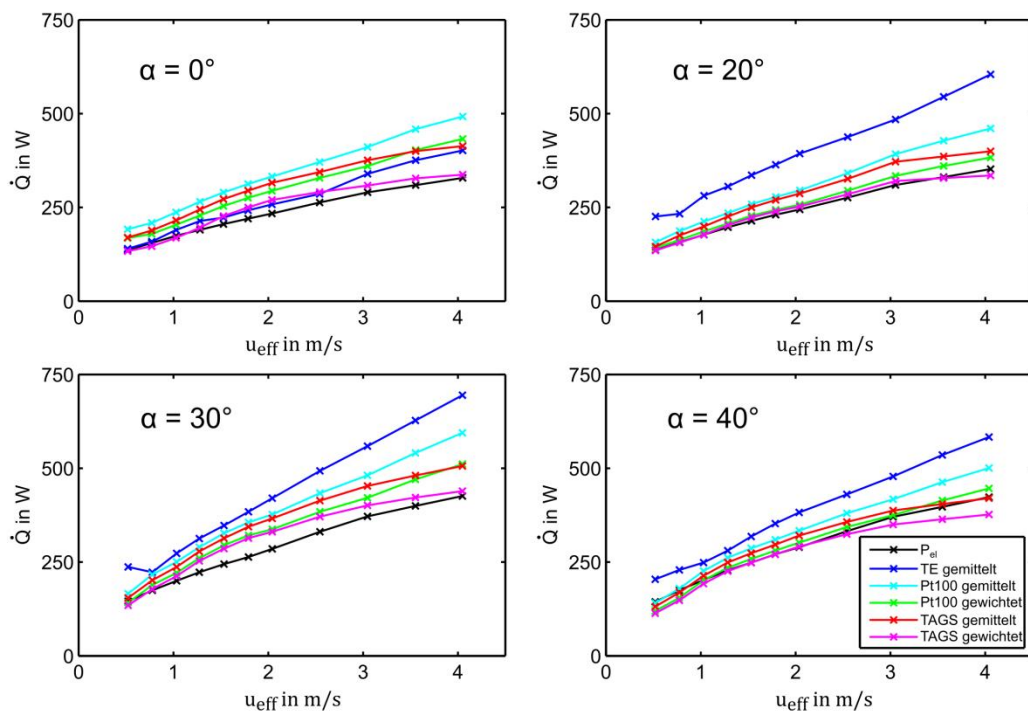


Abbildung 49: Vergleich des konvektiven Wärmestromes vom Wärmeübertrager gemessen durch die elektrische Stromquelle und durch den TAGS für unterschiedliche Neigungswinkel und in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit.

In den beiden letzten Varianten erfolgt eine Wärmestromberechnung mithilfe der Temperatur- und Geschwindigkeitsmessung direkt an den 16 Messpositionen des TAGSs. Dazu wird in der Variante „TAGS gemittelt“ der Wärmestrom q_i an den 16 Messstellen arithmetisch gemittelt. Die durchschnittliche

Abweichung zu den Werten der elektrischen Beheizung beträgt hierbei nur noch 18 % für alle Neigungswinkel. Durch dieses Verfahren tragen die Bereiche mit hoher Temperatur und Geschwindigkeit in Kombination stärker zur Wärmeübertragungsberechnung bei und umgekehrt. Schließlich wird noch eine flächengewichtete Wärmestromberechnungsvariante „TAGS gewichtet“ verwendet, welche ähnlich dem Verfahren „Pt100 gewichtet“ ist. Hierbei werden sowohl der lokale Wärmestrom als auch die dazugehörige Fläche berücksichtigt, um ein möglichst genaues Ergebnis zu erzielen. Die durchschnittliche Abweichung des Wärmestromes von der elektrischen Heizleistung beträgt nur noch 6,5 % und die Asymmetrie des Temperatur- und Strömungsprofils aufgrund der Wärmeübertragerneigung hat keinen Einfluss mehr auf das Ergebnis. Da diese letzte Variante die präziseste Bestimmung des konvektiven Wärmestromes ermöglicht, wird diese empfohlen. Eine weitere Verbesserung der Genauigkeit ist durch die Erhöhung der Anzahl der Sensoren am TAGS denkbar.

4.2 Verhalten unter natürlicher Konvektion

4.2.1 Variation von Rippenabstand und Orientierung

4.2.1.1 Wärmeübertragung

Für Naturkonvektion wurde ein wesentlicher Einfluss des Rippenabstandes auf die Wärmeübertragung und Strömungscharakteristik durch Yildiz und Yüncü (2004), Chen und Hsu (2007) sowie Kumar et al. (2016a) festgestellt. Die Rippen blockieren einen Teil des Querschnitts und somit beschleunigt sich die aufsteigende Luft zwischen den Rippen. Es kann zum Zusammenwachsen der Grenzschichten zwischen benachbarten Rippen kommen, falls der Abstand zwischen den Rippen zu gering ist. In diesem Fall dominiert die Wärmeübertragung durch Wärmeleitung, wie Senapati, Dash und Roy (2016) nachweisen konnten.

Die Abhängigkeit Nu (Ra) bei unterschiedlichen Rippenabständen ist in Abbildung 50 a) dargestellt. Die Wärmeübertragung vom Rippenrohr nimmt für alle Abstände mit Ra zu, da die Temperaturdifferenz, der Auftrieb und damit der konvektive Wärmeübergang größer sind. Zusätzlich steigt Nu mit dem Rippenabstand, da sich die Grenzschichten bei größeren Abständen stromabwärts weiter entwickeln können. Auch wenn sich der konvektive Wärmeübergang mit dem Rippenabstand erhöht, reduziert sich die Anzahl an Rippen und damit die wärmeübertragende Oberfläche. Dies wird durch q_{vol} für die drei Rippenabstände nachgewiesen (Abbildung 50 b). Die höchsten Werte für q_{vol} werden beim geringsten Rippenabstand erreicht. Der Wärmestrom pro Einheit Wärmeübertragervolumen steigt hierbei mit Ra aufgrund des erhöhten konvektiven Wärmeüberganges. Der Einfluss der Wärmeübertrageroberfläche ist größer als der Einfluss durch den konvektiven Wärmeübergang auf q_{vol} , was auch in der Studie von Yildiz und Yüncü (2004) beobachtet wurde. Für Ra kleiner als 20.000 und $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$ ergaben sich kleinere Werte q_{vol} als für $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$. Es wird angenommen, dass bei niedrigen Ra der Einfluss des konvektiven Wärmeübergangs relevanter ist, als der der wärmeübertragenden Oberfläche.

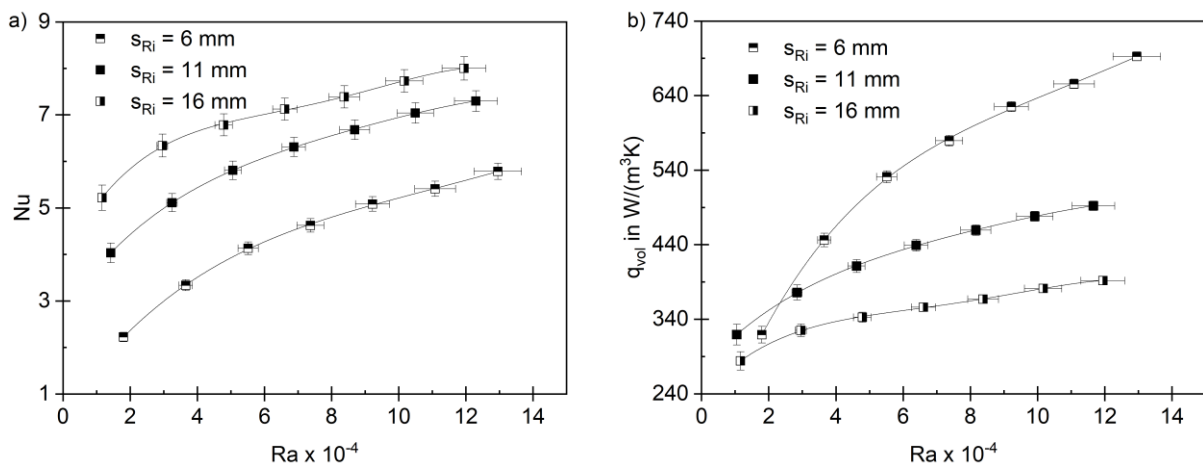


Abbildung 50: Aus experimentellen Daten bestimmte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl für unterschiedliche Rippenabstände.

Alle untersuchten Wärmeübertrager wurden unterschiedlich geneigt und der Wärmestrom vermessen. Hierbei können unterschiedliche Phänomene den Auftrieb und damit die Wärmeübertragung beeinflussen. Einerseits wird der Strömungspfad der Luft durch die Rippen länger und somit die Verweilzeit der Luft. Daher wird die Luft stärker erwärmt und der Auftriebseffekt verstärkt. Andererseits erhöht sich der Strömungswiderstand aufgrund von Strömungsablösung bei höheren Neigungswinkeln. Wirbel und Rezirkulationsgebiete können zwischen den Rippen entstehen, weshalb die Strömung gestört wird. Weiterhin wird der stromabwärts liegende Rippenteil durch den stromaufwärts liegenden Rippenteil schattiert, wodurch sich der Wärmeübergang verschlechtert.

In Abbildung 51 ist Nu in Abhängigkeit von Ra für unterschiedliche Rippenabstände und Neigungswinkel dargestellt. Für alle Rippenabstände nimmt Nu für die horizontale Orientierung ($\alpha = 0^\circ$) die höchsten Werte im gesamten Ra -Bereich an. Mit steigendem Neigungswinkel sinkt Nu . Dies ist in Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Elshazly et al. (2005), während ein gegensätzliches Verhalten durch Kuntysh und Samorodov (2010) beobachtet wurde. Als Ursache werden die unterschiedlichen Rippendesigns angenommen. Elshazly et al. (2005) untersuchten Glattrohre wohingegen Kuntysh und Samorodov (2010) Rohre mit gewickelten Spiralarippen untersuchten. Der Einfluss des Neigungswinkels auf Nu ist bei kleinen Rippenabständen niedrig und wird mit zunehmenden Rippenabständen größer. Bei $s_{Ri} = 6\text{ mm}$ ist die Störung des Strömungszustandes aufgrund des geringen Abstandes hoch und der Einfluss der Neigung hat einen geringeren Einfluss, was den Ergebnissen der Untersuchungen von Tari und Mehrdash (2013) entspricht. Zusätzlich wird der erwähnte Schattierungseffekt bei niedrigem Rippenabstand stärker kompensiert als bei größeren Rippenabständen. Somit ist die Verwirbelung und Störung des Strömungszustandes bei $s_{Ri} = 16\text{ mm}$ in der horizontalen Position gering und der Neigungswinkel hat einen stärkeren Einfluss. Ein weiterer Grund für den reduzierten Wärmeübergang ist ein möglicher Bypass-Effekt, bei dem aufgrund des höheren Strömungswiderstandes nur ein Teil der Strömung im Bereich zwischen den Rippen strömt. Die niedrigste Wärmeübertragung tritt daher für $\alpha = 40^\circ$ und die höchste Wärmeübertragung für $\alpha = 0^\circ$ auf, was sich mit den Erkenntnissen von Awasarmol und Pise (2015) und Kuntysh und Samorodov (2010) deckt.

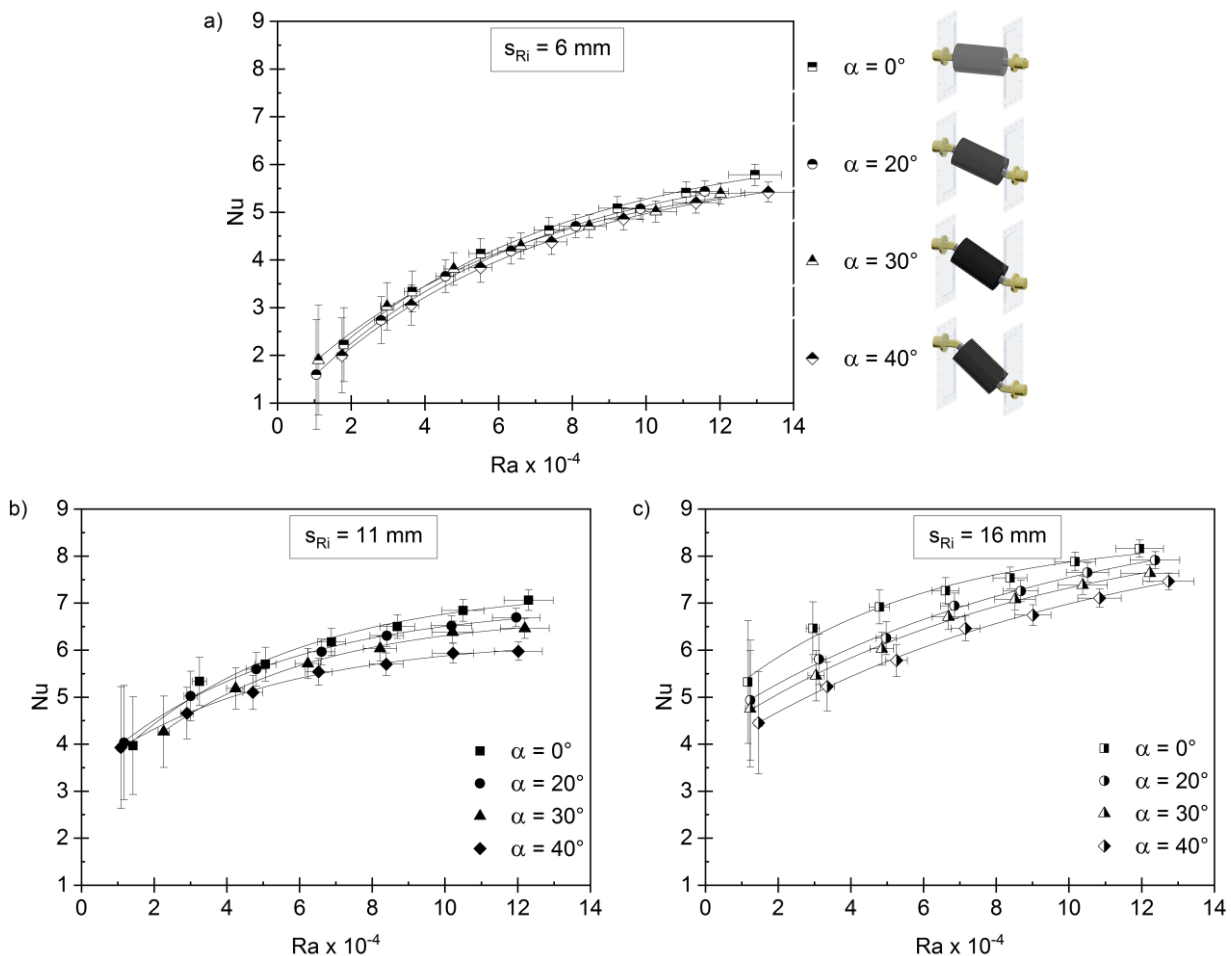


Abbildung 51: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6\text{ mm}$, b) $s_{Ri} = 11\text{ mm}$ und c) $s_{Ri} = 16\text{ mm}$.

Der benötigte Bauraum für einen Wärmeübertragers ist in vielen ingenieurtechnischen Anwendungen begrenzt. Als Maß der Kompaktheit wird im Folgenden q_{vol} analysiert. Dazu ist in Abbildung 52 q_{vol} in Abhängigkeit von Ra für unterschiedliche Neigungswinkel und Rippenabstände dargestellt. Die Wärmestromdichte steigt mit zunehmenden Ra aufgrund des höheren konvektiven Wärmeübergangers. Bei größerem Rippenabstand sinkt die Wärmestromdichte für alle Rippenabstände. Die Wärmeabgabe reduziert sich mit steigendem Neigungswinkel für alle Werte von s_{Ri} , was durch den geringeren konvektiven Wärmeübergang der Wärmeübertrageroberfläche zu erklären ist.

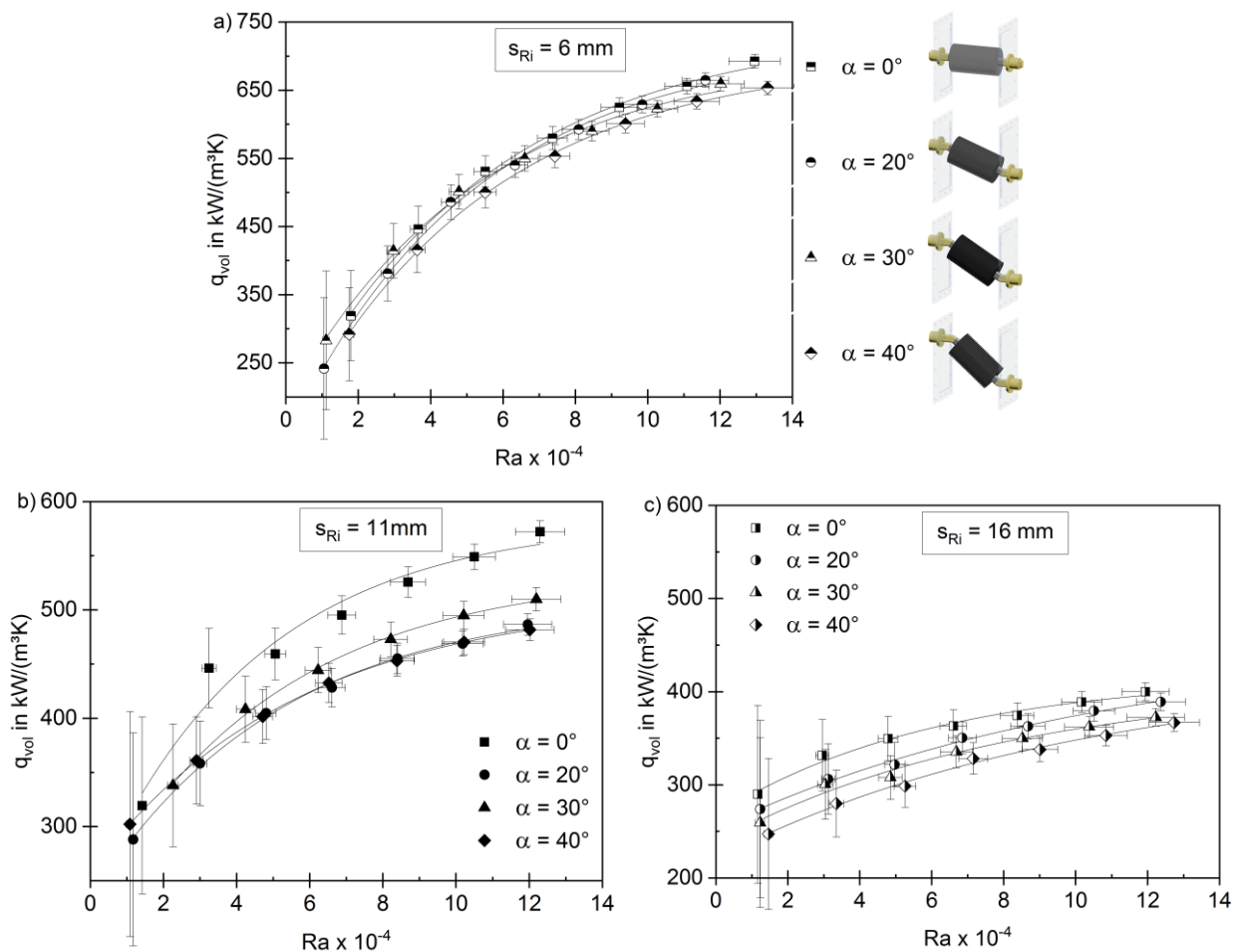


Abbildung 52: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{Ri} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{Ri} = 16 \text{ mm}$.

Auch wenn Rippenrohre üblicherweise geneigt werden, um den Abfluss eines Kondensates zu ermöglichen oder die Aufbaufläche zu reduzieren, ist dies nachteilig für den Wärmeübergang. Die höchsten Wärmeübertragungsleistungen wurden für die horizontale Position und die schlechtesten für die höchste Neigung gemessen. Daher wird eine möglichst minimale Neigung für luftgekühlte Wärmeübertrager empfohlen, um eine maximale Wärmeübergang durch Naturkonvektion zu erreichen.

4.2.1.2 Empirische Wärmeübergangskorrelation für Wärmeübertragerrohre mit unterschiedlichen Rippenabstand und Orientierung

Basierend auf den durchgeführten Experimenten wurde eine neue Korrelation für den Wärmeübergang unter Naturkonvektion entwickelt, welche die Nu als Funktion von Ra , des Neigungswinkels des Rohres und des Verhältnisses von Rippenabstand zu charakteristischer Länge vorhersagt.

$$Nu = -9,94 + Ra^{0,196} - 30,77 \left(\frac{S_{Ri}}{d_c} \right)^2 + \frac{S_{Ri}}{d_c} (32,47 - 2,76 \sin(\alpha)). \quad (41)$$

Geltungsbereich: $11.000 \leq Ra \leq 130.000$, $0,22 \leq \frac{S_{Ri}}{d_c} \leq 0,58$, $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$.

Ein Großteil der berechneten Werte für Nu werden durch die Korrelation mit einer maximalen Abweichung von $\pm 15,30\%$, einer durchschnittlichen Abweichung von $\pm 2,95\%$ und $R^2 = 0,9835$ richtig vorhergesagt. Ein Vergleich zwischen gemessener und berechneter Nu ist in Abbildung 53 dargestellt. Die Wärmeübergangskorrelation beschreibt die Experimentaldaten mit zufriedenstellender Genauigkeit.

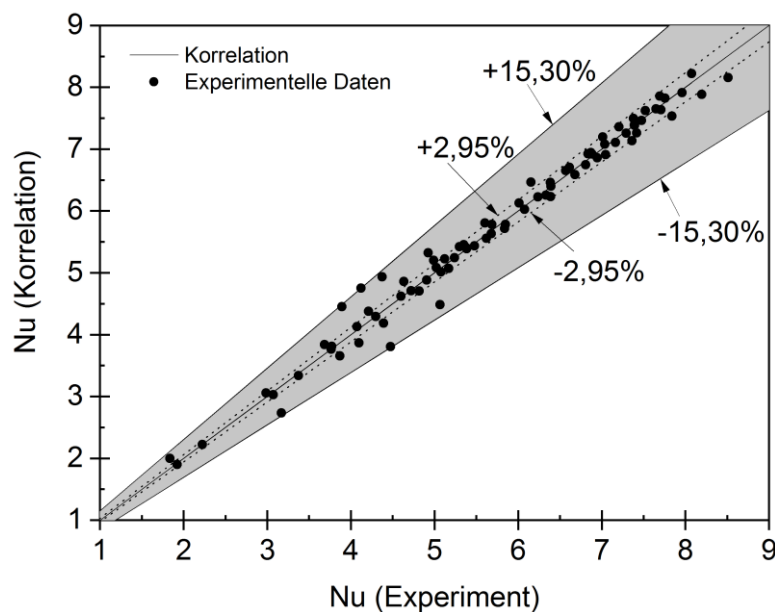


Abbildung 53: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippenabstand und Orientierung.

4.2.2 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten

Für den konvektiven Wärmeübergang von beheizten Zylindern oder berippten Rohren existieren in der Literatur unterschiedliche Korrelationen zwischen Nu und Ra , welche in Abbildung 54 vergleichend dargestellt sind. Die Werte für Nu der einzelnen Korrelationen weichen um $\pm 20\%$ voneinander ab. Eine hohe Übereinstimmung der vorliegenden Experimentaldaten mit den Korrelationen von Chen, Chou, et al. (2018) und Churchill und Chu (1975) ist erkennbar. Die durch Hahne und Zhu (1994) und Morgan (1975) entwickelten Korrelationen überschätzen Nu und die Korrelationen von Senapati, Dash und Roy (2016) und Chen und Hsu (2007) unterschätzen Nu . Als Ursache für die Abweichungen wird die ovale Form der Rohre und Rippen im Gegensatz zu der in der Literatur verwendeten kreisrunden Form angenommen. Weiterhin können Abweichungen auf die Unsicherheit der Messinstrumente zurückzuführen sein.

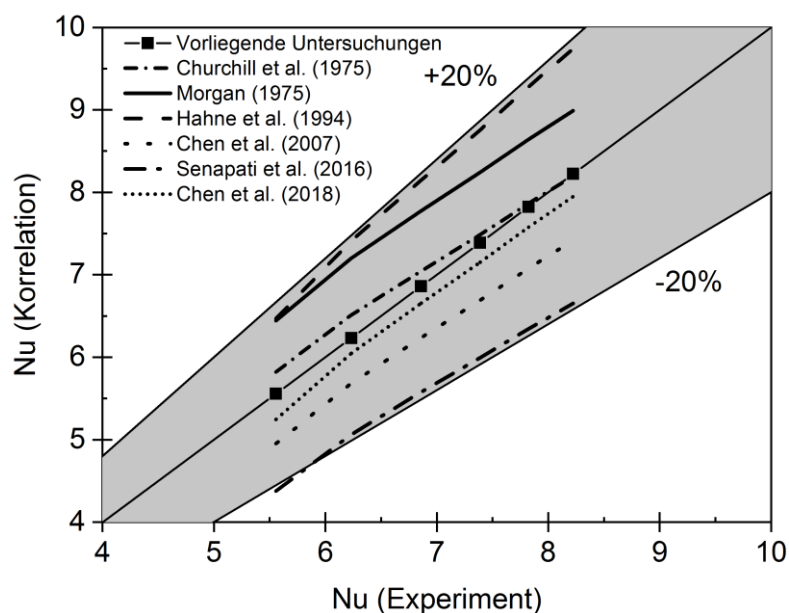


Abbildung 54: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für Naturkonvektion mit Daten aus der Literatur für konventionelle Wärmeübertragerrohre.

4.3 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Kapitel werden der Einfluss von Rippenabstand und Rohrneigungswinkel auf die Wärmeübertragung von Rippenrohren unter erzwungener und natürlicher Konvektion für konventionelle und neuartige Rippendesigns untersucht. Für beide Konvektionsarten wurden die experimentellen Ergebnisse der konventionellen Wärmeübertragerrohre in horizontaler Orientierung mit Korrelationen für Nu aus der Literatur verglichen. Es wurde eine zufriedenstellende Übereinstimmung gefunden. Bei der erzwungenen Konvektion erhöhen sich Nu und Δp mit dem Neigungswinkel. Das Leistungsverhalten zeigt einen dominierenden Einfluss des Strömungswiderstandes bei zunehmendem Neigungswinkel. Es wird daher ein minimaler Neigungswinkel für praktische Anwendungen empfohlen. Für die Vorhersage

des Einflusses der Orientierung auf den Wärmeübergang und den Druckverlust wurden empirische Korrelationen entwickelt.

Mithilfe der neuartigen Wärmeübertragerrohre kann wesentlich mehr Wärme als mit konventionellen Designs dissipiert werden. P_{ec} des SIPFs ist um 78,5 % und q_{vol} des CIPFs ist um 24,3 % höher als bei den konventionellen Rippenrohren. Weiterhin ist der Materialverbrauch der SIPF geringer im Vergleich zur CPF. Das vorteilhafte Wärmeübertragungsverhalten wird für unterschiedliche Rippenabstände durch neu entwickelte empirische Beschreibungen vorhergesagt. Der Effekt der Rohrorientierung wurde ebenfalls für die neuartigen Wärmeübertragerdesigns experimentelle studiert. Die zuvor beschriebenen Vorteile der neuartigen Designs bestätigen sich auch für unterschiedliche Neigungswinkel, wobei das höchste P_{ec} für die SIPF bei $\alpha = 20^\circ$ erreicht wird. Die Kombination aus CIPF und $\alpha = 40^\circ$ erreicht das höchste globale Leistungskriterium. G_{pc} sinkt stark mit zunehmendem Neigungswinkel für konventionelle Rippen, weshalb ab $\alpha \geq 20^\circ$ die CIPF zu bevorzugen ist. Eine weitere empirische Beschreibung für die thermische Übertragungsleistung berücksichtigt neben dem Design auch den Neigungswinkel der Rippenrohre.

Schließlich wurden die Wärmeübertragerrohre in geneigten Positionen auch unter Naturkonvektion experimentell untersucht. Das Wärmeübergangsverhalten entwickelt sich für Rippenrohre mit zunehmendem Neigungswinkel nachteilig, weshalb eine minimale Rohrneigung die höchste thermische Leistung erzielt. Dieser Effekt wurde durch eine neue Wärmeübergangskorrelation beschrieben.

Da insbesondere bei luftgekühlten Kondensatoren die Erfassung der thermischen Leistung auf der Rohrrinnenseite aufgrund des Phasenwechsels schwierig ist, wurde ein TAGS aufgebaut und hinter die Testsektion installiert, um die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung zu erfassen. Es wurden fünf Varianten zur Berechnung der abgegebenen thermischen Leistung miteinander verglichen, wobei festgestellt wurde, dass die Variante „gewichtete Wärmestromdichten“ die geringsten Abweichungen zur elektrisch zugeführten Wärme aufweist.

In der vorliegenden Analyse wird die erhöhte thermofluidynamische Leistung der neuartigen Wärmeübertragerrohre besonders auffällig. Daher besteht die Zielstellung, dieses positive Verhalten auch für Wärmeübertragerbündel zu verifizieren. Um eine angemessene Vergleichsgrundlage zu generieren wurde daher im folgenden Kapitel eine für das konventionelle Design optimale Konfiguration ermittelt.

5 Numerische Analyse von Wärmeübertragerbündeln

Teile dieses Kapitels wurden in folgenden wissenschaftlichen Beiträgen veröffentlicht:

Unger, S.; Krepper, E.; Beyer, M.; Hampel, U. (2020). „Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air”. Nuclear Engineering and Design 361, 110549. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2020.110549>.

Unger, S.; Krepper, E.; Hampel, U. (2018). „Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air”. Nuclear Engineering and Design 333, 224-234. DOI: [10.1016/j.nucengdes.2018.04.011](https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.04.011).

Die im vorherigen Kapitel experimentell analysierten neuartigen Designs der Wärmeübertragerrohre werden auch für Rohrbündelwärmeübertrager untersucht. Aufgrund der höheren geometrischen Komplexität von Wärmeübertragerbündeln werden diese zuvor charakterisiert. Ähnlich wie bei den Untersuchungen zu den Einzelrohren wird hierbei zwischen erzwungener und natürlicher Konvektion unterschieden. Die Untersuchung von Fluidodynamik und Wärmeübergang an Rippenrohrwärmeübertragern im Rohrbündel unter erzwungene Konvektion ist bereits Inhalt einiger Veröffentlichungen. Daher werden zunächst im Folgenden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst. Allerdings existieren kaum Studien zu Rippenrohrbündeln unter Naturkonvektion. Wissenschaftliche Arbeiten fokussieren sich vorwiegend auf Einzelrohruntersuchungen, während vollständige Rohrbündelwärmeübertrager weitestgehend unberücksichtigt sind. Konstruktive Maßnahmen zur Förderung des Auftriebes, wie beispielsweise eine Kaminstruktur, wurden ebenfalls kaum untersucht. Um den Einfluss dieser Maßnahmen und der Rohrbündelparameter auf die Thermofluidodynamik zu untersuchen, wurde erstmals eine numerische Studie durchgeführt. Hierfür wurde der kommerzielle Code ANSYS CFX 19.0 verwendet. Das optimierte Rippenrohrdesign wird dann mittels des numerischen Modells auch für erzwungene Konvektion simuliert, indem die Randbedingungen

angepasst wurden. Dadurch wird ein qualitativer Vergleich möglich. Ziel der numerischen Charakterisierung ist die Entwicklung eines optimierten Rohrbündeldesigns, welches für die experimentellen Untersuchungen bei erzwungener und natürlicher Konvektion genutzt werden kann. Ein Rohrbündel mit glatten kreisrunden Rippen wird als Referenzfall ausgelegt und anschließend im Experiment mit dem neuartigen Design verglichen.

5.1 Auslegung der Rohrbündelwärmeübertrager unter erzwungener Konvektion

Die Geometrie des Rohrbündels wird anhand von Literaturstudien definiert, wobei die Rippenparameter Rippenabstand, Rippendicke, Rippenhöhen sowie die Rohrparameter Rohrachsenverhältnis, transversaler Rohrabstand, longitudinaler Rohrabstand, Rohranordnung (versetzt oder fluchtend) und Rohrreihenzahl berücksichtigt werden. Im Querschnitt des Strömungskanals von $0,27\text{ m} \times 0,127\text{ m}$ können bis zu fünf Rohre in einer Reihe eingebaut werden. Die resultierende maximale Rohrlänge beträgt 127 mm und der Rippenaußendurchmesser maximal 54 mm .

5.1.1 Rippenparameter

Der Rippenabstand wurde in numerischen Arbeiten von Kumar et al. (2016b), Kumar, Joshi und Nayak (2017), Zhao et al. (2017) sowie Kumar et al. (2016a) untersucht. Die Autoren empfehlen Rippenabstände, welche größer als 4 mm bzw. zwischen 4 mm und 5 mm sind, um eine optimale Wärmeübertragungsleistung zu erzielen. Choi et al. (2010) fanden in ihren Experimenten eine optimale Wärmeübertragung bei $s_{Ri} = 4\text{ mm}$. Bei einem Rippenabstand von 4 mm wurde in dieser Arbeit die Reduzierung des engsten Querschnittes im Strömungsbereich zwischen den Rippen durch die integrierten Stifte um 1 mm berücksichtigt, wodurch sich ein Rippenabstand von 5 mm ergibt.

Eine optimale Rippendicke wird durch Kong et al. (2016b) im Bereich zwischen $0,9\text{ mm}$ und $1,2\text{ mm}$ gefunden, da hier die Wärmeübergangskoeffizienten und das Leistungsverhalten am höchsten sind. In der Arbeit von Zhao et al. (2017) wurde die Rippendicke bis $t_{Ri} = 0,6\text{ mm}$ reduziert. Es wurde eine Zunahme des thermohydraulischen Leistungsverhaltens und konvektiven Wärmeübergangs oberhalb von $0,6\text{ mm}$ beobachtet, weshalb t_{Ri} -Werte größer $0,6\text{ mm}$ empfohlen werden. Weiterhin sind Edelstahlrippen mit $t_{Ri} = 1\text{ mm}$ typische Referenzgeometrien in experimentellen Untersuchungen, beispielsweise von Chen und Hsu (2008), Ma et al. (2012) sowie Chen et al. (2016). Nuntaphan, Kiatsiriroat und Wang (2005b) stellten in ihren Arbeiten eine optimale Rippenhöhe bei 15 mm fest. In der Studie von Ma et al. (2012) wird eine Rippenhöhe von 16 mm vorgeschlagen. Die einzige bekannte Studie, in der die Rippenhöhe für erzwungene Konvektion optimiert wurde, ist die von Mon und Gross (2004). Hierbei wurde ein optimales Verhältnis von Rippenabstand zu Rippenhöhe von $0,32$ ermittelt, was eine Rippenhöhe von 16 mm ergibt.

5.1.2 Rohrbündelparameter

Elliptische Rohre zeigen aufgrund des niedrigeren Druckverlustes ein besseres Leistungsverhalten als kreisrunde Rohre. Von Lin, Liu und Leu (2008), Ibrahim und Gomaa (2009), Zhang et al. (2013) sowie Kumar

et al. (2016b) wurde ein optimales Achsenverhältnis des ovalen Querschnitts von ungefähr 1: 2 ermittelt. Für höhere Achsenverhältnisse tritt keine Reduzierung des Druckverlustes auf.

Aus den Untersuchungen der Autoren Jang und Yang (1998), Ay, Jang und Yeh (2002), Mon und Gross (2004) sowie Choi et al. (2010) wird deutlich, dass die Wärmeübertragung bei Rohrbündeln mit versetzter Anordnung höher ist, als bei fluchtender Anordnung. Aus diesem Grund wurde beim vorliegenden experimentellen Aufbau eine versetzte Anordnung realisiert. Der transversale und longitudinale Rohrabstand wurden durch Kong et al. (2016a), Kumar et al. (2016b), Zhao et al. (2017), Chen et al. (2019) untersucht. Es wurde eine Zunahme von Nu und ξ für geringer werdende Rohrabstände beobachtet. Als Entscheidungskriterium wird das Leistungsbewertungskriterium verwendet, welches bei geringeren Rohrabständen steigt. Daher wurde für das Rohrbündel die minimal möglichen transversalen und longitudinalen Rohrabstände gewählt. Wongwises und Chokeman (2005) schlagen eine optimale Rohrreihenanzahl zwischen $N = 2$ und $N = 4$ vor. Dies wird durch die parametrische Studie von Xie, Wang und Sunden (2009) bestätigt, in welcher ein optimaler konvektiver Wärmeübergang für die Rohrreihenanzahlen $N = 2, 3$ gefunden wurde. Durch Kumar et al. (2016b) wurden die höchste Wärmeübertragung sowie die geringste Wärmeübertragungsoberfläche bei gleicher thermischer Leistung für die Rohrreihenanzahlen $N = 3$ und $N = 4$ ermittelt.

Zusammenfassend sollte der engste Abstand zwischen den Rippen einen Wert von 4 mm haben, die Rippendicke und Rippenhöhe sollten in der Größenordnung von 1 mm und 16 mm liegen, das Achsenverhältnis sollte ca. 1: 2 betragen, die versetzt angeordneten Rohre sollten möglichst geringe transversale und longitudinale Abstände besitzen und das Bündel aus zwei oder drei Rohrreihen bestehen. Basierend auf diesen Werten wird die numerische Optimierung für die natürliche Konvektion im Detail durchgeführt. Für die Vorauslegung wurden anhand der obigen Analyse zwei Rohrbündel mit den in Tabelle 11 aufgeführten Geometrieparametern festgelegt.

Tabelle 11: Geometrieparameter für die Vorauslegung der Rohrbündelexperimente.

S_{Ri}	t_{Ri}	h_{Ri}	Achsenverhältnis
5 mm	1 mm	16 mm	1: 2
T_{Ra}	L_{Ra}	Nl	Anordnung
53 mm	53 mm	2, 3	versetzt

5.2 Rohrbündel unter natürlicher Konvektion

5.2.1 Geometrie, Rand- und Übergangsbedingungen

Die numerische Untersuchung erfolgt in zwei Stufen. Zum einen werden die Rippenparameter optimiert und darauf aufbauend die Rohrbündelanordnung analysiert. Das Design des Rohrbündels für die Rippenparameter basiert hierbei auf den Ergebnissen der Untersuchungen unter erzwungener Konvektion des Kapitels 5.1. Die Rohrrippen werden durch Variation der Rippenhöhe, des Rippenabstandes und der Rippendicke optimiert. Für die Rohrbündeluntersuchungen werden zwei

Konfigurationen der Rohrbündel mit glatten runden Rohrrippen betrachtet, die fluchtende und versetzte Anordnung, welche in Abbildung 55 dargestellt sind.

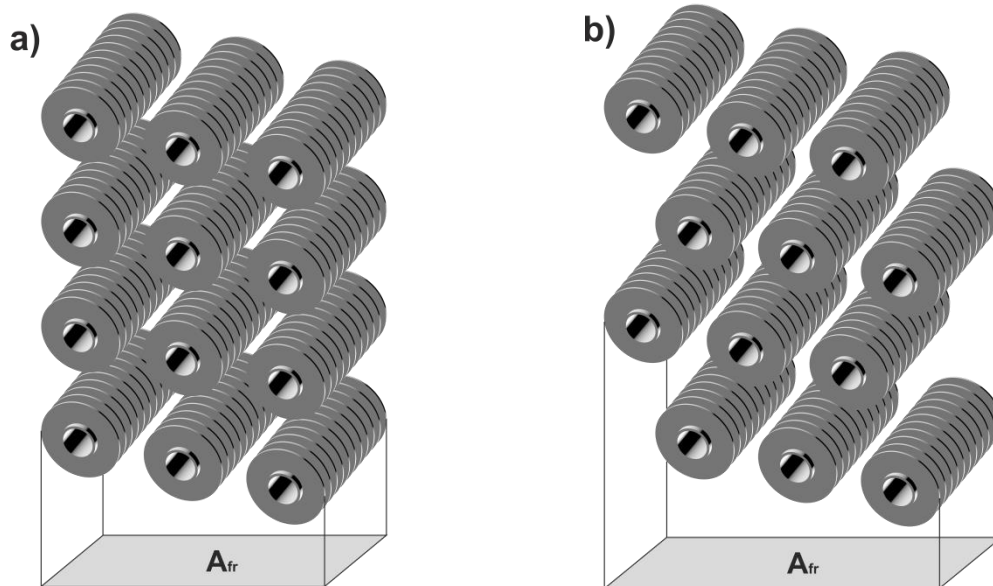


Abbildung 55: Rippenrohrbündelwärmeübertrager mit a) fluchtender und b) versetzter Anordnung.

Das kommerzielle CFD-Programm ANSYS CFX 19.0 ist ein auf Finite Volumen Methoden (FVM) basierender Code. Hierbei wird ein Kontrollvolumen in finite Volumen aufgelöst, in welchen die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie gelöst werden. Ein hochauflösendes Advektionsschema wird verwendet, um die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen zu lösen. Der Quadratmittelwert des Restfehlers beträgt 10^{-4} für die Masse-, Impuls- und Energiegleichung. Es wurde ein aus Hexaedern bestehendes Netz mit ANSYS Meshing erzeugt. Das Netz ist fein an der Rippen- und Rohroberfläche und wird mit zunehmendem Wandabstand sukzessive gröber, um eine gute Auflösung der Grenzschichten zu gewährleisten. Für die Festkörpersektion wird Edelstahl mit einer thermischen Wärmeleitfähigkeit $\lambda_s = 16,2 W/(m K)$ modelliert. Die geometrischen Abmessungen und Randbedingungen der Wärmeübertrager sowie der Simulationsdomäne sind in Abbildung 56 dargestellt.

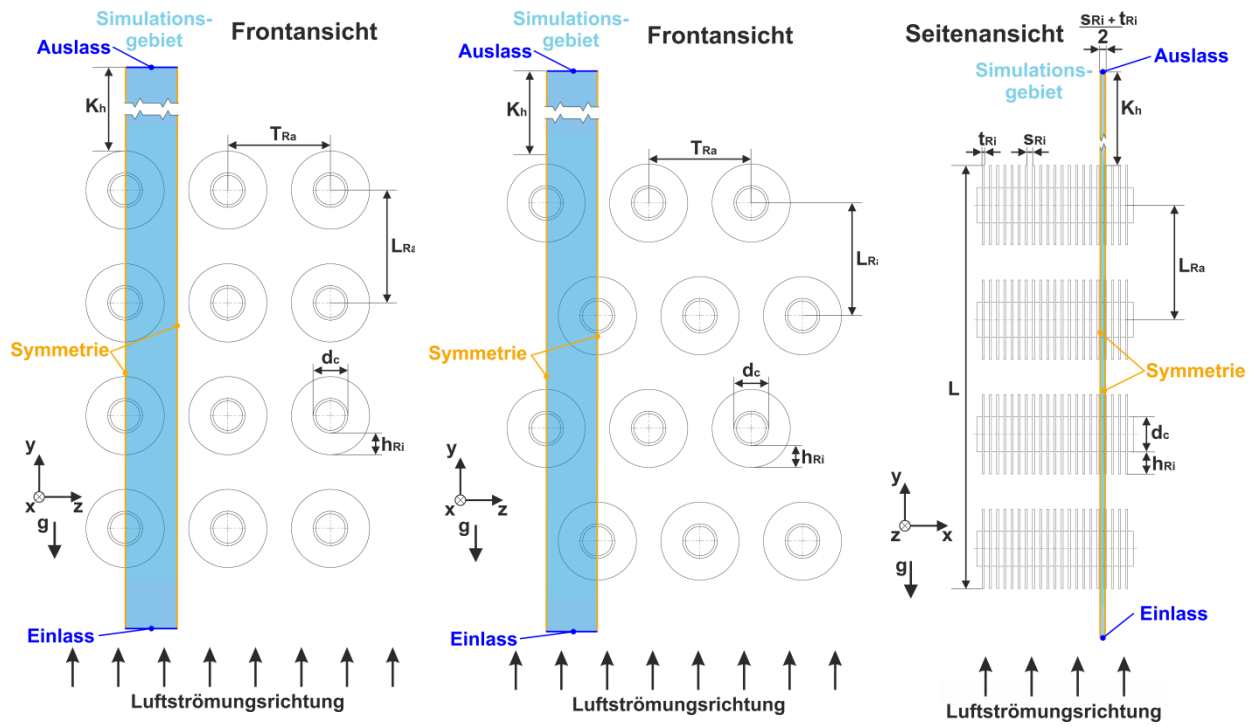


Abbildung 56: Geometrische Abmessungen und Randbedingungen der Wärmeübertrager sowie der Simulationsdomäne. Frontansicht der fluchtenden Anordnung, Frontansicht der versetzten Anordnung und Seitenansicht.

Für die Simulation werden Symmetrierandbedingungen entlang der Rohrachse zwischen zwei Rippen in der y, z -Ebene und mittig der Rippen in der x, y -Ebene angewendet. Somit können die gesamten Rohrbündelwärmeübertrager als halbe Rippe und mit halben Rippenabstand modelliert werden. Auch in Breitenrichtung wurden aus Symmetriegründen nur jeweils ein halbes Rippenrohr pro Rohrreihe modelliert. Der Gravitationsvektor verläuft gegen die y -Richtung und die Simulationsdomäne wird in positiver y -Richtung um bis zu 20 m erweitert, um unterschiedliche Kaminhöhen zu untersuchen. Wenn die Luft vom Wärmeübertrager erwärmt wird, ändert sich deren Dichte und Naturkonvektion stellt sich ein. Der darüber liegende Kamin fördert die auftriebsinduzierte Strömung. Die Einlassbedingung wird durch Atmosphärendruck, einen Geschwindigkeitsgradienten von 0 1/s und eine konstante Temperatur von 20 °C definiert. Am Auslass werden ebenfalls Atmosphärendruck und ein Temperatur- und Geschwindigkeitsgradient von 0 1/s festgelegt. In Tabelle 12 sind die Randbedingungen der Simulation zusammengefasst. Die Rohrwand wird als Festkörper mit einer konstanten Temperatur von 30 °C, 40 °C, 50 °C, 60 °C, 70 °C und 80 °C modelliert.

Tabelle 12: Randbedingungen der Simulation.

Interfaces	Temperatur	Geschwindigkeit	Druck
Einlass	Fester Wert (293,15K)	$\frac{\delta u}{\delta y} = 0 \frac{m}{s \cdot m}$	Atmosphäre
Auslass	$\frac{\delta T}{\delta y} = 0 \frac{K}{m}$	$\frac{\delta u}{\delta y} = 0 \frac{m}{s \cdot m}$	Atmosphäre
Rohroberfläche	Fester Wert	Haftbedingung	Berechnet durch ANSYS CFX
Rippenoberfläche	Berechnet durch ANSYS CFX	Haftbedingung	Berechnet durch ANSYS CFX
Symmetrieebene	$\frac{\delta T}{\delta x} = 0 \frac{K}{m}, \frac{\delta T}{\delta z} = 0 \frac{K}{m}$	$\frac{\delta u}{\delta x} = 0 \frac{m}{s \cdot m},$ $\frac{\delta u}{\delta z} = 0 \frac{m}{s \cdot m}$	$\frac{\delta p}{\delta x} = 0 \frac{Pa}{m}, \frac{\delta p}{\delta z} = 0 \frac{Pa}{m}$

5.2.2 Numerische Modellierung und Netzunabhängigkeit

In den Simulationen wird Luft als ideales Gas betrachtet und die Strömung wird durch die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie beschrieben:

$$\frac{\delta u_i}{\delta x_i} = 0 \tag{42}$$

$$\rho \left(u_j \frac{\delta u_i}{\delta x_j} \right) = -\frac{\delta p}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left((\mu + \mu_T) \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i} \right) \right) + S_{M,buoy} \tag{43}$$

$$\rho c_p \left(u_j \frac{\delta T}{\delta x_j} \right) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left(\left(\lambda + \frac{\mu_T c_p}{Pr_T} \right) \frac{\delta T}{\delta x_j} \right). \tag{44}$$

Diese partiellen Differenzialgleichungen sind auch als Navier-Stokes-Gleichungen bekannt und beschreiben das Vektorfeld $\mathbf{u}(r)$ und das skalare Temperaturfeld $T(r)$ numerisch. Die turbulente Prandtl-Zahl wird gemäß Yuan (2000) als $Pr_T = 0,9$ festgelegt. Die turbulente Viskosität μ_T wird über

$$\mu_T = \rho \frac{k}{\omega} \quad (45)$$

mit der turbulenten kinetische Energie k und der turbulenten Frequenz ω berechnet. Um den Auftrieb zu modellieren wird der Impulserhaltungsgleichung ein zusätzlicher Quellterm hinzugefügt:

$$S_{M,buoy} = (\rho - \rho_{ref})g. \quad (46)$$

Hierbei kann die Differenz der Dichten entweder durch das Vollauftriebsmodell oder durch das Boussinesq-Modell beschrieben werden. Beim Vollauftriebsmodell wird eine variable Dichte berücksichtigt und die Differenz $\rho - \rho_{ref}$ wird direkt berechnet. Dieses Modell wird verwendet, da hier der Auftrieb durch Dichtevariation aufgrund von Druck- und Temperaturunterschieden besonders gut beschrieben wird. Die Referenzdichte von Luft wird mit $\rho_{ref} = 1.205 \frac{kg}{m^3}$ festgelegt. Typischerweise ist die Strömung zwischen den Rohrrippen laminar. Allerdings kann das Strömungsfeld um den gesamten Wärmeübertrager durchaus turbulent sein. Daher wird auch in der Arbeit von Chen et al. (2016) ein Turbulenzmodell für Naturkonvektion empfohlen. In den vorliegenden Simulationen wird das Shear-Stress-Transport-Modell (SST) verwendet, um die turbulente kinetische Energie und die turbulente Frequenz zu berechnen. Dieses Modell beschreibt den Transport der turbulenten Schubspannung und kann Strömungsablösung unter negativen Druckgradienten gut vorhersagen. Boutilier und Yarusevych (2012) haben weiterhin herausgefunden, dass das SST-Modell eine gute Vorhersage von Strömungen über gekrümmten Oberflächen ermöglicht. Dieses Modell wurde von Wilcox (1988) entwickelt und später von Menter (1994) angepasst. Die Gleichungen für die turbulente kinetische Energie und die turbulente Frequenz sind hierbei

$$\frac{\delta}{\delta x_j} (\rho u_j k) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (47)$$

$$\frac{\delta}{\delta x_j} (\rho u_j \omega) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\delta \omega}{\delta x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\delta k}{\delta x_j} \frac{\delta \omega}{\delta x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2. \quad (48)$$

P_k repräsentiert die turbulente Produktion aufgrund von viskosen Kräften und kann durch

$$P_k = \mu_T \left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i} \right) \frac{\delta u_i}{\delta x_j} - \frac{2}{3} \frac{\delta u_k}{\delta x_k} \left(3\mu_t \frac{\delta u_k}{\delta x_k} + \rho k \right) \quad (49)$$

berechnet werden. Die in Gleichung 48 verwendete Blending-Funktion F_1 kann Werte zwischen 1 und 0 (1 nahe der Oberfläche) annehmen. Sie ist gegeben durch

$$F_1 = \tanh \left(\left[\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \right]^4 \right). \quad (50)$$

y ist der Abstand zur nächsten Wand, ν ist die kinematische Viskosität und $CD_{k\omega}$ ist definiert als

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\delta k}{\delta x_j} \frac{\delta \omega}{\delta x_j}, 1,0 \times 10^{-10} \right). \quad (51)$$

Die Blending-Funktion F_1 wird verwendet um die Konstanten des SST-Modells $\alpha_3, \beta_3, \sigma_{k3}$ und $\sigma_{\omega 3}$ aus den Konstanten $\alpha_1, \beta_1, \sigma_{k1}$ und $\sigma_{\omega 1}$ basierend auf dem $k - \omega$ Modell und den Konstanten $\alpha_2, \beta_2, \sigma_{k2}$ und $\sigma_{\omega 2}$ basierend auf dem $k - \varepsilon$ Modell zu berechnen. Die Ermittlung erfolgt hierbei durch lineare Kombination der entsprechenden Koeffizienten

$$\begin{pmatrix} \alpha_3 \\ \beta_3 \\ \sigma_{k3} \\ \sigma_{\omega 3} \end{pmatrix} = F_1 \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \beta_1 \\ \sigma_{k1} \\ \sigma_{\omega 1} \end{pmatrix} + (1 - F_1) \begin{pmatrix} \alpha_2 \\ \beta_2 \\ \sigma_{k2} \\ \sigma_{\omega 2} \end{pmatrix}. \quad (52)$$

Für diese Berechnungen werden die Konstanten $\beta' = 0,09, \alpha_1 = 5/9, \beta_1 = 0,075, \sigma_{k1} = 1,176, \sigma_{\omega 1} = 2, \alpha_2 = 0,44, \beta_2 = 0,0828, \sigma_{k2} = 1$ und $\sigma_{\omega 2} = 1/0,856$ verwendet. Als Begrenzer wird im SST-Modell weiterhin eine Formulierung für die Wirbelviskosität verwendet:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}, \quad (53)$$

um das Transportverhalten korrekt zu beschreiben. S ist hierbei ein invariantes Maß der Dehnrates und der Wirbelviskosität und ist durch

$$v_t = \frac{\mu_T}{\rho} \quad (54)$$

definiert. Die andere Blending-Funktion F_2 wird verwendet, um S zur Wandgrenzschicht durch

$$F_2 = \tanh \left(\left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right) \quad (55)$$

zu begrenzen. Eine detailliertere Beschreibung dieses Turbulenzmodelles ist in der Arbeit von Wilcox (1988) und Menter (1994) zu finden.

Um die Unabhängigkeit der numerischen Ergebnisse vom verwendeten Netz zu gewährleisten, wurde die Simulationen mit unterschiedlichen Netzen durchgeführt. Ein Rippenrohrwärmeübertrager mit $T_{Ra} = 50 \text{ mm}$, $L_{Ra} = 50 \text{ mm}$, $t_{Ri} = 1,5 \text{ mm}$, $s_{Ri} = 3 \text{ mm}$, $h_{Ri} = 17 \text{ mm}$ und einer Rohrreihenanzahl von vier wurde für Temperaturdifferenzen von $\Delta T_{W\ddot{U}} = 60 \text{ K}$, 40 K und 20 K untersucht. Dabei wurde die Auflösung des Netzes zwischen 0,32 Millionen und 6,3 Millionen Knoten variiert. Als Bewertungskriterium wurde die Auftriebsgeschwindigkeit, Nu und q_{vol} verwendet. Die Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie sind in Tabelle 13 aufgelistet.

Tabelle 13: Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie.

Anzahl der Knoten	Geschwindigkeit in m/s			Nusselt-Zahl			Volumetrische Wärmestromdichte in $kW/(m^2K)$		
	60 K	40 K	20 K	60 K	40 K	20 K	60 K	40 K	20 K
Temperaturdifferenz $\Delta T_{W\ddot{U}}$									
320.000	1,52	1,25	0,88	22,47	21,34	19,41	2,72	2,48	2,06
1.000.000	1,44	1,18	0,83	22,27	21,14	19,19	2,65	2,41	2,00
2.200.000	1,40	1,15	0,81	22,22	21,11	19,14	2,62	2,39	1,97
3.300.000	1,39	1,14	0,81	22,22	21,10	19,11	2,61	2,38	1,96
4.600.000	1,38	1,13	0,80	22,21	21,09	19,11	2,60	2,37	1,95
6.300.000	1,38	1,13	0,80	22,17	21,09	19,07	2,60	2,37	1,95

Ab einer Knotenzahl von 4,6 Millionen ändern sich die Bewertungskriterien nur noch wenig. Die Änderungen der Kriterien bei einer Erhöhung der Knotenzahl von 4,6 Millionen auf 6,3 Millionen beträgt weniger als 0,34 % für die Auftriebsgeschwindigkeit, 0,21 % für Nu und 0,26 % für q_{vol} . Die numerischen Untersuchungen wurden mit einem Netz mit ungefähr 4,6 Millionen Knoten durchgeführt.

5.2.3 Analyse des Strömungsfeldes

Da wissenschaftliche Arbeiten zu Naturkonvektion von Rippenrohren sich auf Einzelrohre beschränken, wird zuerst die Strömungsstruktur um das Rohrbündel genauer betrachtet. Die Kaminhöhe variiert bei einer konstanter Rohraußenwandtemperatur von $T_{Ro} = 60 \text{ °C}$, da diese einen wesentlichen Einfluss auf das Auftriebsverhalten hat. In Abbildung 57 sind das Geschwindigkeitsfeld um den Wärmeübertrager sowie die Nachlaufgebiete hinter den Rippenrohren für eine Kaminhöhe von 11 m dargestellt. In Studien von Senapati, Dash und Roy (2016) zur natürlichen Konvektion traten die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten direkt stromabwärts der beheizten Rohre und Rippen auf. Die dargestellten Geschwindigkeitsfelder zwischen den Rohren, die Nachlaufgebiete und die Strömungsablösung entlang des Rippenrohres in der vorliegenden Simulation sind eher charakteristisch für Zwangszirkulation und finden sich in ähnlicher Form in entsprechenden Studien zur erzwungenen Konvektion von Mon und Gross (2004), Bhuiyan und Islam (2016), Kumar et al. (2016b) wieder. Höhere Auftriebskräfte werden durch den Kamin und das Rohrbündel erzeugt, wodurch höhere Strömungsgeschwindigkeiten auftreten.

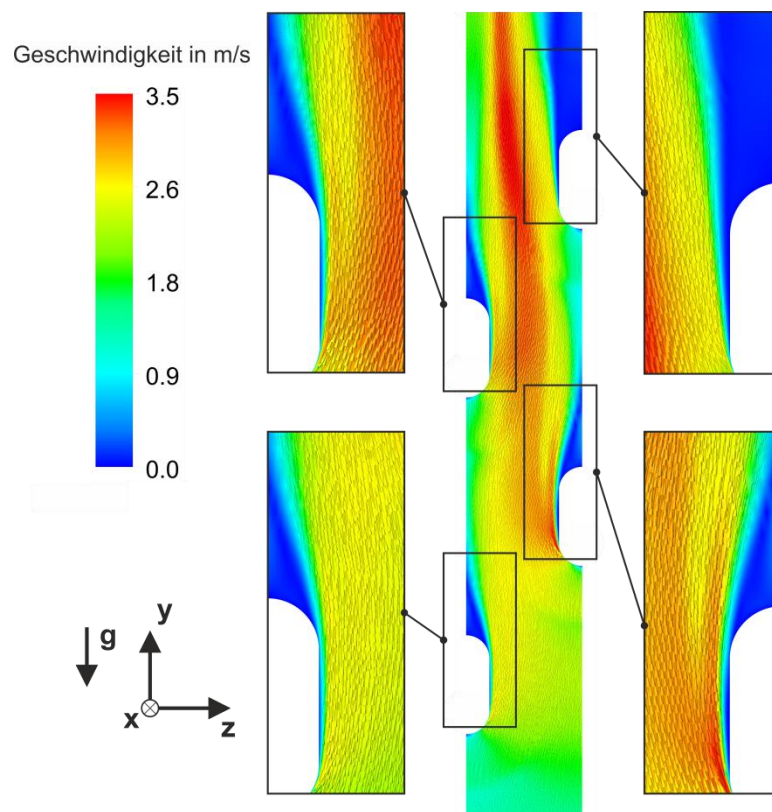


Abbildung 57: Strömungsgeschwindigkeitsfeld in der y-z-Ebene zwischen den Rippen des Wärmeübertragers für eine Kaminhöhe von 11 m .

In Abbildung 58 sind die Veränderungen der Anströmgeschwindigkeit, der Temperaturdifferenz der Luft stromauf- und abwärts der Wärmeübertrager, Nu und q_{vol} in Abhängigkeit von der Kaminhöhe dargestellt. Mit zunehmender Kaminhöhe nehmen die Auftriebskräfte zu und die Geschwindigkeit sowie der konvektive Wärmeübergang steigen an. Da die Luft mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit eine geringere Verweilzeit zwischen den Rippen hat, ist die Erwärmung der Luft geringer und die Auftriebswirkung schwächer. Folglich reduziert sich die Zunahme von Strömungsgeschwindigkeit und Wärmeübertragung bei größeren Kaminhöhen. Da sich bei einer Erhöhung des Kamins ab 11 m Nu und q_{vol} nur geringfügig um 2% und $1,3\%$ pro Meter Kaminhöhenzunahme verändert, wurde für die folgenden Untersuchungen $K_h = 11\text{ m}$ gewählt.

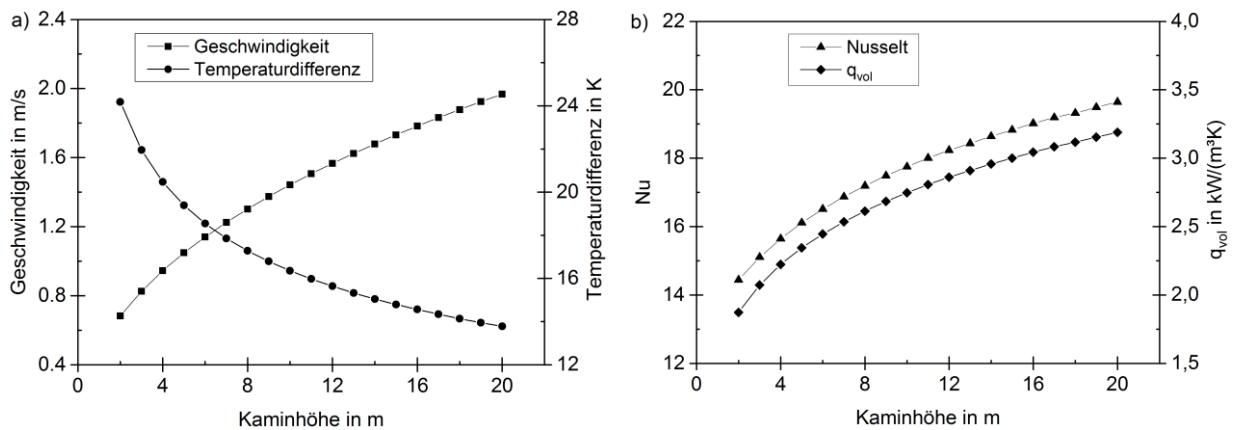


Abbildung 58: Simulierte Veränderung der a) Geschwindigkeit und Temperaturdifferenz sowie b) Nusselt-Zahl und volumetrischer Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Kaminhöhe für eine Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40\text{ K}$.

5.2.4 Bewertung der Rippenparameter

Die Rippenhöhe hat einen Einfluss auf die konvektive Wärmeübertragungsfläche, allerdings reduziert sich die Temperatur der Rippe in Richtung der Rippenspitze mit zunehmender Rippenhöhe aufgrund des thermischen Widerstandes des Rippenmaterials. Weiterhin wird mehr Volumen für den Wärmeübertrager benötigt und die Oberfläche, an der Reibung auftritt, nimmt zu.

In Abbildung 59 sind Nu und q_{vol} in Abhängigkeit von der Rippenhöhe für unterschiedliche Temperaturdifferenzen dargestellt. Die Temperaturdifferenz $\Delta T_{W\ddot{U}}$ wurde aus der variierenden Rohraußenwandtemperatur und der Luftenlasstemperatur gebildet und repräsentiert das Potenzial für den Auftrieb. Es ist zu erkennen, dass mit steigender Rippenhöhe Nu abnimmt und q_{vol} zunimmt. Da durch längere Rohrrippen der Strömungsweg größer wird, steigt die Oberflächenreibung. Dies resultiert in niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten und geringerem konvektiven Wärmeübergang. q_{vol} nimmt mit der Rippenhöhe zu. Ursache ist die quadratische Zunahme der Wärmeübertragungsfläche bei steigender Rippenhöhe, während das Volumen des Wärmeübertragers linear zunimmt. Eine vergleichbare Zunahme des Wärmestroms mit der Rippenhöhe wird für Einzelrohre von Senapati, Dash und Roy (2016) beobachtet. Dabei wird eine Sättigung ab einer Rippenhöhen von $h_{Ri} = 17 \text{ mm}$ deutlich, welche in Abbildung 59 ebenfalls erkennbar ist. Die Zunahme von q_{vol} zwischen $h_{Ri} = 17 \text{ mm}$ und 18 mm beträgt nur noch 1,1 %. Zugunsten eines geringeren Materialverbrauchs sowie Gewichts wird für die folgenden Untersuchung $h_{Ri} = 17 \text{ mm}$ festgelegt.

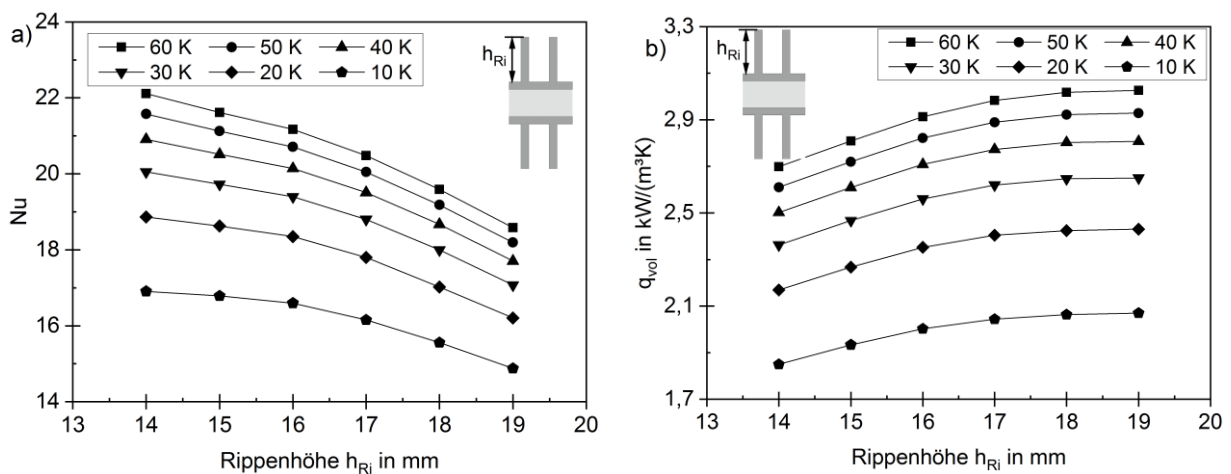


Abbildung 59: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rippenhöhe für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Die Grenzschichtentwicklung entlang der Rohrrippen hat einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragungsleistung des Rippenrohrbündels. Die Grenzschichten zwischen den Rippen können zusammenwachsen und die Strömung wird gestört. Folglich kann sich der Wärmeübergangskoeffizient bei zu niedrigem Rippenabstand stark reduzieren. Aufgrund des begrenzten Bauraumes limitiert der Rippenabstand die Anzahl an Rohrrippen und damit die effektive Wärmeübertragungsfläche.

Nu und q_{vol} ist in Abhängigkeit des Rippenabstandes in Abbildung 60 für unterschiedliche Temperaturdifferenzen dargestellt. Es ist eine Zunahme beider Parameter mit abnehmendem Rippenabstand bis ca. 3 mm zu erkennen und für q_{vol} und $\Delta T_{WÜ} \geq 30 K$ noch eine weitere Zunahme bis $s_{Ri} = 2 mm$. Für kleinere Rippenabstände wachsen die Grenzschichten nahe der stromabwärts liegenden Rippen Spitze zusammen und die Strömung wird stark gestört. Daraus folgt der Zusammenbruch des konvektiven Wärmeübergangs. Dieser Zusammenhang wird deutlich, wenn man die Strömungsvektoren zwischen dem stromabwärts gerichteten Teil der Rohrrippen in der zweiten Rohrreihe betrachtet (Abbildung 61).

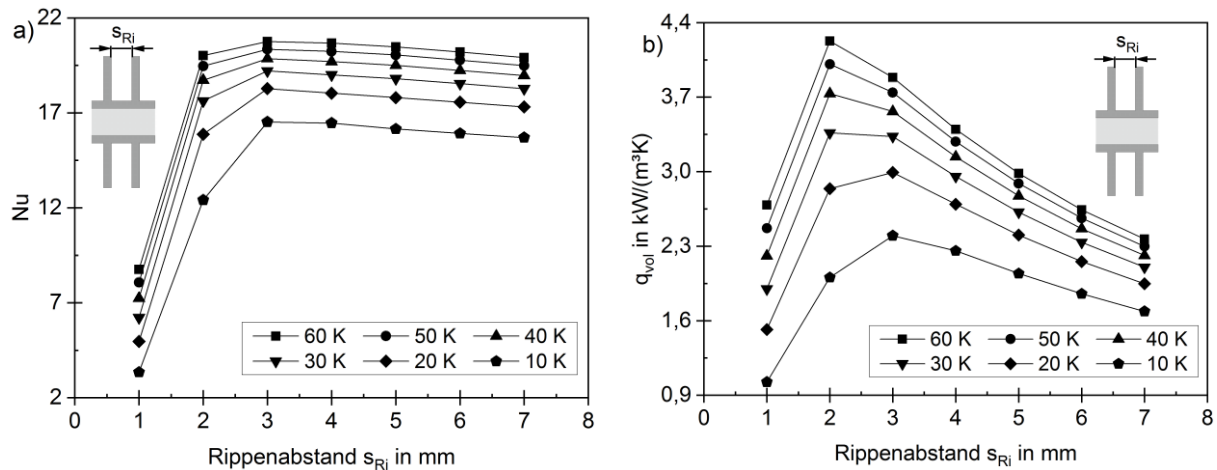


Abbildung 60: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von dem Rippenabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Der Einbruch des Wärmeübergangskoeffizienten bei niedrigen Rippenabständen wurde auch durch Chen und Hsu (2008) für erzwungen Konvektion und von den gleichen Autoren Chen und Hsu (2007) für natürliche Konvektion beobachtet. Für $s_{Ri} = 2 mm$ ergibt sich eine intermediäre Situation, in der bereits die Reibungskräfte aufgrund der zusätzlichen Rippen die konvektive Wärmeübertragung reduzieren. In Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz und damit von der auftriebsinduzierten Strömung sind die Grenzschichten unterschiedlich dick, weshalb sich Nu von $s_{Ri} = 3 mm$ zu $s_{Ri} = 2 mm$ bei niedrigeren $\Delta T_{WÜ}$ stärker reduziert. Im Anwendungsfall können noch Ablagerungen oder Korrosion auf den Rohrrippen auftreten. Da dies den effektiven Abstand zwischen den Rippen verringern würde und eine stabile Wärmeübertragung für alle Betriebspunkte angestrebt wird, wird der Rippenabstand für die weitere Optimierung mit $s_{Ri} = 3 mm$ festgelegt.

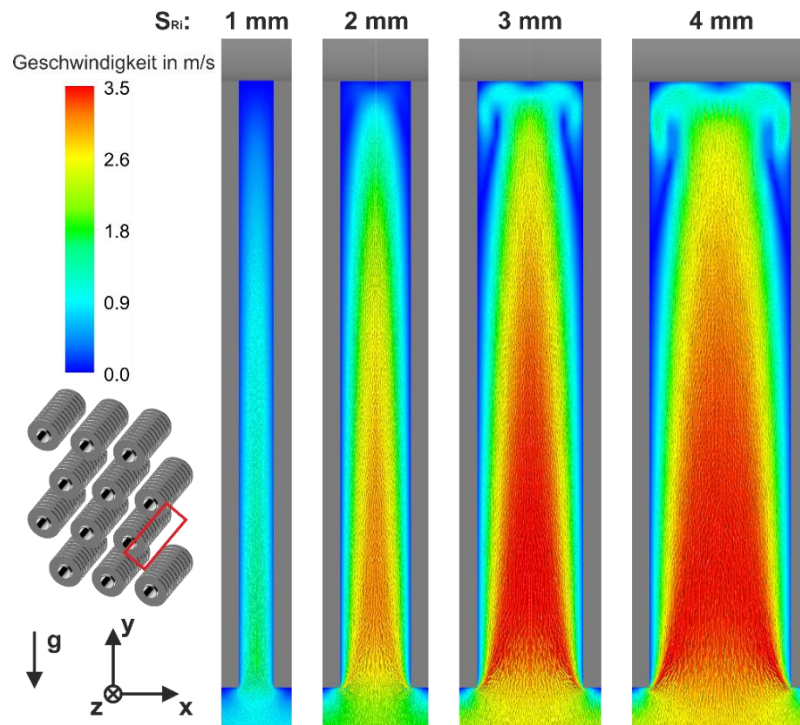


Abbildung 61: Strömungsgeschwindigkeitsfeld in der y - x -Ebene der zweiten Rohrreihe für $\Delta T_{WÜ} = 10\text{ K}$ für einen Rippenabstand von 1 mm , 2 mm , 3 mm und 4 mm .

Die Rippendicke beeinflusst die Wärmeleitung von der Rippenbasis bis zur Rippen Spitze wesentlich. Eine größere Rippendicke erhöht dabei die Querschnittsfläche, durch welche die Wärmeleitung erfolgt, und damit die Temperatur entlang der Rippe. Folglich ist die mittlere Temperaturdifferenz zwischen der Rippenoberfläche und der umgebenden Luft höher, was zu einer höheren Wärmestromdichte führt. Allerdings benötigen dickere Rohrrippen auch mehr Bauraum entlang des Rohres, weshalb sich die wärmeübertragende Oberfläche reduziert. In Abbildung 62 ist Nu und q_{vol} in Abhängigkeit von der Rippendicke für unterschiedliche Temperaturdifferenzen dargestellt. Es wird deutlich, dass bei großen Rippendicken der konvektive Wärmeübergang zunimmt. Bei höheren Temperaturdifferenzen führt der höhere Wärmestrom zu einer stärkeren Aufheizung der Luft, wodurch die auftriebsinduzierte Strömungsgeschwindigkeit höher ist.

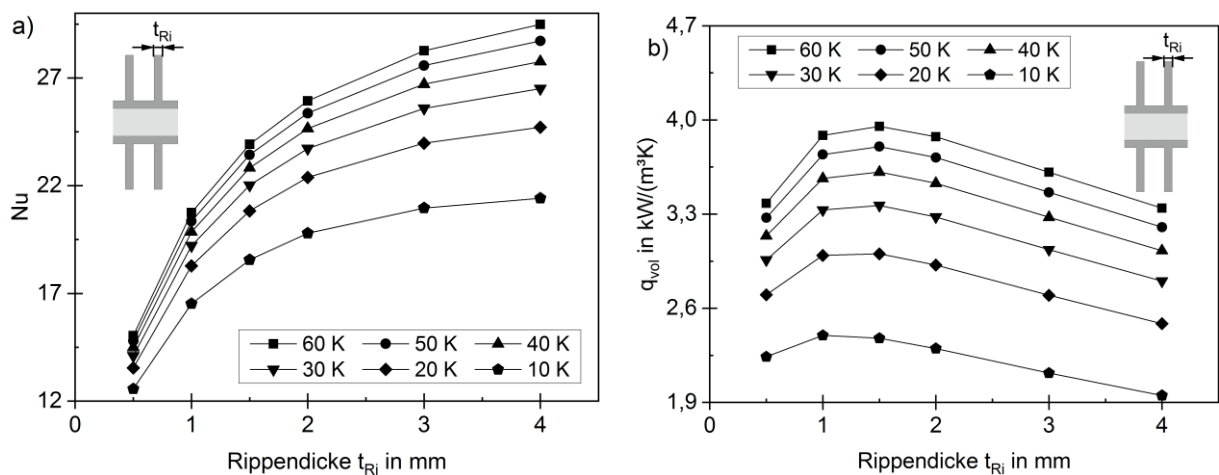


Abbildung 62: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rippendicke für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Diese höheren Rippentemperaturen sind exemplarisch für vier Rippendicken und $\Delta T_{WÜ} = 40\text{ K}$ in Abbildung 63 dargestellt. Die höheren Temperaturen der Rippen in Stromabwärtsrichtung sowie die Zunahme der durchschnittlichen Temperaturen mit der Rippendicke wird deutlich. Aus den Graphen von q_{vol} sind die gegenläufigen Einflüsse der Erhöhung des konvektiven Wärmeüberganges und der niedrigeren Wärmeübertragungsoberfläche mit t_{Ri} zu erkennen. Die maximale q_{vol} wird bei $t_{Ri} = 1,5\text{ mm}$ erreicht. Gemäß dieser Ergebnisse werden die Rippenparameter mit den Werten $h_{Ri} = 17\text{ mm}$, $s_{Ri} = 3\text{ mm}$ und $t_{Ri} = 1,5\text{ mm}$ festgelegt.

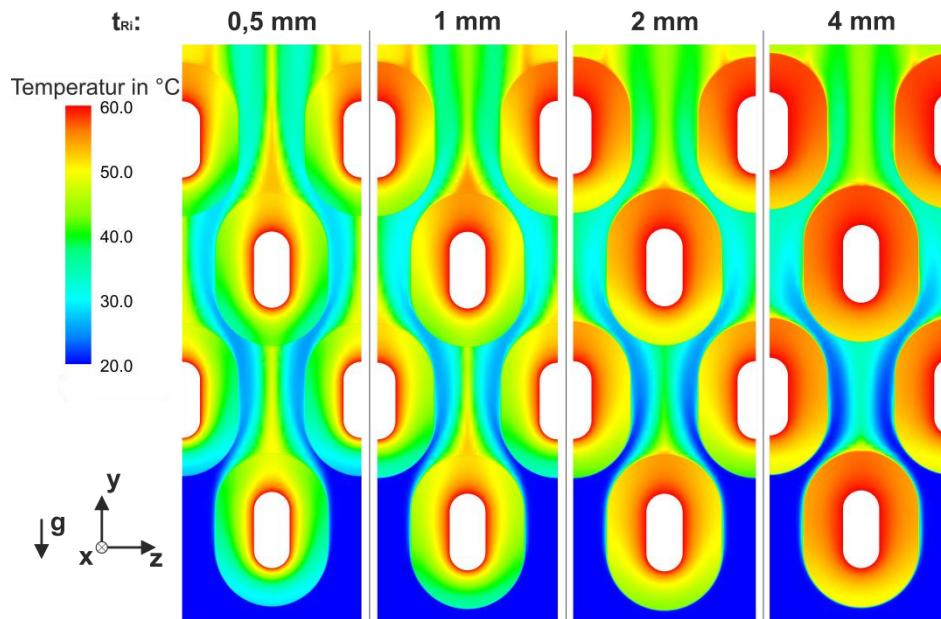


Abbildung 63: Temperaturkontur in der y-z-Ebene entlang des Rohrbündels für unterschiedliche Rippendicken bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40\text{ K}$.

5.2.5 Bewertung der Rohrbündelparameter

Basierend auf den optimierten Rippenparametern wurden die Rohrbündelparameter Rohrkontur, longitudinaler Rohrabstand L_{Ra} , transversaler Rohrabstand T_{Ra} , Rohrreihenanzahl N und die Rohranordnung (fluchtend und versetzt) untersucht und optimiert. Die Rohrkontur beeinflusst die Strömungsablösung entlang der Rohr- und Rippenoberfläche und damit das thermische Nachlaufgebiet. Dies hat wiederum Auswirkungen auf die Wärmeübertragung und die stromabwärtige Strömung. Auch wenn bereits Untersuchungen zur Rohrkontur für erzwungene Konvektion von Lin, Liu und Leu (2008), Zhang et al. (2013), Kumar et al. (2016b) existieren, wurde dieser Einfluss für natürliche Konvektion noch nicht betrachtet. Ausgehend von einer runden Rohrkontur wird das Neben- zu Hauptachsenverhältnis im Bereich 1: 1,2, 1: 1,6, 1: 2,1, 1: 3 und 1: 4,8 verändert. Die Untersuchungen wurden für die in Abbildung 55 dargestellten Rohrbündelwärmeübertrager mit fluchtender und versetzter Rohranordnung durchgeführt.

Nu ist in Abhängigkeit vom Achsenverhältnis in Abbildung 64 für beide Rohranordnungen für unterschiedliche Temperaturdifferenzen dargestellt. Aus der Abbildung wird noch einmal ersichtlich, dass Nu für die versetzte Anordnung deutlich größer sind als die der fluchtenden Anordnung. Aufgrund der Strömungsablenkung bei der versetzten Anordnung werden die Durchmischung und damit der konvektive Wärmeübergang stark erhöht. Eine derartige Verbesserung wurde bisher nur bei der erzwungenen Konvektion durch Kim und Kim (2005) sowie Bhuiyan und Islam (2016) beobachtet. Bei der fluchtenden Anordnung reduziert sich Nu mit zunehmendem Achsenverhältnis, da die Strömung stärker gleichgerichtet wird, was in einer geringeren Strömungsdurchmischung resultiert. Bei der versetzten Anordnung ist dieser Effekt für die meisten $\Delta T_{WÜ}$ deutlich geringer.

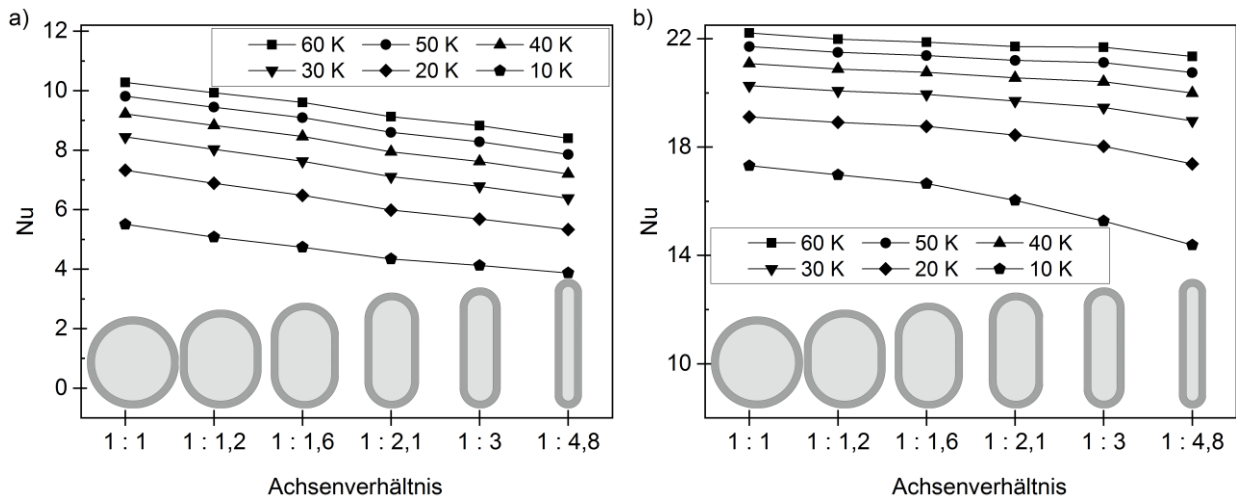


Abbildung 64: Simulierte Nusselt-Zahl für a) fluchtende Rohranordnung und b) versetzte Rohranordnung in Abhängigkeit vom Achsenverhältnis für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Die Geschwindigkeitsverteilung entlang des Wärmeübertragers ist in Abbildung 65 für beide Rohranordnungen und unterschiedliche Achsenverhältnisse dargestellt. Es wird deutlich, dass sich die Nachlaufgebiete mit zunehmendem Achsenverhältnis weniger stark ausprägen. Bei der fluchtenden Anordnung liegen die stromabwärts positionierten Rohre in den Nachlaufgebieten der stromaufwärts positionierten Rohre. Daher treten die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten zwischen den Rohrreihen auf. Die Nachlaufgebiete sind stromabwärts für beide Anordnungen stärker ausgeprägt, was bereits in den Studien von Kumar et al. (2016b) für erzwungene Konvektion festgestellt wurde.

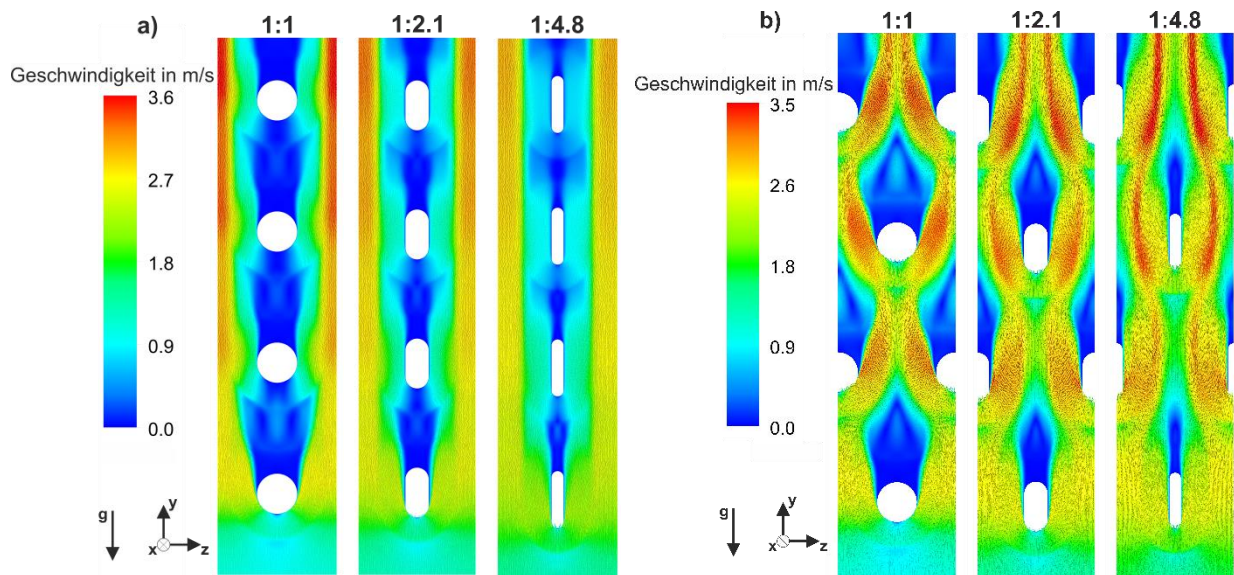


Abbildung 65: Geschwindigkeitsverteilung in der y - z -Ebene entlang des Rohrbündels für unterschiedliche Achsenverhältnisse sowie a) fluchtender Rohranordnung und b) versetzter Rohranordnung bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40 \text{ K}$.

q_{vol} ist für fluchtende und versetzte Anordnung in Abhängigkeit vom Achsenverhältnis für unterschiedliche Temperaturdifferenzen in Abbildung 66 dargestellt. Der höhere konvektive Wärmeübergang bei der versetzten gegenüber der fluchtenden Anordnung resultiert in einer ebenfalls deutlich höheren q_{vol} . Bei der fluchtenden Anordnung reduziert sich q_{vol} und bei der versetzten Anordnung erhöht sich q_{vol} , wenn die Rippenrohre ovaler werden. Da der konvektive Wärmeübergang bei der versetzten Anordnung annähernd gleich bleibt, aber weniger Bauraum in transversaler Richtung benötigt wird, erhöht sich q_{vol} . Diese Zunahme der Kompaktheit von Kreuzstromwärmeübertragern in versetzter Anordnung wurde ebenfalls durch Merker und Hanke (1986) für Zwangszirkulation beobachtet. Sobald das Achsenverhältnis mehr als 1: 2,1 beträgt, steigt q_{vol} nur noch geringfügig an. Dieses Verhalten stimmt mit den Ergebnissen von Lin, Liu und Leu (2008), Zhang et al. (2013) und Ibrahim und Gomaa (2009) überein, welche ein optimales Achsenverhältnis für ovale Rohre von 1: 2 und zwischen 1: 1,5 und 1: 2 definieren. Da die versetzte Anordnung mit einem Achsenverhältnis von 1: 2,1 eine optimale Wärmeübertragungsleistung aufweist, wurde diese für die Simulationen genutzt.

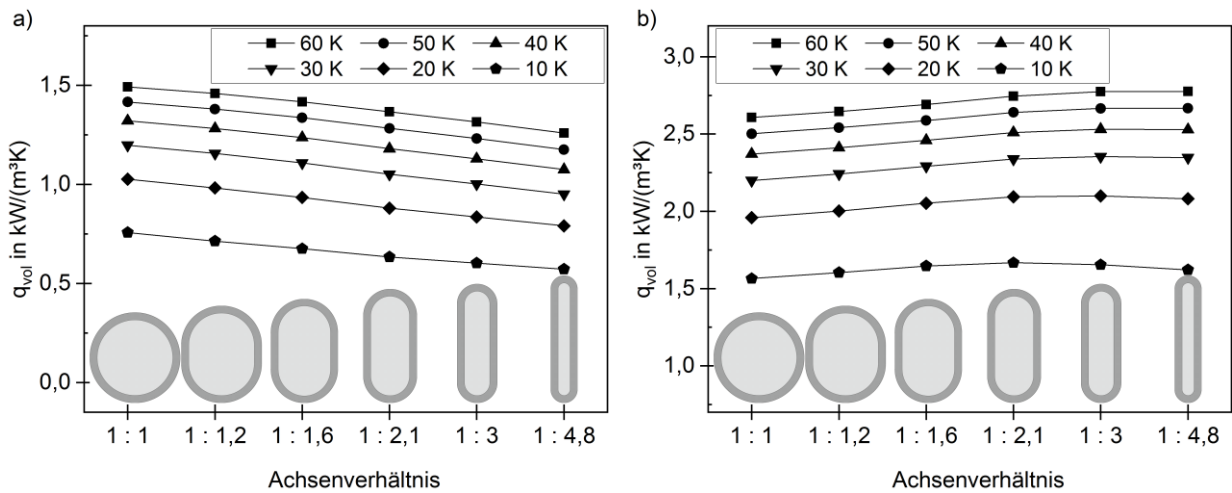


Abbildung 66: Simulierte volumetrische Wärmestromdichte für a) fluchtende Rohranordnung und b) versetzte Rohranordnung in Abhängigkeit vom Achsenverhältnis für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Der longitudinale Rohrabstand beeinflusst den Ort der Umlenkung der Strömung zwischen den einzelnen Rohrreihen und damit die Entwicklung der thermischen Nachlaufgebiete. Weiterhin verändert sich der benötigte Bauraum des Wärmeübertragers mit dem longitudinalen Abstand. Die Geschwindigkeitsverteilung zwischen den Rohrbündeln ist in Abbildung 67 für verschiedenen L_{Ra} und bei $\Delta T_{W\ddot{U}} = 40\text{ K}$ aufgeführt. Die Veränderung der Nachlaufgebiete und der Staupunkte stromab- und stromaufwärts der Rohrrippen werden deutlich. Diese reduzieren sich bei niedrigeren longitudinalen Rohrabständen aufgrund der stärkeren Strömungsablenkung, welche näher an der vorherigen Rohrreihe beginnt.

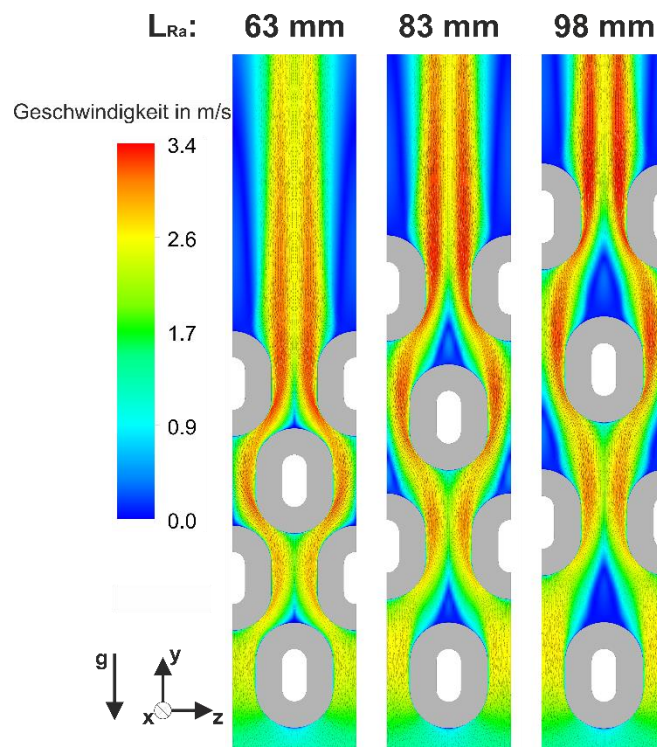


Abbildung 67: Geschwindigkeitsverteilung in der y - z -Ebene entlang des Rohrbündels für unterschiedliche longitudinale Rohrabstände für eine versetzte Anordnung bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta T_{W\ddot{U}} = 40\text{ K}$.

Nu und q_{vol} sind für versetzte Anordnung in Abhängigkeit von L_{Ra} in Abbildung 68 für unterschiedliche Temperaturdifferenzen dargestellt. Nu steigt mit abnehmenden L_{Ra} , da die stärkere Strömungsdurchmischung zu einem höheren konvektiven Wärmeübergang führt. Dieses Verhalten ist vergleichbar mit den Ergebnissen von Bhuiyan und Islam (2016). Durch die Veränderung des benötigten Bauraums bei variierenden L_{Ra} wird q_{vol} zusätzlich beeinflusst. Mit abnehmendem L_{Ra} reduziert sich der Bauraum für die gleiche Wärmeübertragungsoberfläche und q_{vol} nimmt deutlich zu. Da Nu und q_{vol} bei einem longitudinalen Rohrabstand von $L_{Ra} = 63 \text{ mm}$ die höchsten Werte aufweisen, wird dieser longitudinale Rohrabstand für die weiteren Analysen verwendet.

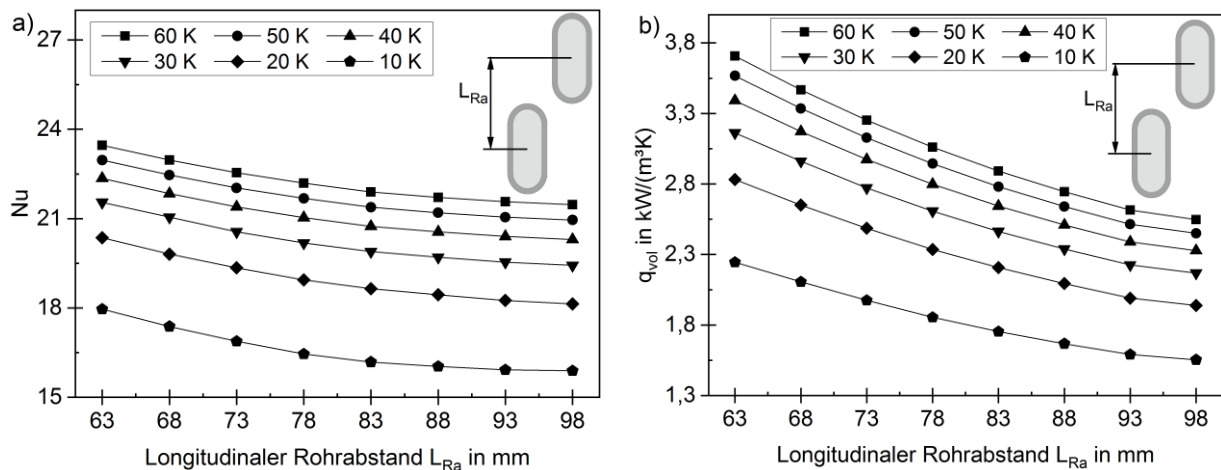


Abbildung 68: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in Abhängigkeit vom longitudinalen Rohrabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Der transversale Rohrabstand beeinflusst das erforderliche Bauvolumen und die Fluidynamik des Wärmeübertragers. Die Strömung zwischen den Rohrreihen sowie zwischen benachbarten Rohren innerhalb einer Reihe variiert mit T_{Ra} .

In der Abbildung 69 ist Nu und q_{vol} ist für versetzte Anordnung in Abhängigkeit vom transversalen Rohrabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen aufgeführt. Ähnlich wie in den Untersuchungen von Bhuiyan und Islam (2016) bei erzwungener Konvektion gezeigt, steigt Nu mit abnehmendem transversalen Abstand, da die Strömungsdurchmischung und damit der konvektive Wärmeübergang verbessert werden. q_{vol} steigt ebenfalls mit abnehmendem transversalen Rohrabstand. Daher wird ein transversaler Rohrabstand von 56 mm als Optimum definiert. Insgesamt können geringe transversale und longitudinale Rohrabstände empfohlen werden, was in den Untersuchungen für erzwungene Konvektion durch Kong et al. (2016a) bestätigt wird.

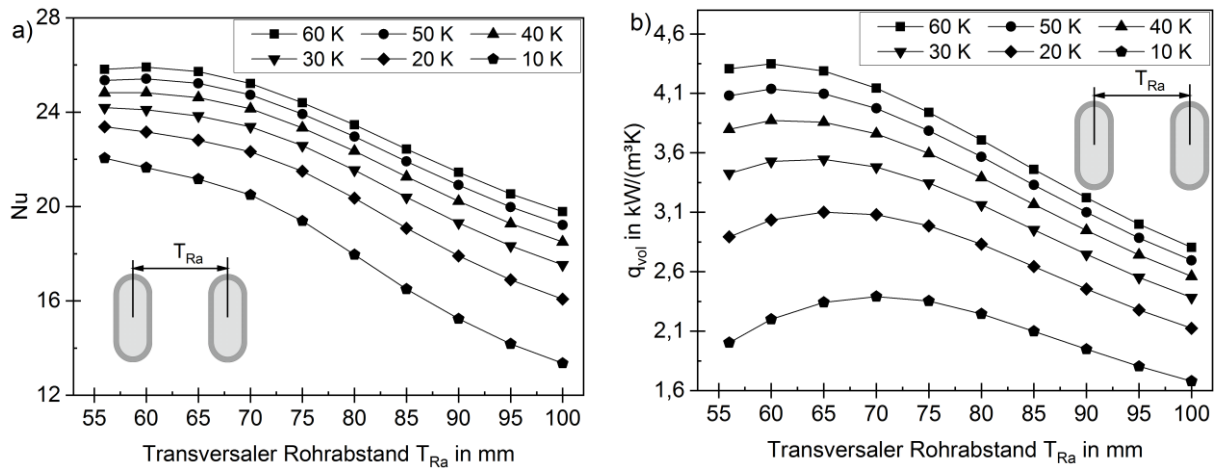


Abbildung 69: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in Abhängigkeit vom transversalen Rohrabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Da ein gleichzeitiger Einfluss des longitudinalen und transversalen Rohrabstandes auf die Wärmeübertragung naheliegend ist, werden beide Parameter für eine konstante Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40 \text{ K}$ variiert. Dieser Einfluss ist in Abbildung 70 zu erkennen. Es wird der bereits beschriebene Trend einer hohen konvektiven Wärmeübertragung bei geringsten transversalen und longitudinalen Rohrabständen deutlich.

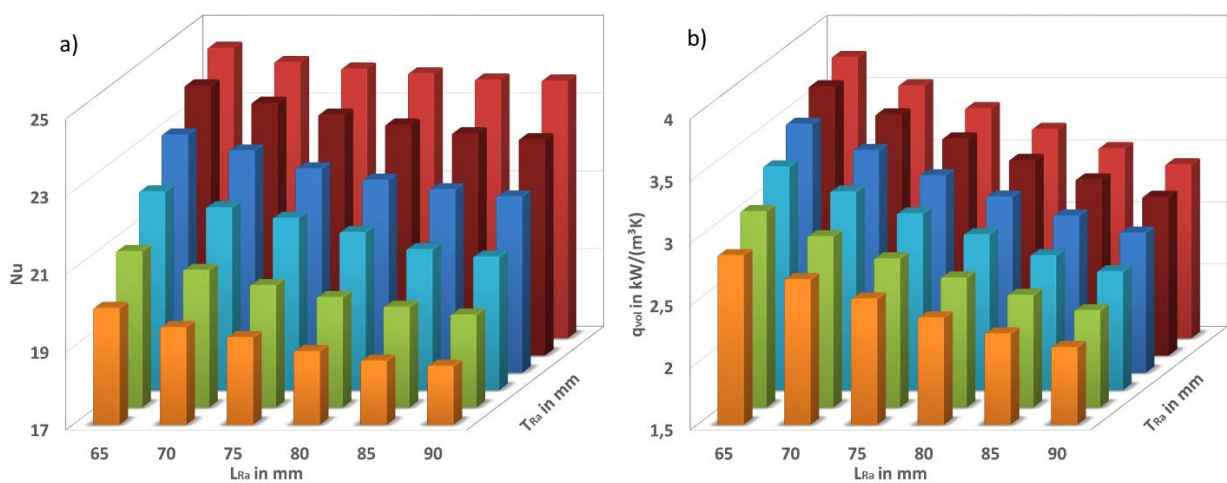


Abbildung 70: Veränderung von a) Nusselt Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in simultaner Abhängigkeit vom transversalen und longitudinalen Rohrabstand für eine Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40 \text{ K}$.

Typischerweise setzen sich Rippenrohrwärmeübertrager aus mehreren Rohrreihen zusammen. Die Anzahl an Rohrreihen als auch die Wärmeübertragungsleistung kann allerdings variieren. Mit jeder zusätzlichen Rohrreihe wird einerseits die Luft stärker erwärmt und der Auftriebseffekt verstärkt sich, andererseits wird der Strömungswiderstand erhöht. Da die Lufttemperatur mit jeder Rohrreihe steigt, sinkt die effektive Temperaturdifferenz zwischen Rippenrohr und Umgebungsluft. Folglich tragen zusätzliche Rohrreihen stromabwärts weniger zum Wärmestrom bei als Rohrreihen stromaufwärts des Wärmeübertragers. Eine stärkere Homogenisierung der Rippentemperatur bei mehreren Rohrreihen und die damit verbundene Erwärmung der Luft wird in Abbildung 71 für $\Delta T_{WÜ} = 40\text{ K}$ ersichtlich.

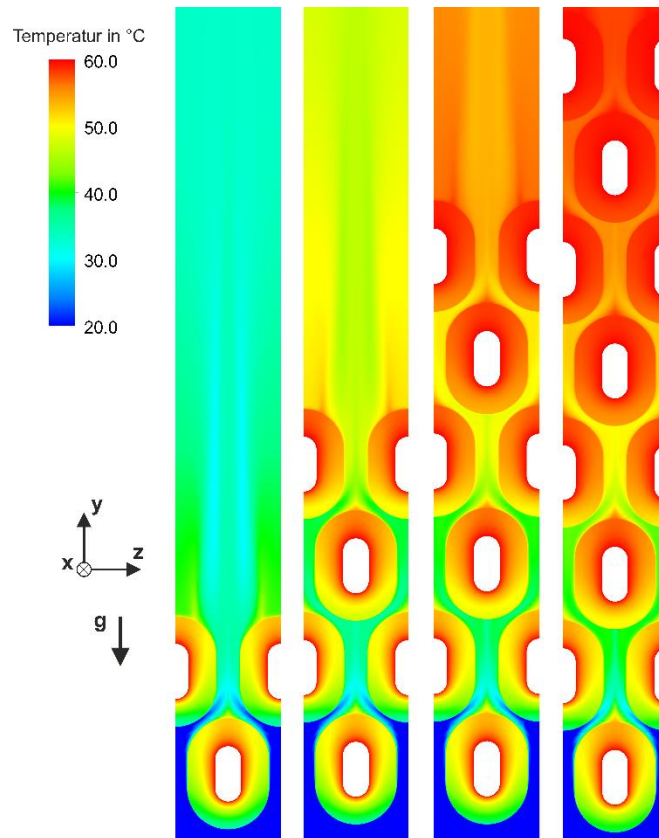


Abbildung 71: Temperaturkonturen in der y-z-Ebene entlang des Rohrbündels für Wärmeübertrager mit zwei, vier, sechs und acht Rohrreihen bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40\text{ K}$.

In Abbildung 72 ist Nu und q_{vol} für versetzte Anordnung in Abhängigkeit von der Rohrreihenanzahl N für unterschiedliche Temperaturdifferenzen dargestellt. Da die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wärmeübertrager und Luft bei wenigen Rohrreihen größer ist, steigt Nu bei abnehmenden N an. Der benötigte Bauraum des Wärmeübertragers nimmt mit steigender Rohrreihenanzahl zu und die zusätzliche Wärmeübertragungsoberfläche ist weniger effektiv. Daher ist q_{vol} am höchsten für niedrige Rohrreihenanzahlen. Für den Fall, dass der Wärmeübertrager aus einer einzigen Rohrreihe besteht, ist eine deutliche Reduktion von Nu und q_{vol} zu erkennen. Ursache hierfür ist die verringerte auftriebsinduzierte Strömungsgeschwindigkeit wodurch sich der konvektive Wärmeübergang reduziert. Für die Experimente werden Wärmeübertrager mit Rohrreihenanzahlen von $N = 2$ und $N = 3$ untersucht, da diese in maximaler Wärmeübertragung resultieren.

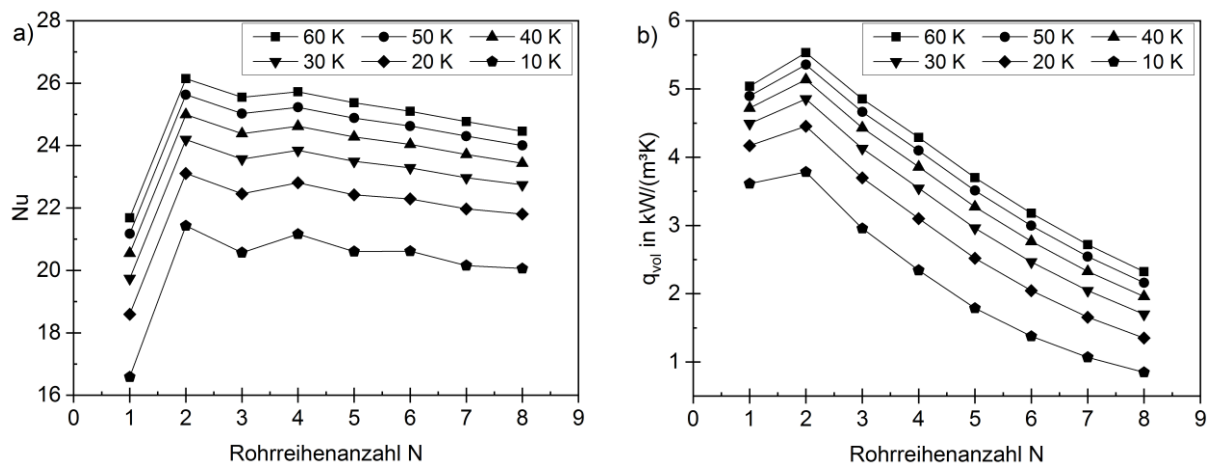


Abbildung 72: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in Abhängigkeit von der Rohrreihenanzahl für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.

Aus der numerischen Optimierung des Rippenrohrwärmeübertragers resultiert ein theoretisches Rohrbündel mit versetzter Anordnung, mit ovalen Rohren, die ein Achsenverhältnis von 1:2,1 haben, einer Rippenhöhe von $h_{Ri} = 17 \text{ mm}$, einem Rippenabstand von $s_{Ri} = 3 \text{ mm}$, einer Rippendicke von $t_{Ri} = 1,5 \text{ mm}$, einem longitudinalen Rohrabstand von $L_{Ra} = 63 \text{ mm}$, einem transversalem Rohrabstand von $T_{Ra} = 56 \text{ mm}$ und einer Rohranzahl von $N = 2$ und $N = 3$. Aufgrund der Anpassungen an den Strömungskanal werden die fünf Rohre in einer Rohrreihe gleichmäßig auf die Kanalbreite verteilt, weshalb der transversale Rohrabstand $T_{Ra} = 53 \text{ mm}$ beträgt. Weiterhin wird die Verengung der Kanäle zwischen den Rohrrippen durch die integrierten Stifte berücksichtigt. Daher wird ein Rippenabstand von $s_{Ri} = 5 \text{ mm}$ gewählt, um einen Mindestabstand von 3 mm zu erreichen. Weiterhin wird aus fertigungstechnischen Gründen eine Rippendicke von 1 mm verwendet.

5.2.6 Sensitivität der Geometrieparameter

Abschließend soll der Einfluss der unterschiedlichen Rippen- und Rohrparameter auf Nu und die q_{vol} vergleichend dargestellt werden. Dazu wird die Sensitivität aller Parameter ermittelt. Die Sensitivität jedes Parameters wird aus dem Mittelwert des Variationsbereiches und der prozentualen Veränderung von Nu und q_{vol} für die übrigen Schrittweiten des Parameters gebildet. Hierbei wird die Temperaturdifferenz von $\Delta T_{W\ddot{U}} = 40 \text{ K}$ konstant gehalten. In Abbildung 73 sind die prozentualen Variationen von Nu und q_{vol} in Abhängigkeit der Schrittweite dargestellt. Es stellt sich heraus, dass Rippendicke und Rippenabstand signifikante Auswirkungen auf Nu haben. Folglich ist hier die Beeinflussung von Wärmeleitung und Grenzschichtbildung am stärksten. Der transversale und longitudinale Rohrabstand sind ebenfalls von Bedeutung für Nu . q_{vol} wird am stärksten durch die Rohrreihenanzahl, den transversalen und den longitudinalen Rohrabstand beeinflusst. Analog zu Nu beeinflusst der Rippenabstand q_{vol} stärker als Rippenhöhe oder Rippendicke.

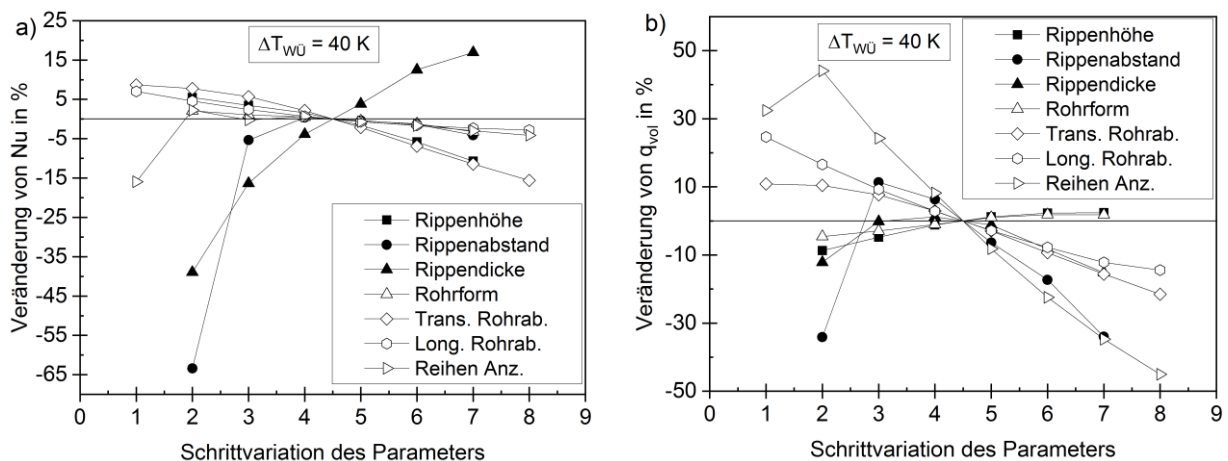


Abbildung 73: Sensitivität der Rippen- und Rohrparameter für a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte für $\Delta T_{W\ddot{U}} = 40 \text{ K}$.

5.3 Simulationsergebnisse für erzwungene und natürliche Konvektion

Der zuvor numerisch optimierte Wärmeübertrager wird ebenfalls durch Anpassung der Randbedingungen für erzwungene Konvektion untersucht. Hierfür wurden die in Abbildung 56 dargestellte Randbedingung wie folgt angepasst:

- Zusätzliche Geschwindigkeitsrandbedingung am Einlass,
- Reduktion des Fluidgebietes stromabwärts und
- keine Modellierung des Quellterms für den Auftrieb.

Entsprechend können die Grenzschichtentwicklung, die Nachlaufgebiete und die Temperaturverteilung entlang der Rippen zwischen natürlicher und erzwungener Konvektion qualitativ verglichen werden. Dazu wird der zuvor optimierte Wärmeübertrager mit drei Rohrreihen für beide Konvektionsarten simuliert. In Abbildung 74 ist das Geschwindigkeitsfeld für die Simulationen von erzwungener Konvektion mit $u = 2 \text{ m/s}$ und natürlicher Konvektion bei $\Delta T = 40 \text{ K}$ dargestellt. Die Strömungsgeschwindigkeiten für erzwungene Konvektion sind hierbei deutlich höher. Allerdings zeichnen sich ähnliche Strömungsformen ab. Die Strömungsformen sind durch die Staupunkte am Rohr und die Nachlaufgebiete stromabwärts des Rohres sowie einen Beschleunigungsbereich zwischen den Rohrrippen charakterisiert. Hierbei sind der Staupunkt und das Nachlaufgebiet bei der natürlichen Konvektion stärker ausgeprägt, während der Beschleunigungsbereich bei der erzwungenen Konvektion stärker ausgeprägt ist.

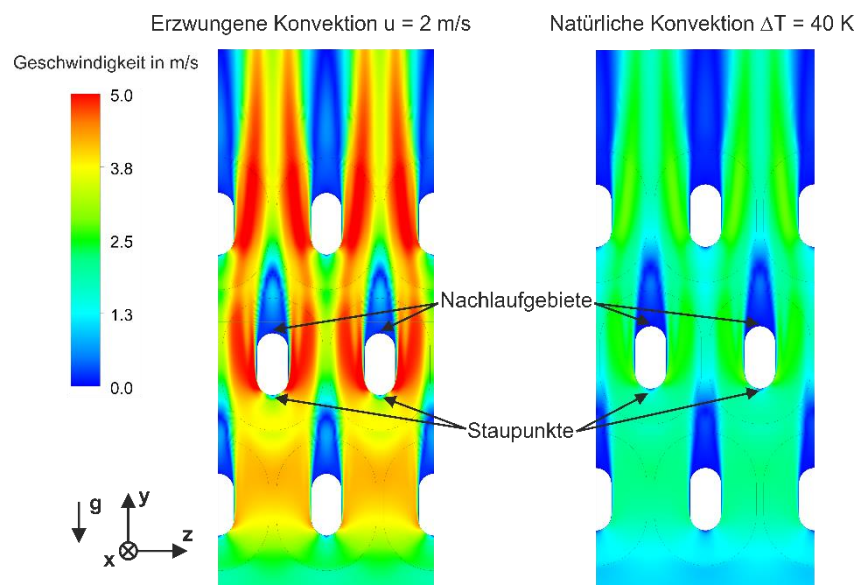


Abbildung 74: Vergleich des Strömungsfeldes für erzwungene und natürliche Konvektion um einen dreireihigen Wärmeübertrager.

Das Strömungsfeld zwischen den Rohrrippen ist für erzwungene und natürliche Konvektion in der Abbildung 75 für die zweite Rohrreihe dargestellt. Auch hier sind charakteristische Strömungsphänomene bei beiden Konvektionsarten zu erkennen. Dazu zählen die Grenzschichtentwicklung entlang der Rippenoberfläche, Gebiete niedriger Geschwindigkeit an der Verbindungsstelle zwischen Rohr und Rippe sowie die Ausbildung von Hufeisenwirbeln. Weiterhin ist zu beobachten, dass die Grenzschichten bei natürlicher Konvektion stärker ausgeprägt sind. Bei erzwungener Konvektion sind hingegen Hufeisenwirbel stärker ausgeprägt.

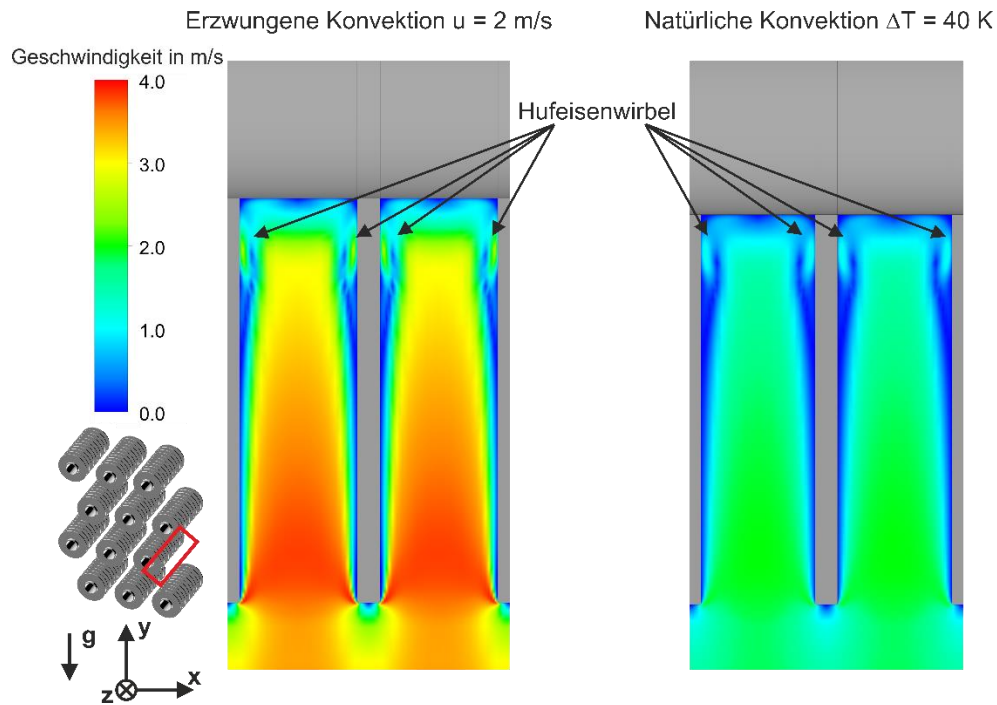


Abbildung 75: Vergleich des Strömungsfeldes zwischen den Rippen der zweiten Rohrreihe eines dreireihigen Wärmeübertragers für erzwungene und natürliche Konvektion.

In Abbildung 76 ist das Temperaturfeld im Wärmeübertrager dargestellt. Gegenüber erzwungener Konvektion kommt es bei natürlicher Konvektion zu einer homogenen Temperaturverteilung, was ein höheres mittleres Temperaturniveau nach sich zieht. In beiden Fälle entstehen thermische Nachlaufgebiete stromabwärts der Rohre, kältere Zonen zwischen den Rohren und niedrigere Rippentemperaturen stromaufwärts.

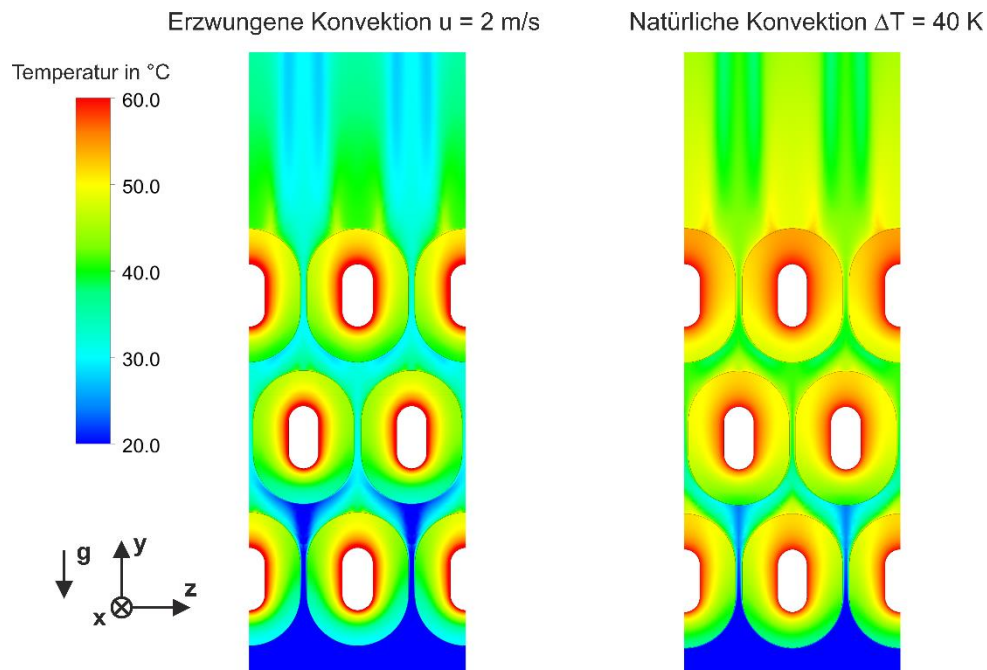


Abbildung 76: Vergleich des Temperaturfeldes für erzwungene und natürliche Konvektion um einen dreireihigen Wärmeübertrager.

Abgesehen von kleineren Differenzen sind die Temperatur- und Strömungsfelder bei beiden Konvektionsarten ähnlich. Dies kann mit dem erhöhten Auftrieb durch die Kaminstruktur begründet werden.

5.4 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Kapitel wurden Rohrbündelwärmeübertrager für erzwungene und natürliche Konvektion charakterisiert. Zwangsüberströmte Rippenrohrbündelkonfigurationen sind Untersuchungsgegenstand von vielen wissenschaftlichen Studien, weshalb die Bestimmung der optimalen Geometrieparameter möglich ist. Wissenschaftliche Studien zur Naturkonvektion sind jedoch im Wesentlichen auf Einzelrohre beschränkt. Erstmals wurde eine numerische Analyse von Rohrbündelwärmeübertrager unter auftriebsinduzierter Strömung durchgeführt. Dafür wurde der kommerziellen Code ANSYS CFX 19.0 verwendet und ein Kamin oberhalb des Wärmeübertragers modelliert. Die Kaminwirkung erzeugt bei der natürlichen Konvektion ein Strömungs- sowie ein Temperaturfeld, welche starke Ähnlichkeiten zur erzwungene Konvektion aufweist. Folgende Schlussfolgerung zum Einfluss der Rippenparameter lassen sich treffen: Eine Zunahme der Rippenhöhe bis ungefähr 17 mm führt zu einer Erhöhung der thermischen Leistung. Ab diesem Wert verändert sich die Wärmeübertragung nur noch geringfügig. Der Rippenabstand hat einen wesentlichen Einfluss auf die Grenzschichtentwicklung zwischen den Rippen, weshalb ein minimaler Abstand von 3 mm vorgesehen wird. Mit zunehmender Rippendicke erhöhen sich die Wärmleitung innerhalb der Rohrrippe sowie der erforderliche Platzbedarf der Rippe entlang des Rohres. Als Optimum wird eine Rippendicke von ungefähr $1,5\text{ mm}$ identifiziert.

Weiterhin wurden die Rohrbündelparameter numerisch modelliert und der Einfluss auf die thermische Leistungsfähigkeit analysiert. Aufgrund der stärkeren Strömungsdurchmischung erreicht die fluchtende Anordnung gegenüber der versetzten Rohranordnung eine deutlich höhere Wärmeübertragungsleistung. Weiterhin wurde die Rohrform für beide Anordnungen studiert. Für fluchtende Anordnung sind kreisrunde Rohre und für die versetzte Anordnung ovale Rohre mit einem Achsenverhältnis von $1:2,1$ besonders vorteilhaft. Versetzte Rohrbündel mit ovalen Rohren weisen eine vorteilhaftere Wärmeübertragungsleistung auf und werden daher für die Analyse des longitudinalen- und transversalen Rohrabstandes verwendet. Ein möglichst geringer longitudinaler Abstand von 63 mm und ein transversaler Abstand von 65 mm resultieren in einer kompakten Bauweise und sind daher zu empfehlen. Weiterhin erfolgte die Modellierung von unterschiedlichen Rippenrohrreihen. Da die Lufttemperatur nach der Überströmung jeder Rohrreihe steigt, reduziert sich die Temperaturdifferenz mit jeder zusätzlichen Rohrreihe. Allerdings wird bei einer einzelnen Rohrreihe die Luft nicht stark genug erwärmt, um einen ausreichenden Auftrieb zu induzieren. Daher wird die optimale Rohrreihenanzahl zwischen zwei und drei festgelegt. In der Sensitivitätsanalyse sind der Rippenabstand, die Rippendicke sowie der transversale Rohrabstand als besonders relevant für die Veränderung von Nu und die Rohrreihenanzahl, der longitudinale und transversale Rohrabstand sowie der Rippenabstand sind als besonders relevant für die Veränderung von q_{vol} zu bewerten.

Abschließend wurde die optimale Wärmeübertragerstruktur ebenfalls für aufgezogene Strömungen numerisch simuliert. Ein Vergleich der beiden Konvektionsarten veranschaulicht, dass ähnliche Strömungsphänomene, wie beispielsweise Staupunkte am Rohr, Nachlaufgebiete stromabwärts des Rohres und Beschleunigungsbereich zwischen den Rohrrippen, mit unterschiedlicher Intensität auftreten.

6 Charakterisierung anwendungsrelevanter Rohrbündelwärmeübertrager

Teile dieses Kapitels wurden in folgenden wissenschaftlichen Beiträgen veröffentlicht:

Unger, S.; Beyer, M.; Pietruske, H.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „ Air-side heat transfer and flow characteristics of additively manufactured finned tubes in staggered arrangement“. International Journal of Thermal Sciences. Eingereicht.

Unger, S.; Beyer, M.; Pietruske, H.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „Natural convection heat transfer performance of additively manufactured tube bundle heat exchangers with novel fin design“. Journal of Heat and Mass Transfer. Eingereicht.

Alle bisher in der Literatur unter erzwungener Konvektion untersuchten Rippenrohrbündeldesigns konnten keine Verbesserung des Verhältnisses von Wärmeübertragung zu Strömungsdruckverlust im Vergleich zu konventionellen glatten Rippenrohren erreichen. Dies soll durch neuartige Rohrbündelwärmeübertrager erreicht werden. Es wird erwartet, dass die neuartigen Designs auch unter Naturkonvektion höhere thermische Leistungen erreichen. Die im vorherigen Kapitel bestimmten Parameter wurden genutzt, um konventionelle und neuartige Rohrbündelwärmeübertrager zu konstruieren. Diese wurden anschließend für erzwungene und natürliche Konvektion experimentell untersucht. Das Vorgehen ist hierbei analog zu Kapitel 3 und 4. Für die Experimente bei natürlicher Konvektion fungierte der Strömungskanal als Kamin. Das konventionelle Wärmeübertragerdesign wird für jede Konvektionsart anhand von Literaturdaten validiert. Anschließend werden der Einfluss der neuartigen Wärmeübertragerdesigns auf das thermische und fluiddynamische Leistungsverhalten charakterisiert sowie die Wärmeübertragung empirisch beschrieben.

6.1 Rohrbündelwärmeübertrager unter erzwungener Konvektion

6.1.1 Beschreibung der neuartige Rohrbündelwärmeübertrager

Die gemäß Kapitel 5 optimierten Rippenrohrbündel mit konventionellen kreisrunden Flachrippen (CPF), mit integrierten Stiftrippen (CIPF) und mit geschlitzten integrierten Stiftrippen (SIPF) wurden experimentell in zwei- und dreireihiger Konfiguration untersucht. Zur Auswertung werden analog zu Kapitel 4 Wärmeübertragung und Druckverlust betrachtet und anschließend eine thermofluiddynamische Leistungsanalyse durchgeführt.

6.1.1.1 Wärmeübertragung und Druckverlust

In Abbildung 77 ist Nu in Abhängigkeit von Re für Wärmeübertrager in zwei und dreireihiger Ausführung mit unterschiedlichen Rippendesigns dargestellt. Für alle Rippendesigns und Re ist Nu in der zweireihigen Ausführung größer als bei der dreireihigen Ausführung. Wie bereits in den Experimenten mit Einzelrippenrohren gezeigt wird, erreichen die neuartigen Designs aufgrund von Turbulenzsteigerung und besserer Wärmeleitung eine wesentlich höhere Wärmeabgabe. Nu der CIPF und SIPF liegen im Durchschnitt für zwei Rohrreihen um 24,3 % und 49,2 % und für drei Rohrreihen um 30,3 % und 49,3 % höher als bei der CPF. Eine derartig große Verbesserung des konvektiven Wärmeüberganges konnte bisher in keiner Literaturquelle gefunden werden.

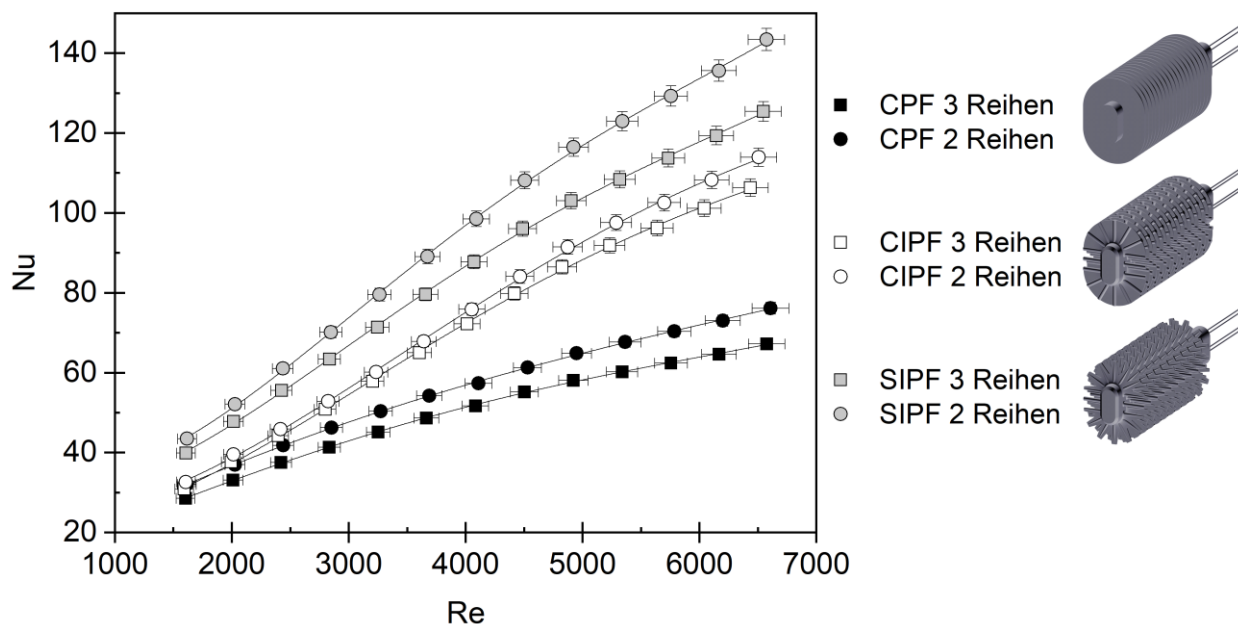


Abbildung 77: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

Nu kann für jede Rohrreihe und jedes Rippendesign individuell berechnet werden. In Abbildung 78 ist exemplarisch Nu in Abhängigkeit von Re der dreireihige Konfiguration für die untersuchten Rippendesigns dargestellt. Nu der ersten beiden Reihen unterscheidet sich nur wenig von denen der zweireihigen Konfiguration des gleichen Rippendesigns. Der Unterschied zwischen den einzelnen Rohrreihen ist für die SIPF am größten und für die CIPF am geringsten.

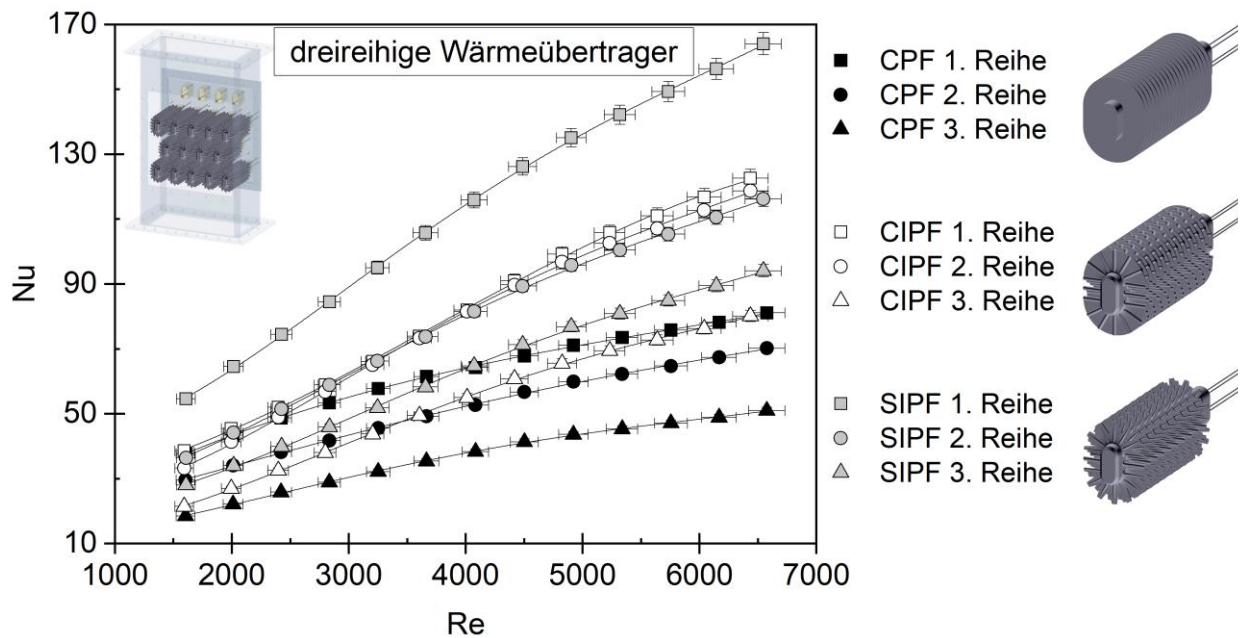


Abbildung 78: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei dreireihigen Wärmeübertragern für jede Rohrreihe für unterschiedliche Rippendesigns.

ξ ist in Abbildung 79 in Abhängigkeit von Re für beide Rohrreihenanzahlen und die untersuchten Rippendesigns dargestellt. Die Verläufe von ξ der neuartigen Rippendesigns unterscheiden sich stark von denen der konventionellen Designs. Für den konventionellen Wärmeübertrager reduziert sich ξ mit zunehmender Re , da die Grenzschichten dünner werden. Somit wird die Strömung weniger behindert und der relative Druckverlust ist niedriger. Bei der CIPF und der SIPF wird die Grenzschichtentwicklung durch die integrierten Stifte unterbrochen und ein Anwachsen wird verhindert. Dies hat zur Folge, dass die Turbulenz entlang der Rippe mit steigender Re zunimmt und bei hohen Re sinkt ξ kaum. Eine weitere interessante Beobachtung ist, dass der dimensionslose Druckverlust bei der CPF für zwei Rohrreihen höher liegt als für drei Rohrreihen. Bei den neuartigen Rippendesigns ist dieser Zusammenhang zwischen Rohrreihenanzahl und Druckverlust umgekehrt. Eine mögliche Ursache ist die ausgeprägtere Führung der Strömung durch die glatten Rippen der CPF. Folglich weist die Hauptströmung wenige laterale Geschwindigkeitskomponenten stromabwärts der zweiten Rohrreihe auf und die Rohrrippen der dritten Rohrreihe werden nahezu parallel angeströmt, wodurch der Strömungsdruckverlust gering ist. Bei den neuartigen Designs sind formbedingt die lateralen Geschwindigkeitskomponenten ausgeprägter und die dritte Rohrreihe hat einen größeren Anteil am Druckverlust.

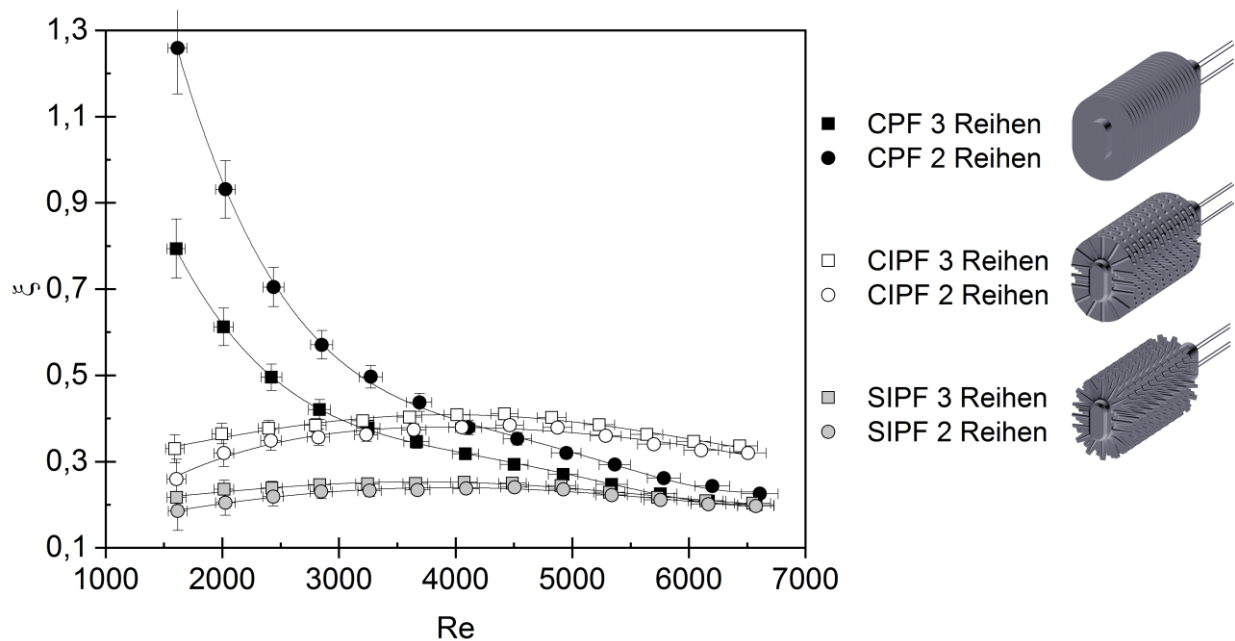


Abbildung 79: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

6.1.1.2 Thermofluiddynamische Leistungsanalyse

Das oberflächenbezogene Leistungsbewertungskriterium ist in Abhängigkeit von Re in der Abbildung 80 für Wärmeübertrager in zwei- und dreireihiger Ausführung für unterschiedliche Rippendesigns dargestellt. Für alle Geometrien ist P_{ec} für die zweireihigen Wärmeübertrager, aufgrund der besseren Wärmeübertragung, höher als für die dreireihige Rohrbündel. Das Leistungsverhalten der neuartigen Designs ist im Vergleich zu konventionellen Rohrrippen höher. Die SIPF erreicht die höchsten P_{ec} -Werte in der zweireihigen Konfiguration aufgrund des moderaten Druckverlustes und der geringeren Oberfläche. Dieses Verhalten wurde bereits bei den Einzelrohruntersuchungen beobachtet, da auch hier die Verbesserung des konvektiven Wärmeüberganges aufgrund der integrierten Stifte und Schlitzte eine stärkere Auswirkung auf P_{ec} zeigt als die Zunahme des Druckverlustes.

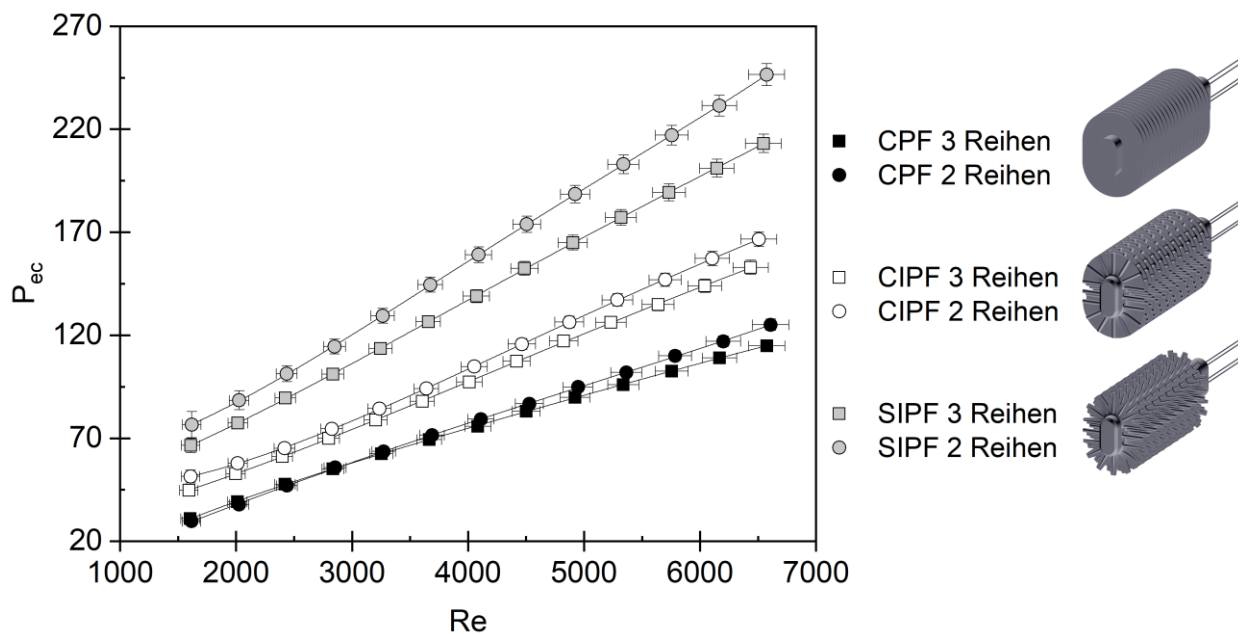


Abbildung 80: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

q_{vol} ist in Abhängigkeit von Re in Abbildung 81 für die untersuchten Wärmeübertrager aufgeführt. Es wird deutlich, dass die Variante mit zwei Rohrreihen bei CPF und SIPF höhere q_{vol} erreicht, da der konvektive Wärmeübergang höher ist und weniger Volumen benötigt wird. Bei der CIPF sind die Unterschiede von q_{vol} zwischen zwei und drei Rohrreihen gering. Weiterhin steigt die Lufttemperatur stromabwärts innerhalb des Rohrbündels und somit ist die Temperaturdifferenz für die dritte Rohrreihe am geringsten, weshalb diese die geringste Leistung hat. Die neuartigen Rippendesigns erreichen höhere q_{vol} -Werte, die bei der CIPF für die zweireihige und dreireihige Ausführung durchschnittlich um 22,4 % und 27,8 % höher sind als bei der CPF. Die Werte für die SIPF sind aufgrund der geringeren wärmeübertragenden Oberfläche für das gleiche Wärmeübertragervolumen geringer als bei der CIPF.

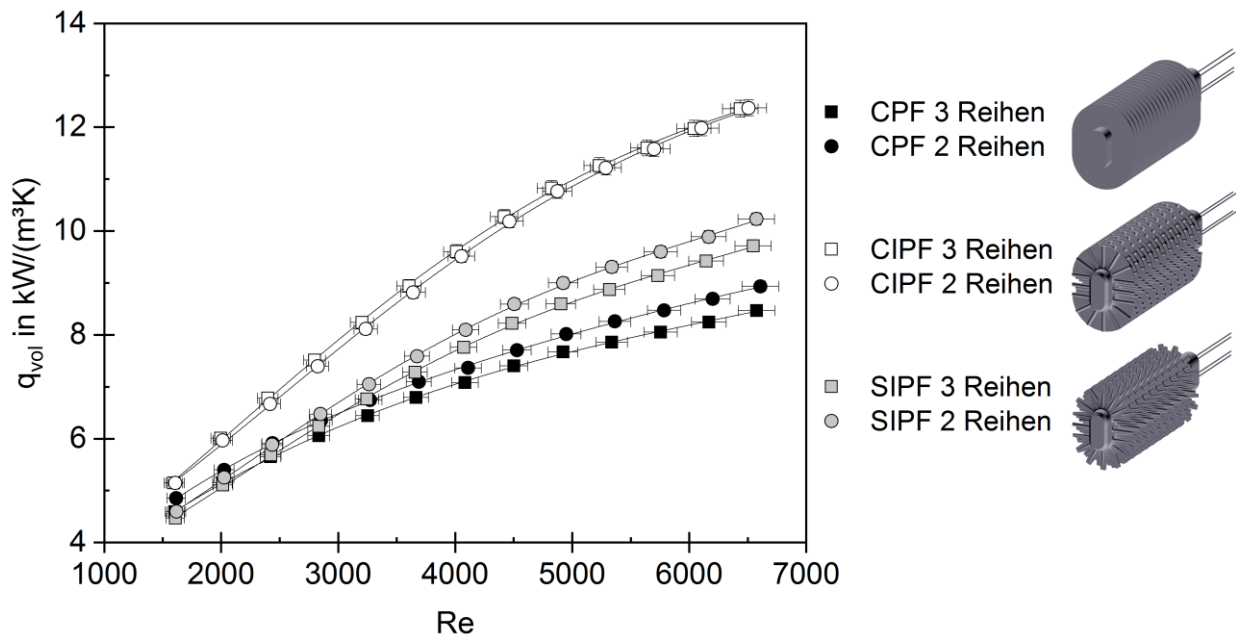


Abbildung 81: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

Schließlich wird G_{pc} in Abhängigkeit von Re für die untersuchten Wärmeübertragerdesigns aus den Messdaten berechnet in Abbildung 82 dargestellt. Für niedrige Re erreichen die neuartigen Rippendesigns eine höhere G_{pc} , ab ungefähr $Re = 3650$ liegen die Werte der CPF höher als die der CIPF und ab ungefähr $Re = 4950$ liegen die Werte der CPF höher als die der SIPF. Ursache dafür ist der Druckverlust, welcher bei der CPF bei hohen Re niedriger als bei den neuartigen Designs ist. Weiterhin erreicht die CPF in dreireihiger Konfiguration ein höheres G_{pc} als die zweireihige Konfiguration. Bei den neuartigen Designs ist dies umgekehrt und die zweireihige Konfiguration erreicht ein höheres G_{pc} .

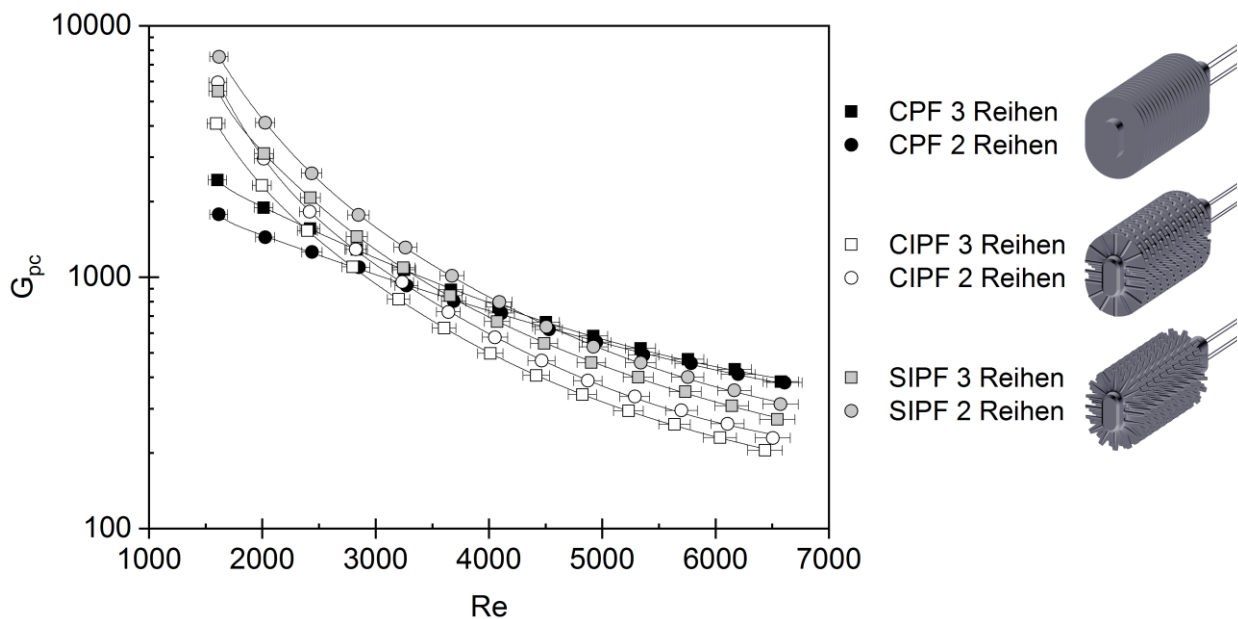


Abbildung 82: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynoldszahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

Bei Rohrbündelwärmeübertragern beeinflussen die Oberfläche und das Volumen die Kosten für Material und Fertigung. Die CIPF hat eine um 3,3 % größere Oberfläche sowie ein um 39,8 % größeres Volumen und die SIPF hat eine um 30,7 % kleinere Oberfläche sowie ein um 6,9 % kleineres Volumen als die CPF. Daher können mit der SIPF leichtere Wärmeübertrager mit einem geringeren Materialverbrauch gefertigt werden.

Aus der thermofluidynamischen Analyse wird deutlich, dass die neuartigen Wärmeübertragerrohrdesigns ein wesentlich höheres Leistungsverhalten erreichen können. Weiterhin wird die Kompaktheit der Wärmeübertrager deutlich gesteigert. Da G_{pc} stark von der Anströmgeschwindigkeit abhängt, muss der Einsatz anwendungsspezifisch entschieden werden.

6.1.1.3 Empirische Wärmeübergangskorrelation für Rohrbündel mit neuartigen Rippendesigns

Um die Implementierung der neuartigen, additiv gefertigten Wärmeübertragerdesigns in industrielle Anwendungen zu ermöglichen, wurde eine Wärmeübergangskorrelation entwickelt. Diese beschreibt das Verhältnis von Nu zu Re und Pr und berücksichtigt die Rohrreihenzahl sowie das Wärmeübertragerdesign über entsprechende Faktoren.

$$Nu = K_1 \cdot Re^{K_2} \cdot Pr^{0,33} \cdot K_3 \cdot N. \tag{56}$$

Geltungsbereich: $N = 2, 3, 1.600 \leq Re \leq 6.600$.

In Tabelle 14 sind die Konstanten zur Beschreibung des Designs gegeben. K_3 beträgt 0,5 für zweireihige und 0,302 für dreireihige Wärmeübertrager für alle Wärmeübertragerdesigns.

Tabelle 14 Konstanten der Gleichung 56 in Abhängigkeit vom Rippendesign.

	CPF	CIPF	SIPF
K_1	0,346	0,029	0,065
K_2	0,639	0,974	0,907

Ein Vergleich der Messdaten mit den Vorhersagen der empirischen Korrelation ist der Abbildung 83 zu entnehmen. Die Korrelation bildet die experimentellen Daten mit zufriedenstellender Genauigkeit ab. Die maximale und durchschnittliche Abweichung betragen jeweils $\pm 8,7\%$ und $\pm 2,8\%$ und das Bestimmtheitsmaß liegt bei $R^2 = 0,9931$.

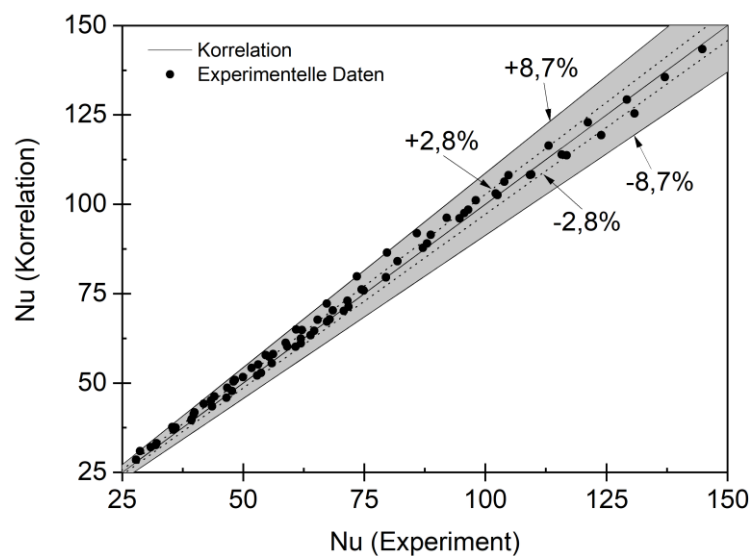


Abbildung 83: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Rohrbündelwärmeübertragern mit unterschiedlichen Rippendesign und Rohrreihen.

6.1.2 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten

Da sich die empirischen Beschreibungen für Rohrbündel von Einzelrohren unterscheiden, erfolgt ebenfalls ein Gegenüberstellungen der experimentellen Ergebnisse des konventionellen Designs CPF mit Korrelation aus der Literatur. In der Abbildung 84 sind die gemessenen Werte von Nu sowie die durch die empirischen Beschreibungen vorhergesagten Nu bei gleicher Re dargestellt.

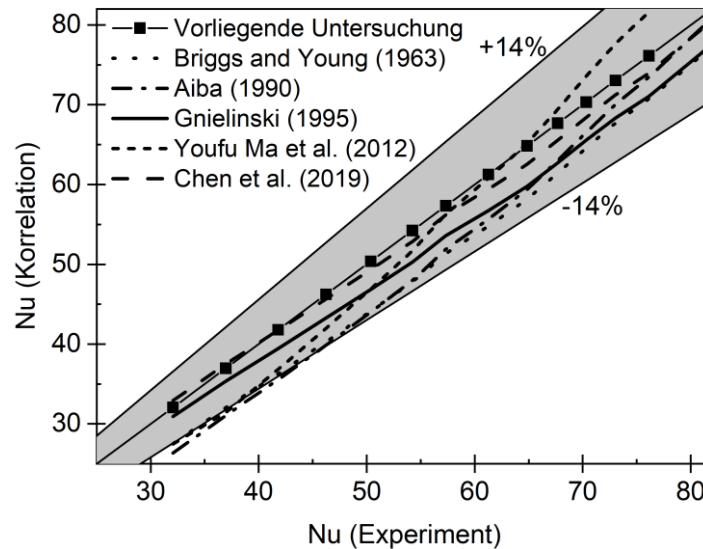


Abbildung 84: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für erzwungene Konvektion von Rippenrohrbündeln mit Daten aus der Literatur.

Die Übereinstimmung der experimentell ermittelten Werte mit den Korrelationen aus der Literatur liegt innerhalb eines 14%-Fehlerbandes. Besonders hohe Übereinstimmung der Messwerte wird für die Korrelation von Gnielinski (1995) und dem Artikel von Chen et al. (2019) festgestellt. Abgesehen vom niedrigsten Nu -Wert in der Korrelation von Aiba (1990), liegen alle Korrelationen innerhalb einer Abweichung von $\pm 14\%$.

6.2 Rohrbündelwärmeübertrager unter natürlicher Konvektion

6.2.1 Beschreibung der neuartiger Rohrbündelwärmeübertrager

Die für die in Abbildung 17 dargestellten Wärmeübertragerdesigns wurden unter natürlicher Konvektion experimentell in zweireihiger und dreireihiger Konfiguration studiert. Hierbei wurde der Strömungskanal zum Kamin umgebaut. In passiven Kühlsystemen haben Lufterkühler einen wesentlichen Einfluss auf die Systemleistung, da der luftseitige Wärmeübergang den höchsten thermischen Widerstand im System repräsentiert. Eine Verbesserung dieses Wärmeübergangs durch neuartige Rippenrohrbündeldesigns kann die Systemleistung wesentlich erhöhen.

6.2.1.1 Wärmeübertragung

Nu ist in Abhängigkeit von Ra in Abbildung 85 für die unterschiedlichen Rohrbündelwärmeübertrager in zwei- und dreireihiger Ausführung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmenden Ra die Wärmeübertragung aufgrund des erhöhten Auftriebes zunimmt. Nu ist bei zweireihigen Wärmeübertragern höher als bei der dreireihigen Ausführung. Dies ist in Übereinstimmung mit den Resultaten von Kuntysh und Samorodov (2010) und wird ebenfalls bei der numerischer Charakterisierung in Kapitel 5 festgestellt. Ursache dafür sind niedrigere Temperaturdifferenz und der zusätzliche Strömungswiderstand der dritten Rohrreihe. Die neuartige Rohrbündelwärmeübertrager mit SIPF erreichen höhere Nu und Rohrbündelwärmeübertrager mit CIPF haben niedrigere Nu im Vergleich zur CPF. Ursache dafür ist die bessere Strömungsdurchmischung bei gleichzeitig niedrigem Strömungswiderstand der SIPF, was in 19,0 % und 10,6 % höheren Nu -Werten für dreireihige und zweireihige Wärmeübertrager resultiert.

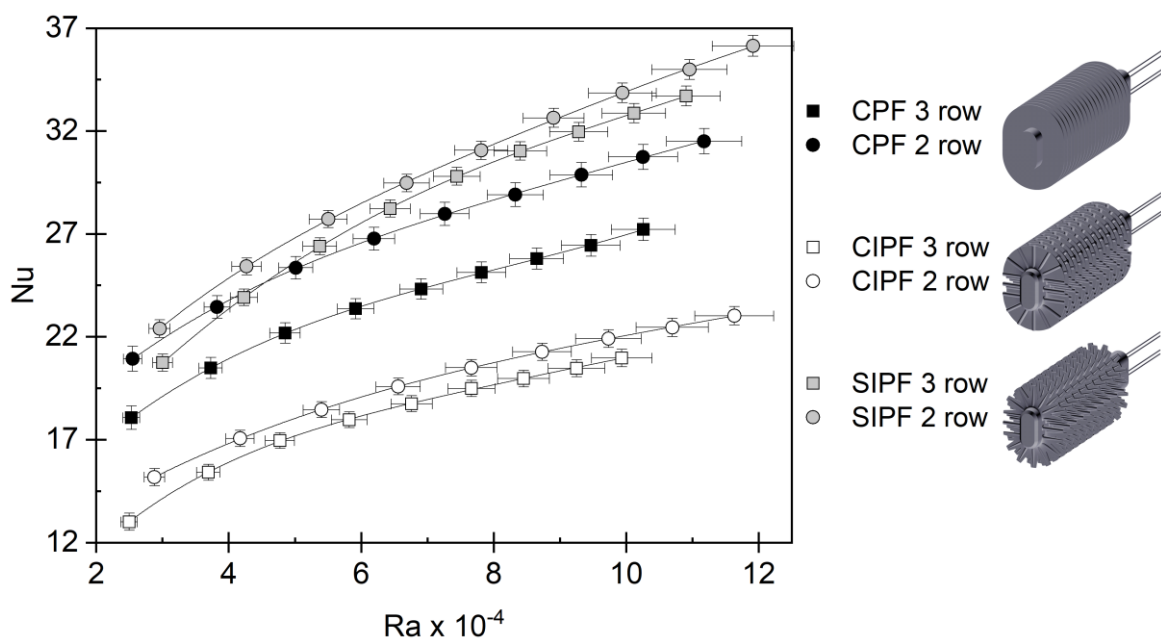


Abbildung 85: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

Für die dreireihigen Rohrbündelwärmeübertrager wurden Nu jeder einzelnen Rohrreihe für alle drei Rippenrohrdesigns individuell ausgewertet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 86 in Abhängigkeit von Ra dargestellt. Im Gegensatz zu CPF und CIPF ist bei der SIPF der Unterschied zwischen der ersten und zweiten Rohrreihe gegenüber den anderen Designs gering. Als Ursache wird die verbesserte Durchströmung aufgrund der Rippenausparungen angenommen.

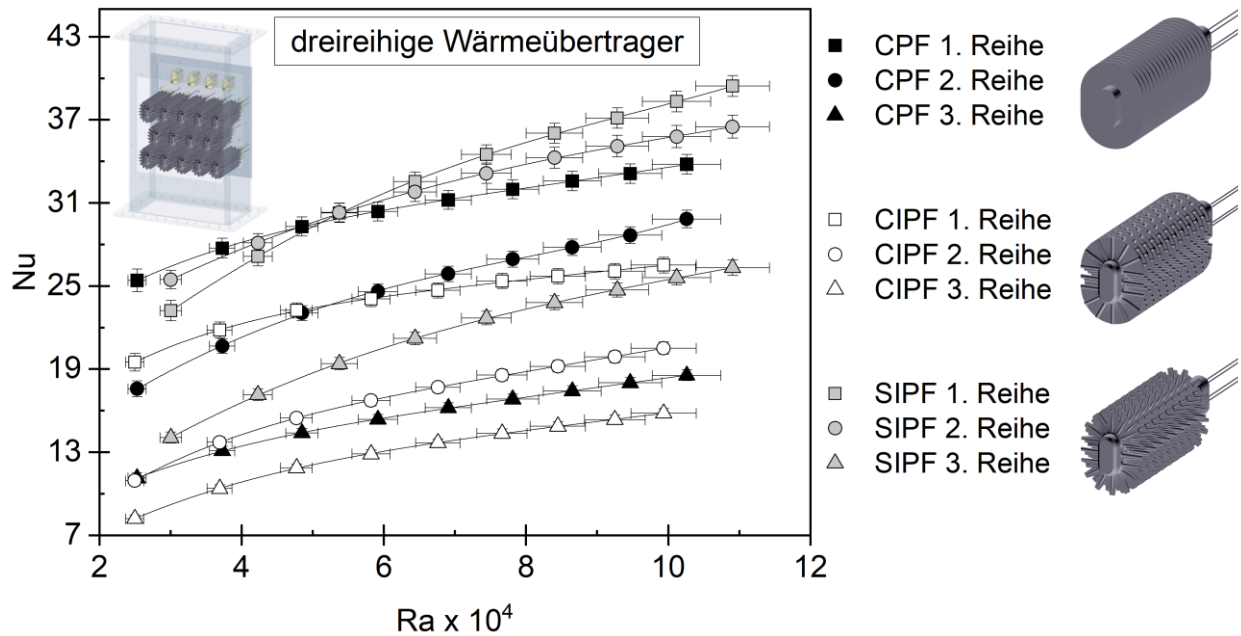


Abbildung 86: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl bei dreireihigen Wärmeübertragern für jede Rohrreihe und unterschiedlichen Rippendesigns.

In Abbildung 87 ist der Einfluss des Rippendesigns auf q_{vol} für zweireihige und dreireihige Konfigurationen in Abhängigkeit von Ra dargestellt. Analog zu Nu in Kapitel 6.2.1.1 steigt q_{vol} mit zunehmender Ra für alle Konfigurationen. Der höchste konvektive Wärmeübergang wird bei der SIFP gemessen, was in hohen Werte von q_{vol} resultiert, während bei der CIPF der Wärmestrom und damit q_{vol} geringer ist. Im Ergebnis liegt q_{vol} bei der SIFP für die dreireihige und zweireihige Ausführung durchschnittlich um 11,2 % und 4,0 % höher als bei der CPF.

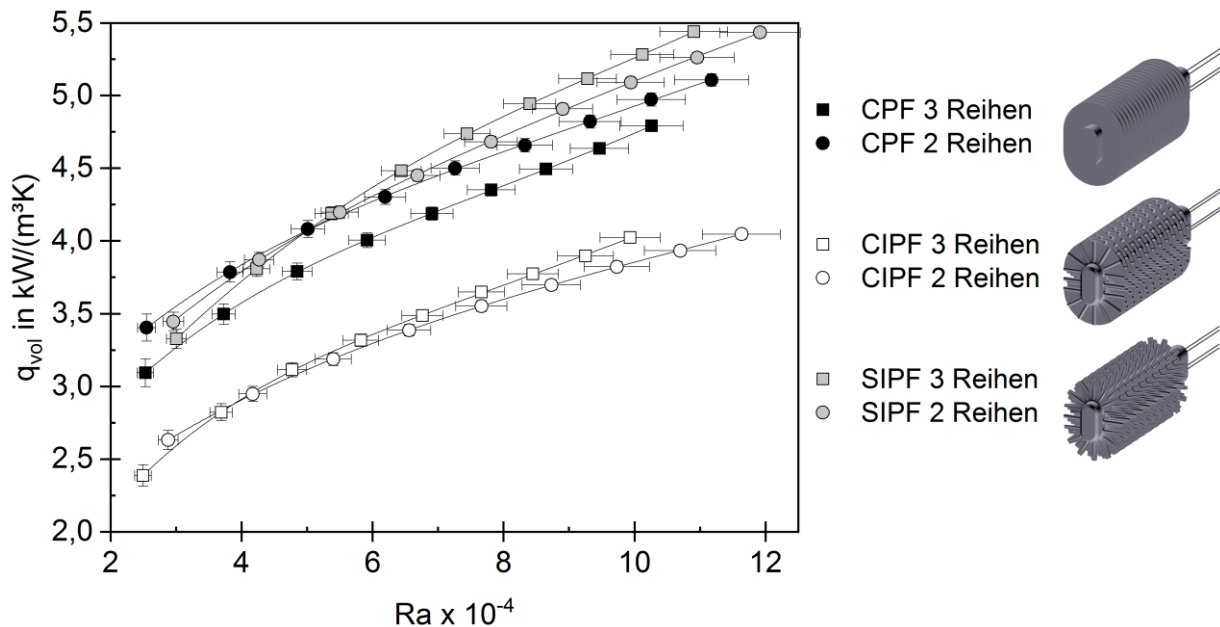


Abbildung 87: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.

Für die aktuellen Untersuchungen unter Naturkonvektion zeigt die CIPF kein vorteilhaftes thermisches Leistungsverhalten. Allerdings könnte sich dies bei größeren Kaminhöhen ändern, da der Auftrieb und somit die Anströmgeschwindigkeit stärker ausgeprägt sind. Für die Wärmeübertragung unter natürlicher Konvektion kann daher nur die SIFP empfohlen werden.

6.2.1.2 Empirische Wärmeübergangskorrelation für Rohrbündel mit neuartigen Rippendesigns

Um auch die Verwendung der neuartigen, additiv gefertigten Rohrbündelwärmeübertrager unter Naturkonvektion zu erleichtern, wurde eine empirische Korrelation für den Wärmeübergang entwickelt. Hierbei wird die Abhängigkeit von Nu von Ra , Pr , der Rohrreihenzahl und dem Rippenrohrdesign abgebildet:

$$Nu = K_1 \cdot Ra^{K_2} \cdot Pr^{0,33} \cdot K_3 \cdot N. \quad (57)$$

Geltungsbereich: $N = 2,3$, $25.000 \leq Ra \leq 120.000$.

Die Konstante zur Beschreibung der Rohrreihenzahl K_3 beträgt 0,5 für zweireihige und 0,317 für dreireihige Konfigurationen. Die Konstanten zur Beschreibung der neuartigen Rippendesigns sind in Tabelle 15 gegeben.

Tabelle 15 Konstanten der Gleichung 57 in Abhängigkeit vom Rippendesign.

	CPF	CIPF	SIPF
K_1	1,136	0,775	0,748
K_2	0,293	0,301	0,343

Die vorhergesagten Nu der Gleichung 57 sind im Vergleich mit den Messdaten in Abbildung 88 aufgeführt. Die experimentellen Daten werden mit einer zufriedenstellenden Genauigkeit wiedergegeben. Die maximale sowie durchschnittliche Abweichung beträgt jeweils $\pm 6,3\%$ und $\pm 2,0\%$ und das Bestimmtheitsmaß beträgt $R^2 = 0,9873$.

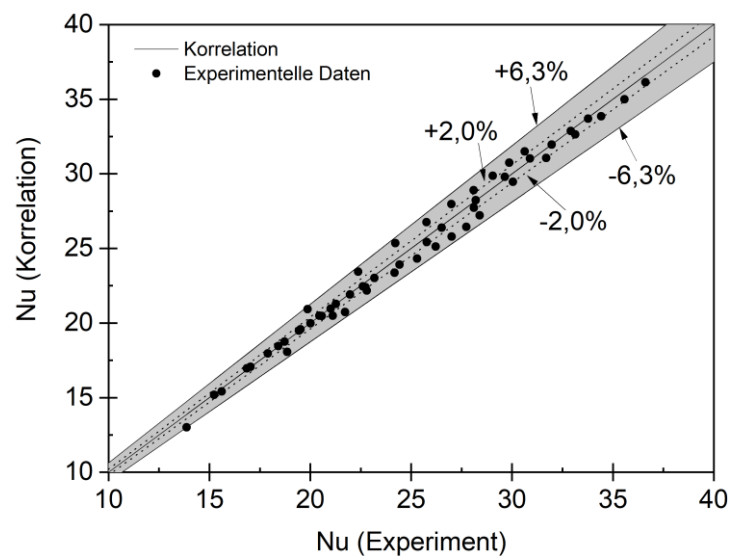


Abbildung 88: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Rohrbündelwärmeübertragern mit unterschiedlichen Rippendesign und Rohrreihen.

6.2.2 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Literaturdaten und Simulationsergebnissen

In der Abbildung 89 sind die experimentellen Ergebnisse der Rohrbündelversuche unter Naturkonvektion für das konventionelle Design mit den Resultaten der numerischen Simulation sowie der Korrelation von Farhadi, Davani und Ardalan (2005) verglichen. Die Messwerte von Nu zeigen eine Abweichung zwischen den empirischen Beschreibungen und den numerischen Ergebnissen von maximal $\pm 13\%$. Hierbei überschätzt die Korrelation von Farhadi u. a. die Messergebnisse bei höheren Re und die Ergebnisse der CFD-Simulation unterschätzen die Experimente.

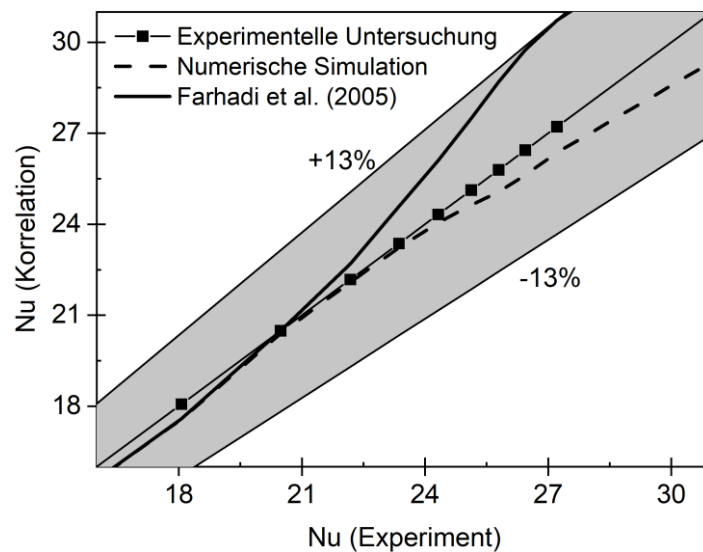


Abbildung 89: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für natürliche Konvektion von Rippenrohrbündeln mit Daten aus der Literatur und den numerischen Simulationsergebnissen.

6.3 Zusammenfassung und Fazit

Die numerisch charakterisierten Rohrbündelwärmeübertrager wurden für eine an den industriellen Maßstab angelehnte Dimension gefertigt, für erzwungene und natürliche Konvektion untersucht und durch Korrelationen beschrieben. Weiterhin wurden diese Wärmeübertrager mit den gleichen Dimensionen aber neuartigen Rippendesigns (CIPF und SIPF) additiv generiert und ebenfalls experimentell studiert. Aus dem Vergleich der neuartigen Wärmeübertragdesigns mit dem konventionellen Design wird deutlich, dass die SIPF eine um ungefähr 49 % höhere Nu für zweireihige und dreireihige Wärmeübertrager bei erzwungener Konvektion erreicht. Zusätzlich wurde Nu der einzelnen Rohrreihen analysiert. Der dimensionslose Druckverlust in Form von ξ zeigt eine deutliche Abhängigkeit vom gewählten Design. Im Bereich niedriger Re ist der ξ der CPF am höchsten und nimmt mit zunehmender Re stark ab und ist bei den höchsten Re ungefähr in der gleichen Größenordnung wie bei der SIPF. Für den untersuchten Re -Bereich liegen die ξ -Werte der CIPF höher als bei der SIPF. P_{ec} der Rohrbündelwärmeübertrager mit neuartigem Design erreicht deutlich höhere Werte im Vergleich zum konventionellen Design. Ein um bis zu 69,9 % und 60,7 % höheres Leistungsverhalten für zwei- und dreireihige Konfiguration können durch die SIPF gegenüber der CPF erreicht werden. Auch bei der

volumenbezogenen Wärmeleistung sind die Kennwerte der additiv gefertigten Geometrien größer als für das konventionelle Rohrbündel. q_{vol} der CIPF ist für zwei- und dreireihigen Wärmeübertrager um 22,4 % und 27,8 % größer als bei der CPF. Aus der Analyse von G_{pc} kann keine eindeutige Schlussfolgerung abgeleitet werden. Bei niedrigen Re sind die G_{pc} -Werte der neuartigen Designs höher und bei sehr hohen Re ist das konventionelle Design vorteilhafter. Empirische Wärmeübergangskorrelationen wurden entwickelt, welche die experimentellen Ergebnisse für die neuartigen Designs vorhersagen und eine Übertragung dieser Designs auf industrielle Anwendungen ermöglichen. Damit können Rippenrohrbündel designs entwickelt werden, welche ein höheres Verhältnis von Wärmeübertragung zu Strömungsdruckverlust im Vergleich zu konventionellen glatten Rippenrohren aufweisen.

Die Versuche unter Naturkonvektion wurden in einem ca. 6,5 m langen Kamin durchgeführt. Die Konfiguration mit den SIPF erreicht im Vergleich zum konventionellen Design im Durchschnitt 19,0 % und 10,6 % höhere Nu für die dreireihigen und zweireihigen Wärmeübertrager. Dieser erhöhte konvektive Wärmeübergang führt dazu, dass q_{vol} der SIPF gegenüber der CPF für die dreireihige und zweireihige Ausführung durchschnittlich um jeweils 11,2 % und 4,0 % höher liegt. Die Werte von Nu und q_{vol} der CIPF sind für alle Ra geringer als beim konventionellen Design. Für größere Kaminhöhen wäre eine erhöhte Konvektion durch den stärkeren Auftrieb und damit ein günstigeres Wärmeübertragungsverhalten bei der CIPF denkbar. Eine neue empirische Korrelation zur Beschreibung des Wärmeübertragungsverhaltens wird vorgeschlagen. Die Ergebnisse der wenigen existierenden Studien zur Wärmeübertragung von berippten Rippenrohrbündeln wurden zusammen mit den numerischen Simulationsergebnissen und den experimentellen Ergebnissen verglichen. Eine gute Übereinstimmung in einem weiten Bereich von Ra wurde identifiziert. Somit wurden erstmalig neuartige Wärmeübertrager designs untersucht, welche unter Naturkonvektion die thermische Leistung verbessern. Besonders bei Anwendungen, wie passiven Kühlsystemen, können derartige Wärmeübertrager zu einer erhöhten Systemleistung beitragen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden die Wärmeübertragungs- und Strömungscharakteristik von berippten Einzelrohren und Rohrbündeln mit neuartigem Rippendesign untersucht. Diese kommen typischerweise zur Kühlung von Fluiden im Chemieanlagenbau und in der Kraftwerkstechnik zum Einsatz. Hierbei trägt der luftseitige thermische Widerstand zu 85 % zum thermischen Gesamtwiderstand bei, weshalb eine Optimierung des Rippenrohrdesigns besonders relevant ist. Aus der Recherche des Standes von Wissenschaft und Technik wird deutlich, dass der Einfluss des Neigungswinkels der Rohre auf die Thermofluiddynamik bislang kaum berücksichtigt wird, weder für natürliche noch für erzwungene Konvektion. Weiterhin wurden die Auswirkungen der Rohrneigung auf das Strömungs- und Temperaturfeld bislang nicht untersucht. Es existiert eine Vielzahl an Rippendesigns zur Erhöhung der strömungsseitigen Turbulenz, allerdings hat keines dieser Designs die Verbesserung der Wärmeleitung innerhalb der Rohrrippe zum Ziel. Zusätzlich wurden wissenschaftliche Lücken im Bereich der Rippenrohrbündel unter Naturkonvektion identifiziert. Besonders der Einfluss von Rippen- und Rohrparametern wird bislang nicht charakterisiert. Die vorhandene Literatur beschränkt sich auf die numerische und experimentelle Analyse von berippten Einzelrohren. Weiterhin existieren keine experimentellen Studien mit den benannten Rippendesigns als Rohrbündel, weder für erzwungene noch für natürliche Konvektion. Daher wurden experimentelle und numerische Studien mit folgenden Zielstellungen durchgeführt:

- Experimentelle Analyse des thermofluiddynamischen Verhaltens von geneigten Rippenrohren unter erzwungener und natürlicher Konvektion.
- Entwicklung, Fertigung und experimentelle Untersuchung von neuartigen Rippendesigns mit verbesserten Wärmeleitungsverhalten.
- Analyse des thermofluiddynamischen Verhaltens der neuartigen Designs unter Variation der Rohrneigung.
- Numerische Charakterisierung der konvektiven Wärmeübertragung von Rippenrohrbündeln unter Naturkonvektion für verschiedene Rippen- und Rohrbündelparameter.

- Experimentelle Untersuchung der neuartigen Rippendesigns unter erzwungener und natürlicher Konvektion im Rippenrohrbündel.

Die experimentellen Untersuchungen wurden in einem 6,5 m langen vertikalen Strömungskanal durchgeführt. Zur Homogenisierung der Strömung wurden Siebgleichrichter, Wabengleichrichter und eine ausreichende Einlaufänge vorgesehen. Die Rippentemperatur wurde von 20 Thermoelementen entlang der Rippenoberfläche erfasst. Daraus wurde mittels analytischen Näherungsverfahren der Rippenwirkungsgrad bestimmt. Die Heizleistung der elektrisch beheizten Rippenrohre wurde auf eine konstante Rohraußenwandtemperatur geregelt.

Der Einfluss der Neigung der Rohrachse gegenüber der Horizontalen erfolgte für unterschiedliche Rippenabstände und beide Konvektionsarten. Bei beiden Konvektionsarten steigt Nu mit dem Rippenabstand, während q_{vol} sinkt. Bei der erzwungenen Konvektion führt eine Zunahme des Neigungswinkels zur Erhöhung der Wärmeübertragungsleistung und einer dominierenden Zunahme des Strömungsdruckverlustes, wodurch das resultierende Leistungsverhalten mit dem Neigungswinkel abnimmt. Bei natürlicher Konvektion resultiert die Rohrneigung in einer Reduzierung des Auftriebs und somit einem geringer werdenden konvektiven Wärmeübergang. Für beide Konvektionsarten wurden Korrelationen entwickelt, welche Nu als Funktion des Rippenabstandes, von Re oder Ra und des Neigungswinkels beschreiben.

Zwei neuartige patentierte Rohrrippen wurden entwickelt, additiv gefertigt und experimentell analysiert. In der Rippenoberfläche integrierte Stifte erhöhen den wirksamen Querschnitt, wodurch die Wärmeleitung von der Rippenbasis zur Rippenspitze lokal verbessert wird und Turbulenzen entlang der Rippenoberfläche induziert werden. Die runde integrierte Stiftrippe (CIPF) und die geschlitzte integrierte Stiftrippe (SIPF) verursachen einen deutlich höheren Wärmeübergang und einen leicht höheren Druckverlust. P_{ec} der SIPF ist um 78,5 % und die Kompaktheit der CIPF um 24,3 % höher als bei der konventionellen glatten Rippe. Basierend auf den Experimentaldaten wurde eine Korrelation zur Beschreibung des Wärmeüberganges in Abhängigkeit vom Rippenabstand und vom Rippendesign entwickelt.

Die neuartigen Rippendesigns wurden ebenfalls für variierende Neigungswinkel untersucht. Im Gegensatz zu den konventionellen glatten Rippenrohren ist die Zunahme des Druckverlustes bei den neuartigen Rippendesigns weniger stark ausgeprägt. Das beste P_{ec} erreicht die SIPF bei einer Neigung von $\alpha = 20^\circ$ und die höchsten q_{vol} werden durch die CIPF bei $\alpha = 40^\circ$ erzielt. G_{pc} ist für die konventionelle glatte Rippe bei $\alpha = 40^\circ$ am niedrigsten und ab Neigungswinkeln $\alpha \geq 20^\circ$ ist die CIPF zu bevorzugen. Eine Korrelation zur Beschreibung des Wärmeüberganges in Abhängigkeit vom Rippenabstand, Neigungswinkel und vom Rippendesign wurde entwickelt.

Die Erfassung der thermischen Leistung auf der Rohrinneenseite kann bei luftgekühlten Kondensatoren aufgrund des Phasenwechsels unter Umständen schwierig sein. Daher wurde eine neue Messtechnik angewendet, welche das Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld luftseitig orts aufgelöst bestimmt. Eine ungleiche Verteilung der Temperatur im Nachlaufgebiet der geneigten Rippenrohre wurde identifiziert, wobei für die gleiche Rohrneigung der Einfluss auf das Geschwindigkeitsfeld gering ist. Fünf Varianten zur Berechnung der abgegebenen Wärme wurden miteinander verglichen. Die Variante mit „gewichteten Wärmestromdichten“ lieferte die präzisesten Ergebnisse im Vergleich zur elektrisch zugeführten Wärme.

Basierend auf der durchgeführten Literaturrecherche wurde ein ovales Rippenrohrbündel mit konventionellen kreisrunden Rippen für die erzwungene Konvektion parametrisiert. In der Analyse wurden Rippenparameter wie Rippendicke, Rippenabstand und Rippenhöhe sowie Rohrbündelparameter wie Rohrachsenverhältnis, Rohranordnung, transversale und longitudinale Rohrabstände sowie Rohrreihenanzahl berücksichtigt. Es konnte keine wissenschaftliche Studie identifiziert werden, welche diese Parameter für die natürliche Konvektion untersuchte. Daher erfolgte erstmals eine numerische Studie mit dem kommerziellen CFD-Code ANSYS CFX 19.0. Hierbei wurden die benannten Parameter des Wärmeübertragers optimiert und die Geschwindigkeits- und Temperaturverteilungen quantitativ beschrieben. Eine Rippenhöhe von 17 mm wurde als vorteilhafte Kombination aus wärmeübertragender Oberfläche und hohem Rippenwirkungsgrad identifiziert. Der Rippenabstand sollte mindestens 3 mm betragen, da ansonsten ein Zusammenwachsen der thermischen und viskosen Grenzschichten zwischen den Rippen zur Reduktion der Wärmeübertragung führt. Die Rippen müssen eine ausreichende Dicke aufweisen, um eine hohe Wärmeleitung von der Rippenbasis zur Rippenspitze zu ermöglichen. Als ein optimaler Wert hierfür wurde $1 - 1,5\text{ mm}$ ermittelt. Aus dem Vergleich von fluchtender und versetzter Rohranordnung ist zu erkennen, dass bei der versetzten Anordnung der Wärmeübergang deutlich höher ist. Weiterhin wurde die kreisrunde Rohrform in eine ovale Form mit unterschiedlichen Achsenverhältnissen abgewandelt. Ein Optimum wurde bei ca. $1:2$ erreicht. Die Analyse des longitudinalen und transversalen Rohrabstandes zeigt ein besonders günstiges Wärmeübertragungsverhalten, wenn beide Abstände gering sind. Schließlich wurden Wärmeübertrager mit Rohrreihenanzahlen zwischen eins und acht untersucht. Bei einer Rohrreihe ist die Erwärmung der Luft nur sehr gering und entsprechend ist der erzeugte Auftrieb gering. Andererseits ist der Einfluss des Strömungswiderstandes auf die Wärmeübertragung bei Rohrreihenanzahlen größer drei stärker als der Einfluss des zusätzlichen Auftriebes, da die Luft nach jeder Rohrreihe eine höhere Temperatur hat und somit die Temperaturdifferenz zwischen Wärmeübertrager und Luft geringer wird. Aus der Kombination der beiden Auslegungsverfahren wurde ein Rohrbündel mit ovalen glatten Rippenrohren bestimmt, welches eine Rippendicke von 1 mm , einen Rippenabstand von 5 mm , eine Rippenhöhe von 17 mm , ein Achsenverhältnis von $1:2$, eine versetzte Anordnung, einen longitudinalen Rohrabstand von 63 mm , einen transversalen Rohrabstand von 53 mm und eine Rohrreihenanzahl von zwei und drei hat. Anschließend wurden diese Rohrbündelwärmeübertrager für beide Konvektionsarten simuliert. Der qualitative Vergleich beider Konvektionsarten zeigt ähnliche Strömungsphänomene, wie beispielsweise Staupunkte am Rohr, Nachlaufgebiete stromabwärts des Rohres und Beschleunigungsbereich zwischen den Rohrrippen.

Die numerischen Ergebnisse wurden genutzt, um Rohrbündelwärmeübertrager herzustellen und in einer angepassten Teststrecke zu untersuchen. Eine Validierung der konventionellen glatten Rippenrohrbündel wurde anhand von Korrelationen aus der Literatur durchgeführt. Die neuartigen Rippendesigns weisen erhöhte Wärmeübertragungsleistungen auf und das Druckverlustverhalten der Rohrbündelwärmeübertrager ist stark designabhängig. Eine maximale Steigerung von P_{ec} für die SIPF um $69,9\%$ und von q_{vol} für die CIPF um $27,8\%$ wurden beobachtet. Für alle Designs wurden höhere Nu sowie höhere q_{vol} bei der zweireihigen Rohranordnung gegenüber der dreireihigen Rohranordnung ermittelt. Das optimale G_{pc} ist stark von Re abhängig. Abschließend wurde das Wärmeübertragungsverhalten der neuartigen Rohrbündelwärmeübertrager in Form einer Korrelation beschrieben. Die neuartigen Rippendesigns ermöglichen eine kompaktere und effizientere Bauweise von Rippenrohrwärmeübertragern. Es wurde erstmalig ein Rippenrohrbündeldesign analysiert, welches ein höheres Verhältnis von Wärmeübertragung zu Strömungsdruckverlust im Vergleich zu konventionellen

glatten Rippenrohren erreicht. Die Ergebnisse der Arbeit zeigen neue Möglichkeiten zur Weiterentwicklung von Technologien mit einem hohen Grad an technologischer Reife. Durch neue Fertigungsverfahren können existierende technische Lösung mit neuen Ansätzen effizienter und ressourcenschonender konstruiert und betrieben werden.

Eine experimentelle Untersuchung der neuartigen Rohrbündelwärmeübertrager unter Naturkonvektion wurde in einem ca. 6,5 m langen Kamin durchgeführt. Die experimentellen Ergebnisse stimmen gut mit der existierenden Literatur und den numerischen Resultaten überein. Im Vergleich zum konventionellen Design erreicht die SIPF durchschnittlich 19,0 % und 10,6 % höhere Nu sowie 11,2 % und 4,0 % höhere q_{vol} für dreireihige und zweireihige Wärmeübertrager. Das thermische Leistungsverhalten der CIPF ist bei natürlicher Konvektion nicht höher als beim konventionellen Design. Bei größeren Kaminhöhen könnte sich aufgrund des erhöhten Auftriebes ein günstigeres Wärmeübertragungsverhalten ergeben. Die SIPF repräsentiert ein neuartiges Wärmeübertragerdesign, welches unter Naturkonvektion eine deutlich erhöhte thermische Leistung erreicht.

In der vorliegenden Studie wurde der Einfluss des Neigungswinkels nicht für mehrreihige Rippenrohrwärmeübertrager untersucht. Der Grund hierfür liegt in dem zunehmenden Einfluss der Kanalwände, wenn mehrere Rohrreihen geneigt werden. Eine Möglichkeit zur Evaluierung des Einflusses des Neigungswinkels wäre ein hinreichend großer Kanal, bei dem die Randeffekte des Kanals vernachlässigt werden können.

Die neuartigen Rohrippen wurden nach ingenieurtechnischem Verständnis entworfen und anschließend untersucht. Eine Parametrisierung der Dimensionen dieser Rippen, wie beispielsweise die Stiftdicke, die Anzahl der Stifte, die Anordnung der Stifte, die Abmaße der Schlitze, die Anzahl der Schlitze und die Anordnung der Schlitze, kann in einer numerischen Optimierung genutzt werden, um das thermohydraulische Leistungsverhalten dieser Designs weiter zu verbessern. Zusätzlich sind numerische Analysen denkbar, bei denen die transversalen und longitudinalen Rohrabstände zwischen den jeweiligen Rohrreihen variieren. Es existieren keine wissenschaftlichen Arbeiten, in denen eine versetzte Anordnung der Rohrippen zwischen mehreren Rohrreihen studiert wird, weshalb dies für zukünftige Studien interessant ist.

Literaturverzeichnis

- Achaichia, A. and Cowell, T. A. (1988) 'Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(2), pp. 147–157. doi: 10.1016/0894-1777(88)90032-5.
- Aiba, S. (1990) 'Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall', *Journal of Heat Transfer*, 112(4), pp. 933–938. doi: 10.1115/1.2910503.
- Alinia Kashani, A. H., Maddahi, A. and Hajabdollahi, H. (2013) 'Thermal-economic optimization of an air-cooled heat exchanger unit', *Applied Thermal Engineering*, 54(1), pp. 43–55. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.01.014.
- Arie, M. A., Shooshtari, A. H. and Ohadi, M. M. (2018) 'Experimental characterization of an additively manufactured heat exchanger for dry cooling of power plants', *Applied Thermal Engineering*, 129, pp. 187–198. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.140.
- Arlit, M. et al. (2018) 'Instrumentation for experiments on a fuel element mock-up for the study of thermal hydraulics for loss of cooling or coolant scenarios in spent fuel pools', *Nuclear Engineering and Design*, 336, pp. 105–111. doi: 10.1016/j.nucengdes.2017.06.034.
- Arlit, M., Schleicher, E. and Hampel, U. (2017) 'Thermal anemometry grid sensor', *Sensors*, 17(7), p. 1663. doi: 10.3390/s17071663.
- Arora, A., Subbarao, P. M. V. and Agarwal, R. S. (2015) 'Numerical optimization of location of "common flow up" delta winglets for inline aligned finned tube heat exchanger', *Applied Thermal Engineering*, 82, pp. 329–340. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.02.071.
- Arshad, M., Inayat, M. H. and Chughtai, I. R. (2011) 'Experimental study of natural convection heat transfer from an enclosed assembly of thin vertical cylinders', *Applied Thermal Engineering*, 31(1), pp. 20–27. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.07.031.
- Awasarmol, U. V. and Pise, A. T. (2015) 'An experimental investigation of natural convection heat transfer enhancement from perforated rectangular fins array at different inclinations', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, pp. 145–154. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2015.04.008.

- Ay, H., Jang, J. and Yeh, J.-N. (2002) 'Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(20), pp. 4069–4078. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00132-1.
- Banerjee, R. K. et al. (2012) 'Evaluation of enhanced heat transfer within a four row finned tube array of an air cooled steam condenser', *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. Taylor & Francis, 61(10), pp. 735–753. doi: 10.1080/10407782.2012.667649.
- Beecher, D. T. and Fagan, T. J. (1987) 'Effects of fin pattern on the air-side heat transfer coefficient in plate finned-tube heat exchangers', *ASHRAE Trans.*, 93(2), pp. 1961–1984.
- Ben-Nakhi, A. and Chamkha, A. J. (2006) 'Effect of length and inclination of a thin fin on natural convection in a square enclosure', *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 50(4), pp. 381–399. doi: 10.1080/10407780600619907.
- Benmachiche, A. H. et al. (2017) 'Comparison of thermal and hydraulic performances of eccentric and concentric annular-fins of heat exchanger tubes', *Heat and Mass Transfer*, 53(8), pp. 2461–2471. doi: 10.1007/s00231-017-2001-z.
- Bharti, R. P., Sivakumar, P. and Chhabra, R. P. (2008) 'Forced convection heat transfer from an elliptical cylinder to power-law fluids', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, pp. 1838–1853. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.032.
- Bhuiyan, A. A. et al. (2014) 'Plate fin and tube heat exchanger modeling: effects of performance parameters for turbulent flow regime', *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 9(1), pp. 1768–1781. doi: 10.15282/ijame.9.2013.25.0147.
- Bhuiyan, A. A. et al. (2015) 'Effects of geometric parameters for wavy finned-tube heat exchanger in turbulent flow: A CFD modeling', *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 6(1), pp. 1–11. doi: 10.5098/hmt.6.5.
- Bhuiyan, A. A., Amin, M. R. and Islam, A. K. M. S. (2013) 'Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime', *Applied Thermal Engineering*, 50(1), pp. 445–454. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.07.034.
- Bhuiyan, A. A. and Islam, A. K. M. S. (2011) 'Numerical prediction of laminar characteristics of fluid flow and heat transfer in finned-tube heat exchangers', *Innovative Systems Design and Engineering*, 2(6), pp. 1–13. doi: 8802929125459.
- Bhuiyan, A. A. and Islam, A. K. M. S. (2016) 'Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 101, pp. 38–59. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.022.
- Bhuiyan, A. A., Islam, A. K. M. S. and Amin, M. R. (2012) 'Numerical study of 3D thermal and hydraulic characteristics of wavy fin and tube heat exchanger', *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 3(3), pp. 1–9. doi: 10.5098/hmt.v3.3.3006.
- Boutilier, M. S. H. and Yarusevych, S. (2012) 'Separated shear layer transition over an airfoil at a low Reynolds number', *Physics of Fluids*, 24(8), p. 084105. doi: 10.1063/1.4744989.
- Briggs, D. E. and Young, E. H. (1963) 'Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes', *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 59(41), pp. 1–10.
- Brockmeier, U., Guentermann, T. and Fiebig, M. (1993) 'Performance evaluation of a vortex generator

- heat transfer surface and comparison with different high performance surfaces', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(10), pp. 2575–2587. doi: 10.1016/S0017-9310(05)80195-4.
- Butler, C., Newport, D. and Geron, M. (2013) 'Natural convection experiments on a heated horizontal cylinder in a differentially heated square cavity', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, pp. 199–208. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2012.06.009.
- Cesini, G. et al. (1999) 'Natural convection from a horizontal cylinder in a rectangular cavity', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(10), pp. 1801–1811. doi: 10.1016/S0017-9310(98)00266-X.
- Chao, B. T. and Fagbenle, R. O. (1974) 'On Merk's method of calculating boundary layer transfer', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 17(2), pp. 223–240. doi: 10.1016/0017-9310(74)90084-2.
- Chen, C. J. and Wung, T.-S. (1989) 'Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: part II—heat transfer analysis', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 111(3), pp. 641–648. doi: 10.1115/1.3250730.
- Chen, H.-T., Hsieh, Y.-L., et al. (2018) 'Numerical simulation of natural convection heat transfer for annular elliptical finned tube heat exchanger with experimental data', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, pp. 541–554. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.057.
- Chen, H.-T., Chou, H.-Y., et al. (2018) 'Numerical study on natural convection heat transfer of annular finned tube heat exchanger in chimney with experimental data', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, pp. 483–496. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.055.
- Chen, H.-T., Chou, J.-C. and Wang, H.-C. (2007) 'Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(1–2), pp. 45–57. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.038.
- Chen, H.-T. and Lai, J.-R. (2012) 'Study of heat-transfer characteristics on the fin of two-row plate finned-tube heat exchangers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(15–16), pp. 4088–4095. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.050.
- Chen, H.-T., Ma, W.-X. and Lin, P.-Y. (2020) 'Natural convection of plate finned tube heat exchangers with two horizontal tubes in a chimney: Experimental and numerical study', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147, p. 118948. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118948.
- Chen, H.-T., Song, J.-P. and Wang, Y.-T. (2005) 'Prediction of heat transfer coefficient on the fin inside one-tube plate finned-tube heat exchangers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(13), pp. 2697–2707. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.035.
- Chen, H. T. et al. (2016) 'Numerical and experimental study of natural convection heat transfer characteristics for vertical plate fin and tube heat exchangers with various tube diameters', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, pp. 320–331. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.039.
- Chen, H. T., Chiu, Y. J., Tseng, H. C., et al. (2017) 'Effect of domain boundary set on natural convection heat transfer characteristics for vertical annular finned tube heat exchanger', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, pp. 668–682. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.02.043.
- Chen, H. T., Chiu, Y. J., Liu, C. S., et al. (2017) 'Numerical and experimental study of natural convection heat transfer characteristics for vertical annular finned tube heat exchanger', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, pp. 378–392. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.122.
- Chen, H. T. and Hsu, W. L. (2007) 'Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube

- heat exchangers in natural convection for various fin spacings', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(9–10), pp. 1750–1761. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.021.
- Chen, H. T. and Hsu, W. L. (2008) 'Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(7–8), pp. 1920–1932. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.035.
- Chen, Z. et al. (2019) 'Experimental investigation on the air-side flow and heat transfer characteristics of 3-D finned tube bundle', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131, pp. 506–516. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.026.
- Choi, J. M. et al. (2010) 'Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch', *Applied Thermal Engineering*, 30(2–3), pp. 174–180. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.08.001.
- Churchill, S. W. and Chu, H. H. S. (1975) 'Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(9), pp. 1049–1053. doi: 10.1016/0017-9310(75)90222-7.
- Colburn, A. P. (1964) 'A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7(12), pp. 1359–1384. doi: 10.1016/0017-9310(64)90125-5.
- Cui, J. and Tafti, D. . (2002) 'Computations of flow and heat transfer in a three-dimensional multilouvered fin geometry', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(25), pp. 5007–5023. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00201-6.
- Date, P. and Khond, V. W. (2013) 'Heat transfer enhancement in fin and tube heat exchanger - a review', *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 8(3), pp. 241–245. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.05.019.
- Deepakkumar, R. and Jayavel, S. (2017) 'Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes', *Applied Thermal Engineering*, 119, pp. 360–372. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.082.
- Dogan, A., Akkus, S. and Baskaya, Ş. (2012) 'Numerical analysis of natural convection heat transfer from annular fins on a horizontal cylinder', *Journal of Thermal Science and Technology*, 32(2), pp. 31–41.
- Doodman, A. R., Fesanghary, M. and Hosseini, R. (2009) 'A robust stochastic approach for design optimization of air cooled heat exchangers', *Applied Energy*, 86(7–8), pp. 1240–1245. doi: 10.1016/j.apenergy.2008.08.021.
- Du, X. et al. (2011) 'Experimental study on heat transfer and resistance performance of elliptical finned tube heat exchanger with different air entrance angles', *Chemical Engineering Transactions*, 25, pp. 369–374. doi: 10.3303/CET1125062.
- Du, X. et al. (2014) 'Experimental investigation of heat transfer and resistance characteristics of a finned oval-tube heat exchanger with different air inlet angles', *Heat Transfer Engineering*, 35(6–8), pp. 703–710. doi: 10.1080/01457632.2013.837780.
- Du, X. P. et al. (2014) 'Experimental study of the effect of air inlet angle on the air-side performance for cross-flow finned oval-tube heat exchangers', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 52, pp. 146–155. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2013.09.005.
- Elmahdy, A. H. and Biggs, R. C. (1979) 'Finned tube heat exchanger: correlation of dry surface heat transfer

data.', *ASHRAE Transactions*, 85(Pt 2), pp. 262–273.

Elshazly, K. et al. (2005) 'Heat transfer by free convection from the inside surface of the vertical and inclined elliptic tube', *Energy Conversion and Management*, 46(9–10), pp. 1443–1463. doi: 10.1016/j.enconman.2004.07.003.

Erek, A. et al. (2005) 'Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers', *Applied Thermal Engineering*, 25(14–15), pp. 2421–2431. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.12.019.

Farrell, C. and Youssef, S. (1996) 'Experiments on turbulence management using screens and honeycombs', *Journal of Fluids Engineering*, 118(1), p. 26. doi: 10.1115/1.2817505.

Farhadi, F., Davani, N. and Ardalan, P. (2005) 'New correlation for natural convection of finned tube A-type air cooler', *Applied Thermal Engineering*, 25(17–18), pp. 3053–3066. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.03.016.

Fiebig, M., Valencia, A. and Mitra, N. K. (1994) 'Local heat transfer and flow losses in fin-and-tube heat exchangers with vortex generators: A comparison of round and flat tubes', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 8(1), pp. 35–45. doi: 10.1016/0894-1777(94)90071-X.

Fuchs, T. et al. (2015) 'Passive cooling systems for spent fuel pools', *Nuclear Engineering International*, 60, pp. 35–37.

Fujii, M., Fujii, T. and Nagata, T. (1984) 'A numerical analysis of laminar flow and heat transfer of air in an inline tube bank', *Numerical Heat Transfer*. Taylor & Francis, 7(1), pp. 89–102. doi: 10.1080/01495728408961813.

Ge, Z. et al. (2011) 'Performance monitoring of direct air-cooled power generating unit with infrared thermography', *Applied Thermal Engineering*, 31(4), pp. 418–424. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.08.030.

Ghaddar, N. K. (1992) 'Natural convection heat transfer between a uniformly heated cylindrical element and its rectangular enclosure', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(10), pp. 2327–2334. doi: 10.1016/0017-9310(92)90075-4.

Gharbi, N. El et al. (2015) 'Case studies in thermal engineering numerical optimization of heat exchangers with circular and non-circular shapes', *Case Studies in Thermal Engineering*, 6, pp. 194–203. doi: 10.1016/j.csite.2015.09.006.

Ghasemi, E., Soleimani, S. and Bararnia, H. (2012) 'Natural convection between a circular enclosure and an elliptic cylinder using control volume based finite element method', *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(8), pp. 1035–1044. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.016.

Gnielinski, V. (1995) 'Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung', *Forschung im Ingenieurwesen*, 61(9), pp. 240–248. doi: 10.1007/BF02607964.

Gnielinski, V. V. (1975) 'Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübertragungskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung', *Forschung im Ingenieurwesen*, 41(5), pp. 145–153.

Goldstein, L. and Sparrow, E. M. (1976) 'Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 98(1), pp. 26–34. doi: 10.1115/1.3450464.

- Guo, D. and Tafti, D. K. (2003) 'Effect of inlet flow angle on performance of multilouvered fin heat exchangers', in *Heat Transfer, Volume 1*. ASME, pp. 103–109. doi: 10.1115/IMECE2003-41225.
- Guo, Y., Du, X. and Yang, L. (2018) 'Numerical study of the thermo-flow performances of novel finned tubes for air-cooled condensers in power plant', *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 121(4). doi: 10.1088/1755-1315/121/4/042025.
- Hahne, E. and Zhu, D. (1994) 'Natural convection heat transfer on finned tubes in air', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(93), pp. 59–63. doi: 10.1016/0017-9310(94)90009-4.
- Haldar, S. C. (2010) 'Natural convection about a cylindrical pin element on a horizontal plate', *International Journal of Thermal Sciences*, 49(10), pp. 1977–1983. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.06.006.
- Hall, N. (2019) *National Aeronautics and Space Administration, Web Page*. Available at: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/tuntype>.
- Hashizume, K. et al. (2002) 'Fin efficiency of serrated fins', *Heat Transfer Engineering*. Taylor & Francis, 23(2), pp. 6–14. doi: 10.1080/01457630252800386.
- He, Y. L. et al. (2005) 'Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle', *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(3), pp. 459–473. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.11.003.
- Herráez, J. V. and Belda, R. (2002) 'A study of free convection in air around horizontal cylinders of different diameters based on holographic interferometry. Temperature field equations and heat transfer coefficients', *International Journal of Thermal Sciences*, 41(3), pp. 261–267. doi: 10.1016/S1290-0729(01)01314-X.
- Herwig, H. (2016) *Strömungsmechanik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. doi: 10.1007/978-3-658-12982-8.
- Ho, J. Y., Leong, K. C. and Wong, T. N. (2020) 'Additively-manufactured metallic porous lattice heat exchangers for air-side heat transfer enhancement', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 150, p. 119262. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119262.
- Horvat, A., Leskovar, M. and Mavko, B. (2006) 'Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(5–6), pp. 1027–1038. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030.
- Hu, X. and Jacobi, A. M. (1993) 'Local heat transfer behavior and its impact on a single-row, annularly finned tube heat exchanger', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 115(1), pp. 66–74. doi: 10.1115/1.2910671.
- Huang, C.-H., Yuan, I.-C. and Ay, H. (2003) 'A three-dimensional inverse problem in imaging the local heat transfer coefficients for plate finned-tube heat exchangers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(19), pp. 3629–3638. doi: 10.1016/S0017-9310(03)00157-1.
- Hung, T. C. et al. (2013) 'The development of a three-dimensional transient CFD model for predicting cooling ability of spent fuel pools', *Applied Thermal Engineering*, 50(1), pp. 496–504. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.042.
- Ibrahim, T. A. and Goma, A. (2009) 'Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow', *International Journal of Thermal Sciences*, 48(11), pp. 2148–2158. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.011.
- Idem, S. A. and Goldschmidt, V. W. (1993) 'Sensible and latent heat transfer to a baffled finned-tube heat

- exchanger', *Heat Transfer Engineering*. Taylor & Francis, 14(3), pp. 26–35. doi: 10.1080/01457639308939804.
- Idem, S. A., Jacobi, A. M. and Goldschmidt, V. W. (1990) 'Heat transfer characterization of a finned-tube heat exchanger (with and without condensation)', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 112(1), pp. 64–70. doi: 10.1115/1.2910366.
- Jacimovic, B. M., Genic, S. B. and Latinovic, B. R. (2006) 'Research on the air pressure drop in plate finned tube heat exchangers', *International Journal of Refrigeration*, 29(7), pp. 1138–1143. doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2006.02.003.
- Jang, J.-Y. and Chen, L.-K. (1997) 'Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(16), pp. 3981–3990. doi: 10.1016/S0017-9310(97)00047-1.
- Jang, J. Y., Wu, M. C. and Chang, W. J. (1996) 'Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(14), pp. 3057–3066. doi: 10.1016/0017-9310(95)00341-X.
- Jang, J. Y. and Yang, J. Y. (1998) 'Experimental and 3-D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers', *Heat Transfer Engineering*, 19(4), pp. 55–67. doi: 10.1080/01457639808939936.
- Joardar, A. and Jacobi, A. M. (2008) 'Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers', *International Journal of Refrigeration*, 31(1), pp. 87–97. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.011.
- Junqi, D. et al. (2007) 'Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers', *Applied Thermal Engineering*, 27(11–12), pp. 2066–2073. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.11.012.
- Kabelac, S. et al. (2013) *VDI-Wärmeatlas, 11. Auflage, Wärmeatlas*. doi: 10.1007/978-3-642-19981-3.
- Kanematsu, H. and Murakami, K. (2002) 'Characteristics of inclined fin-tube heat exchanger for compact air conditioner', *Proceeding of IMECE*. doi: 10.1115/IMECE2002-32097 .
- Karami, M., Yaghoubi, M. and Keyhani, A. (2018) 'Experimental study of natural convection from an array of square fins', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 93, pp. 409–418. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2018.01.020.
- Katsuki, R. et al. (2015) 'Study on free convection heat transfer in a finned tube array', *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 23(01), p. 1550007. doi: 10.1142/s2010132515500078.
- Kawaguchi, K., Okui, K. and Kashi, T. (2005) 'Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the heat transfer characteristics between spiral fin and serrated fin)', *Heat Transfer Asian Research*, 34(2), pp. 120–133. doi: 10.1002/htj.20043.
- Kayansayan, N. (1993a) 'Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6(3), pp. 263–272. doi: 10.1016/0894-1777(93)90067-S.
- Kayansayan, N. (1993b) 'Thermal characteristics of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 7(3), pp. 177–188. doi: 10.1016/0894-1777(93)90001-Y.
- Kelvion Radiator GmbH (2019) *Luftgekühlter Kondensator mit zwei oder drei Rippenrohren, Web Page*.

Available at: <https://www.kelvion.com/products/product/mash/> (Accessed: 9 August 2019).

Khan, M. G., Fartaj, A. and Ting, D. S.-K. (2004) 'An experimental characterization of cross-flow cooling of air via an in-line elliptical tube array', *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(4), pp. 636–648. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.01.002.

Khan, M. G., Fartaj, A. and Ting, D. S.-K. (2005) 'Study of cross-flow cooling and heating of air via an elliptical tube array.', *ASHRAE Transactions*, 111(1), pp. 423–433.

Kiatpachai, P., Pikulkajorn, S. and Wongwises, S. (2015) 'Air-side performance of serrated welded spiral fin-and-tube heat exchangers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, pp. 724–732. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.095.

Kim, B. S. et al. (2008) 'A numerical study of natural convection in a square enclosure with a circular cylinder at different vertical locations', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(7–8), pp. 1888–1906. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.033.

Kim, N.-H., Yun, J.-H. and Webb, R. L. (1997) 'Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 119(3), pp. 560–567. doi: 10.1115/1.2824141.

Kim, N. H., Youn, B. and Webb, R. L. (1999) 'Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 121(3), pp. 662–667. doi: 10.1115/1.2826030.

Kim, Yonghan and Kim, Yongchan (2005) 'Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier, 28(6), pp. 851–858. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.013.

Koizumi, H. and Hosokawa, I. (1996) 'Chaotic behavior and heat transfer performance of the natural convection around a hot horizontal cylinder affected by a flat ceiling', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(5), pp. 1081–1091. doi: 10.1016/0017-9310(95)00185-9.

Kong, Y. Q. et al. (2016a) 'Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 99, pp. 357–371. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.002.

Kong, Y. Q. et al. (2016b) 'Impacts of geometric structures on thermo-flow performances of plate fin-tube bundles', *International Journal of Thermal Sciences*, 107, pp. 161–178. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.04.011.

Korzeń, A. and Taler, D. (2015) 'Modeling of transient response of a plate fin and tube heat exchanger', *International Journal of Thermal Sciences*, 92, pp. 188–198. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.01.036.

Kröger, D. G. (2004) *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design*. doi: 0878148965.

Kumar, A. et al. (2014) '3D CFD simulation of air cooled condenser-I: Natural convection over a circular cylinder', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, pp. 1265–1283. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.030.

Kumar, A. et al. (2015) 'A review on the thermal hydraulic characteristics of the air-cooled heat exchangers in forced convection', *Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences*, 40(3), pp. 673–755. doi: 10.1007/s12046-015-0362-x.

Kumar, A. et al. (2016a) '3D CFD simulations of air cooled condenser-II: Natural draft around a single

- finned tube kept in a small chimney', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92, pp. 507–522. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.136.
- Kumar, A. et al. (2016b) '3D CFD simulations of air cooled condenser-III: Thermal-hydraulic characteristics and design optimization under forced convection conditions', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 93, pp. 1227–1247. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.048.
- Kumar, A., Joshi, J. B. and Nayak, A. K. (2017) 'A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, pp. 336–356. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.102.
- Kundu, B. and Das, P. K. (2001) 'Performance analysis and optimization of annular fin with a step change in thickness', *Journal of Heat Transfer*, 123(3), p. 601. doi: 10.1115/1.1351165.
- Kundu, D., Haji-Sheikh, A. and Lou, D. Y. S. (1991a) 'Heat transfer prediction in cross flow over cylinders between two parallel plates', *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. Taylor & Francis, 19(3), pp. 361–377. doi: 10.1080/10407789108944855.
- Kundu, D., Haji-Sheikh, A. and Lou, D. Y. S. (1991b) 'Pressure and heat transfer in cross flow over cylinders between two parallel plates', *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. Taylor & Francis, 19(3), pp. 345–360. doi: 10.1080/10407789108944854.
- Kundu, D., Haji-Sheikh, A. and Lou, D. Y. S. (1992) 'Heat transfer in crossflow over cylinders between two parallel plates', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 114(3), pp. 558–564. doi: 10.1115/1.2911318.
- Kuntysh, V. B. and Samorodov, A. V. (2010) 'Influence of the angle of inclination of round-finned tubes in a staggered tube bundle on the free convective heat exchange between it and an unbounded air space', *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 83(2), pp. 358–365. doi: 10.1007/s10891-010-0352-0.
- Lalot, S., Tournier, C. and Jensen, M. (1999) 'Fin efficiency of annular fins made of two materials', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(18), pp. 3461–3467. doi: 10.1016/S0017-9310(99)00009-5.
- Lee, J. M., Ha, M. Y. and Yoon, H. S. (2010) 'Natural convection in a square enclosure with a circular cylinder at different horizontal and diagonal locations', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(25–26), pp. 5905–5919. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.07.043.
- Li, C. G., Liu, Y. and Cheung, J. C. K. (2013) 'Wind tunnel test of honeycomb in improving flow quality', *Advanced Materials Research*, pp. 275–278. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.774-776.275.
- Lin, C.-N. and Jang, J.-Y. (2002) 'A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(18), pp. 3839–3847. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00086-8.
- Lin, C.-N., Liu, Y.-W. and Leu, J.-S. (2008) 'Heat transfer and fluid flow analysis for plate-fin and oval tube heat exchangers with vortex generators', *Heat Transfer Engineering*. Taylor & Francis, 29(7), pp. 588–596. doi: 10.1080/01457630801922279.
- Liu, X., Yu, J. and Yan, G. (2016) 'A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, pp. 199–207. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.081.
- Lozza, G. and Merlo, U. (2001) 'An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers', *International Journal of Refrigeration*, 24(5), pp. 409–416. doi: 10.1016/S0140-7007(00)00035-9.

- Ma, Y. et al. (2012) 'Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts', *Applied Thermal Engineering*, 37, pp. 314–323. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.037.
- Manassaldi, J. I., Scenna, N. J. and Mussati, S. F. (2014) 'Optimization mathematical model for the detailed design of air cooled heat exchangers', *Energy*, 64, pp. 734–746. doi: 10.1016/j.energy.2013.09.062.
- Martinez, E. et al. (2010) 'Comparative analysis of heat transfer and pressure drop in helically segmented finned tube heat exchangers', *Applied Thermal Engineering*, 30(11–12), pp. 1470–1476. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.03.007.
- Martinez, E. et al. (2015) 'Numerical simulation of turbulent air flow on a single isolated finned tube module with periodic boundary conditions', *International Journal of Thermal Sciences*, 92, pp. 58–71. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.01.024.
- Matos, R. S. et al. (2004) 'Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection', *International Journal of Thermal Sciences*, 43(5), pp. 477–487. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2003.10.003.
- Mavridou, S. G., Konstandinidis, E. and Bouris, D. G. (2015) 'Experimental evaluation of pairs of inline tubes of different size as components for heat exchanger tube bundles', *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Pergamon, 90, pp. 280–290. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.047.
- McQuiston, F. C. and Tree, D. R. (1971) 'Heat-transfer and flow-friction data for two fin—tube surfaces', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 93(2), p. 249. doi: 10.1115/1.3449802.
- Mehrtash, M. and Tari, I. (2013) 'A correlation for natural convection heat transfer from inclined plate-finned heat sinks', *Applied Thermal Engineering*, 51(1–2), pp. 1067–1075. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.10.043.
- Menter, F. R. (1994) 'Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications', *AIAA Journal*, 32(8), pp. 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149.
- Merker, G. P. and Hanke, H. (1986) 'Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(12), pp. 1903–1909. doi: 10.1016/0017-9310(86)90008-6.
- Merkin, J. H. (1977) 'Free convection boundary layers on cylinders of elliptic cross section', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 99(3), pp. 453–457. doi: 10.1115/1.3450717.
- Merzari, E. and Gohar, Y. (2012) 'Numerical simulation of a completely passive spent fuel pool: lessons learned', in *Volume 4: Codes, Standards, Licensing, and Regulatory Issues; Fuel Cycle, Radioactive Waste Management and Decommissioning; Computational Fluid Dynamics (CFD) and Coupled Codes; Instrumentation and Co.* ASME, p. 553. doi: 10.1115/ICONE20-POWER2012-54797.
- Mirth, D. R. and Ramadhyani, S. (1993) 'Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions', *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 14(4), pp. 391–400. doi: 10.1016/0142-727X(93)90013-D.
- Mirth, D. R. and Ramadhyani, S. (1994) 'Correlation for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils', *Experimental Heat Transfer*. Taylor & Francis, 7(2), pp. 143–162. doi: 10.1080/08916159408946477.
- Misumi, T., Suzuki, K. and Kitamura, K. (2003) 'Fluid flow and heat transfer of natural convection around large horizontal cylinders: Experiments with air', *Heat Transfer - Asian Research*, 32(4), pp. 293–305. doi:

10.1002/htj.10080.

Mokheimer, E. M. A. (2002) 'Performance of annular fins with different profiles subject to variable heat transfer coefficient', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(17), pp. 3631–3642. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00078-9.

Mon, M. S. and Gross, U. (2004) 'Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(8–9), pp. 1953–1964. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.034.

Morales-Fuentes, A. and Loredó-Sáenz, Y. A. (2018) 'Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries', *Applied Thermal Engineering*, 131, pp. 793–805. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.057.

Morgan, V. T. (1975) 'The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders', *Advances in Heat Transfer*, 11(C), pp. 199–264. doi: 10.1016/S0065-2717(08)70075-3.

Næss, E. (2010) 'Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts', *Applied Thermal Engineering*, 30(13), pp. 1531–1537. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.02.019.

Newport, D. T. et al. (2002) 'On the thermal interaction between an isothermal cylinder and its isothermal enclosure for cylinder Rayleigh numbers of order 10000', *Journal of Heat Transfer*, 123(6), p. 1052. doi: 10.1115/1.1389467.

Nir, A. (1991) 'Heat transfer and friction factor correlations for crossflow over staggered finned tube banks', *Heat Transfer Engineering*. Taylor & Francis, 12(1), pp. 43–58. doi: 10.1080/01457639108939746.

Novozhilova, A. V. et al. (2017) 'Research of heat transfer of staggered horizontal bundles of finned tubes at free air convection', *Journal of Physics: Conference Series*, 891(1), p. 012056. doi: 10.1088/1742-6596/891/1/012056.

Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T. and Wang, C. C. (2005a) 'Air side performance at low Reynolds number of cross-flow heat exchanger using crimped spiral fins', *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(1–2), pp. 151–165. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.03.022.

Nuntaphan, A., Kiatsiriroat, T. and Wang, C. C. (2005b) 'Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification', *Applied Thermal Engineering*, 25(2–3), pp. 327–340. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.05.014.

Ota, T. et al. (1983) 'Forced convection heat transfer from an elliptic cylinder of axis ratio 1 : 2', *Bulletin of JSME*, 26(212), pp. 262–267. doi: 10.1299/jsme1958.26.262.

Paeng, J. G., Kim, K. H. and Yoon, Y. H. (2009) 'Experimental measurement and numerical computation of the air side convective heat transfer coefficients in a plate fin-tube heat exchanger', *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23(2), pp. 536–543. doi: 10.1007/s12206-008-1013-5.

Pirompugd, W., Wang, C.-C. and Wongwises, S. (2008) 'Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(15–16), pp. 4002–4017. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.049.

Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. and Wongwises, S. (2012) 'Experimental study on the air-side performance of a multipass parallel and counter cross-flow L-footed spiral fin-and-tube heat exchanger', *Heat Transfer Engineering*. Taylor & Francis, 33(15), pp. 1251–1263. doi: 10.1080/01457632.2012.692296.

- Research, P. M. (2016) *Global heat exchanger market size, share, development, growth and demand forecast to 2020*.
- Rich, D. G. (1976) 'The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers', *ASHRAE Trans.*, 81(1), pp. 307–317. doi: 10.1016/S0360-5442(01)00048-2.
- Ritterath, M., Öztürk, O. C. and Prasser, H. M. (2011) 'Thermo-resistive mesh sensors (TMS) for temperature field measurements', *Flow Measurement and Instrumentation*, 22(4), pp. 343–349. doi: 10.1016/j.flowmeasinst.2011.04.007.
- Robinson, K. K. and Briggs, D. E. (1966) 'Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes', *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 62(64), pp. 177–184.
- Romero-Méndez, R. et al. (2000) 'Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(1), pp. 39–51. doi: 10.1016/S0017-9310(99)00120-9.
- Rosman, E. C., Carajilescov, P. and Saboya, F. E. M. (1984) 'Performance of one- and two-row tube and plate fin heat exchangers', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 106(3), pp. 627–632. doi: 10.1115/1.3246726.
- Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M. (1974) 'Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 96(3), pp. 265–272. doi: 10.1115/1.3450189.
- Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M. (1976) 'Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19(1), pp. 41–49. doi: 10.1016/0017-9310(76)90009-0.
- Sahin, B. and Demir, A. (2008) 'Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins', *Applied Thermal Engineering*, 28(5–6), pp. 621–632. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.04.003.
- Şahin, H. M., Dal, A. R. and Baysal, E. (2007) '3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger', *Applied Thermal Engineering*, 27(11–12), pp. 1806–1816. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.01.011.
- Schäfer, T., Schubert, M. and Hampel, U. (2013) 'Temperature grid sensor for the measurement of spatial temperature distributions at object surfaces', *Sensors*, 13(2), pp. 1593–1602. doi: 10.3390/s130201593.
- Scheiman, J. and Brooks, J. D. (1981) 'Comparison of experimental and theoretical turbulence reduction from screens, honeycomb, and honeycomb-screen combinations', *Journal of Aircraft*, 18(8), pp. 638–643. doi: 10.2514/3.57538.
- Scheuermann, A. (2017) 'Weltmarkt für Wärmeübertrager', *Chemie Techniker*.
- Schlichting, H. and Gersten, K. (1997) 'Grenzschichtgleichungen der ebenen Strömung; Plattengrenzschicht', in *Grenzschicht-Theorie*. Berlin, Heidelberg, pp. 155–177. doi: 10.1007/978-3-662-07554-8_6.
- Schmid, C. and Radgen, D. P. (2003) 'Möglichkeiten, Potenziale, Hemmnisse und Instrumente zur Senkung des Energie- verbrauchs branchenübergreifender Techniken in den Bereichen Industrie und Kleinverbrauch', *Umweltforschungsplan Des Bundesministeriums Für Umwelt, Naturschutz Und Reaktorsicherheit*, p. 278. doi: 10.1016/0021-9290(94)90021-3.
- Schmidt, K. G. (2013) 'Wärmeübergang an berippten Rohren', in *VDI Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg:

Springer-Verlag.

Schmidt, T. E. (1963) 'Der Wärmeübergang an Rippenrohre und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmetauschern', *Kältetechnik*, 15(12).

Schulenberg, F. J. (1966) 'Finned elliptical tubes and their application in air-cooled heat exchangers', *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 88(2), pp. 179–186. doi: 10.1115/1.3670916.

Senapati, J. R., Dash, S. K. and Roy, S. (2016) 'Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96, pp. 330–345. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.024.

Sertkaya, A. A., Bilir, Ş. and Kargici, S. (2011) 'Experimental investigation of the effects of orientation angle on heat transfer performance of pin-finned surfaces in natural convection', *Energy*, 36(3), pp. 1513–1517. doi: 10.1016/j.energy.2011.01.014.

Shah, R. K. and Sekulic, D. an P. (2003) *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, Ltd. doi: 10.1002/9781118403198.ch4.

Sigloch, H. (2014) *Technische Fluidmechanik*. Berlin, Heidelberg. doi: 10.1007/978-3-642-54292-3.

Sobhan, C. B., Venkateshan, S. P. and Seetharamu, K. N. (1990) 'Experimental studies on steady free convection heat transfer from fins and fin arrays', *Wärme- und Stoffübertragung*, 25(6), pp. 345–352. doi: 10.1007/BF01811558.

Sparrow, E. M. and Samie, F. (1985) 'Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(12), pp. 2247–2259. doi: 10.1016/0017-9310(85)90043-2.

Stasiulevicius, J., Skrinska, A. and Zukauskas, A. (1988) *Heat transfer of finned tube bundles in crossflow*. Hemisphere Publishing.

Di Stefano, J. (2000) 'Energy efficiency and the environment: the potential for energy efficient lighting to save energy and reduce carbon dioxide emissions at Melbourne University, Australia', *Energy*, 25(9), pp. 823–839. doi: 10.1016/S0360-5442(00)00015-3.

Sun, L. et al. (2015) 'Overall thermal performance oriented numerical comparison between elliptical and circular finned-tube condensers', *International Journal of Thermal Sciences*, 89, pp. 234–244. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.017.

Sun, Z. et al. (2016) 'Selective laser melting of stainless steel 316L with low porosity and high build rates', *Materials & Design*, 104, pp. 197–204. doi: 10.1016/j.matdes.2016.05.035.

Tahseen, T. A., Ishak, M. and Rahman, M. M. (2015) 'An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 363–380. doi: 10.1016/j.rser.2014.10.070.

Taler, D. (2004) 'Determination of heat transfer correlations for plate-fin-and-tube heat exchangers', *Heat and Mass Transfer*, 40(10), pp. 809–822. doi: 10.1007/s00231-003-0466-4.

Taler, D. and Ocloń, P. (2014a) 'Determination of heat transfer formulas for gas flow in fin-and-tube heat exchanger with oval tubes using CFD simulations', *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 83, pp. 1–11. doi: 10.1016/J.CEP.2014.06.011.

Taler, D. and Ocloń, P. (2014b) 'Thermal contact resistance in plate fin-and-tube heat exchangers, determined by experimental data and CFD simulations', *International Journal of Thermal Sciences*, 84, pp.

309–322. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.06.001.

Tang, L. H., Zeng, M. and Wang, Q. W. (2009) 'Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(5), pp. 818–827. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2009.02.008.

Tao, Y. B. et al. (2007) 'Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers', *International Journal of Thermal Sciences*, 46(8), pp. 768–778. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.004.

Tari, I. and Mehrtash, M. (2013) 'Natural convection heat transfer from inclined plate-fin heat sinks', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56(1–2), pp. 574–593. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.050.

Taylor, J. R. (1997) *Introduction to error analysis: the study of uncertainties in physical measurements*. University Science Books.

Tutar, M. et al. (2000) 'A numerical study of heat transfer and fluid flow in a plate fin-and-tube heat exchanger', *American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division PVP*. ASME, 431, pp. 77–84.

Tutar, M. and Akkoca, A. (2004) 'Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three-dimensional plate fin-and-tube heat exchangers', *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 46(3), pp. 301–321. doi: 10.1080/10407780490474762.

Unger, S. and Hampel, U. (2018) 'Patent: Wärmeübertrager, Nr.: 10 2017 214 261.8'.

Unger, S. and Hampel, U. (2019) 'Patent: Wärmeübertrager mit konvexen Aussparungen der Rippenflächen und integrierten Materialaufdickungen, Nr.: 10 2018 129 788'.

Varol, Y. et al. (2012) 'Experimental and numerical study on laminar natural convection in a cavity heated from bottom due to an inclined fin', *Heat and Mass Transfer*, 48(1), pp. 61–70. doi: 10.1007/s00231-011-0843-3.

Wang, C.-C. et al. (1996) 'Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins', *International Journal of Refrigeration*, 19(4), pp. 223–230. doi: 10.1016/0140-7007(96)00021-7.

Wang, C.-C. et al. (2015) 'An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80, pp. 281–287. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.030.

Wang, C.-C., Chi, K.-Y. and Chang, C.-J. (2000) 'Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(15), pp. 2693–2700. doi: 10.1016/S0017-9310(99)00333-6.

Wang, C.-C., Hwang, Y.-M. and Lin, Y.-T. (2002) 'Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers', *International Journal of Refrigeration*, 25(5), pp. 673–680. doi: 10.1016/S0140-7007(01)00049-4.

Wang, C. C. et al. (2002) 'Flow visualization of annular and delta wavy finlet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(18), pp. 3803–3815. doi: 10.1016/S0017-9310(02)00085-6.

Wang, C. C., Fu, W. L. and Chang, C. T. (1997) 'Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-

- and-tube heat exchangers', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(2), pp. 174–186. doi: 10.1016/S0894-1777(96)00056-8.
- Wang, C. and Chi, K. (2000) 'Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(15), pp. 2681–2691. doi: 10.1016/S0017-9310(99)00332-4.
- Wang, W., Bao, Y. and Wang, Y. (2015) 'Numerical investigation of a finned-tube heat exchanger with novel longitudinal vortex generators', *Applied Thermal Engineering*, 86, pp. 27–34. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.041.
- Watel, B., Harmand, S. and Desmet, B. (1999) 'Influence of flow velocity and fin spacing on the forced convective heat transfer from an annular-finned tube.', *JSME International Journal Series B*, 42(1), pp. 56–64. doi: 10.1299/jsmeb.42.56.
- Webb, R. L. (1990) 'Air-side heat transfer correlations for flat and wavy plate fin-and-tube geometries', in *ASHRAE Transactions*, pp. 445–449.
- Webb, R. L. (1994) *Principles of enhanced heat transfer*. New York (N.Y.) : Wiley.
- Wen, M.-Y. and Ho, C.-Y. (2009) 'Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design', *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6), pp. 1050–1057. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.05.019.
- Wilcox, D. C. (1988) 'Multiscale model for turbulent flows', *AIAA Journal*, 26(11), pp. 1311–1320. doi: 10.2514/3.10042.
- Wolfgang Merzkirch (1987) *Flow visualization 2nd edition*. Academic Press.
- Wongwises, S. and Chokeman, Y. (2004) 'Effect of fin thickness on air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers', *Heat and mass transfer*. Springer, 41(2), pp. 147–154.
- Wongwises, S. and Chokeman, Y. (2005) 'Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers', *Energy Conversion and Management*, 46(13–14), pp. 2216–2231. doi: 10.1016/j.enconman.2004.09.011.
- Wung, T.-S. and Chen, C. J. (1989) 'Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: part I—flow field analysis', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 111(3), pp. 633–640. doi: 10.1115/1.3250729.
- Xie, G., Wang, Q. and Sunden, B. (2009) 'Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows', *Applied Thermal Engineering*, 29(1), pp. 1–16. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.01.014.
- Xiong, Z., Wang, M., et al. (2015) 'Experimental study on heat pipe heat removal capacity for passive cooling of spent fuel pool', *Annals of Nuclear Energy*, 83, pp. 258–263. doi: 10.1016/j.anucene.2015.03.045.
- Xiong, Z., Ye, C., et al. (2015) 'Experimental study on the sub-atmospheric loop heat pipe passive cooling system for spent fuel pool', *Progress in Nuclear Energy*, 79, pp. 40–47. doi: 10.1016/j.pnucene.2014.10.015.
- Xiong, Z., Gu, H., et al. (2015) 'The thermal performance of a loop-type heat pipe for passively removing residual heat from spent fuel pool', *Nuclear Engineering and Design*, 280, pp. 262–268. doi: 10.1016/j.nucengdes.2014.09.022.

- Yaghoubi, M. and Mahdavi, M. (2013) 'An investigation of natural convection heat transfer from a horizontal cooled finned tube', *Experimental Heat Transfer*. Taylor & Francis, 26(4), pp. 343–359. doi: 10.1080/08916152.2012.669809.
- Yamashita, H., Kushida, G. and Izumi, R. (1986) 'Fluid flow and heat transfer in a plate-fin and tube heat exchanger: analysis of fluid flow around square cylinder situated between parallel plates', *Bulletin of JSME*, 29(254), pp. 2562–2569. doi: 10.1299/jsme1958.29.2562.
- Yang, L. C. et al. (1997) 'Numerical prediction of transitional characteristics of flow and heat transfer in a corrugated duct', *Journal of Heat Transfer*. ASME, 119(1), pp. 62–69. doi: 10.1115/1.2824101.
- Ye, C. et al. (2013) 'The design and simulation of a new spent fuel pool passive cooling system', *Annals of Nuclear Energy*, 58, pp. 124–131. doi: 10.1016/j.anucene.2013.03.007.
- Yildiz, Ş. and Yüncü, H. (2004) 'An experimental investigation on performance of annular fins on a horizontal cylinder in free convection heat transfer', *Heat and Mass Transfer*, 40(3–4), pp. 239–251. doi: 10.1007/s00231-002-0404-x.
- Yogesh, S. S. et al. (2018) 'Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 119, pp. 26–39. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.094.
- Yuan, Z. X. (2000) 'Numerical study of periodically turbulent flow and heat transfer in a channel with transverse fin arrays', *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 10(8), pp. 842–861. doi: 10.1108/09615530010359139.
- Zhang, G. et al. (2013) 'Analysis of flow and heat transfer characteristics around oval-shaped cylinder', in *Volume 4: Heat and Mass Transfer Under Extreme Conditions; Environmental Heat Transfer; Computational Heat Transfer; Visualization of Heat Transfer; Heat Transfer Education and Future Directions in Heat Transfer; Nuclear Energy*. ASME. doi: 10.1115/HT2013-17715.
- Zhao, H. et al. (2015) 'Design of a natural draft air-cooled condenser and its heat transfer characteristics in the passive residual heat removal system for 10 MW molten salt reactor experiment', *Applied Thermal Engineering*, 76, pp. 423–434. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.11.051.
- Zhao, L. et al. (2017) 'Numerical study on airside thermal-hydraulic performance of rectangular finned elliptical tube heat exchanger with large row number in turbulent flow regime', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114, pp. 1314–1330. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.049.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Konzept eines passiven Wärmeabfuhrsystems für Brennelementlagerbecken.....	3
Abbildung 2: Geschwindigkeitsfeld um kreisrunde und ovale Rohre.....	7
Abbildung 3: Geometrie des ovalen Rohres.....	10
Abbildung 4: Qualitativer Temperaturverlauf entlang einer Rippe, adaptiert aus Shah und Sekulic´ (2003).	12
Abbildung 4: Luftgekühlter Verflüssiger MASH der Firma Kelvion Radiator GmbH (2019).	13
Abbildung 5: Rippen-Rohr-Verbindungstypen, adaptiert von Kröger (2004).	14
Abbildung 6: Exemplarische Rippendesigns, adaptiert aus Kröger (2004).	14
Abbildung 7: Generelle Abbildung von luftgekühlten Rohrbündeln in geneigter Position für a) niedrige Rohrneigung und b) hohe Rohrneigung.	17
Abbildung 8: Gesamtübersicht des Strömungskanals für Untersuchungen unter erzwungener Konvektion von Einzelrohren und Rohrbündeln.	35
Abbildung 9: Grobmaschiger Siebgleichrichter und Wabengleichrichter.....	36
Abbildung 10: Experimenteller Aufbau für die Untersuchung von Rippenrohren unter Naturkonvektion.	37
Abbildung 11: Gesamtübersicht des experimentellen Aufbaus für die Untersuchung von Rippenrohrbündeln unter Naturkonvektion.	38
Abbildung 12: Explosionszeichnung der Versuchsstrecke in den Konfigurationen mit 0° und 40° Rohrneigung.	39
Abbildung 13: Anpassung der unterschiedlichen Winkelstellungen α der Rippenrohre.....	39
Abbildung 14: Untersuchte Rippendesigns: a) runde Glattrippen (CPF), b) runde integrierte Stiftrippen (CIPF) und geschlitzte integrierte Stiftrippen (SIPF).....	40
Abbildung 15: Rippenrohr mit integrierten Heizpatronen.....	41
Abbildung 16: Untersuchte Rippenrohre als Bündel in der Testsektion und als Einzelrohr für a) runde Glattrippen (CPF), b) runde integrierte Stiftrippen (CIPF) und geschlitzte integrierte Stiftrippen (SIPF). .	42
Abbildung 17: Position der Temperaturmessstellen in der zentralen und den zusätzlichen Ebenen der Ovalrippe.	44
Abbildung 18: Schematische Darstellung der Strömungskanalbaugruppe zur Untersuchung der Wärmeübertrager.	45
Abbildung 19: Testsektion im Strömungskanal und Kontrollvolumen zur Bestimmung des Wärmestroms.	47

Abbildung 20: a) Schnittdarstellung des Sensoraufbaus, b) Strömungsprofil in einem Unterkanal des Wabengleichrichters, c) Draufsicht auf den TAGS mit den Messstellen, markiert in blau sowie d) Detaildarstellung des Widerstandsthermometersensors im Unterkanal des Gleichrichters.	49
Abbildung 21: Iterative Berechnung des Rippenwirkungsgrades von einzelnen Rohren.	51
Abbildung 22: Exemplarisch berechneter Temperaturverlauf und gemessene Temperaturdaten an der Rippenoberfläche im stationären Zustand bei einer Anströmgeschwindigkeit von 2 m/s	51
Abbildung 23: Iteratives Lösungsverfahren für den Rippenwirkungsgrad von Rohrbündeln.....	52
Abbildung 24: Verteilung der Messpunkte und der Flächenbereiche im Kanalquerschnitt.	53
Abbildung 25: Aus experimentellen Daten bestimmte a) Nusselt-Zahl und b) Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippenabstände.	59
Abbildung 26: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{\text{Ri}} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{\text{Ri}} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{\text{Ri}} = 16 \text{ mm}$	60
Abbildung 27: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{\text{Ri}} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{\text{Ri}} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{\text{Ri}} = 16 \text{ mm}$	61
Abbildung 28: Aus experimentellen Daten bestimmtes a) Leistungsbewertungskriterium, b) volumetrische Wärmestromdichte und c) globales Leitungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippenabstände.....	62
Abbildung 29: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{\text{Ri}} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{\text{Ri}} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{\text{Ri}} = 16 \text{ mm}$	63
Abbildung 30: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{\text{Ri}} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{\text{Ri}} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{\text{Ri}} = 16 \text{ mm}$	64
Abbildung 31: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{\text{Ri}} = 6 \text{ mm}$, b) $s_{\text{Ri}} = 11 \text{ mm}$ und c) $s_{\text{Ri}} = 16 \text{ mm}$	65
Abbildung 32: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für a) Nusselt-Zahl und b) Druckverlustbeiwert von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippenabstand und Orientierung.....	66
Abbildung 33: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.....	67
Abbildung 34: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.	68
Abbildung 35: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.....	69
Abbildung 36: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.....	70

Abbildung 37: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Rippenabstände.....	71
Abbildung 38: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippendesign und Rippenabstand. ...	72
Abbildung 39: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.	73
Abbildung 40: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.....	74
Abbildung 41: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.	75
Abbildung 42: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.....	76
Abbildung 43: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für unterschiedliche Rippendesigns und Neigungswinkel.	77
Abbildung 44: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippendesign und Orientierung.....	78
Abbildung 45: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für erzwungene Konvektion mit Daten aus der Literatur für konventionelle Wärmeübertragerrohre.....	79
Abbildung 46: Mit dem TAGS gemessene Temperatur- (links) und Geschwindigkeitsverteilungen (rechts) bei unterschiedlichen Neigungswinkeln des Wärmeübertragerrohres und einer mittleren Anströmgeschwindigkeit von 2 ms.....	81
Abbildung 47: Vergleich der Geschwindigkeitsmessung mit dem TAGS und den Volumenstrommessungen des Durchflusswächters.	82
Abbildung 48: Vergleich des konvektiven Wärmestromes vom Wärmeübertrager gemessen durch die elektrische Stromquelle und durch den TAGS für unterschiedliche Neigungswinkel und in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit.....	83
Abbildung 49: Aus experimentellen Daten bestimmte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl für unterschiedliche Rippenabstände.....	85
Abbildung 50: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6$ mm, b) $s_{Ri} = 11$ mm und c) $s_{Ri} = 16$ mm.	86
Abbildung 51: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl für unterschiedliche Neigungswinkel, a) $s_{Ri} = 6$ mm, b) $s_{Ri} = 11$ mm und c) $s_{Ri} = 16$ mm.	87
Abbildung 52: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Wärmeübertragerrohren mit unterschiedlichen Rippenabstand und Orientierung.	88
Abbildung 53: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für Naturkonvektion mit Daten aus der Literatur für konventionelle Wärmeübertragerrohre.....	89
Abbildung 54: Rippenrohrbündelwärmeübertrager mit a) fluchtender und b) versetzter Anordnung. ...	94

Abbildung 55: Geometrische Abmessungen und Randbedingungen der Wärmeübertrager sowie der Simulationsdomäne. Frontansicht der fluchtenden Anordnung, Frontansicht der versetzten Anordnung und Seitenansicht.....	95
Abbildung 56: Strömungsgeschwindigkeitsfeld in der y-z-Ebene zwischen den Rippen des Wärmeübertragers für eine Kaminhöhe von 11 m.....	100
Abbildung 57: Simulierte Veränderung der a) Geschwindigkeit und Temperaturdifferenz sowie b) Nusselt-Zahl und volumetrischer Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Kaminhöhe für eine Temperaturdifferenz von $\Delta TW\ddot{U} = 40 K$	101
Abbildung 58: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rippenhöhe für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.....	102
Abbildung 59: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von dem Rippenabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.	103
Abbildung 60: Strömungsgeschwindigkeitsfeld in der y-x-Ebene der zweiten Rohrreihe für $\Delta TW\ddot{U} = 10 K$ für einen Rippenabstand von 1 mm, 2 mm, 3 mm und 4 mm.....	104
Abbildung 61: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rippendicke für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.....	104
Abbildung 62: Temperaturkontur in der y-z-Ebene entlang des Rohrbündels für unterschiedliche Rippendicken bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta TW\ddot{U} = 40 K$	105
Abbildung 63: Simulierte Nusselt-Zahl für a) fluchtende Rohranordnung und b) versetzte Rohranordnung in Abhängigkeit vom Achsenverhältnis für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.....	106
Abbildung 64: Geschwindigkeitsverteilung in der y-z-Ebene entlang des Rohrbündels für unterschiedliche Achsenverhältnisse sowie a) fluchtender Rohranordnung und b) versetzter Rohranordnung bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta TW\ddot{U} = 40 K$	107
Abbildung 65: Simulierte volumetrische Wärmestromdichte für a) fluchtende Rohranordnung und b) versetzte Rohranordnung in Abhängigkeit vom Achsenverhältnis für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.....	108
Abbildung 66: Geschwindigkeitsverteilung in der y-z-Ebene entlang des Rohrbündels für unterschiedliche longitudinalen Rohrabstände für eine versetzte Anordnung bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta TW\ddot{U} = 40 K$	108
Abbildung 67: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in Abhängigkeit vom longitudinalen Rohrabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.	109
Abbildung 68: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in Abhängigkeit vom transversalen Rohrabstand für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.	110
Abbildung 69: Veränderung von a) Nusselt Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in simultaner Abhängigkeit vom transversalen und longitudinalen Rohrabstand für eine Temperaturdifferenz von $\Delta TW\ddot{U} = 40 K$	110

Abbildung 70: Temperaturkonturen in der y-z-Ebene entlang des Rohrbündels für Wärmeübertrager mit zwei, vier, sechs und acht Rohrreihen bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta T_{WÜ} = 40 K$	111
Abbildung 71: Simulierte a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte bei versetzter Anordnung in Abhängigkeit von der Rohrreihenzahl für unterschiedliche Temperaturdifferenzen.....	112
Abbildung 72: Sensitivität der Rippen- und Rohrparameter für a) Nusselt-Zahl und b) volumetrische Wärmestromdichte für $\Delta T_{WÜ} = 40 K$	113
Abbildung 73: Vergleich des Strömungsfeldes für erzwungene und natürliche Konvektion um einen dreireihigen Wärmeübertrager.....	114
Abbildung 74: Vergleich des Strömungsfeldes zwischen den Rippen der zweiten Rohrreihe eines dreireihigen Wärmeübertragers für erzwungene und natürliche Konvektion.	115
Abbildung 75: Vergleich des Temperaturfeldes für erzwungene und natürliche Konvektion um einen dreireihigen Wärmeübertrager.....	115
Abbildung 76: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.....	118
Abbildung 77: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei dreireihigen Wärmeübertragern für jede Rohrreihe für unterschiedliche Rippendesigns.....	119
Abbildung 78: Aus experimentellen Daten bestimmter Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.	120
Abbildung 79: Aus experimentellen Daten bestimmtes Leistungsbewertungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.	121
Abbildung 80: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.	122
Abbildung 81: Aus experimentellen Daten bestimmtes globales Leistungskriterium in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.	123
Abbildung 82: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Rohrbündelwärmeübertragern mit unterschiedlichen Rippendesign und Rohrreihen.	124
Abbildung 83: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für erzwungene Konvektion von Rippenrohrbündeln mit Daten aus der Literatur.	125
Abbildung 84: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.....	126
Abbildung 85: Aus experimentellen Daten bestimmte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl bei dreireihigen Wärmeübertragern für jede Rohrreihe und unterschiedlichen Rippendesigns.	127
Abbildung 86: Aus experimentellen Daten bestimmte volumetrische Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Rayleigh-Zahl bei zwei- und dreireihigen Wärmeübertragern für unterschiedliche Rippendesigns.	128

Abbildung 87: Vergleich zwischen den Werten der Korrelation und den experimentellen Werten für die Nusselt-Zahl von Rohrbündelwärmeübertragern mit unterschiedlichen Rippendesign und Rohrreihen.	129
Abbildung 88: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für natürliche Konvektion von Rippenrohrbündeln mit Daten aus der Literatur und den numerischen Simulationsergebnissen.....	130
Abbildung 89: Prozentualer Anteil der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (erzwungene Konvektion).	iii
Abbildung 90: Prozentualer Anteil der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (natürliche Konvektion).	v
Abbildung 91: Prozentualer Anteil der veröffentlichten Literatur zu Rohrbündeln (erzwungene Konvektion).	ix
Abbildung 92: Stromquelle und Durchflusswächter zur Versorgung des Strömungskanals mit elektrischer Heizleistung und Volumenstrom.....	x
Abbildung 93: Stabilisierung des Strömungskanals am Lufteinlass und in den Etagen des Stahlbaus.....	x
Abbildung 94: Thermoelemente, Thermoelementanschlüsse und Messscheiben.....	xi
Abbildung 95: Differenzdruckaufnehmer zur Bestimmung des Druckverlustes über die Wärmeübertrager.	xi
Abbildung 96: Hygrometer und Hitzdrahtanemometer zur Bestimmung von Luftfeuchte und Strömungsgeschwindigkeit.	xi

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Typische Wärmeübergangskoeffizienten für verschiedene Anwendungsfälle nach Kabelac et al. (2013).	9
Tabelle 2: Parameter der einzeln untersuchten Rippenrohre.	38
Tabelle 3: Parameter der untersuchten Rippenrohrbündel.....	43
Tabelle 4: Messgrößen und deren Messunsicherheit.	46
Tabelle 5: Berechnungsvarianten für die durchschnittliche Strömungsgeschwindigkeit u am TAGS.	53
Tabelle 6: Berechnungsvarianten für die durchschnittliche Auslasstemperatur T_2	54
Tabelle 7: Berechnungsvarianten für den Wärmestrom Q	55
Tabelle 8: Berechnete Unsicherheiten der Wärmeübertragungs- und Leistungsparameter.	56
Tabelle 9. Verwendete Konstanten der Gleichung 39, in Abhängigkeit vom Rippendesign.....	72
Tabelle 10. Verwendete Konstanten der Gleichung 40, in Abhängigkeit vom Rippendesign.....	78
Tabelle 11: Geometrieparameter für die Vorauslegung der Rohrbündelexperimente.	93
Tabelle 12: Randbedingungen der Simulation.	96
Tabelle 13: Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie.....	99
Tabelle 14 Konstanten der Gleichung 56 in Abhängigkeit vom Rippendesign.	124
Tabelle 15 Konstanten der Gleichung 57 in Abhängigkeit vom Rippendesign.	129
Tabelle 16: Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (erzwungen Konvektion). ...ii	
Tabelle 17: Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (natürliche Konvektion)....iv	
Tabelle 18: Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur zu Rohrbündeln (erzwungene Konvektion).	vi

A. Anhang

A.1 Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur	ii
A.2 Abbildungen von Komponenten und Messtechnik der Versuchsanlage	x

A.1 Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur

Tabelle 16: Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (erzwungen Konvektion).

	Geometrie	Art der Untersuchung	Literaturquelle
1-6	Verschieden	Theoretisch	Briggs und Young (1963), Colburn (1964), Robinson und Briggs (1966), Gnielinski (1975), Webb (1990), Morales-Fuentes und Loredo-Sáenz (2018)
7	Verschieden	Numerisch	Guo, Du und Yang (2018)
8-11	Kreisrundes Rippenrohr	Experimentell	Hu und Jacobi (1993), Kayansayan (1993a), Watel, Harmand und Desmet (1999), Chen und Hsu (2008)
12-13	Kreisrunde Rippenrohre	Numerisch	Lalot, Tournier und Jensen (1999), Kundu und Das (2001)
14	Platten-Rippenrohre	Experimentell	Chen, Chou und Wang (2007)
15-18	Platten-Rippenrohre	Numerisch	Yamashita, Kushida und Izumi (1986), Romero-Méndez et al. (2000), Erek et al. (2005), Şahin, Dal und Baysal (2007)
19-20	Ovale Rohre	Experimentell	Ota et al. (1983), Zhang et al. (2013)
21-23	Ovale Rohre	Numerisch	Lin und Jang (2002), Bharti, Sivakumar und Chhabra (2008), Zhang et al. (2013)
24	Geschlitzte Rippenrohre	Experimentell	Hashizume et al. (2002)
25	Geschlitzte Rippenrohre	Numerisch	Cui und Tafti (2002)

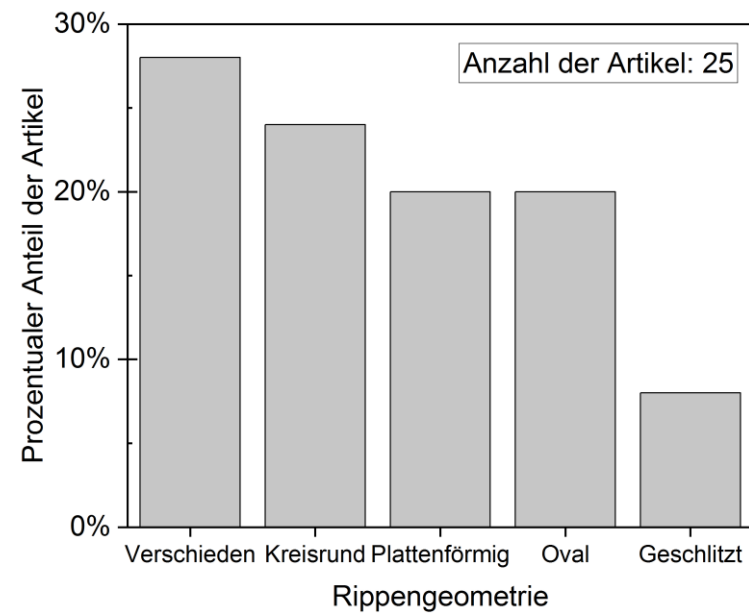


Abbildung 90: Prozentualer Anteil der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (erzwungene Konvektion).

Tabelle 17: Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (natürliche Konvektion).

	Geometrie	Art der Untersuchung	Literaturquelle
1	Verschieden	Numerisch	Chen, Chiu, Tseng, et al. (2017)
2-3	Kreisrunde Rohre	Theoretisch	Churchill und Chu (1975), Morgan (1975)
4-9	Kreisrunde Rohre	Experimentell	Koizumi und Hosokawa (1996), Newport et al. (2002), Herráez und Belda (2002), Misumi, Suzuki und Kitamura (2003), Elshazly et al. (2005), Butler, Newport und Geron (2013)
10-15	Kreisrunde Rohre	Numerisch	Ghaddar (1992), Kim et al. (2008), Lee, Ha und Yoon (2010), Ghasemi, Soleimani und Bararnia (2012), Kumar et al. (2014), Chen, Ma und Lin (2020)
16-22	Kreisrunde Rippenrohre	Experimentell	Kayansayan (1993b), Hahne und Zhu (1994), Yildiz und Yüncü (2004), Chen und Hsu (2007), Yaghoubi und Mahdavi (2013), Katsuki et al. (2015), Karami, Yaghoubi und Keyhani (2018)
23-28	Kreisrunde Rippenrohre	Numerisch	Mokheimer (2002), Dogan, Akkus und Baskaya (2012), Kumar et al. (2016a), Senapati, Dash und Roy (2016), Chen, Chiu, Liu, et al. (2017), Chen, Chou, et al. (2018)
29-32	Einzelne Rippen	Experimentell	Sobhan, Venkateshan und Seetharamu (1990), Sertkaya, Bilir und Kargici (2011), Varol et al. (2012), Awasarmol und Pise (2015)
33-36	Einzelne Rippen	Numerisch	Ben-Nakhi und Chamkha (2006), Haldar (2010), Mehrtash und Tari (2013), Tari und Mehrtash (2013)

Tabelle 17: Fortsetzung.

	Geometrie	Art der Untersuchung	Literaturquelle
37	Ovale Rohre	Experimentell	Cesini et al. (1999)
38-39	Ovale Rohre	Numerisch	Merkin (1977), Chen, Hsieh, et al. (2018)
40	Platten-Rippenrohre	Numerisch	Chen et al. (2016)

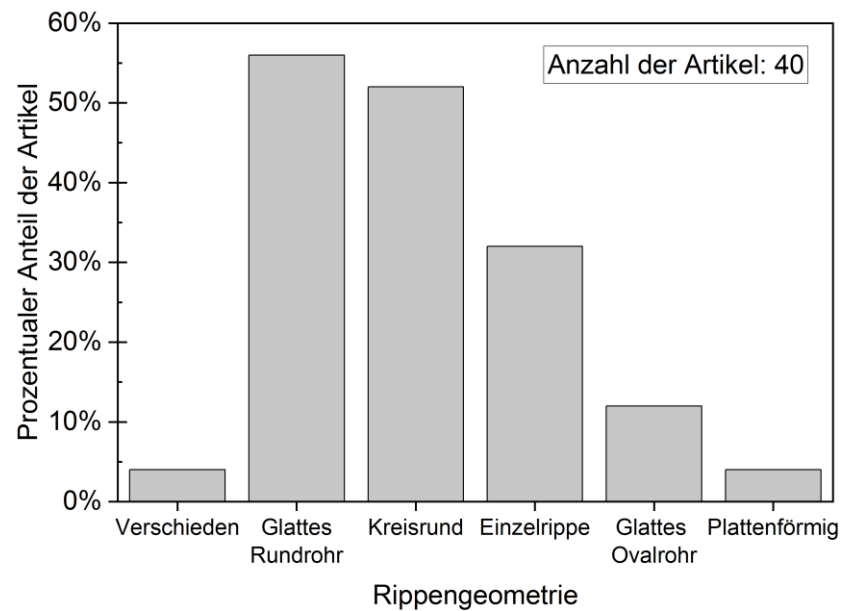


Abbildung 91: Prozentualer Anteil der veröffentlichten Literatur zu Einzelrohren (natürliche Konvektion).

Tabelle 18: Zusammenfassung der veröffentlichten Literatur zu Rohrbündeln (erzwungene Konvektion).

	Geometrie	Art der Untersuchung	Literaturquelle
1-7	Verschieden Rippenrohrbündel	Experimentell	McQuiston und Tree (1971), Lozza und Merlo (2001), Tang, Zeng und Wang (2009), Wen und Ho (2009), Wang et al. (2015), Wang, Bao und Wang (2015), Chen et al. (2019)
8-19	Verschieden Rippenrohrbündel	Theoretisch/Numerisch	Horvat, Leskovar und Mavko (2006), Doodman, Fesanghary und Hosseini (2009), Banerjee et al. (2012), Bhuiyan und Islam (2011), Bhuiyan, Islam und Amin (2012), Bhuiyan, Amin und Islam (2013), Bhuiyan et al. (2014), Bhuiyan et al. (2015), Bhuiyan und Islam (2016), Gharbi et al. (2015), Yogesh et al. (2018), Liu, Yu und Yan (2016)
20-21	Kreisrunde Rohrbündel	Experimentell	Merker und Hanke (1986), Mavridou, Konstandinidis und Bouris (2015)
22-24	Kreisrunde Rohrbündel	Numerisch	Fujii, Fujii und Nagata (1984), Wung und Chen (1989), Chen und Wung (1989)
25-36	Kreisrunde Rippenrohrbündel	Experimentell	Ritterath, Öztürk und Prasser (2011), Rich (1976), Saboya und Sparrow (1974), Saboya und Sparrow (1976), Sparrow und Samie (1985), Idem, Jacobi und Goldschmidt (1990), Idem und Goldschmidt (1993), Fiebig, Valencia und Mitra (1994), Wang, Fu und Chang (1997), Wang, Chi und Chang (2000), Wang und Chi (2000), Chen und Lai (2012)
37-42	Kreisrunde Rippenrohrbündel	Numerisch	Nir (1991), Brockmeier, Guentermann und Fiebig (1993), Mon und Gross (2004), Taler (2004), He et al. (2005), Martinez et al. (2015)

Tabelle 18: Fortsetzung.

	Geometrie	Art der Untersuchung	Literaturquelle
43-55	Platten-Rippenrohrbündel	Experimentell	Elmahdy und Biggs (1979), Rosman, Carajilescov und Saboya (1984), Kundu, Haji-Sheikh und Lou (1992), Kanematsu und Murakami (2002), Ay, Jang und Yeh (2002), Kim und Kim (2005), Jacimovic, Genic und Latinovic (2006), Paeng, Kim und Yoon (2009), Choi et al. (2010), Ge et al. (2011), Du et al. (2011), X. Du et al. (2014), Tahseen, Ishak und Rahman (2015)
56-72	Platten-Rippenrohrbündel	Numerisch	Kundu, Haji-Sheikh und Lou (1991a), Kundu, Haji-Sheikh und Lou (1991b), Wang et al. (1996), Jang, Wu und Chang (1996), Tutar et al. (2000), Wang, Hwang und Lin (2002), Huang, Yuan und Ay (2003), Tutar und Akkoca (2004), Lin, Liu und Leu (2008), Xie, Wang und Sunden (2009), Taler und Octoń (2014a), Taler und Octoń (2014b), Alinia Kashani, Maddahi und Hajabdollahi (2013), Manassaldi, Scenna und Mussati (2014), Arora, Subbarao und Agarwal (2015), Korzeń und Taler (2015), Kong et al. (2016b)
73-74	Ovale Rippenrohrbündel	Experimentell	Jang und Yang (1998), Khan, Fartaj und Ting (2005)
75-82	Ovale Rippenrohrbündel	Numerisch	Schulenberg (1966), Matos et al. (2004), Ibrahim und Gomaa (2009), Sun et al. (2015), Kumar et al. (2016b), Zhao et al. (2017), Deepakkumar und Jayavel (2017), Yogesh et al. (2018)
83-91	Wellenförmige Platten-Rippenrohrbündel	Experimentell	Goldstein und Sparrow (1976), Beecher und Fagan (1987), Webb (1990), Mirth und Ramadhyani (1993), Mirth und Ramadhyani (1994), Wongwises und Chokeman (2004), Wongwises und Chokeman (2005), Junqi et al. (2007), Pirompugd, Wang und Wongwises (2008)
92-96	Wellenförmige Platten-Rippenrohrbündel	Numerisch	Yang et al. (1997), Kim, Yun und Webb (1997), Jang und Chen (1997), Kim, Youn und Webb (1999), Tao et al. (2007)

Tabelle 18: Fortsetzung.

Nr.	Geometrie	Art der Untersuchung	Literaturquelle
97-100	Geschlitzte Rippenrohrbündel	Experimentell	Kawaguchi, Okui und Kashi (2005), Næss (2010), Martinez et al. (2010), Ma et al. (2012)
101-103	Geschlitzte Rippenrohrbündel	Numerisch	Achaichia und Cowell (1988), Guo und Tafti (2003), Kong et al. (2016a)
104-107	Spiralrippenrohrbündel	Experimentell	Nuntaphan, Kiatsiroat und Wang (2005a), Nuntaphan, Kiatsiroat und Wang (2005b), Pongsoi, Pikulkajorn und Wongwises (2012), Kiatpachai, Pikulkajorn und Wongwises (2015)
108	Additive Oktett-Gitter	Experimentell	Ho, Leong und Wong (2020)

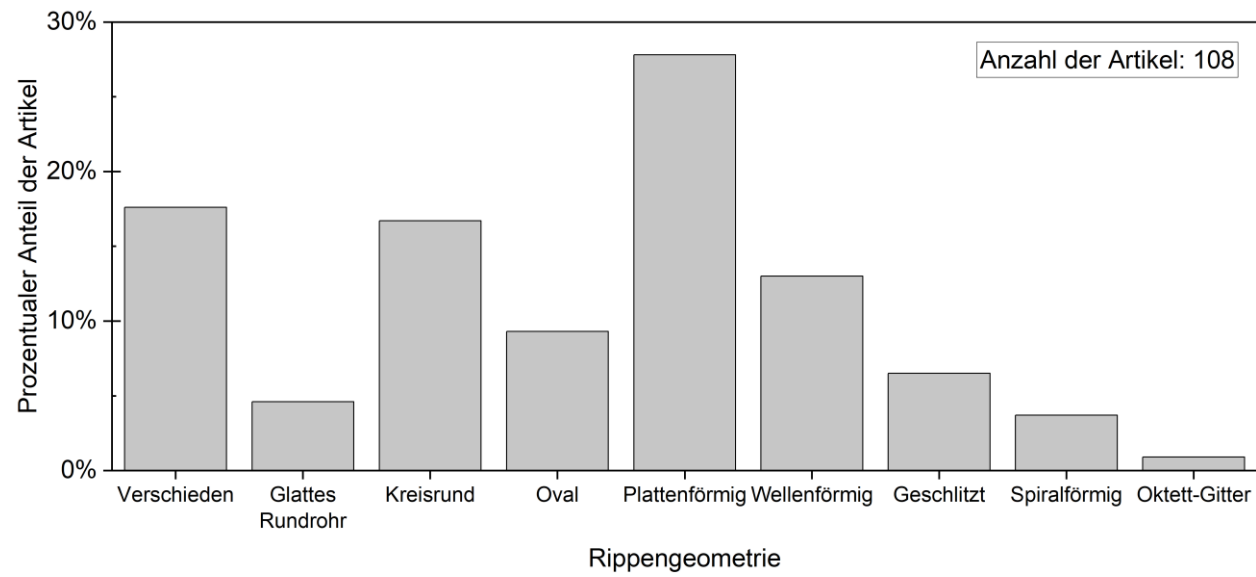


Abbildung 92: Prozentualer Anteil der veröffentlichten Literatur zu Rohrbündeln (erzwungene Konvektion).

A.2 Abbildungen der Komponenten und Messtechnik der Versuchsanlage

Versuchsanlage

Stromquelle



Durchflusswächer



Abbildung 93: Stromquelle und Durchflusswächer zur Versorgung des Strömungskanals mit elektrischer Heizleistung und Volumenstrom.

Kanalstabilisierung am Lufteintritt



Kanalstabilisierung im Stahlbau

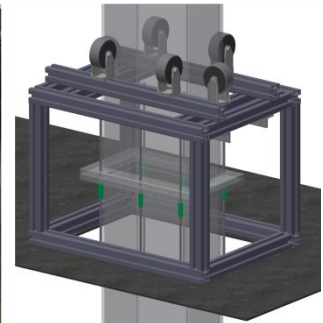
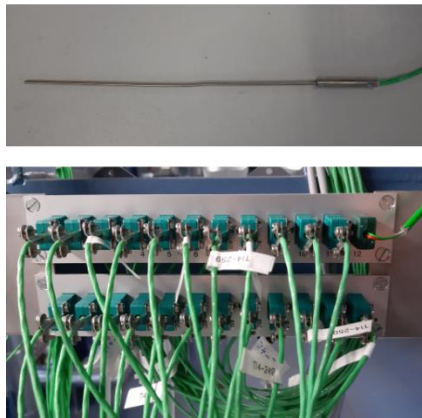


Abbildung 94: Stabilisierung des Strömungskanals am Lufteinlass und in den Etagen des Stahlbaus.

Thermoelemente



Messscheiben



Abbildung 95: Thermoelemente, Thermoelementanschlüsse und Messscheiben.

Differenzdruckaufnehmer



Abbildung 96: Differenzdruckaufnehmer zur Bestimmung des Druckverlustes über die Wärmeübertrager.

Hygrometer



Anemometer



Abbildung 97: Hygrometer und Hitzdrahtanemometer zur Bestimmung von Luftfeuchte und Strömungsgeschwindigkeit.

B. Wissenschaftliche Veröffentlichungen und Beiträge

Im Zusammenhang mit der vorliegenden Dissertationsschrift entstanden folgende wissenschaftliche Veröffentlichungen:

Journalpublikationen

Unger, S.; Beyer, M.; Pietruske, H.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „Air-side heat transfer and flow characteristics of additively manufactured finned tubes in staggered arrangement”. *International Journal of Thermal Sciences* 161, 106752. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106752](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106752).

Unger, S.; Beyer, M.; Pietruske, H.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „Natural convection heat transfer performance of additively manufactured tube bundle heat exchangers with novel fin design”. *Journal of Heat and Mass Transfer* 57, 1193-1203. DOI: [10.1007/s00231-020-03014-5](https://doi.org/10.1007/s00231-020-03014-5).

Unger, S.; Beyer, M.; Szalinski, L.; Hampel, U. (2020). „Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs”. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 153, 119621. DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119621](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119621).

Unger, S.; Arlit, M.; Beyer, M.; Hampel, U. (2020). „Experimental study on the heat flux of a heat exchanger for passive cooling of spent fuel pools by temperature anemometry grid sensor”. *Nuclear Engineering and Design* 379, 111237. DOI: [10.1016/j.nucengdes.2021.111237](https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2021.111237).

Unger, S.; Krepper, E.; Beyer, M.; Hampel, U. (2020). „Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air”. *Nuclear Engineering and Design* 361, 110549. DOI: [10.1016/j.nucengdes.2020.110549](https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2020.110549).

Unger, S.; Beyer, M.; Gruber, S.; Willner, R.; Hampel, U. (2019). „Experimental study on the air-side thermal-flow performance of additively manufactured heat exchangers with novel fin designs”. *International Journal of Thermal Sciences* 146, 106074. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2019.106074](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106074).

Unger, S.; Beyer, M.; Thiele, J.; Hampel, U. (2019). „Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angles”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 105, 100-108. DOI: [10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016).

- Unger, S.; Beyer, M.; Arlit, M.; Stasch, P.; Hampel, U. (2019). „An experimental investigation on the air-side heat transfer and flow resistance of finned short oval tubes at different tube tilt angles”. *International Journal of Thermal Sciences* 140, 225-237. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.045](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.045).
- Unger, S.; Krepper, E.; Hampel, U. (2018). „Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air”. *Nuclear Engineering and Design* 333, 224-234. DOI: [10.1016/j.nucengdes.2018.04.011](https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.04.011).
- Tas, S., Lecrivain G.; Krepper, E.; Unger, S.; Hampel, U. (2020) „Numerical investigation on the effect of transversal fluid field deformation on heat transfer in a rod bundle with mixing vanes“ *Nuclear Engineering and Design*, 110575. DOI: [10.1016/j.nucengdes.2020.110575](https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2020.110575)
- Xiao, J.; Yan, H.-J.; Schubert, M.; Unger, S.; Liu, L.; Schleicher, E.; Hampel, U. (2019) „Effect of nozzle geometry on pressure drop in submerged gas injection”. *Journal of Central South University* 26, 2068-2076. DOI: [10.1007/s11771-019-4154-z](https://doi.org/10.1007/s11771-019-4154-z)
- Xiao, J.; Yan, H.; Liu, L.; Möller, F.; Hu, Z.; Unger, S. (2019). „Effect of Bath Depth and Nozzle Geometry on Spout Height in Submerged Gas Injection at Bottom”. *Metallurgical and Materials Transactions B* 50, 3002-3011. DOI: [10.1007/s11663-019-01679-w](https://doi.org/10.1007/s11663-019-01679-w)

Konferenzbeiträge

- Unger, S.; Bieberle, A.; Moonesi Shabestary, A.; Boden, S.; Beyer, M.; Lucas, D.; Hampel, U. (2019). „Experimental and numerical studies on high-pressure steam condensation in a horizontal condenser tube”. SWINTH-2019. Livorno, Italien.
- Unger, S.; Arlit, M.; Beyer, M.; Hampel, U. (2019). „Experimental study in the heat flux of a heat exchanger for passive cooling of spent fuel pools by temperature anemometry grid sensor”. SWINTH-2019. Livorno, Italien.
- Unger, S.; Beyer, M.; Krepper, E.; Hampel, U. (2019). „CFD-based optimization of heat exchanger tube bundle arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air“. 50th Annual Meeting on Nuclear Technology. Berlin, Deutschland.
- Unger, S.; Beyer, M.; Arlit, M.; Hampel, U. (2018). „Experimental Investigation on the Heat Transfer of Innovative Finned Tubes for Passive Cooling of Nuclear Spent Fuel Pools“. 49th Annual Meeting on Nuclear Technology. Berlin, Deutschland.
- Unger, S.; Beyer, M.; Arlit, M.; Hampel, U. (2018). „Experimentelle Untersuchung der Wärmeübertragung, des Druckverlustes und des Strömungsfeldes an ovalen Rippenrohren unter Variation des Anströmwinkels“. Jahrestreffen der ProcessNet Fachgruppen Mehrphasenströmungen (MPH), Wärme- und Stoffübertragung (WSUE) und Computational Fluid Dynamics (CFD). Bremen, Deutschland.

- Unger, S.; Beyer, M.; Krepper, E.; Hampel, U. (2017). „Optimal heat exchanger for passive heat removal systems: CFD modeling, optimization, additive manufacturing and experimental analyses“. Kompetenzzentrum Ost für Kerntechnik. Zittau, Deutschland.
- Unger, S.; Oertel, R.; Hampel, U. (2017). „Numerical Investigation of Passive Heat Transfer to Ambient for Cooling of Nuclear Spent Fuel Pools“. 48th Annual Meeting on Nuclear Technology. Berlin, Deutschland.
- Unger, S.; Sarker, D.; Harm, U.; Hampel, U. (2016). „Analysis of SAM Coatings for Dropwise Condensation in Passive Safety Systems“. 47th Annual Meeting on Nuclear Technology. Hamburg, Deutschland.
- Tas, S.; Krepper, E.; Unger, S.; Hampel, U. (2019). „Numerical investigation on the effects of vortex generators on sub-channel flow in a rod bundle“. 50th Annual Meeting on Nuclear Technology. Berlin, Deutschland.

Patente

- Unger, S.; Hampel, U. „Wärmeübertrager“ DE10 2017 214 261.8
- Unger, S.; Hampel, U. „Rippenrohrwärmeübertrager mit konvexen Aussparungen der Rippenflächen und integrierten Materialaufdickungen“ DE10 2018 129 788.2

Vorträge und Poster

Neben den oben aufgeführten Präsentationen und Konferenzbeiträgen sind während der Promotion folgende Präsentationen und Poster entstanden:

- Unger, S. (2019). „Measurement techniques in single and two-phase flow“. Präsentation beim Zakho IGP Summer School. Dresden, Deutschland.
- Unger, S.; Beyer, M.; Hampel, U. (2018). „Effective energy generation by advanced cooling techniques“. Präsentation beim HZDR PhD seminar. Ústí nad Labem, Tschechien.
- Unger, S. (2018). „Measurement techniques in single and two-phase flow“. Präsentation beim Zakho IGP Summer School. Dresden, Deutschland.
- Unger, S.; Beyer, M.; Arlit, M.; Hampel, U. (2017). „Thermal and flow characteristics of finned oval tube bundles in passive safety systems“. Poster beim HZDR PhD seminar. Altenberg, Deutschland.
- Unger, S.; Sarker, D.; Hampel, U. (2016). „Analysis of self-assembled monolayer coating and the influence on dropwise condensation“. Poster beim Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppe Wärme- und Stoffübertragung. Kassel, Deutschland.
- Unger, S.; Harms, U. (2016). „Applications of self-assembled monolayers (SAM) in the fields of corrosion protection and thermal fluid dynamics“. Präsentation beim HZDR Institutsseminar. Dresden, Deutschland.
- Unger, S.; Sarker, D.; Hampel, U. (2015). „Enhanced dropwise condensation by SAM coating for passive cooling systems“. Poster beim HZDR PhD seminar. Altenberg, Deutschland.

Betreuung studentischer Arbeiten

Während der Promotionsphase wurden folgende studentischen Arbeiten betreut:

Müller, J. (2020). „Dimensioning and Numerical Simulation of a Pre-Cooler for the Reconversion of Waste Heat by a Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle“. Masterarbeit, Fachhochschule Aachen Campus Jülich.

Thiele, J. (2017). „Theoretische und experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs an berippten Rohren unter Naturkonvektion“. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden.

Ayob, A. A. (2017). „Numerical optimization of finned heat exchanger using ANSYS CFX“. Masterarbeit, The University of Edinburgh.

Stasch, P. (2017). „Thermofluidynamische und konstruktive Auslegung sowie Aufbau und Inbetriebnahme eines Strömungskanals zur Untersuchung des konvektiven Wärmeübergangs an innovativen Rippenrohren“. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden.

Preise

Best Presentation Award, HZDR PhD Seminar, Ústí nad Labem, 2018.

C. Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, dass die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt wurde. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Bei der Auswahl und Auswertung des Materials sowie bei der Erstellung des Manuskripts habe ich Unterstützungsleistungen von folgenden Personen erhalten:

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. habil. Uwe Hampel

Dipl.-Ing. Matthias Beyer

Weitere Personen waren an der geistigen Herstellung der vorliegenden Arbeit nicht beteiligt. Insbesondere habe ich nicht die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters in Anspruch genommen. Dritte haben von mir keine geldwerten Leistungen für die Arbeiten erhalten, die in Zusammenhang mit dem Inhalt der vorliegenden Dissertationsschrift stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und sie ist auch nicht veröffentlicht worden.

Die Promotionsordnung wird anerkannt.

Dresden, den 10.08.2021

Dipl.-Ing. Sebastian Unger