

**Numerische Untersuchung des luftseitigen
Wärmeübergangs und Druckverlustes in
Lamellenrohr-Wärmeübertragern
mit verschiedenen Rohrformen**

Der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik
der Technischen Universität Bergakademie Freiberg

eingereichte

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

Dr.-Ing.

vorgelegt

von Dipl.-Ing. István Réz

geboren am 25.06.1973 in Nagykanizsa, Ungarn

Freiberg, den 18.11.2004

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	5
1 Einleitung, Problemstellung	9
2 Stand des Wissens	13
2.1 Die luftseitigen Wärmeübergangs- und Strömungs- phänomene in Lamellenrohr-Wärmeübertragern	13
2.2 Einflussfaktoren auf die Strömung und den Wärmeübergang	15
2.2.1 Strömungsgeschwindigkeit	15
2.2.2 Geometrische Parameter	15
2.2.2.1 <i>Rohrgeometrie und Rohrdurchmesser</i>	16
2.2.2.2 <i>Rohrreihenanzahl</i>	18
2.2.2.3 <i>Rohranordnung</i>	18
2.2.2.4 <i>Lamellenabstand</i>	19
2.3 Möglichkeiten zur Leistungssteigerung	20
2.4 Zusammenfassung zum Stand des Wissens	22
3 Grundlagen des numerischen Simulationsverfahrens	25
3.1 Theoretische Grundlagen	25
3.1.1 Die differentiellen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie	25
3.1.2 Turbulenzmodell nach Spalart-Allmaras [17]	26
3.2 Geometrie	28
3.3 Diskretisierung des Berechnungsgebietes	30
3.4 Randbedingungen	32
3.5 Konzeption zur Lösung des Problems	33
3.5.1 Diskretisierungsverfahren	33
3.5.2 Der allgemeine Lösungsalgorithmus	34
3.5.3 Lösungsverfahren	34
4 Validierung des numerischen Verfahrens	37
4.1 Vergleich der eigenen numerischen Ergebnisse mit Ergebnissen aus der Literatur	37
4.1.1 Validierung 1: Strömung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager bei kleiner Reynolds-Zahl	37
4.1.1.1 Problembeschreibung	37
4.1.1.2 Lösungsweg und Ergebnisse	38

4.1.2	Validierung 2: Untersuchung der laminaren Strömung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager	41
4.1.2.1	Problembeschreibung	41
4.1.2.2	Lösungsweg und Ergebnisse	42
5	Lokale Betrachtung der Ergebnisse der numerischen Berechnungen	45
5.1	Untersuchung der Strömungsstruktur und des Geschwindigkeitsfeldes . .	45
5.2	Untersuchung des Temperaturfeldes und des lokalen Wärmeüberganges .	53
6	Globale Ergebnisse der numerischen Simulation und ihre Auswertung	59
6.1	Theoretische Grundlagen zur Auswertung des Wärmeübergangs auf der Luftseite	59
6.1.1	Verwendete Ähnlichkeitskennzahlen zur Lösung des Problems . .	60
6.1.2	Geometrische Abmessungen	62
6.1.3	Rippenwirkungsgrad	62
6.1.4	Bezugstemperatur	63
6.1.5	Geschwindigkeit	64
6.1.6	Druckverlust	64
6.2	Diskussion der globalen Simulationsergebnisse	65
6.2.1	Einfluss der Geschwindigkeitserhöhung	65
6.2.2	Einfluss der Lamellenabstandsänderung	73
6.2.3	Einfluss der Rohrreihenzahl	78
6.3	Dimensionlose Approximationen des Wärmeüberganges und des Druckverlustes	83
6.3.1	Nußelt-Zahl	83
6.3.2	Widerstandsbeiwert	85
6.3.3	Korrelationen für den Wärmeübergang und den Druckverlust . .	88
7	Zusammenfassung	95
A	Stoffeigenschaften der Luft und des Lamellenmaterials	I
B	Abbildungen zum Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit	III
C	Abbildungen zum Einfluss der Abstandsänderung	VII
D	Abbildungen zum Einfluss der Rohrreihenzahl	XI
E	Abbildungen zur lokalen Betrachtung der Wärmeübertragung	XVII
	Tabellenverzeichnis	XXIII
	Abbildungsverzeichnis	XXV
	Literaturverzeichnis	LI
6	Dank	LVII

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Zeichen	SI-Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
a	m	große Halbachse einer Ellipse
b	m	kleine Halbachse einer Ellipse
c	m	geometrische Größe des Flachrohres; $c = a_a - b_a$
C	-	Proportionalitätskonstante
c_p	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische isobare Wärmekapazität
d_a	m	Rohrdurchmesser, außen
d_{ae}	m	äquivalenter Durchmesser
d_h	m	hydraulischer Durchmesser
e	-	Exzentrizität, Achsenquotient; $e = b/a$
f_{fric}	-	Reibungsbeiwert (friction factor)
$\dot{G}$	$\text{kg m}^2/\text{s}$	Massenstromdichte bezogen auf die Fläche A_{min}
$\dot{H}$	W	Enthalpiestrom
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H	m	Lamellenabstand, Kanalbreite
k_{kin}	m^2/s^2	turbulente kinetische Energie
l	m	berippte Rohrlänge
L_{char}	m	charakteristische Länge
m	-	Exponent
Ma	-	Mach- Zahl
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
n	-	Exponent, Normalenrichtung
Nu	-	Nußelt-Zahl
$Nu_{d,ae}$	-	Nußelt-Zahl; $Nu_{d,ae} = \alpha d_{ae}/\lambda_L$
Pr	-	Prandtl-Zahl; $Pr = \eta c_{p,L}/\lambda_L$
p	Pa	Druck
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{q}$	W/m^2	Wärmestromdichte
R	-	Rohrreihenzahl in Strömungsrichtung
Re	-	Reynolds-Zahl
$Re_{d,ae}$	-	Reynolds-Zahl; $Re_{d,ae} = u_m d_{ae}/\nu_L$
$Re_{d,h}$	-	Reynolds-Zahl; $Re_{d,h} = u_{max}(4A_{min}slz_l/A_{WT})/\nu_L$
Re_H	-	Reynolds-Zahl; $Re_H = u_m H/\nu_L$

Lateinische Buchstaben

Zeichen	SI-Einheit	Bedeutung
s	m	Länge, Abstand
SA	-	Spalart-Allmaras Modell
s_l	m	Längsteilung der Rohre
s_q	m	Querteilung der Rohre
St	-	Stanton- Zahl
T	K	absolute Temperatur
T_∞	K	Temperatur in hinreichend großem Abstand von der Wand
t_R	m	Rippen- bzw. Lamellenteilung
U	m	Umfang
u_m	m/s	mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Lamellenrohr-Wärmeübertra- ger
u_{max}	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt des Lamellenrohr- Wärmeübertragers
u, w	m/s	Geschwindigkeit
u_{ein}	m/s	Anströmgeschwindigkeit
$\vec{u}$	m/s	resultierender Geschwindigkeitsvektor
V	m^3	Volumen
x, y, z	-	kartesische Koordinaten
z_l	-	Anzahl der Rohre in Hauptströmungsrichtung
z_q	-	Anzahl der Rohre quer zur Hauptströmungsrichtung

Griechische Buchstaben

Zeichen	SI-Einheit	Bedeutung
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_{x,y}$	W/(m ² K)	lokaler Wärmeübergangskoeffizient
δ_{ij}	-	Kronecker-Delta
δ_R	m	Dicke der Rippe bzw. Lamelle
η	kg/(ms)	dynamische Viskosität
η_R	-	Rippenwirkungsgrad
θ_m	K	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
π	-	Pi, Ludolfsche Zahl ($\pi = 3,1416$)
ξ	-	Widerstandsbeiwert
ρ	kg/m ³	Dichte
σ		Flächenverhältnis; A_{min}/A_{an}
Φ	-	Funktion (Anhang A)
ϕ	-	beliebige Größe
ψ	-	Hohlraumanteil des Lamellenrohr-Wärmeübertragers

Lateinische Buchstaben

Indizes

Zeichen	Bedeutung
<i>A</i>	Austrittsquerschnitt
<i>an</i>	Anströmung
<i>aus, a</i>	außen
<i>B</i>	Bulk, Kern
<i>E</i>	Eintrittsquerschnitt
<i>ein</i>	Eintritt vor dem Lamellenrohr- Wärmeübertrager
<i>f</i>	Flachrohr
<i>ges</i>	gesamt
<i>GR</i>	Grundrohr
<i>H</i>	Kanalhöhe
<i>Hohl</i>	Hohlraum der Luftseite
<i>i, j, l</i>	Zählindex
<i>in</i>	innen
<i>k</i>	Kreisrohr
<i>L</i>	Luft
<i>Lam</i>	Lamelle
<i>m</i>	mittel
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>o</i>	Ovalrohr
<i>R</i>	Rippe
<i>ref</i>	Referenz
<i>sa</i>	Spalart-Allmaras Modell
<i>t</i>	Turbulenz
<i>W</i>	Wand
<i>WÜ</i>	Wärmeübertrager

1 Einleitung, Problemstellung

Wärmeübertrager werden seit Jahrzehnten und wegen der gestiegenen Energiepreise insbesondere in den letzten Jahren zunehmend zur Optimierung verschiedener technischer Anlagen eingesetzt. Sie finden in der Praxis bei jenen Prozessen Anwendung, bei denen von der Umgebungstemperatur abweichende höhere oder niedrigere Temperaturen auftreten und dienen dabei häufig direkt der Energieeinsparung. Obwohl schon viele Probleme und Fragen im Zusammenhang mit der Wärmeübertragung und den Druckverlusten in Wärmeübertragern gelöst bzw. beantwortet wurden, ergeben sich im Laufe der Entwicklung immer wieder neue Fragestellungen, die zu untersuchen sind. Ziel der Anstrengungen ist dabei immer, Anordnungen mit möglichst geringem Druckverlust bei gleichzeitig guter Wärmeübertragung zu finden. Je nach Anwendung unterschei-

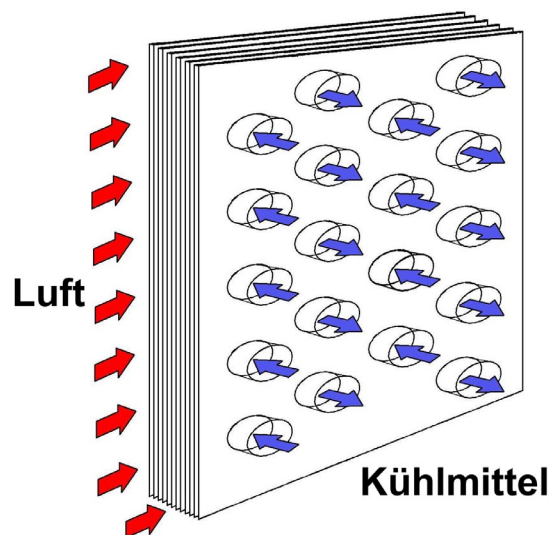


Abb. 1.1: Schematische Darstellung eines Lamellenrohr- Wärmeübertragers

det man Wärmeübertrager für tiefe, mittlere oder hohe Temperaturen. Im mittleren Temperaturbereich sind Anwendungen von Wärmeübertragern vor allem in der Klima-, Trocknungs- und Kältetechnik interessant. Die Arbeitstemperatur dieser Anlagen liegt ungefähr zwischen $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die vorliegende Arbeit berücksichtigt vorwiegend Wärmeübertragung nahe dem Umgebungsdruck und -temperatur, wobei auch starke Druck- und Temperaturgradienten auftreten können. Mit zunehmendem Bedarf an der Raumluftkühlung erhob sich die Forderung nach einer Verbesserung des Wärmeübergangs in Luft- Kühlmittel- Wärmeübertragern. Dafür kommen vorwiegend Lamellenrohr- Wärmeübertrager (siehe Abbildung 1.1)zur Anwendung. Sie lassen sich in kompakter,

raumsparender Bauweise herstellen [71]. Diese Wärmeübertrager bestehen aus kühlmittelführenden Rohrsystemen mit unterschiedlichem Querschnitt und aus Lamellen, die mit ihren verschiedenen Formen für die vergrößerte Wärmeübertragungsfläche sorgen. Der Lamellenrohr- Wärmeübertrager hat die Aufgabe, geforderte Zustandgrößen (Temperatur, Feuchtigkeit) einzustellen. Die luftseitigen Transportprozesse im Lamellenrohr- Wärmeübertrager werden durch viele verschiedene Einflussparameter bestimmt:

- Art der Zustandsänderung der Luft (z.B. Änderung von Temperatur, Druck)
- Art der Luftströmung und Wärmeübertragung (z.B. laminare oder turbulente Strömung, freie oder erzwungene Konvektion)
- Geometrie des Wärmeübertragers (z.B. versetzte oder fluchtende Rohranordnung, Rohrabstand, Rohrquerschnitt, Lamellenabstand) sowie Lamellen- und Rohrwerkstoff.

Es gibt verschiedene Methoden, um die unterschiedliche Wirkung der oben genannten Einflussgrößen auf den Wärmeübergang und den Druckverlust zu ermitteln. Eine Möglichkeit besteht in der experimentellen Bestimmung der gesuchten Parameter. Hierbei ist das größte Problem, die Messungen der Parameter ohne Störung des Strömungsfeldes zu vollziehen. Dies lässt sich mit der visuellen Messtechnik realisieren, trotzdem ist die große Frage, wie genau diese Messungen sind.

Ein weiterer Weg ist die computergestützte Berechnung des Strömungs- und Temperaturfeldes durch die Lösung der diskretisierten Erhaltungsgleichungen und deren analytische oder numerische Berechnung. Der Vorteil der numerischen Verfahren liegt in der Möglichkeit, relativ einfach Modifikationen an der untersuchten Konfiguration vorzunehmen. Durch gezielte Variation der Randbedingungen, der Geometrie oder der Materialeigenschaften ist es möglich, effiziente Parameterstudien durchzuführen. Im vorliegenden Fall scheint es sinnvoll, die Transportvorgänge im Lamellenrohr- Wärmeübertrager mit Hilfe numerischer Berechnungsverfahren zu untersuchen. Am Institut für Wärmetechnik und Thermodynamik der TU Bergakademie Freiberg wurden bereits mehrere numerische Arbeiten [31][42] auf diesem Gebiet erfolgreich abgeschlossen, so dass bei der Problemlösung auf vielfältigen Erfahrungen aufgebaut werden konnte.

Um die Forderung nach gutem Wärmeübergang bei geringerem Platzbedarf und Materialverbrauch umzusetzen, werden verschiedene Massnahmen vorgenommen. Zu denen zählten die Erzeugung von Hochleistungsflächen durch geometrische Oberflächenmodifikationen. Die Auswirkung solcher Strömungsmanipulationen zur Erhöhung des Wärmeübergangs kann nur mit Kenntnis der sich im Wärmeübertrager abspielenden Vorgänge bewertet und weiter verbessert werden. Es ist möglich, mit Hilfe der numerischen Strömungsmechanik (CFD) und guter Rechnertechnik wärme- und strömungstechnische Probleme zu lösen. Die Simulationsrechnungen können teure Experimente zum Teil oder ganz ersetzen und vor allem können auch messtechnisch nicht erfassbare Phänomene simuliert und untersucht werden. Die Simulationsrechnungen liefern im Prinzip für jeden Ort im Strömungsfeld die gesuchten Größen. Allerdings ist dafür Voraussetzung, dass das zur Berechnung verwendete Modell, einschließlich des zur Berechnung verwendeten Gleichungssystems, die Realität ausreichend genau abbildet.

Ziel der Arbeit ist die numerische Untersuchung der Wärmetransportvorgänge in Lamellenrohr - Wärmeübertragern unter Variation verschiedener geometrischer, wärme- und strömungstechnischer Parameter. Die Besonderheit der Arbeit besteht darin, dass die Variationen der Parameter mit der gleichen numerischen Methode untersucht wurde. In diesem Fall besteht immer die Möglichkeit nur die Differenz zwischen den untersuchten Variationen zu betrachten.

Der Nachteil dieser Untersuchungsmethode liegt darin, dass eine Vielzahl von Berechnungen benötigt wird. Es werden Wärmeübertrager untersucht, die aus Rohren mit ovalem, flachem oder kreisförmigem Querschnitt bestehen und deren Lamellen glatt, nicht-durchbrochen und eben sind. Da nachgewiesen wurde, dass der Wärmeübergang bei versetzter Rohranordnung besser ist als bei fluchtender [8], liegt das Hauptaugenmerk der Betrachtungen auf Wärmeübertragern mit versetzter Rohranordnung. Als gasseitiges Strömungsmedium wurde trockene Luft gewählt. Zur Behandlung des Problems wurde das Finite-Volumen-Programm FLUENT 6 angewendet.

2 Stand des Wissens

Im folgenden Kapitel werden die relevanten Literaturstellen zum Thema „luftseitige Wärme- und Strömungsvorgänge in Lamellenrohr- Wärmeübertragern“ und zur Wirkung der verschiedenen untersuchten Parameter auf den Wärmeübergang und den Druckverlust zusammengefasst.

2.1 Die luftseitigen Wärmeübergangs- und Strömungsphänomene in Lamellenrohr-Wärmeübertragern

Untersuchungen, die sich entweder experimentell oder numerisch mit diesem Forschungsgebiet beschäftigen, sind zahlreich vorhanden. Sie behandeln das Problem mit verschiedenen Methoden [67][58][23]. Die für den luftseitigen Wärmeübergang und Strömungswiderstand in der Literatur zu findenden Kennzahlbeziehungen liefern für ähnliche oder gleiche geometrische Konfigurationen unterschiedliche Ergebnisse. Die Luftströmung durch einen Lamellenrohr- Wärmeübertrager kann als eine Überlagerung von Spalt- und Rohrumströmung betrachtet werden. Detaillierte Ausführungen zu diesen beiden Strömungsformen findet man in zahlreichen Lehr- und Handbüchern [47][63][3][14][70].

Die Strömungsvorgänge und die Wärmeübertragung im Lamellenrohr- Wärmeübertrager wurden u. a. von Schüz und Kottke [60] umfassend untersucht und dabei herausgefunden, dass diese durch drei Grundvorgänge bestimmt werden:

- die laminare Plattengrenzschicht zwischen den Lamellen,
- das Ablösegebiet auf der Leeseite des Rohres,
- das Hufeisenwirbelsystem vor den Rohren.

Die Geometrie und der Betrieb von Wärmeübertragern soll so variiert werden, dass der Einfluss dieser Größen zum maximalen Wärmeübergang bei möglichst kleinem Druckverlust führt. Abbildung 2.1 stellt schematisch dar, wie sich die Strömung vor und um einen quer angeströmten Kreiszylinder entwickelt. Abhängig von der Grenzschichtdicke und der Fluidgeschwindigkeit können sehr komplexe Systeme von Vorderkantenwirbeln entstehen. Dieses Phänomen wird aufgrund der charakteristischen Form der Strömung als Hufeisenwirbelsystem bezeichnet. Der Wärmeübergang vor dem Rohr vergrößert sich durch die Wirbel.

Valencia [69] konnte durch lokale Wärmeübergangsmessungen an Wärmeübertragerelementen zeigen, dass der Einfluss des Hufeisenwirbelsystems auf den Wärmeübergang

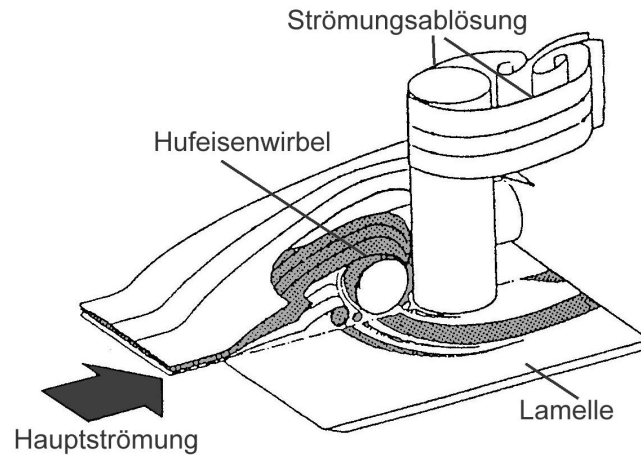


Abb. 2.1: Schematische Darstellung der Hufeisenwirbel um das Rohr und des Nachlaufgebietes mit Strömungsablösung hinter dem Rohr [59]

beträchtlich ist. Bei einer Rohrumströmung entwickelt sich neben den Wirbeln vor dem Rohr auch ein Nachlaufgebiet dahinter, wo der Wärmeübergang sehr gering ist. Es kann vorkommen, dass die Verbesserung durch die Verwirbelung durch das Nachlaufgebiet mit seiner negativen Wirkung auf den Wärmeübergang ausgeglichen wird.

In den Arbeiten von Chen u.a. [11][12] wurden berippte Ovalrohre untersucht. Die erreichten Ergebnisse werden kurz zusammenfasst:

- vor dem Rohr bildet sich ein schwacher Hufeisenwirbel und dahinter ein kleines Rezirkulationsgebiet,
- drei Temperaturgrenzschichten existieren im Kanal, zwei an der Lamelle und eine an der Rohroberfläche,
- der Wärmeübergang am Rohr verursacht im untersuchten Parameterbereich weniger als 10% der gesamten übertragenen Wärmemenge,
- bei den untersuchten Geometrien ist der Rippenwirkungsgrad hoch, meist beträgt er über 90%; es besteht keine starke Abhängigkeit des Rippenwirkungsgrades von der Reynolds- Zahl.

Die weiteren numerischen Berechnungen und Ergebnisse von Chen werden später bei den Leistungssteigerungsmöglichkeiten im Kapitel 2.3 diskutiert, wo die verschiedenen Wege zu einem besseren Wärmeübergang analysiert werden.

In den 1990-er Jahren wurden neben experimentellen Arbeiten mehr und mehr numerische Untersuchungen von Rippenrohr- Wärmeübertragern veröffentlicht. Dieser große

Fortschritt bei numerischen 3D Simulationen hängt mit der raschen Erhöhung in der Geschwindigkeit und Leistung von Computern zusammen. In einer der ersten Veröffentlichungen (Bastani u.a. [6]) wurde über dreidimensionale numerische Untersuchungen von Lamellenrohr- Wärmeübertragern berichtet. Diese und andere Veröffentlichungen werden im folgendem Abschnitt näher vorgestellt.

2.2 Einflussfaktoren auf die Strömung und den Wärmeübergang

In diesem Kapitel werden die in der Literatur am häufigsten untersuchten Faktoren beschrieben und ihre Einflüsse auf die Strömung und den Wärmeübergang geprüft.

2.2.1 Strömungsgeschwindigkeit

Im allgemeinen hat sich in Forschungsberichten, in denen die Strömung eine Rolle spielt, durchgesetzt, die Art der Strömung durch die Reynolds-Zahl auszudrücken. In Lamellenrohr - Wärmeübertragern tritt meistens erzwungene Strömung auf. Eine erzwungene Strömung kann laminar oder turbulent sein. Der Umschlag von einer in die andere Strömungsform erfolgt bei der kritischen Re-Zahl. In einigen Fällen kann ein breiter Übergangsbereich auftreten, welcher von vielen Parametern abhängig ist. Ein Parameter, welcher bei Strömungen eine beträchtliche Rolle spielt, ist die Geschwindigkeit des strömenden Fluids. Meist liegt bei Luft als Arbeitsmittel die Strömungsgeschwindigkeit zwischen 1 m/s und 10 m/s, woraus sich eine Mach-Zahl von $0,003 \leq Ma \leq 0,03$ ergibt, so dass das Fluid als ideales Gas betrachtet werden kann [44]. Wird die Kanalhöhe (Lamellenabstand) bei einem realistischen Wert zwischen 1 mm und 3 mm gewählt, so liegt die auf die Kanalhöhe bezogene Reynolds-Zahl im Bereich $200 \leq Re_H \leq 2000$. In diesem Reynolds-Zahl-Bereich sind Spaltströmungen in glatten Kanälen meist laminar [61][62]. Die Erhöhung der Anströmgeschwindigkeit fördert unabhängig von geometrischen Parameteränderungen ein Wachstum des Druckverlustes und des Wärmeübergangskoeffizienten [76][72][28]. Die Wirkung der Geschwindigkeitsänderung wurde sehr selten allein als Einflussfaktor untersucht. Am meisten wurde diese Einflussgröße im Zusammenhang mit anderen geometrischen Parametern betrachtet, und wird daher als einzelne Parameter nicht gesondert bearbeitet.

2.2.2 Geometrische Parameter

Bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern ergibt sich die Möglichkeit, durch eine Vielzahl von geometrischen Parametern die Strömung und den Wärmeübergang beeinflussen zu können. An dieser Stelle werden nur die Kenngrößen, die später bei der numerischen Untersuchung vorkommen, näher untersucht. So werden die Rohrgeometrie mit Rohrdurchmesser, die Rohrreihenanzahl, die Rohranordnung und der Lamellenabstand betrachtet.

2.2.2.1 Rohrgeometrie und Rohrdurchmesser

Die Form des Rohrquerschnitts bestimmt die Festigkeit und beeinflusst die Strömungsstrukturen und den Wärmeübergang bei den Wärmeübertragern. Das Kreisrohr wird oft verwendet, da es einfacher und billiger herzustellen ist als andere Rohrformen und über eine bessere Druckfestigkeit verfügt, d.h. ein Kreisrohr kann unter höherem Druck arbeiten. Es erzeugt einen stärkeren Hufeisenwirbel [59] als ein Ovalrohr und bewirkt daher einen besseren Wärmeübergang im Gebiet des Wirbels. Aber es erzeugt andererseits eine größere Versperrung, die zu einem höheren Formwiderstand und zu einem größeren Nachlaufgebiet führt, in dem der Wärmeübergang an der Rippe gering ist.

Saboya [53] [50] verwendete das Naphthalinsublimationsverfahren zur lokalen und globalen Wärmeübergangskoeffizientenbestimmung an Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit Kreisrohr. Bei dieser Technik wurde durch Messung der Diffusionsrate von Naphthalin der Stoffübergang ermittelt. Nach der Analogie zwischen Stoff- und Wärmeübertragung mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie wurde der Wärmeübergang untersucht. Es wurde gezeigt, dass diese Messmethode zur Ermittlung von Stoff- und Wärmeübergang in Lamellenrohr-Wärmeübertragern geeignet ist. Bei der Untersuchung wurde festgestellt, dass sich wegen der strömungstechnisch günstigen Form eines Ovalrohres mit der großen Achse parallel zur Strömungsrichtung bei gleichen Strömungsbedingungen der Ablösepunkt stromabwärts verlagert [49]. Das Wirbelgebiet hinter einem Ovalrohr ist viel kleiner als hinter einem Kreisrohr, und der Strömungswiderstand ist entsprechend geringer [52]. Gegenüber den strömungstechnischen Vorteilen von Ovalrohren steht der Nachteil der höheren Herstellungskosten. Der Einfluss der Rohrform wurde von Saboya u.a. [51] zusammen mit anderen Faktoren untersucht. Es wurden drei Varianten von Rohren mit gleicher Quer- und Längsteilung und gleichem Lamellenabstand untersucht. Die Verwendung von elliptischen Rohren statt Kreisrohren führte für ein- und zweireihige Rippenrohre bei $75 < Re_H < 750$ zu einer Verringerung des Druckverlustes bei gleichbleibendem Wärmeübergang an der Rippe.

Die Ergebnisse der experimentell- numerischen Untersuchungen zeigten, dass eine Verschiebung des Kreisrohres stromab zur Reduzierung des Totwassergebietes zu über 5 % höheren Nukelt-Zahlen führen kann, aber etwa 7 % weniger Wärme übertragen wird. Die Ursache dafür ist die niedrigere Temperaturdifferenz im vorderen Bereich, wo die Nukelt-Zahl hoch ist.

Experimentell und numerisch wurden Lamellenrohr- Wärmeübertrager in der Arbeit von Jang u.a. analysiert [29][28]. Vierreihige Anordnungen mit Oval- und Kreisrohren wurden mit trockenen und nassen Oberflächen experimentell und nur mit trockenen numerisch untersucht. Bei der Auswertung der Ergebnisse wurde festgestellt, dass die numerischen und experimentellen Daten gut übereinstimmten. Bei der Prüfung des Rohrformeinflusses wurden geringere Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten und den Druckverlust bei Ovalrohren gefunden. Der Druckverlust vom Kreisrohr steigt schnell mit der Geschwindigkeit an, beim Ovalrohr ist diese Tendenz langsamer.

Rocha u.a. [52] haben Kreis- und Ovalrohre in ein- und zweireihiger Anordnung gerechnet und verglichen. In der numerischen Arbeit wurde die Exzentrizität e (Quotient von kleiner und großer Halbachse einer Ellipse) studiert. Die Exzentrizität wurde mit $e = 1$ (Kreisrohr) bzw. $e = 0,65$ und $e = 0,5$ variiert. Die Simulationen wurden zweidimensional

mit Verwendung von Symmetrieeigenschaften durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass sich die höchsten Werte der Nu-Zahl bei Ovalrohren mit zweireihiger Anordnung und $e=0,5$ ergeben. Bei Ovalrohren wurde neben einem max. 18 % höheren Rippenwirkungsgrad auch eine Reduzierung des Druckverlustes um 15 % im Vergleich mit dem Kreisrohr nachgewiesen.

Merker u. a. [37][38][39] haben den Wärme- und Stoffübergang und das Strömungsfeld in Oval-, Lanzetten- und Rautenrohrbündeln untersucht. Bei diesen Untersuchungen, wo an versetzt angeordneten mehrreihigen Rohrbündeln gemessen wurde, wurde auch das Naphthalinsublimationsverfahren eingesetzt. Die Versuchsergebnisse wurden mit Hilfe einer halbempirischen Beziehung ausgewertet. Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Strömung am Ovalrohr später ablöst und der mittlere Wärmeübergangskoeffizient höher als bei anderen Rohrformen ist.

Der Einfluss der geometrischen Faktoren wurde von Matos u.a. [34][35][36] über mehrere Jahre untersucht. Im ersten Schritt wurden experimentelle Untersuchungen und eine 2D-Analyse des Wärmeübergangs durchgeführt. Später wurde das 2D-Modell auf 3D weiterentwickelt. In allen Fällen wurden Kreis- und Ovalrohre mit verschiedener Exzentrizität untersucht. Die übertragene Wärme wurde mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit und abnehmender Exzentrizität größer. Die Messwerte und auch die numerischen Ergebnisse haben bestätigt, dass der Wärmeübergang bei Ovalrohren besser und der Druckverlust kleiner ist. Es wurden die Exzentrizitäten 1; 0,8; 0,65; 0,6; 0,5 und 0,4 untersucht. Der maximale Wärmeübergang bei dem kleinsten Druckverlust wurde unter allen untersuchten geometrischen Parametern und Geschwindigkeiten beim Ovalrohr mit der Exzentrizität $e=0,5$ gefunden. Die optimale Querteilung wurde für alle Varianten bei $S/2b = 0,5$ (S ist der Querteilung der Rohre und b die kleinere Halbachse) ermittelt. Es wurde auch festgestellt, dass die optimale Querteilung mit zunehmender Re- Zahl abnimmt.

Zum Wärmeübergang und Druckverlust in Wärmeübertragern mit Flachrohren sind relativ wenige Untersuchungen bekannt. Es fehlt die Erklärung, woran dies liegen kann; ob es unmittelbar mit der Form zu tun hat, oder die Wärmeübergangsleistung dieser Form kleiner ist als bei den anderen beiden Rohrformen. Vor dem Rohr bildet sich ein kleinerer Hufeisenwirbel, woraus ein geringerer Wärmeübergang an der Stirnfläche des Rohres resultiert. Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit flachen Rohren wurde von Kays und London [32] untersucht. Bei der untersuchten Konfiguration wurde festgestellt, dass im Re-Zahl Bereich von 400 bis 8000 in allen Fällen der Druckverlustbeiwert und die Wärmeübertragungskenngröße $StPr^{2/3}$ einen abnehmenden Verlauf zeigt.

Die Beeinflussung der Strömung und des Wärmeübergangs durch den Rohrdurchmesser von Kreisrohren wurde von Kaminski [31] untersucht. Mit wachsendem Rohrdurchmesser ändert sich die Strömung. Im engsten Querschnitt wächst die Geschwindigkeit mit steigendem Rohrdurchmesser. Gleichzeitig nimmt das Rezirkulationsgebiet hinter dem Rohr zu und die Lamellenoberfläche ab, wenn die Rohrteilung konstant bleibt. Dies führt dazu, dass mit zunehmendem Rohrdurchmesser so bei versetzter wie bei fluchtender Rohranordnung der Druckverlust steigt. Für die mehrreihige fluchtende Anordnung nimmt der Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Rohrdurchmesser ab. Dieser Effekt ist bei der versetzten Rohranordnung nicht so stark.

2.2.2.2 Rohrreihenanzahl

Der Einfluss der Rohrreihenanzahl wurde am häufigsten numerisch untersucht. Im folgenden wird einiges aus diesen Simulationen dargelegt. In der Arbeit von Kaminski [31] wurde die Luftströmung zwischen den Lamellen eines Lamellenrohr-Wärmeübertragers vorgestellt. Aus dem errechneten Strömungsverlauf wurden der Wärmeübergang und der Druckverlust berechnet. Zum Vergleich mit Literaturwerten wurden die errechneten Nußelt-Zahlen als Funktion der Reynolds-Zahlen aufgetragen. Es ergab sich, dass mit zunehmender Anzahl der Rohrreihen der Wärmeübergangskoeffizient α ab und der Druckverlust Δp zunimmt.

Experimentell wurden Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit Kupfer- Kreisrohren und Aluminium-Lamellen von Seshimo und Fujii [18] bei unterschiedlichen geometrischen Parametern untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass bei kleinerer Einströmgeschwindigkeit die ein- bis zweireihige Anordnung günstiger ist als die drei- bis vierreihige. Im Bereich höherer Geschwindigkeiten verschwindet dieser Vorteil der kleinen Rohrreihenanzahl und es werden kaum noch Unterschiede angegeben.

2.2.2.3 Rohranordnung

Bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern sind zwei Rohranordnungen gebräuchlich, die fluchtende und die versetzte Anordnung. Wie zu erwarten war, ist der Wärmeübergang bei versetzter Anordnung deutlich besser und der Druckverlust höher als bei fluchtender Anordnung. Man erhält für Wärmeübertrager mit versetzter Rohranordnung etwa 20 % höhere Werte für den Wärmeübergang als für die fluchtende Anordnung [30]. Es handelt sich in der Arbeit von Bastani [6] um fluchtende und versetzte Rohranordnungen mit Kreisrohren. Bei den Berechnungen wurde die Strömung als stationär und laminar betrachtet. Die Re-Zahlen lagen im Bereich von 40 bis 2000. Das Strömungsmedium (Luft) wurde als inkompressibles Fluid mit konstanten Stoffwerten angenommen. Es wurde die lokale Wärmeübertragung und der Druckverlust mit verschiedenen geometrischen Parametern untersucht. Bei dreireihiger Rohranordnung ergibt sich wegen des Einflusses der zweiten Rohrreihe eine kürzere Nachlaufänge hinter dem ersten Zylinder. Dies führt zu einem größeren lokalen Wärmeübergang bei der ersten Rohrreihe. Das größte Nachlaufgebiet und damit der kleinste Wärmeübergang hat sich hinter der dritten Reihe eingestellt. Als weiteres Ergebnis hat sich gezeigt, dass bei versetzter Rohranordnung die Nu-Zahl und der Druckverlust größer sind als bei fluchtender Anordnung [7][5].

Über eine andere experimentelle Möglichkeit zur Wärmeübergangsmessung an der Lamellenoberfläche berichten Ay u.a. [2]. Der Temperaturverlauf sowie der globale und lokale Wärmeübergangskoeffizient wurden mit Hilfe infraroter Thermovision gemessen. In Abbildung (2.2) ist die sich einstellende Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten an der Lamellenoberfläche zu erkennen.

Die Messungen von Ay u.a. wurden mit fluchtenden und versetzten Rohranordnungen in Abhängigkeit von der Reynolds- Zahl durchgeführt. Ihre Abbildungen zeigen typische Temperatur- und Wärmeübergangskoeffizientenverteilungen für die Anströmgeschwindigkeiten 0,5; 1 und 1,5 m/s.

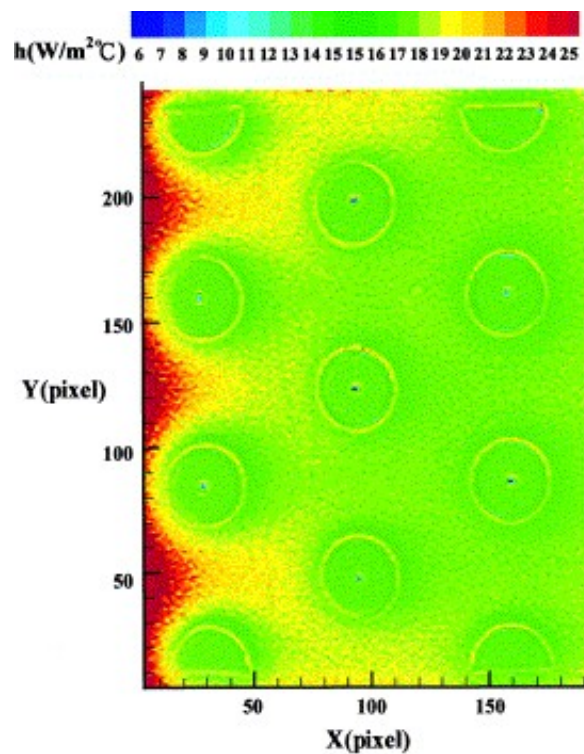


Abb. 2.2: Lokaler Wärmeübergangskoeffizient an der Lamellenoberfläche bei $u_{\text{ein}} = 1,0$ m/s und $H = 10$ mm [2]

Der höchste Temperaturgradient und Wärmeübergangskoeffizient hat sich an der Anströmkante eingestellt (Abb. 2.2). Hinter den Rohren ist bei erhöhter Anströmgeschwindigkeit ebenfalls zu erkennen, dass die Lamellentemperatur infolge des Totwassergebietes und des schlechten Wärmeübergangs höher ist. Als Schlussfolgerung wurde festgestellt, dass der mittlere Wärmeübergangskoeffizient bei beiden Rohranordnungen mit steigender Re-Zahl zunimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient ist bei versetzter Rohranordnung um 14- 32 % höher als bei fluchtender.

2.2.2.4 Lamellenabstand

Es stehen nur wenige Literaturstellen zur Verfügung, in denen die Autoren den Wärmeübergang und den Druckverlust in Abhängigkeit des Lamellenabstandes geprüft haben. Einer der Ersten, der sich mit dem Problem beschäftigt hat, war Rich [48]. Es wurde experimentell untersucht, wie sich der Wärmeübergang und der Druckverlust bei Lamellenabstandsänderung in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit kreisförmigen Rohren entwickeln. Im Rohr strömte heißes Wasser und als Kühlmedium wurde Raumluft verwendet. Bei den Untersuchungen wurde die Anströmgeschwindigkeit zwischen 1 und 9 m/s variiert. Aus den experimentellen Ergebnissen kann man die folgenden Schlussfolgerungen ziehen:

- der Wärmeübergangskoeffizient ist prinzipiell unabhängig vom Lamellenabstand im Bereich 118 - 827 Lamellen/ Meter,

- der Druckverlust besteht hauptsächlich aus zwei Teilen: dem Reibungsverlust an der Rohr- und Lamellenoberfläche und dem Verlust auf Grund des Formwiderstandes des Rohres,
- den Reibungsverlust an der Oberfläche bestimmen die Lamellen, weil $A_{Lam} \gg A_{Rohr}$ ist,
- der Reibungsbeiwert ist unabhängig vom Lamellenabstand in diesem Geschwindigkeitsintervall und im Bereich 118 - 551 Lamellen/ Meter,
- die Änderung des Reibungsbeiwertes mit zunehmender Reynolds- Zahl ähnelt eher dem Verlauf einer voll ausgebildeten Kanalströmung als dem bei Umströmung von Rohren.

Bei einreihiger Rohranordnung wurde der Einfluss der Kanalhöhe von Fujii und Seshimo [18] untersucht und gezeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient mit größerem Lamellenabstand abnimmt und bei gleicher Kanalhöhe mit steigender Anströmgeschwindigkeit zunimmt. Bei hohen Anströmgeschwindigkeiten hat die Kanalhöhe weniger Einfluss auf den Wärmeübergang.

Die Untersuchungen von Ay [2] wurden bei Kanalhöhen zwischen 10 und 20 mm durchgeführt, wo nach ihrer Angabe die Strömung nicht so stark von den Lamellen beeinflusst ist. Bei kleinerer Re -Zahl hatte die Kanalhöhe keinen oder nur einen geringeren Einfluss auf α gezeigt. Bei größerer Re -Zahl und erhöhtem Lamellenabstand sinkt der mittlere Wärmeübergangskoeffizient.

2.3 Möglichkeiten zur Leistungssteigerung

Ziel der wissenschaftlichen Arbeit ist es, die durch die Wärmeübergangsfläche übertragene Wärmemenge zu erhöhen. Zur Verbesserung konvektiver Übergangskoeffizienten wurden verschiedene Konzepte entwickelt. Im folgenden sind einige Möglichkeiten dargestellt, die ebenfalls zur Verfügung stehen, in dieser Arbeit aber nicht behandelt werden. Eine Möglichkeit ist, statt flacher Lamellen welliges Blech bei der Lamellenrohr-Wärmeübertragerherstellung zu verwenden. Eine andere Möglichkeit ist die Verwendung sogenannter „*louvered*“ Lamellen. Als Drittes können zur Durchmischung und Verwirbelung der Fluidschichten verschiedene Arten von Wirbelerzeugern verwendet werden. Dabei unterscheidet man zwischen Quer- und Längswirbelerzeugern, je nachdem, ob sich die Hauptachse des Wirbels überwiegend quer oder parallel zur Hauptströmung befindet. Es gibt eine große Auswahl in ihren Gestaltung, Geometrie und Zahl.

Die erste Möglichkeit wurde von Madi u.a. [33] experimentell und numerisch untersucht. Die Untersuchungen zeigen, dass die welligen Lamellen im Vergleich zu flachen auf Grund höherer Turbulenz zu einem besseren Wärmeübergang und einem größeren Reibungsbeiwert führen können.

Madi u.a. [33] testeten verschiedene Rohranordnungen sowohl mit ebenen als auch mit gewellten Lamellen in einem Windkanal. Es wurden die Rohrreihenzahl, die Lamellenteilung und die Rohrteilung variiert. Im Vergleich zu flachen führten wellige Lamellen auf

Grund höherer Turbulenz bei steigender Luftgeschwindigkeit zu einem besseren Wärmeübergang und einem größeren Reibungsfaktor. Die Anzahl der Rohrreihen hatte dagegen einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Reibungsbeiwert. Ein Nachteil der welligen Lamellen ist, dass ihre Leistungssteigerung stark von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt, und ihre Wirkung bei geringer Geschwindigkeit kaum spürbar ist.

Der Einfluss von gewellten Lamellen wurde auch von Seshimo und Fujii [18] mit ähnlichen Ergebnissen untersucht. Es wurde auch festgestellt, dass bei kleinen Anströmgeschwindigkeiten die Art der Lamellenoberfläche keine Rolle spielt, und erst für $u_{ein} > 10 \text{ m/s}$ eine Wirkung ausgelöst wird.

Die zweite Möglichkeit ist, die sogenannte „louvered“ Lamelle (Abbildung 2.3) zu verwenden.

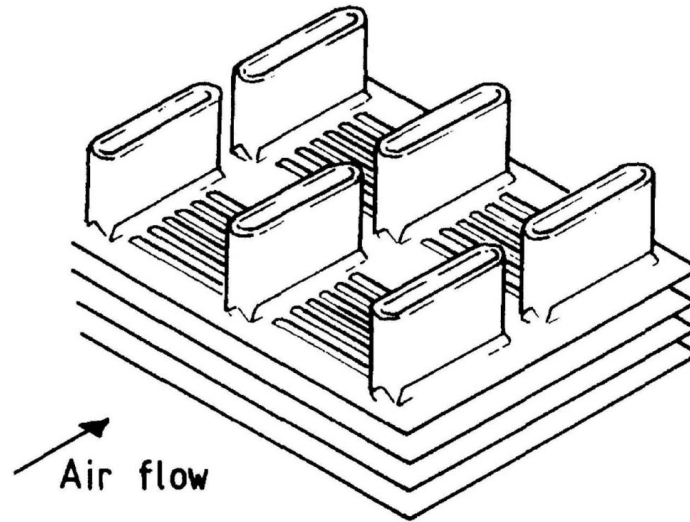


Abb. 2.3: Wärmeübertrager mit flachen Rohren und „louvered“ Lamellen [1]

Hierzu werden die Wärmeübergangsflächen nicht nur unterbrochen, sondern auch mit einem bestimmten Winkel zur Hauptströmungsrichtung angestellt, womit eine Umlenkung der Strömung ausgelöst wird. Bei zu starker Umlenkung kann es zur Strömungsablösung und Rezirkulation kommen, was sich ungünstig auf den Wärmeübergang und den Druckverlust auswirkt. Achaichia u.a. [1] haben „louvered“ Lamellen mit flachen Rohren bei Re-Zahlen von 120 bis 8000 experimentell untersucht. Es wurde gefunden, dass sowohl die Stanton- Zahl als auch der Reibungsbeiwert mit zunehmender Re -Zahl sinken.

Yan u.a. [76] haben ebene, gewellte und „louvered“ Lamellen experimentell untersucht. Sie erhalten, dass bei Re- Zahlen von 300 bis 2000 die „louvered“ Lamelle einen größeren Colburn-Faktor und höheren Reibungsbeiwert zeigt, als die ebene. Der Druckverlust und der Wärmeübergangskoeffizient nehmen mit steigender Anströmgeschwindigkeit zu. Bei gleicher Anströmgeschwindigkeit erhöht sich der Druckverlust mit steigender Rohrzahl. Die Erhöhung des Lamellenabstandes von 1,4 bis 2 mm hatte keinen Effekt auf Wärmeübergangskoeffizient und Reibungsbeiwert. Die gleichen Ergebnisse hat auch Wang [73]

gefunden. In der experimentellen Untersuchung von Madi [33] haben Lamellenteilung und Rohrzahl den gleichen Einfluss wie von Yan [76] gezeigt.

Nach numerischen Untersuchungen von Grosse-Gorgemann [23] können Querswirbelerzeuger das Verhältnis von Wärmeübergang zu Druckverlust bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten, bei denen die Strömung noch als laminar und stationär angesehen werden kann, nicht verbessern.

In der Veröffentlichung von Sanchez u.a. [54] wurden Längswirbelerzeuger in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit Kreisrohr und verschiedenen Lamellendicken untersucht. Bei dieser numerischen Arbeit wurden auch die Symmetriemöglichkeiten von Wärmeübertragern bei den Rechnungen berücksichtigt und verwendet. In dieser Arbeit wurden die Navier-Stokes- und Energiegleichungen dreidimensional für eine inkompressible laminare Strömung ($400 < Re_H < 2000$) mit konstanten Stoffwerten berechnet. Die Ergebnisse zeigen, dass die Nu- Zahl im Einströmbereich den höchsten Wert hatte, und stromab zunächst schnell und im weiteren langsamer abnimmt. Vor dem Rohr ist eine kleine Erhöhung aufgetreten, welche mit einer Änderung in den Strömungsverhältnissen zusammenhängt. Es wurde nachgewiesen, dass die Wirbelerzeuger den Wärmeübergang und auch den Druckverlust im Lamellenrohr-Element erhöhen.

Bei der Auswertung dieser Rechnungen wurde die Wirkung von Wirbelerzeugern auf den Wärmeübergang untersucht. Mit zunehmender Re-Zahl zeigt der Wärmeübergangskoeffizient in allen Fällen eine steigende Tendenz. Neben der Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizient hat die Konfiguration mit Wirbelerzeuger einen höheren Druckverlust.

In der numerischen Arbeit von Chen [13] wurde die Wirkung der verschiedenen Anordnungen von Längswirbelerzeugern auf die Strömung und auf die Wärmeübertragung bei $100 \leq Re_H \leq 500$ und konstanten Stoffeigenschaften untersucht. Mit seinen Kriterien war das Rippenrohr mit vier alternierend versetzten Deltawirbelerzeuger die beste der untersuchten Konfigurationen, mit der eine Flächensparnis bis zu 50 % erzielt werden kann. Die Vorteile sind die Vergrößerung des Einflussgebietes der Wirbel und die Intensivierung der Durchmischung zwischen Fluid aus Rohrnähe und aus der Mitte des freien Querschnitts.

2.4 Zusammenfassung zum Stand des Wissens

In der aktuellen Literatur wurden zum Thema zahlreiche und auswertbare Veröffentlichungen gefunden. Daraus wurde eine ganze Reihe von Literaturstellen ausgewählt und ausgewertet, die unmittelbar im Zusammenhang mit dem untersuchten Problem stehen bzw. für die Lösung des Problems relevant sind. Sie zeigen, dass das Thema noch immer ein technisch interessantes Gebiet ist. Bei der Auswertung von experimentellen und numerischen Arbeiten wurden zahlreiche Korrelationen für den Wärmeübergang und den Druckverlust abgeleitet. Es wurden nur wenige Literaturstellen gefunden, in welchen die gleichen Parameter und geometrischen Größen bei den Gleichungsansätzen verwendet wurden. An manchen Stellen wurden so viele Parameter in die Gleichungen eingeführt, dass man für ihre Wirkung auf das Ergebnis keine klare Folgerung ziehen kann.

Die Untersuchungen von Strömungsfeld und Wärmeübergang sind notwendig für die Beurteilung und Optimierung der Wärmeleistung eines Wärmeübertragers. Es wurde

nachgewiesen, dass Wärmeübertrager mit Ovalrohren im untersuchten Bereich ($200 < Re < 1100$) strömungs- und wärmetechnisch bessere Eigenschaften als die mit Kreisrohren haben. Nur wenige Untersuchungen wurden zu Wärmeübertragern mit flachen Rohren und ihren Einflüssen auf den Druckverlust und den Wärmeübergang durchgeführt und veröffentlicht.

Wang u.a. [73][74] haben die eigenen Messwerte mit den Ergebnissen von anderen Autoren verglichen. Dabei wurde festgestellt, dass die für den luftseitigen Wärmeübergang und den Strömungswiderstand in der Literatur zu findenden Kennzahlbeziehungen für die gleichen geometrischen Konfigurationen sehr große Unterschiede liefern. Beim Wärmeübergang wird als Hauptursache die bei der Messdatenauswertung verwendete Betriebscharakteristik angesehen, die häufig nicht den vorliegenden Bedingungen entsprechend gewählt ist. Dies wirkt sich besonders bei kleiner Rohrreihenanzahl und großen Kapazitätstromverhältnissen aus. Beim Vergleich und der Auswertung der Werte wurden eigene, allgemeingültige Gleichungen für Wärmeübergang und Druckverlust ermittelt. Diese Gleichungen haben in ihrem Gültigkeitsbereich eine maximale Streuung von $\pm 15\%$, aber eine sehr komplexe Form mit vielen geometrischen Parametern und Exponenten, die schwer nachvollziehbar sind. Bei ein- und zweireihiger Anordnung ergibt sich, dass der Wärmeübergang stark vom Lamellenabstand abhängt. Diese Abhängigkeit nimmt mit wachsender Rohrzahl (N) ab und ist bei $N \geq 4$ nahezu vernachlässigbar. Bei gleichbleibender Kanalhöhe nimmt die Nu-Zahl und der Verlustbeiwert mit zunehmender Re-Zahl und Rohrzahl ab.

Leider liegen nur wenige Untersuchungen vor, bei denen der Wärmeübergangskoeffizient und der Druckverlust bei Rippenrohrbündeln in jeder Reihe gemessen wurden. Außerdem ist es schwierig, eine lokale Betrachtung durchzuführen. Strömungsstruktur- und Wärmeübergangsuntersuchungen, die als Vorkenntnisse zur Leistungserhöhung erforderlich sind, fehlen beim Wärmeübertrager mit flachen Rohren. Die Angaben über die Abhängigkeit des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von der Reihenanzahl sind so unterschiedlich, dass man sich bei Auswertung der Untersuchungen auf eine globale Betrachtung beschränken muss.

Bei den experimentellen Untersuchungen wurden möglichst viele geometrische Eigenschaften von Wärmeübertragern variiert, aber die große Variationsfreiheit, die sich bei numerischer Arbeit ergibt, ist in Experimenten nicht realisierbar. Aus dieser Zusammenfassung der Literaturstellen ist erkennbar, dass das Gebiet der Lamellenrohr-Wärmeübertrager ein ganz bedeutendes, aber experimentell schwer zu fassendes Thema ist, welches noch viele Probleme und einen großen Untersuchungsbedarf im Bereich von Wärmeübergang und Druckverlust enthält.

3 Grundlagen des numerischen Simulationsverfahrens

Im folgenden werden die Grundlagen des Wärmeüberganges und des numerischen Rechenverfahrens zusammengefasst. Ziel dieses Abschnittes ist es, eine kurze theoretische Einführung zu geben, die zum besseren Verständnis des Problems und seiner Lösung beitragen soll. Die ausführliche Erklärung des theoretischen Fundamentes findet sich in verschiedenen Fachbüchern und wird in der Arbeit nicht nachgeschildert. Aus diesen Literaturstellen werden einige verwendete im Literaturverzeichnis angegeben [43][70][25][26][22][65].

3.1 Theoretische Grundlagen

Mit Hilfe der numerischen Strömungsmechanik (CFD) ist es möglich, strömungstechnische Probleme, die messtechnisch schwer zugänglich sind mit oder ohne Wärmeübergang zu simulieren und zu untersuchen. Die Simulationsrechnungen liefern im Prinzip für jeden Ort im Strömungsfeld die gesuchten Größen. Voraussetzung ist dafür, dass das zur Berechnung verwendete „Modell“, d.h. das verwendete Gleichungssystem, die Realität ausreichend genau abbildet. Das Temperatur- und das Strömungsfeld in bewegten Fluiden sind eng gekoppelt und beeinflussen sich gegenseitig. Die mathematischen Gleichungen, die dieses System beschreiben, sind in der Regel für eine analytische Lösung nicht zugänglich. Die Grundgleichungen zur Beschreibung des Problems sind die dreidimensionalen Navier-Stokes-, Kontinuitäts- und Energiegleichungen. Die Navier-Stokes-Gleichungen können nur für einige wenige einfache Strömungsprobleme analytisch gelöst werden. Bei der numerischen Lösung wird das für alle Gitterelemente geltende Gleichungssystem diskretisiert und gelöst. Dafür werden die partiellen Differenzialgleichungen in algebraische Gleichungen zur näherungsweisen Berechnung der Geschwindigkeit, des Drucks und der Temperatur in den diskreten Gitterpunkten überführt.

3.1.1 Die differentiellen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie

Um Aussagen über die strömungsmechanischen Feldgrößen in einem technischen Prozess treffen zu können, müssen differentieller Bilanzen aufgestellt werden. Strömungen werden durch die Bilanzgleichungen der Masse, des Impulses und der Energie beschrieben. Wenn das Strömungsmedium ein Gas (Luft) ist, ist dessen Dichte sowohl von der Temperatur als auch vom Druck abhängig. Strömungen mit $Ma < 0,3$ und somit einer Geschwindigkeit von $u < 100 \text{ m/s}$ bei Normalbedingungen können als inkompressibel angenommen werden [19]. Da die hier betrachtete Strömungsgeschwindigkeit sowie die

Mach-Zahl sehr klein ist, kann die Dichteänderung infolge eines Druckunterschiedes vernachlässigt werden. Andererseits soll die Abhängigkeit der Dichte von der Temperatur berücksichtigt werden. Die differentiellen Impulsbilanzen für Newtonsche Medien ergeben die Navier-Stokes-Gleichungen und können in Verbindung mit der Kontinuitätsgleichung gelöst werden. Sie beschreiben das Geschwindigkeitsfeld in einem betrachteten Bilanzraum. Die Differenzialgleichungen für eine stationäre Strömung werden im folgenden für das kartesische Koordinatensystem aufgeschrieben und diskretisiert. Die für das Problem des Wärmetransportes und Druckverlustes im Lamellenrohr-Wärmeübertrager relevanten Differenzialgleichungen in laminarem Fall sind:

- die Kontinuitätsgleichung:

$$\nabla(\rho \vec{u}) = 0 \quad (3.1)$$

- die Navier-Stokes-Gleichungen:

$$\rho(\vec{u} \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \left[\nabla \left(\eta \left(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T \right) \right) - \frac{2}{3} \nabla (\eta \nabla \vec{u}) \right] \quad (3.2)$$

- die Energiegleichung für die Luft:

$$\rho c_p \vec{u}(\nabla T) = \nabla(\lambda \nabla T) + \vec{u} \nabla p \quad (3.3)$$

- die Fourier-Gleichung für die Wärmeleitung in der Rohrwand und in der Lamelle:

$$\nabla(\lambda \nabla T) = 0 \quad (3.4)$$

Das System der Differenzialgleichungen wird erst lösbar, wenn es durch die Angabe von Randbedingungen an den Grenzen des Lösungsgebietes vervollständigt wird. Später im Kapitel 3.4 werden die verwendeten Randbedingungen erläutert. Bei den Rechnungen wird von den Annahmen ausgegangen, dass die Durchströmung der Modellgeometrie stationär verläuft, die Luft Idealgasverhalten zeigt und die Luftströmung vom Gravitationseinfluss unberührt ist. Im untersuchten Geschwindigkeitsbereich scheint es sinnvoll neben laminaren Modellberechnungen, auch Turbulenzmodelle zu verwenden. Die Voruntersuchungen zeigten, dass die Berechnungen mit *standard* und *RNG k-ε* Modellen zu keinen verwendbaren Ergebnissen führten. Verwendbare Ergebnisse wurden im *low-Re* Turbulenzbereich vom Spalart-Allmaras Modell geliefert.

3.1.2 Turbulenzmodell nach Spalart-Allmaras [17]

Bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern kann es vorkommen, dass bei steigender Anströmgeschwindigkeit hinter dem Rohr eine intensive Wirbelbildung auftritt, die von einem Turbulenzmodell besser erfasst werden kann. Die Beschreibung der Turbulenz kann bei den verschiedenen numerischen Strömungssimulationsverfahren in unterschiedlicher Weise erfolgen. In dieser Arbeit wird nur das verwendete Spalart-Allmaras Eingleichungsmodell, im weiteren wird es auch kurz als S-A Modell bezeichnet, vorgestellt. Da es

für aerodynamische Strömungen entwickelt wurde, verspricht es gute Ergebnisse für die Berechnung der Innenströmung eines Lamellenrohr-Wärmeübertragers.

Es gehört zu den neuesten Eingleichungsmodellen, die zu den statistischen Turbulenzmodellen zählen. In diesem Fall werden die, die Strömung beschreibenden Erhaltungsgleichungen zeitlich gemittelt, so ergeben sich zeitliche Mittelwerte der gesuchten Strömungsgrößen. Alle Größe werden in einen zeitlichen Mittelwert und die dazugehörige Schwankungsgröße aufgeteilt.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.5)$$

Die in Mittelwert und Schwankung zerlegten Größen werden in alle Transportgleichungen eingesetzt. Durch eine Mittelung fallen die Terme weg, die linear in den Schwankungsgrößen sind und es bleibt der $\overline{\phi'_i \phi'_j}$ Tensor. Das so entstehende Gleichungssystem ist nicht geschlossen, da die unbekannten Tensoren bestimmt werden müssen.

Zur Lösung des Schließungsproblems wird das Wirbelviskositätsmodell nach BOUSSINESQ verwendet. Wenn die Tensoren direkt unter Verwendung des isotropen Wirbelviskositätsmodells modelliert werden, ist es möglich, eine Erhaltungsgleichung für die unbekannte Korrelation $\overline{\phi'_i \phi'_j}$ herzuleiten. Sie basiert hierbei auf der Annahme der Analogie zwischen den viskosen und den turbulenten Spannungen.

Im folgenden wird das Wirbelviskositätsmodell am Reynoldsspannungstensor $\overline{u'_i u'_j}$ erläutert, der in Analogie zu $\overline{\phi'_i \phi'_j}$ abgeleitet wurde. Boussinesq geht hier davon aus, dass die Reynoldsspannungen sich analog zu den viskosen Spannungen proportional zur Scherrate bestimmen lassen. Hierfür wird eine turbulente Viskosität η_t eingeführt.

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \eta_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k_{kin} \quad (3.6)$$

Das S-A Modell basiert auf einer Transportgleichung zur Bestimmung der modifizierten turbulenten kinetischen Viskosität $\tilde{\nu}_t$. Den Zusammenhang beider Größen beschreibt die nachstehende Gleichung:

$$\eta_t = \tilde{\nu}_t f_{\nu 1} \quad (3.7)$$

Hierbei bezeichnet $f_{\nu 1}$ eine Dämpfungsfunktion. Diese stellt sicher, dass die Modifikation der turbulenten Viskosität nur außerhalb der wandnahen Schicht, die durch die Viskosität dominiert ist, wirksam wird. Die Dämpfungsfunktion $f_{\nu 1}$ ist gegeben als

$$f_{\nu 1} = \frac{\left(\frac{\tilde{\nu}_t}{\eta_t}\right)^3}{\left(\frac{\tilde{\nu}_t}{\eta_t}\right)^3 + C_{v1}^3} \quad (3.8)$$

worin C_{v1} eine Modellkonstante ist. An der Wandoberfläche gilt $\tilde{\nu}_t = 0$. Für die turbulente Viskosität $\tilde{\nu}_t$ wurde von Spalart und Allmaras die Transportgleichung (3.9) aufgestellt:

$$\rho \frac{D \tilde{\nu}_t}{Dt} = \rho C_{b1} \tilde{S} \tilde{\nu}_t + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}_t}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\eta_t + \rho \tilde{\nu}_t) \frac{\partial \tilde{\nu}_t}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}_t}{\partial x_j} \right)^2 \right] - C_{w1} \rho f_w \left(\frac{\tilde{\nu}_t}{d} \right)^2 \quad (3.9)$$

Die von Spalart und Allmaras verwendeten Koeffizienten lauten:

$$\tilde{S} \equiv S + \frac{\tilde{\nu}_t}{\kappa^1 d^2} f_{v2} \quad (3.10)$$

mit den Dämpfungsfunktionen f_{v2} Gl.(3.11) und f_w Gl.(3.12)

$$f_{v2} = 1 - \frac{\frac{\tilde{\nu}_t}{\eta_t}}{1 + \frac{\tilde{\nu}_t}{\eta_t} f_{\nu_1}} \quad (3.11)$$

$$f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6} \quad (3.12)$$

wobei $g = r + C_{w2}(r^6 - r)$ und $r \equiv \tilde{\nu}_t / (\tilde{S} \kappa^2 d^2)$. Mit d wird der Wandabstand bezeichnet, und $\kappa = 0,41$ ist die von Kármán Konstante.

$C_{b1} = 0,1355$ $C_{b2} = 0,622$ $C_{v1} = 7,1$ $\sigma_{\tilde{\nu}_t} = 2/3$ $C_{w1} = 3,22717$ $C_{w2} = 0,3$ und $C_{w3} = 2,0$ sind weitere Modellkonstanten. Bei den Berechnungen mit dem S-A Modell wurden die in FLUENT implementierten Konstanten für die Transportgleichungen verwendet. Diese Modellierung nach Spalart und Allmaras lässt eine Berechnung des Strömungsfeldes ohne Wandfunktion bis zur Wand zu. Sie ist nicht eingeschränkt auf Strömungsbereiche mit hohen Reynolds-Zahlen. Da dieses Modell auch für niedrigere Reynolds-Zahlen gültig ist, kann von einer low-Re-Version des Eingleichungsmodells gesprochen werden. Das S-A Modell ermöglicht es, ohne hohe Netzauflösung im Wandbereich zu rechnen, und damit können die Berechnungen mit dem gleichen Gitter wie beim laminaren Fall behandelt werden. Seine Stärke sind Strömungen mit leichter Ablösung, seine Schwäche die starke Ablösung und abklingende Turbulenz.

3.2 Geometrie

Als untersuchte Modellgeometrie dient ein typisches, aus dem Gesamtwärmeübertrager herausgeschnittenes Lamellenrohrelement, welches aus zwei benachbarten Lamellen und einer Anzahl versetzt hintereinander liegender Rohre besteht. Aus Symmetriegründen kann das Berechnungsgebiet verkleinert werden [30]. Es ist die Frage, ob man bei der numerischen Untersuchung eine Konstruktionsvereinfachung verwenden kann oder nicht. Es ist möglich, die symmetrischen Eigenschaften der Geometrie auszunutzen, wenn neben der Geometrie auch das Strömungsfeld symmetrisch ist. In der experimentellen Untersuchung von Umeda und Yang [68] wurde mit Hilfe des Laser-Doppler-Anemometrie Verfahrens (LDA) das Strömungsfeld in gestaffelt angeordneten Rohrbündeln im Re-Zahl-Bereich 200 - 16000 visualisiert. Die Ergebnisse zeigen, dass das Strömungsfeld als symmetrisch betrachtet werden kann und so bei der Geometrieezeugung die Symmetrieeigenschaften vom Lamellenrohr-Wärmeübertrager ausgenutzt werden können. Die Abbildungen (3.1) der laminaren und (3.2) turbulenten Strömung stellen die messtechnisch ermittelten Strömungsfelder vor. Als Berechnungsgebiet kann man daher ein aus dem Gesamtwärmeübertrager herausgeschnittenes Lamellenrohrelement verwenden. Die folgenden Abbildungen (3.3) und (3.4) zeigen ein Lamellenrohrelement, welches als Modellgeometrie verwendet wird. Bei der numerischen Simulation wurde ein Berechnungsgebiet, dreimal so lang wie ein Lamellenrohrelement, hinter dem Wärmeübertragerelement nachgeschaltet. Diese Verlängerung des Berechnungsgebietes ist dazu nötig, dass das Rezirkulationsgebiet hinter dem letzten Rohr vollständig beschrieben werden kann.

Die Abbildung (3.4) vergleicht die bei der Modellierung verwendeten Rohrformen. Der Querschnitt des untersuchten Ovalrohres setzt sich aus jeweils zwei symmetrisch zur

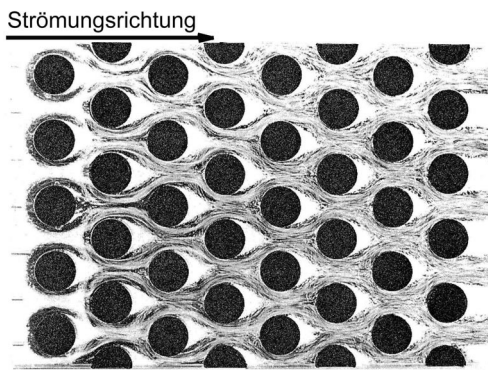


Abb. 3.1: Strömungsbild bei $Re = 700$ [68]

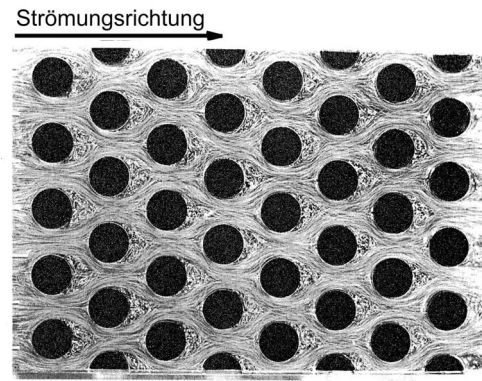


Abb. 3.2: Strömungsbild bei $Re = 14430$ [68]

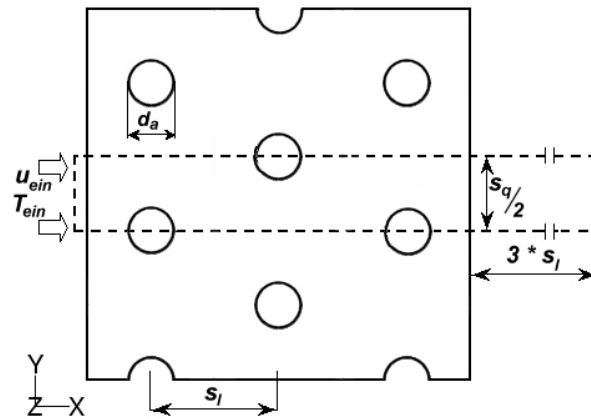


Abb. 3.3: Darstellung eines Lamellenrohrelementes für die Modellgeometrie mit Kreisrohren

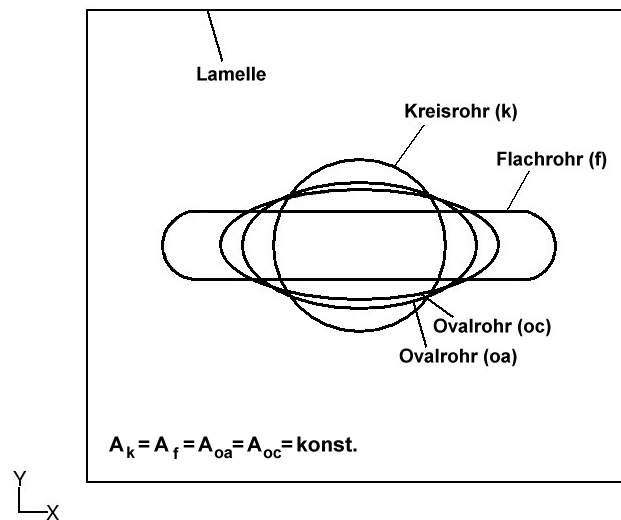


Abb. 3.4: Vergleich der untersuchten Rohrquerschnitte

		la1	la2	la3	la4
Rippendicke δ_R	[mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
Rippenteilung t_R	[mm]	1.8	2.2	2.7	3.2
Lamellenabstand H	[mm]	1.6	2	2.5	3.0
Rippen pro m		555	454	370	312

Tab. 3.1: Variable Abmessungen der untersuchten Modelle

großen und kleinen Achse angeordneten Bögen zusammen. Das sogenannte Flachrohr besteht aus zwei Halbkreisen und zwei geraden Linien, die diese verbinden. Der innere Rohrquerschnitt für das Kühlmedium ist dabei für alle vier Variationen (Kreis-, zweimal Oval- und Flachrohr) gleich groß. So enthält man bei gleicher Geschwindigkeit einen gleichen Massenstrom auf der Rohrseite. Die geometrischen Abmessungen, die bei den numerischen Berechnungen konstant bleiben, sind die folgenden:

- Längsteilung: $s_l = 27,5 \text{ mm}$;
- Querteilung: $s_q = 31,75 \text{ mm}$;
- äußerer Durchmesser des Kreisrohres: $d_a = 10 \text{ mm}$;
- Exzentrizität der Ovalrohre: $e_{oa} = b/a = 0,5$ und $e_{oc} = b/a = 0,35$;
- kleine und große Achse des Flachrohres: $b_a = 4 \text{ mm}$ und $a_a = 22,4895 \text{ mm}$.

Die weiteren geometrischen Parameter sind in der Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Für die numerischen Berechnungen des Fluid- und Wärmetransports wurde die Geometrie mit dem kommerziellen Präprozessor GAMBIT erzeugt. Die Variationen der numerischen Berechnungen werden entsprechend Abbildung (3.5) bezeichnet:

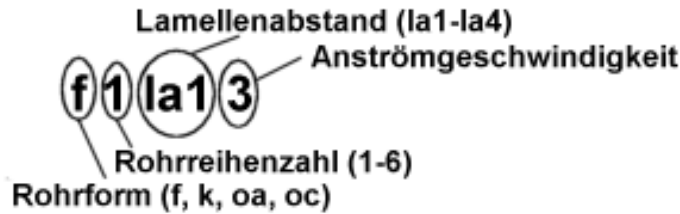


Abb. 3.5: Kennzeichen der numerischen Simulation

3.3 Diskretisierung des Berechnungsgebietes

Die Grundlage für jede numerische Strömungsberechnung ist die geometrische Diskretisierung des Problemgebietes. Die Vernetzung beeinflusst die Genauigkeit des Diskretisierungsverfahrens und die Rechenzeit. Die CFD-Codes können in Bezug auf das Rechnernetz in zwei Klassen – strukturierter und unstrukturierter Code – eingeteilt werden.

FLUENT 6 ist ein unstrukturierter Code. So gibt es keine Beschränkung in der Gestaltung der Netzstruktur und die Gitterpunkte müssen keiner Ordnung folgen. Dies hat den Vorteil, dass die Wahl der Gitterzellentypen uneingeschränkt ist. Der Nachteil liegt im erhöhten Speicherplatzbedarf und der verlängerten Rechnerzeit. Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die räumliche Diskretisierung des Berechnungsgebietes ein körperangepasstes Gitter mit dreidimensionalen hexaedrischen Elementen verwendet. Der Grund hierfür ist die höhere Konvergenzgeschwindigkeit, auch wenn der Aufwand für die Erstellung eines gut körperangepassten Netzes größer ist. Das Bild 3.6 zeigt als Beispiel die Netzstruktur für ein Flachrohrelement.

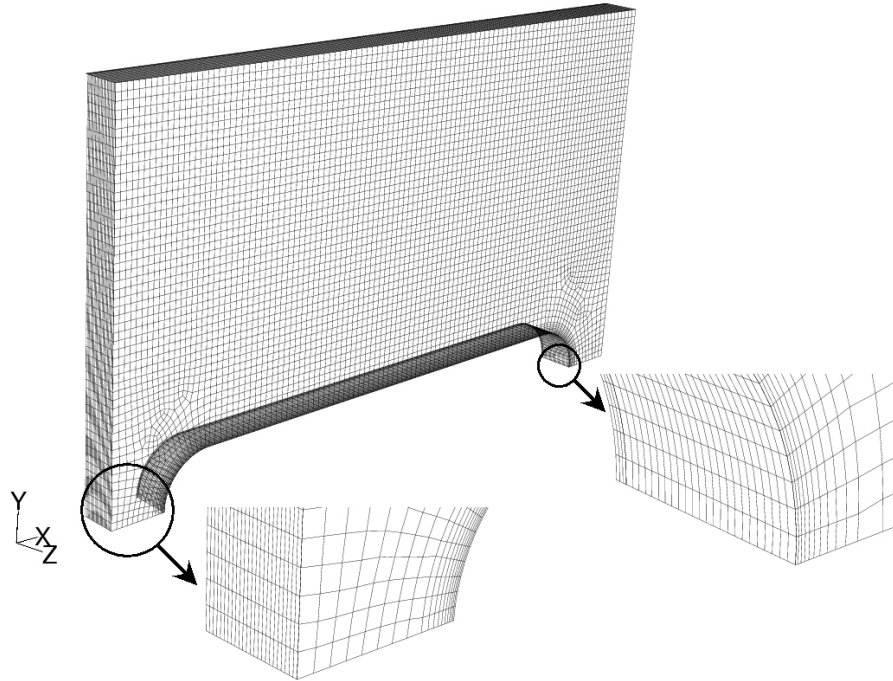


Abb. 3.6: Gitteraufbau für die Version fl1a4

Die Netzstruktur wurde durch eine Voruntersuchung optimiert. Hierfür wurde ein Lamellenrohrelement mit verschiedenen Elementtypen und unterschiedlicher Elementzahl untersucht. Es zeigte sich beim Vergleich der Elementtypen, dass sich die Anzahl der benötigten Iterationen etwa um den Faktor 2 unterscheidet. Bei der Untersuchung der optimalen Zellenzahl wurde festgestellt, dass sich die Rechenzeit mit steigender Elementzahl erheblich erhöht. Die Güte des Rechengitters wurde mit den folgenden drei Methoden untersucht [17]:

- Skewness, als ein Maß für die Verzerrung der einzelnen Kontrollvolumen, bzw. für die Orthogonalität,
- Aspect Ratio, die das Seitenverhältnis eines Netzelementes beurteilt,
- Expansionsrate, welche die Volumenänderung von einem Kontrollvolumen zu einem benachbarten kennzeichnet.

Für alle vier Rohrvarianten wurde aus der Voruntersuchung diejenige Auflösung ausgewählt, die die vorgegebene Genauigkeit bei der kürzesten Rechenzeit erreicht.

3.4 Randbedingungen

Die Erhaltungsgleichungen Gl.(3.1) bis Gl.(3.4) sind partielle Differenzialgleichungen und für eine Lösung dieser Gleichungen sind Rand- und Anfangsbedingungen nötig. Wie schon erwähnt wurde, muss man zur numerischen Behandlung des Problems das Rechengebiet mit Randbedingungen begrenzen. Diese Grenzen können Wände, Symmetrien, Ein- oder Ausströmebenen sein. Bei der Wärmeleitungsberechnung an der Wand wurden Randbedingungen erster und dritter Art eingesetzt. Bei der ersten Art ist die Temperatur auf der Rohroberfläche als $T_{GR} = \textit{konstant}$ gegeben. Das sogenannte Newtonsche Abkühlungsgesetz beschreibt die Randbedingung dritte Art [40]:

$$\dot{q} = \alpha (T_{Wand} - T_{Fluid}) \quad (3.13)$$

An der Lamellenoberfläche wird gekoppelte Wärmeleitung und Konvektion betrachtet. An der Rohr- und Lamellenoberfläche liegt Haftbedingung für die Geschwindigkeit vor. Wo die Geometrie und /oder die Strömung symmetrisch ist, kann man eine Symmetriestandbedingung verwenden. Durch Symmetrieebenen tritt kein Masse- oder Wärmestrom. An einer Symmetrieebene muss das numerische Verfahren gewährleisten, dass keine konvektiven Flüsse und keine Gradienten normal zur Ebene existieren. Die Symmetriestandbedingung ist demnach

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial n} \right) = 0 \quad (3.14)$$

wo Φ die Feldgrößen u , T und n die Normale auf die Symmetrieffläche bedeuten. Die folgenden Abbildungen (3.7) und (3.8) zeigen die Randbedingungen.

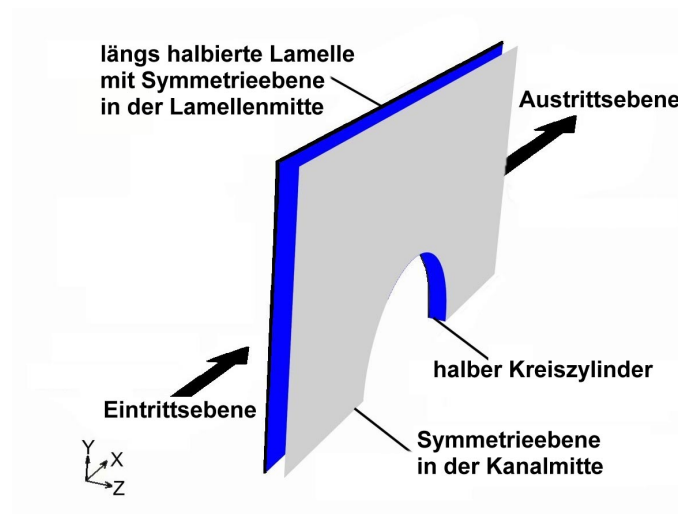


Abb. 3.7: Randbedingungen im Fall mit Kreisrohr

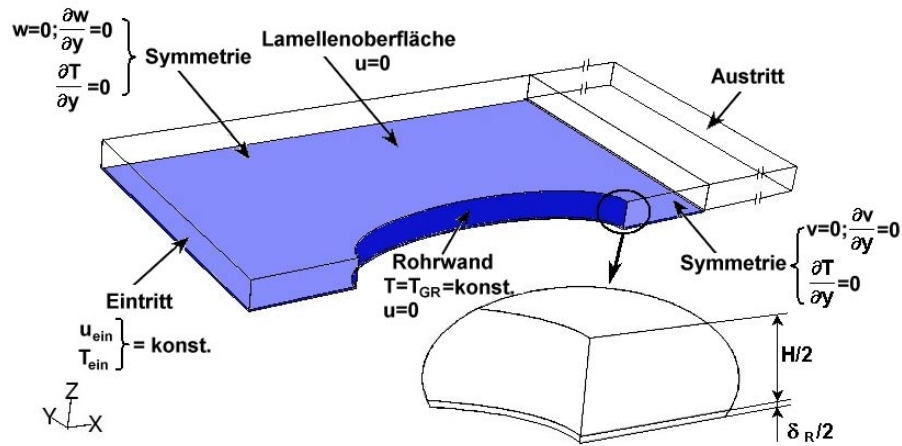


Abb. 3.8: Randbedingungen im Fall mit Ovalrohr

Die Strömungsgeschwindigkeit der Luft am Eintritt ins Berechnungsgebiet wird als konstant angenommen. Die Lufteintrittstemperatur und die Rohrwandtemperatur sollen mit $T_{ein} = 308,15K$ bzw. $T_{GR} = 283,15K$ als konstant angenommen werden.

3.5 Konzeption zur Lösung des Problems

In diesem Abschnitt wird im Überblick zusammengefasst, wie man ein solches Problem mit Hilfe eines kommerziellen Programms lösen kann. Dazu soll eine kurze Einführung in die Finite-Volumen-Methode, den Lösungsalgorithmus und das Lösungsverfahren gegeben werden.

3.5.1 Diskretisierungsverfahren

Als numerisches Verfahren wird das Finite-Volumen-Verfahren zur näherungsweisen Lösung der oben beschriebenen Grundgleichungen angewandt. Bei der Finite-Volumen-Methode wird der Bilanzraum in diskrete Volumina unterteilt [15]. Die Erhaltungsgleichungen gelten damit sowohl global als auch in jedem finiten Volumen. Im Inneren jedes Volumens liegt ein Knotenpunkt, an dem die skalaren gesuchten Größen berechnet werden. Die Flüsse werden an den Zellengrenzen approximiert, dadurch sind die Bilanzgleichungen auch in jedem Kontrollvolumen identisch erfüllt. Die Konvektions- und Diffusionsterme werden nach verschiedenen Schemata approximiert. Sie unterscheiden sich in dem Ausdruck für die Größen an den Rändern einer Zelle durch Größen an den benachbarten Gitterpunkten. Eine genaue Beschreibung der einzelnen Varianten und die ausführliche Darstellung des Diskretisierungsverfahrens sind in der Literatur (Patankar [45]) zu finden.

3.5.2 Der allgemeine Lösungsalgorithmus

In FLUENT werden die geltenden partiellen Differentialgleichungen für die Erhaltung der Masse, des Impulses und der Energie in der allgemeinen Form gelöst:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i}) + S_\Phi \quad (3.15)$$

wobei Φ die allgemeine Erhaltungsgröße ist und die Terme von links nach rechts betrachtet dem Speicher-, dem Konvektions-, dem Diffusions- und dem Quellterm entsprechen. Die Gleichung wird reduziert auf ihre diskrete Darstellung durch Integration über kleine Volumenelemente, in welche das Gebiet unterteilt wurde [17]. Das Gleichungssystem wurde für das vorliegende Problem mit einer iterativen Methode, die in FLUENT implementiert ist, gelöst. Eine ausführliche Beschreibung der Modelle und des Verfahrens befindet sich auch in den FLUENT-Manuals [17].

3.5.3 Lösungsverfahren

Der so vorbereitete Satz von algebraischen Gleichungen wird mit einem iterativen Verfahren von FLUENT [17] simultan gelöst. Ausgehend von beliebigen Anfangsbedingungen startet die Iteration und konvergiert nach einer Anzahl von Iterationsschritten bis zur Lösung, welche die beschreibenden Gleichungen bei vorgegebener Genauigkeit erfüllt. Die Eingabedatei enthält die Befehlszeilen, die in FLUENT abzuarbeiten sind, um die gewünschten Operationen durchzuführen. Diese Operationen lassen sich in folgende Arbeitsschritte einteilen:

1. Einlesen eines Case- Files (Programmfile mit Geometrie, Netz, Randbedingungen)
2. Modifikation von Modelldaten (Geschwindigkeit, Temperatur)
3. Durchführung der Berechnungen (wird später genauer dargelegt)
4. Auswertung (Postprocessing)
5. Schreiben eines Case/Data Files zum weiteren Postprocessing
6. Beenden von FLUENT.

Jede Iteration besteht aus den folgenden Schritten:

- Die Impulsgleichungen für u, v, w werden unter Verwendung der aktuellen Werte für den Druck gelöst, um das Geschwindigkeitsfeld neu zu bestimmen.
- Da die aus dem 1. Schritt erhaltenen Geschwindigkeiten eventuell die Kontinuitätsgleichung nicht erfüllen, wird eine Poisson-Gleichung aus der Kontinuitäts- und der linearisierten Impulsgleichung abgeleitet. Diese Druckkorrekturgleichung wird dann gelöst, um die notwendigen Korrekturen für den Druck und die Geschwindigkeiten zu erhalten, so dass die Kontinuität erfüllt ist.

- Alle zusätzlichen Gleichungen (z.B. für die Enthalpie) werden mit den neu berechneten Werten der anderen Variablen gelöst.
- Die Fluideigenschaften werden aktualisiert.
- Eine Konvergenzabfrage wird für den Gleichungssatz gestellt.

Diese Schritte werden solange durchgeführt, bis die jeweiligen Residualen kleiner als bestimmte vorgegebene Werte sind. Die Konvergenzgrenzen für die Berechnungen waren die folgenden:

für die Kontinuität 10^{-4} ,

für die Geschwindigkeitskomponente in x, y, und z Richtung 10^{-4} ,

für die Energie 10^{-7} ,

für die turbulente kinematische Viskosität 10^{-4} (nur bei S-A Modell).

Die Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften der Luft und der Wärmeübertragermaterialien wurde bei den Berechnungen berücksichtigt. Die entsprechenden Daten sind im Anhang A auf Seite I zusammengefasst.

Die Rechnungen wurden größtenteils auf einer SGI-Workstation mit zwei R4400 Prozessoren (180 MHz, 756 MB Hauptspeicher) durchgeführt. War eine größere Rechenkapazität erforderlich (ab 4 Reihen), wurden die Rechnungen auf der SGI Altix 3700 Workstation mit 32 Prozessoren (1,3 GHz, 128 GB Hauptspeicher) durchgeführt. Alle Ergebnisse der Rechnungen und die zusätzlichen Informationen wurden im DATA-File abgespeichert. Da diese DATA-Files alle berechneten Daten in jedem Gitterpunkt enthalten, sind sie selbst unformatiert sehr groß. Das Postprocessing wurde mit FLUENT, GNUPLOT, und Excel durchgeführt.

4 Validierung des numerischen Verfahrens

Bei der numerischen Untersuchung von komplexen wärme- und strömungstechnischen Problemen stellt sich die Frage, ob die verwendete Methode zur Beschreibung und Lösung der Aufgabe geeignet ist oder nicht. Dies ist bei vielen Fällen nicht oder schwer nachzuweisen. Man entwickelt daher Modelle und versucht, mit Messungen die Befähigung des Modells zu bestätigen. Bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern ist es sehr zeit- und kostenintensiv, die Güte des verwendeten Modells durch experimentelle Untersuchungen zu beurteilen. Neben diesem Problem ist es schwierig, die Messungen ohne die Störung des Strömungsfeldes im Spalt durchzuführen und damit die Genauigkeit der erhaltenen Ergebnisse zu begutachten. Wegen dieser Probleme werden oft einfache geometrische und strömungstechnische Fälle mit dem gleichen numerischen Verfahren untersucht. Darüber hinaus ist es möglich und gängig, in der Literatur verfügbare experimentelle und numerische Untersuchungen mit dem verwendeten Verfahren zu modellieren und die Ergebnisse zu vergleichen. So ist es möglich, die Genauigkeit des Modells "nachzuweisen". In diesem Kapitel werden zwei Berechnungen einer Strömung in Lamellenrohr-Wärmeübertragern vorgestellt.

4.1 Vergleich der eigenen numerischen Ergebnisse mit Ergebnissen aus der Literatur

Die in diesem Kapitel verarbeiteten Fälle wurden aus der verfügbaren Literatur ausgewählt und modelliert. Bei beiden Fällen wurden Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit Kreisrohren untersucht. Die aus den numerischen Berechnungen erhaltenen Ergebnisse wurden mit den Ergebnissen der Autoren verglichen.

4.1.1 Validierung 1: Strömung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager bei kleiner Reynolds-Zahl

In diesem Fall wurden die experimentellen Ergebnisse von Halici u.a. [24] mit dem für die eigenen numerischen Untersuchungen verwendeten Verfahren nachmodelliert. Nachfolgend wird nur eine kurze Beschreibung des Problems gegeben, die genaue Problemstellung ist in der angegebenen Literaturstelle zu finden.

4.1.1.1 Problembeschreibung

In der Veröffentlichung von Halici u.a. [24] wurden Lamellenrohr-Wärmeübertrager in mehrreihiger Anordnung experimentell untersucht. Warme Luft strömt in den vom Was-

ser gekühlten Wärmeübertrager ein und kühlt sich ab. Am Ein- und Austritt wurde die Temperatur mit NiCr-Ni Thermoelementen, die Luftgeschwindigkeit mit Hitzdrahtanemometern und der Druck mit Manometern gemessen. Es wurde die Wirkung der Rohrreihenzahl auf den Wärmeübergang und den Druckverlust geprüft. Bei der Untersuchung wurden Wärmeübertrager mit Kreisrohren aus Kupfer und Lamellen aus Aluminium verwendet. Die Anströmgeschwindigkeit wurde zwischen 0,9 und 4,5 m/s variiert. Die Lufttemperatur im Anströmquerschnitt war 303,15 K und die des Wassers im Rohr 279,15 K. Die wichtigsten geometrischen Abmessungen sind die Folgenden:

- ⇒ die Lamellendicke $\delta_R = 0,18 \text{ mm}$,
- ⇒ der Lamellenabstand $H = 2,4 \text{ mm}$,
- ⇒ der äußere Rohrdurchmesser $d_a = 16,9 \text{ mm}$,
- ⇒ die Querteilung der Rohre $s_q = 40 \text{ mm}$,
- ⇒ die Längsteilung der Rohre $s_l = 34,5 \text{ mm}$.

Bei der numerischen Simulation dieses Lamellenrohrbündels wurde auch ein Berechnungsgebiet, zweimal so lang wie ein Lamellenroherelement, hinter dem Wärmeübertragerelement nachgeschaltet. Diese Verlängerung des Berechnungsgebietes ist dazu nötig, dass das Rezirkulationsgebiet hinter dem letzten Rohr vollständig beschrieben werden kann.

4.1.1.2 Lösungsweg und Ergebnisse

Die Geometrie, das Netz und die Randbedingungen wurden mit dem Programm GAMBIT erzeugt. Bei der Vernetzung wurde das gleiche Gitterschema wie bei den eigenen Geometrien eingesetzt. Die Elementzahl lag zwischen 280 000 und 730 000. Bei der numerischen Modellierung wurden neben den laminaren Strömungsberechnungen auch die folgenden Turbulenzmodelle angewendet: das RNG k- ϵ und das Spalart-Allmaras Modell, die beide im Programm FLUENT implementiert sind. Diese wurden eingesetzt, weil bei den laminaren Modellberechnungen im Vergleich mit den experimentellen Daten von Halici festgestellt wurde, dass mit steigender Anströmgeschwindigkeit die Differenz zwischen eigenen und experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten größer wird. Die Wärmeübergangskoeffizienten aus eigenen Berechnungen wurden nach den im Kapitel 6 beschriebenen Methoden berechnet und mit den Daten von Halici verglichen. Der Reibungsbeiwert wurde nach Halici berechnet.

$$\Delta p = \frac{G^2}{2\rho_{ein}} \left\{ (1 + \sigma^2) \left[\frac{\rho_{ein}}{\rho_{aus}} - 1 \right] + f_{fric} \left(\frac{A_W \rho_{ein}}{A_{min} \rho_m} \right) \right\} \quad (4.1)$$

Darin ist G die Massenstromdichte im engsten Querschnitt (A_{min}) und σ das Verhältnis des engsten Strömungsquerschnitts zur Frontalfläche des Übertragers (A_{min}/A_{an}). Vergleicht man die mit FLUENT berechneten Ergebnisse mit den bekannten Lösungen von Halici für den Wärmeübergang und den Druckverlust im laminaren Fall, so erhält man eine befriedigende Übereinstimmung. Die Abbildungen (4.1) und (4.2) zeigen die

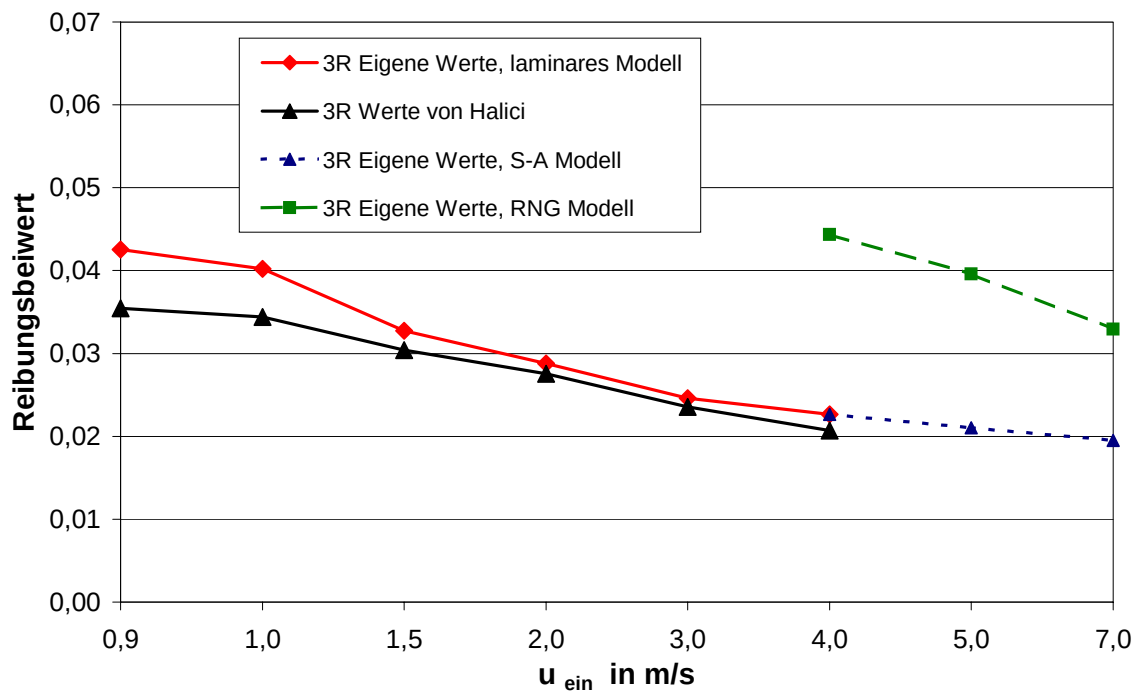


Abb. 4.1: Vergleich des Reibungsbeiwertes (f_{fric}) bei dreireihiger Anordnung

berechneten Ergebnisse bei dreireihiger Anordnung im Vergleich mit den experimentellen Daten.

Die eigenen Werte des Reibungsbeiwertes (Abb. 4.1) zeigen in diesem Fall und in allen anderen laminaren Fällen zwar tendenziell den gleichen Verlauf wie die Werte von Halici, liegen aber höher. Die Abweichung könnte auf das verwendete Modell zurückzuführen sein. Es kann daran liegen, dass bei den Messungen verwendete Einstellungen und Parameter bei den eigenen Berechnungen nicht nachmodelliert werden konnten.

Die Werte des RNG $k - \epsilon$ Modells weichen stark ab. Das S-A Modell zeigt statt dessen eine gute Übereinstimmung. Neben dem Druckverlust wurde die Qualität der Wärmeübertragung durch den Wärmeübergangskoeffizienten untersucht. Die Abbildung (4.2) stellt diese Ergebnisse bei dreireihiger Anordnung im Vergleich mit den experimentellen Daten dar.

Beim Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass die eigenen Ergebnisse nahezu auf denen von Halici liegen. Die entsprechende Kurve in Abbildung (4.2) zeigt bei größeren Werten der Geschwindigkeit eine zunehmende Abweichung. Diese Abweichung nimmt auch mit der Rohrreihenzahl zu. Dies kann neben dem Unterschied durch die verwendeten Stoffeigenschaften an den kürzeren Strömungswegen im Wärmeübertrager oder am geringeren Einfluss der Rohre auf die Strömung liegen. Diese Abweichung brachte die Idee, im oberen Geschwindigkeitsbereich die Berechnungen mit Turbulenzmodellen durchzuführen. Die Berechnungen wurden mit 4, 5 und 7 m/s Anströmgeschwindigkeit und mit gleichen Stoffwerten und Einstellungen, wie beim laminaren Fall durchgeführt. Die $Re_{d,h}$ -Zahl liegt zwischen 300 und 2500. Eine ausführliche Beschreibung der verwendeten Turbulenzmodelle befindet sich in FLUENT Manual [17].

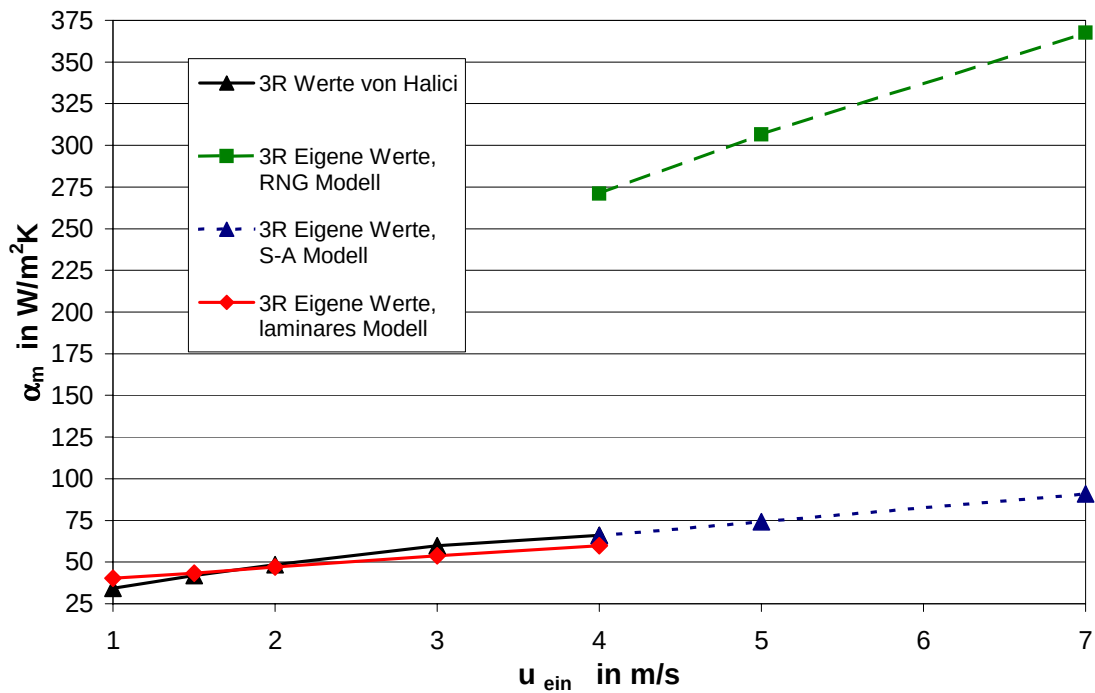


Abb. 4.2: Vergleich des Wärmeübergangskoeffizienten bei dreireihiger Anordnung

Bei den Turbulenzmodellen sind Angaben zur Beschreibung der Turbulenz relevant. Die Turbulenzintensität am Eintritt und die charakteristische Länge der Geometrie wurde vorgegeben. Die Strömung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager kann in diesem Geschwindigkeitsbereich als eine sehr ruhige, low-Re Strömung betrachtet werden. Eine solche Strömung liefert eine turbulente Einlassintensität von 2 bis 5 %. Kommt die Strömung über scharfe Kanten, kann die Intensität bis zu 10 bis 12 % wachsen. Bei gerader Rohrrinnenströmung ist es üblich 5 % anzunehmen [17]. Um die richtige Entscheidung zu treffen, wurden Parameterstudien mit den Turbulenzintensitäten 3, 5 und 10 % durchgeführt. Als bester Wert wurde 3 % gefunden und in späteren Berechnungen verwendet.

Für die charakteristische Länge liegen keine genaueren Eckdaten für den in dieser Arbeit untersuchten Fall vor, so wurde als Richtwert der hydraulische Durchmesser des Berechnungsgebietes eingesetzt. Der hydraulische Durchmesser nach Halici ist durch

$$d_h = \frac{4 A_{min} s_{l,ges}}{A_W} \quad (4.2)$$

definiert, wobei $s_{l,ges}$ die Gesamtlänge des Wärmeübertragers in Hauptströmungsrichtung ist.

Auffällig war bei den Proberechnungen allerdings, dass im laminar-turbulenten Umschlagbereich das S-A Modell ein sehr gutes Ergebnis liefert. Das ist dadurch zu erklären, dass es sich in diesem Fall um eine Mischung von Kanalströmung und Rohrumströmung handelt. Die sogenannte turbulente Strömung besteht aus Wirbeln. Die Größe der größten Wirbel wird von der Geometrie bestimmt. Im Lamellenrohr-Wärmeübertrager entstehen die Ablösewirbel bei der Rohrumströmung. Die Größe der kleinsten Wirbel wird von den viskosen Reibungskräften vorgegeben. Das bedeutet, dass, je größer die

Reynolds-Zahl ist, umso mehr kleinere Wirbel vorkommen. In unserem Fall *bildet sich keine turbulente Strömung heraus*, nur hinter den Rohren treten große Ablösewirbel im untersuchten Reynolds-Zahl Bereich auf, die vom Spalart-Allmaras Modell besser erfasst werden. Die abklingende Turbulenz kommt in der Strömungslänge von Lamellenrohr-Wärmeübertragern nicht vor. So läuft die nachfolgende Entwicklung der Turbulenzen nicht ab, wonach die großen Wirbel in kleinere Wirbel zerfallen und die Dissipation der kinetische Energie in den kleinsten Wirbel erfolgt. Auf diese Weise ist es möglich, dass das Eingleichungsmodell von Spalart- Allmaras in diesem Geschwindigkeitsbereich besser geeignet ist als das RNG $k - \epsilon$ Modell. Das RNG $k - \epsilon$ Modell eignet sich dagegen besser bei „höheren“ Geschwindigkeiten, die in Lamellenrohr-Wärmeübertragern selten Verwendung finden. Die Bearbeitung dieses ersten Validierungsfalls hat gezeigt, dass sich durch den Einsatz des laminaren und S-A Modells aus dem Programm FLUENT die Möglichkeit ergibt, bei $300 < Re_{d,h} < 2500$ die Strömung und die Wärmeübertragung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit gutem Erfolg zu beschreiben.

4.1.2 Validierung 2: Untersuchung der laminaren Strömung im Lamellenrohr- Wärmeübertrager

Die Basis für den nächsten numerischen Test war die laminare Strömung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager. Die zugehörigen Messungen und zusätzliche numerische Studien wurden von Tsai u.a [66] durchgeführt und veröffentlicht. Das wesentliche Ziel der Untersuchung bestand darin, den Einfluss der Geschwindigkeit auf den Wärmeübergang und den Strömungswiderstand zu ermitteln.

4.1.2.1 Problembeschreibung

In diesem Fall geht es um einen Lamellenrohr-Wärmeübertrager in zweireihiger Anordnung. In der Arbeit wurde die Geometrie mit Hilfe des Finite-Volumen-Verfahrens diskretisiert und die Strömung in 3D modelliert. Die Anströmgeschwindigkeit wurde zwischen 0,81 m/s und 2,5 m/s angenommen, wodurch die Strömung als laminar betrachtet werden kann. Im Eintritt wurden die Strömungsgeschwindigkeit und die Temperatur ($T_{ein} = 300K$) der Luft als konstant vorgegeben. Die Rohrwandtemperatur betrug 323 K und war auch konstant. Bei dieser Arbeit wurde im Gegensatz zur Arbeit von Halici eine Erwärmungsprozess untersucht. Die folgenden geometrischen Abmessungen wurden verwendet:

- die Lamellendicke $\delta_R = 0,115\text{ mm}$,
- der Lamellenabstand $H = 1,4\text{ mm}$,
- der äußere Durchmesser der Rohre $d_a = 7,5\text{ mm}$,
- die Querteilung der Rohre $s_q = 10,2\text{ mm}$,
- die Längsteilung der Rohre $s_l = 12,75\text{ mm}$.

4.1.2.2 Lösungsweg und Ergebnisse

Die Geometrie, das Netz und die Randbedingungen wurden auch in diesem Fall mit dem Programm GAMBIT erstellt. Die Modellgeometrie wurde mit einem Gitter wie bei den vorhergehenden Berechnungen überzogen. Bei der numerischen Modellierung wurden laminare Strömungsberechnungen mit FLUENT durchgeführt. Im Rahmen der Untersuchungen wurden sowohl die Werte der übertragenen Wärme als auch des Druckverlustes, die aus numerischen Simulationen vorlagen, miteinander verglichen. Diese Gegenüberstellung fand bei sieben Geschwindigkeitsstufen statt. Die Ergebnisse der Berechnungen wurden in gleicher Weise ausgewertet, wie später bei den eigenen Berechnungen. Die ausführliche Beschreibung der Auswertungsmethode erfolgt im Kapitel 6. Der gesamte Druckverlust ist gleich der Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt

$$\Delta p = p_{\text{ein}} - p_{\text{aus}}. \quad (4.3)$$

Den von der Luft übertragenen Wärmestrom bekommt man aus der Differenz der Enthalpieströme am Ein- und Austritt.

$$\dot{Q} = \dot{H}_{L,\text{aus}} - \dot{H}_{L,\text{ein}} \quad (4.4)$$

Die eigenen und die Ergebnisse von Tsai u.a [66] sind in den Abbildungen (4.3) und (4.4) dargestellt. Die Kurven zeigen einen leicht gekrümmten Verlauf innerhalb des unter-

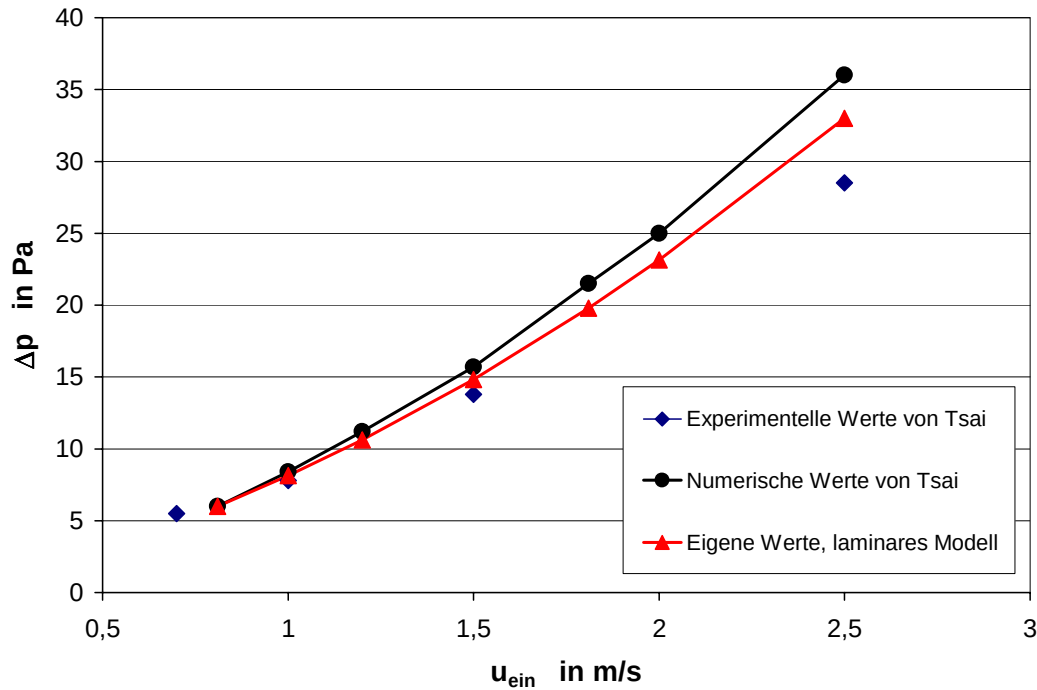


Abb. 4.3: Vergleich des Druckverlustes bei zweireihiger Anordnung

suchten Bereiches. Die gemessenen Druckverluste und Wärmeströme wurden mit beiden Berechnungsmethoden sehr genau erfasst, wobei beim Druckverlust (Abb. 4.3) im unteren Geschwindigkeitsbereich eine etwas bessere Übereinstimmung als im oberen erzielt wird. Bei größeren Werten der Geschwindigkeit tritt eine zunehmende Abweichung auf.

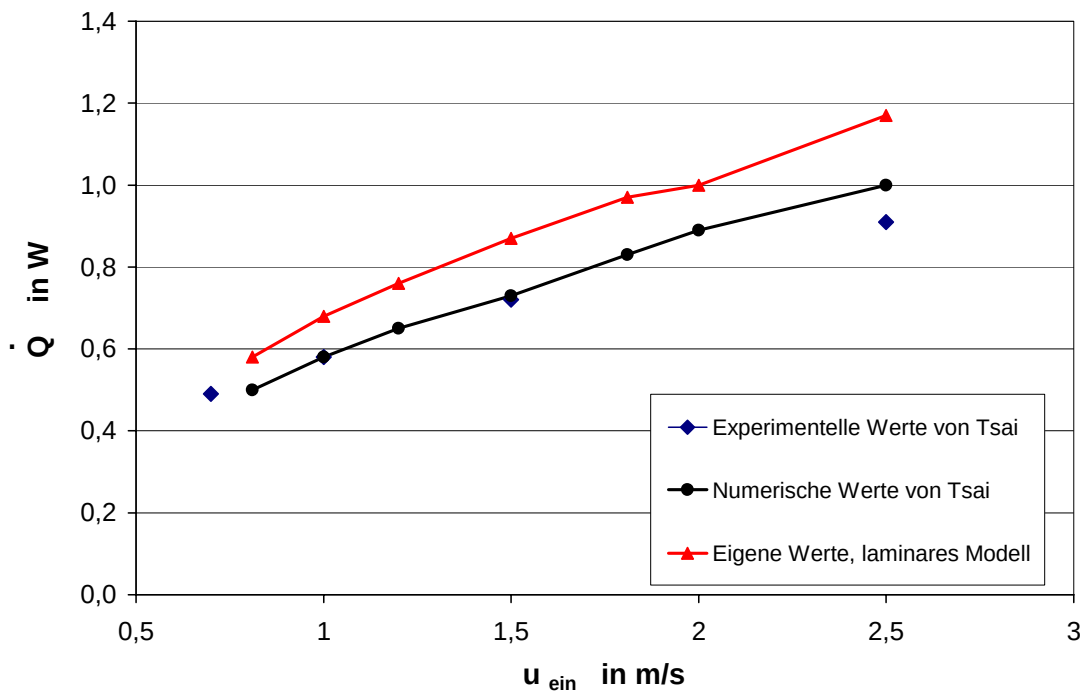


Abb. 4.4: Vergleich des übertragenen Wärmestroms bei zweireihiger Anordnung

Bei der Wärmeübertragung zeigt die Abbildung (4.4) einen leicht zunehmenden geradlinigen Verlauf, wobei die eigenen Werte etwas höher liegen. Die Ursache der Abweichung könnten wiederum am verwendeten Modell liegen.

Mit Hilfe der hier durchgeführten Vergleiche von experimentellen und numerischen Ergebnissen mit eigenen numerischen Resultaten bei unterschiedlichen Randbedingungen und Geometrien lässt sich eine Aussage über das verwendete Berechnungsverfahren treffen. Die erzielten Ergebnisse zeigen, dass Strömungsprozesse in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit Hilfe des kommerziellen Programms FLUENT mit gutem Erfolg simuliert werden können. Im laminar-turbulenten Übergangsbereich wurden gut zutreffende Ergebnisse mit dem Spalart-Allmaras low-Re Turbulenzmodell erreicht. Im weiteren werden bei den eigenen Rechnungen daher das S-A Turbulenz- und das laminare Modell verwendet.

5 Lokale Betrachtung der Ergebnisse der numerischen Berechnungen

Die Ingenieure, die Lamellenrohr-Wärmeübertrager in der Praxis verwenden, interessieren sich hauptsächlich für das globale Verhalten der Wärmeübertrager. Die Fragestellung ist, mit welchem Lamellenrohr-Wärmeübertrager es möglich ist die vorgeschriebene Wärmeleistung mit dem kleinsten Druckabfall zu erreichen. Sie haben kaum Interesse daran, wie das Strömungs- und Temperaturfeld im Lamellenrohr-Wärmeübertrager aussieht. Dies ist dagegen ein wichtiges Betätigungsfeld für Wissenschaftler und Forscher. Ihre Untersuchungen umfassen neben der globalen auch die lokale Betrachtung. In diesem Kapitel werden die lokalen Wirkungen der ausgewählten geometrischen Parameter betrachtet.

5.1 Untersuchung der Strömungsstruktur und des Geschwindigkeitsfeldes

Bei der Projektierung von Wärmeübertragern ist die Kenntnis der Strömungsverhältnisse neben dem Wärmeübergang sehr wichtig. Beim Lamellenrohr-Wärmeübertrager liegt Spalt- (Kanal-) und Rohraußenströmung vor. Nachdem die Luft in den von Lamellen gebildeten Spalt einströmt, entwickelt sich an der Lamellenoberfläche eine Temperatur- und Strömungsgrenzschicht. Die Ausbildung der Temperatur- und Geschwindigkeitsgrenzschicht hängt von dem Lamellenabstand und der Anströmgeschwindigkeit ab.

Ab der ersten Rohrreihe wird die Ausbildung der Grenzschichten durch die Rohrumströmung beeinflusst. Wegen des Staudruckes vor dem Rohr zwischen der Kanalmitte und den Lamellen strömt die Luft zur Lamelle hin und bildet Wirbel in Form eines Hufeisens. Im weiteren wird diese Strömungsform als *Hufeisenwirbel* oder als *Sekundärströmung* bezeichnet. Der Hufeisenwirbel bewirkt eine Quervermischung der Luft und erhöht so den Wärmeübergang an den Lamellen. Die Abbildung (5.1) zeigt die Verteilung der Fluidteilchenbahnen bei der Anordnung *k1* mit Kreisrohr und $u_{ein} = 5\text{ m/s}$. Die Farbe der Fluidbahnen veranschaulicht die Temperatur der Luft. Warme Luft strömt zum Rohr, die in der Stauzone des Rohres in Lamellenrichtung ausweicht und sich abkühlt.

Durch das Abbremsen der Gasteilchen in Lamellennähe wird hier die Geschwindigkeit geringer und damit weniger Masse transportiert. Es kommt somit zu einer Verdrängung von Masse in Richtung Kanalmitte, und die axiale Geschwindigkeit in der Mitte steigt an. Dazu kommt noch die Wirkung der Rohre, die die Strömung verdrängen, so dass sich demzufolge eine höhere Geschwindigkeit zwischen den Rohren einstellt.

Im weiteren bildet sich eine Grenzschicht entlang der Rohrwand. Die Grenzschicht beginnt an vorn gerundeten Körpern nicht mit der Grenzschichtdicke Null, wie an Lamellen,

sondern mit einem endlichen Wert. Für Grenzschichten an umströmten Körpern gelten im Prinzip ähnliche Regeln wie für die längsangeströmte Platte. Der Einfluss der Krümmung der Oberfläche ist wegen der geringen Dicke der Grenzschicht sehr gering [47]. Die laminare Grenzschicht löst sich an der Ablösestelle ab.

Hinter den Rohren bildet sich infolge der Ablösung der Strömung ein Wirbelgebiet, diese Veränderungen in der Strömung veranschaulicht auch das Bild (5.1) Das Ovalrohr hat einen kleineren Formwiderstand als das Kreisrohr und hat so auch einen schwächeren Hufeisenwirbel und ein kleineres Rezirkulationsgebiet. In diesem Kapitel werden zur Beschreibung der Räumlichkeit die folgenden Beziehungen für die x-, y-, z-Achsen verwendet:

- x-Richtung bezeichnet die Haupströmungsrichtung,
- y-Richtung bezeichnet die Richtung, die quer zur Haupströmung und parallel mit der Lamellen verläuft,
- z-Richtung bezeichnet die Richtung, die auch quer zur Haupströmung aber normal zur Lamelle verläuft.

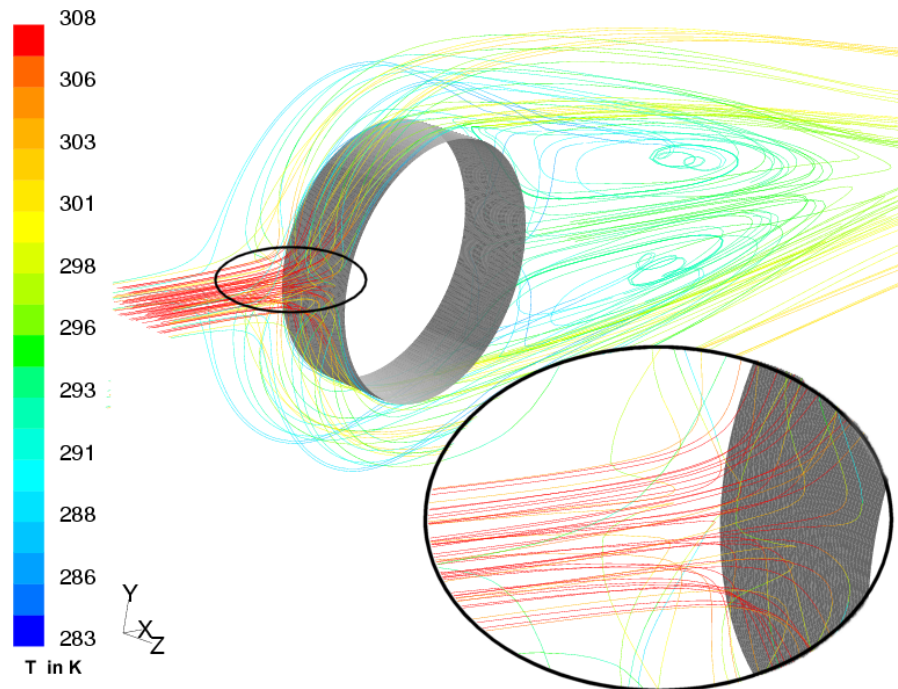


Abb. 5.1: Darstellung der Strömung mit Hilfe der Fluidpartikelbahnen bei der Version *la4* ($H=3\text{ mm}$) und $u_{ein} = 5\text{ m/s}$

Bei der Auswertung der Ergebnisse wird davon ausgegangen, dass als Basisgeometrie das Kreisrohr dient und damit werden die Ergebnisse der anderen Rohrformen verglichen. Wesentliche Ergebnisse der Untersuchungen der Strömungsstruktur im Lamellenrohr-Wärmeübertrager für einreihige Konfigurationen sind die folgenden:

- ⇒ **Die Rohrform** hat eine bedeutende Wirkung auf die Ausbildung der Sekundärströmung und des Nachlaufgebietes. Die Ausdehnung des Wirbelgebietes vor dem Rohr ist beim Kreisrohr am größten und beim Flachrohr und Ovalrohr *o1c* (mit $e=0,35$) am kleinsten. Die Strömung an der Oberfläche des Ovalrohres löst sich später ab als bei den anderen Rohrformen. An der langen Seite des Flachrohres bildet sich eine Grenzschicht wie an der Lamellenoberfläche aus. Die Ausdehnung des Rezirkulationsgebietes ist beim Kreisrohr in x-Richtung am längsten. Bei flachen und ovalen Rohren bildet sich hinter dem Rohr ein kleines Rezirkulationsgebiet. Die größere Versperrung des Strömungsquerschnittes beim Kreisrohr führt zu einer über 10 % höheren maximalen Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Lamellen als bei anderen Rohrformen.
- ⇒ Mit abnehmendem **Lamellenabstand** nimmt bei allen Rohrformen auch die Größe des Hufeisenwirbelgebietes ab. Die Ausdehnung des Totwassergebietes in Hauptströmungsrichtung nimmt beim Kreisrohr deutlich zu, wenn der Lamellenabstand größer wird. Beim Flachrohr und dem Ovalrohr ändert sich die Länge des Totwassergebietes weniger. Bei anderen Rohrformen hat der Lamellenabstand einen kleineren Einfluss auf die Größe des Hufeisenwirbelgebietes.
- ⇒ Bei der Erhöhung der **Strömungsgeschwindigkeit** u_{ein} wächst die Ausdehnung des Zylindernachlaufes insbesondere in die Hauptströmungsrichtung. Bei einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} von 1 m/s auf 3 m/s führt beim Kreisrohr die Vers. k1la2 ($H=2$ mm) zu einer Verdopplung der Länge des Rezirkulationsgebietes. In y-Richtung (Richtung Querteilung) nimmt die Ausdehnung des Rezirkulationsgebietes leicht ab. Bei allen Rohrformen verschiebt sich der Punkt der Strömungsablösung am Rohr stromaufwärts.

Die Abbildung (5.2) zeigt die Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte im Strömungskern wo die Geschwindigkeit in x-Richtung am höchsten ist. Die obere Hälfte der Abbildungen zeigt die Verteilung bei der kleinsten Kanalhöhe (*la1*, $H=1,6$ mm), die in dieser Arbeit untersucht wurde. Die untere Hälfte stellt die Verteilung mit dem größten untersuchten Lamellenabstand (*la4*, $h=3$ mm) dar. Mit $u_{ein} = 3\text{ m/s}$ strömt die Luft an der linken Seite ein.

In Abhängigkeit der Rohrform ergibt sich ein verschieden großer Staubereich vor dem Staupunkt. Infolge des quer eingebauten Rohres tritt eine Umlenkung und Beschleunigung der Partikeln auf. Die Strömung löst sich an der Ablösestelle und bildet ein Totwassergebiet im Zylindernachlauf. In diesem Gebiet ist die Strömungsgeschwindigkeit kleiner als in der Hauptströmung. Die weiße Fläche hinter dem Rohr stellt die Ausdehnung des Rückströmungsgebietes dar, bei dem die Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung kleiner als Null ist. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit hat sich bei allen Rohrformen seitlich von dem Rohr eingestellt und der größte Wert ergibt sich beim Kreisrohr mit $H=1,6$ mm. Die Strömung am Flachrohr wurde erwartungsgemäß am geringsten beschleunigt, weil es den kleinsten Formwiderstand hat.

Die nachfolgende Abbildung (5.3) zeigt die Geschwindigkeitsverteilung in Lamellennähe bei $u_{ein} = 3\text{ m/s}$ Anströmgeschwindigkeit. Bei dieser Darstellung wurde ein kleinerer Geschwindigkeitsbereich gewählt, bei dem die Änderungen anschaulicher sind.

Auf den ersten Blick fällt auf, dass sich auch in dieser Ebene bei größerem Lamellenabstand eine kleinere maximale Geschwindigkeit ergibt. Besonders auffallend ist, dass sich im Zylindernachlauf in Abhängigkeit des Lamellenabstandes nicht nur die Größe, sondern auch die Form des Nachlaufgebietes ändert.

In folgendem werden die mehrreihigen Konfigurationen ausgewertet und miteinander verglichen. Bei der mehrreihigen Konfiguration ist die Strömung am Anfang mit der einreihigen Konfiguration identisch. Nach der ersten Reihe ändert sich die Strömung bedeutend, verglichen mit dem einreihigen Fall. Die zweite Rohrreihe verringert wiederum den freien Strömungsquerschnitt und lenkt die Strömung um. Infolge dieser Umlenkung bekommt der Strömungskern mit zunehmender Rohrreihenanzahl zwischen den versetzt liegenden Rohren einen wellenförmigen Charakter (Abb. 5.4).

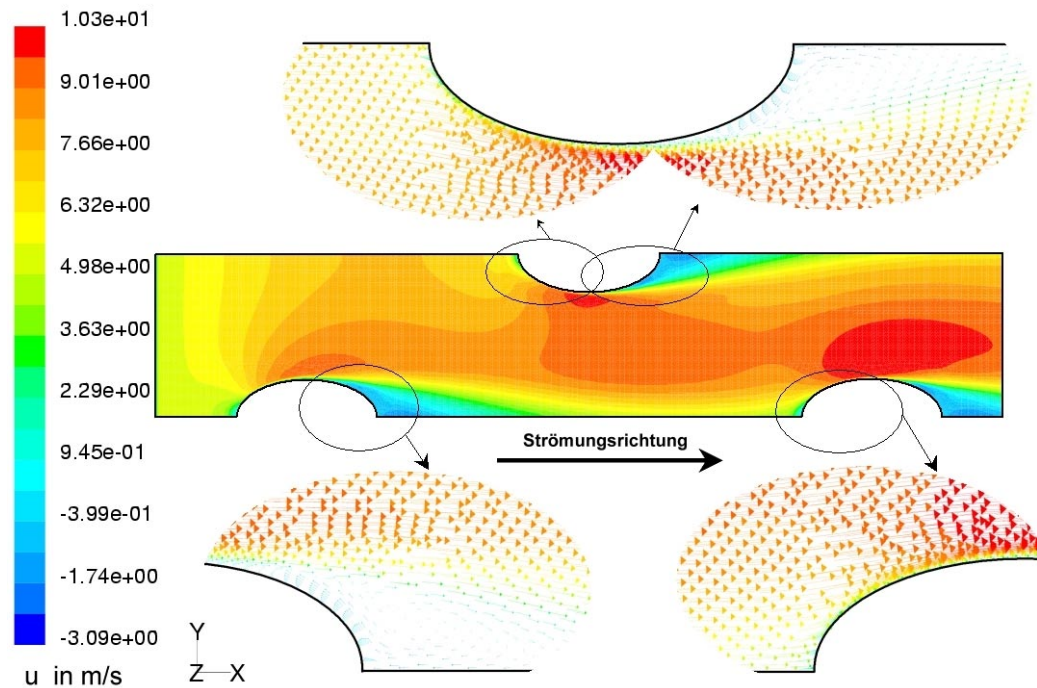


Abb. 5.4: Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte beim Ovalrohr $o3a$ ($e=0,5$) mit $u_{ein} = 5 \text{ m/s}$ und $H=2 \text{ mm}$

Diese Strömungsform tritt nicht bei der untersuchten Geometrie mit einem Flachrohr auf (Abb. 5.5). Bei dieser Konfiguration befindet sich der Hauptströmungskern mit höherer Geschwindigkeit näher zu den ungeraden liegenden Rohren (erste, dritte, usw.). Das liegt daran, dass das Flachrohr eine kleinere Stauzone bildet und die Querströmung in y-Richtung nicht so stark ist. Andererseits gibt es zwischen den Rohren in y-Richtung wegen ihrer Form einen größeren Abstand, so dass das zweite und die weiteren geradzähligen Rohre diesen Kern wenig beeinflussen können.

Die größte Ausdehnung der Sekundärströmung bildet sich vor dem zweiten Rohr. Für die weiteren Rohre bei mehrreihigen Anordnungen ist die Größe des Sekundärströmungsgebietes in Abhängigkeit von der Rohrform und der dabei untersuchten Strömungsgeschwindigkeiten nicht einheitlich. Die Größe der Nachlaufgebiete ändert sich mit den un-

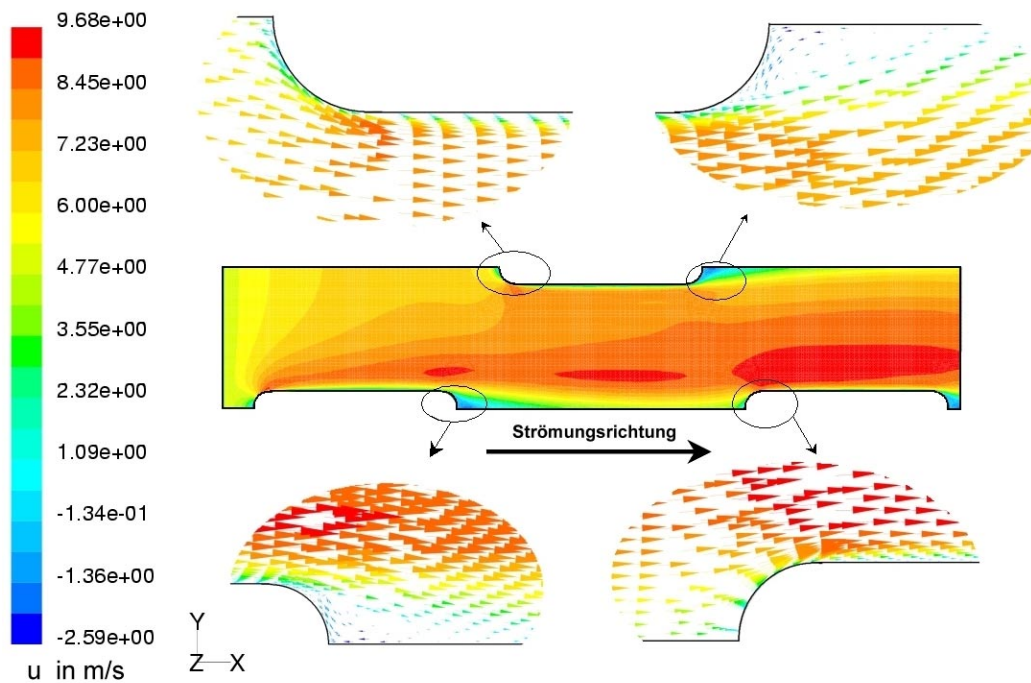


Abb. 5.5: Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte Variante *la2* ($H=2$ mm)

tersuchten Parametern und wird im folgenden detailliert. Weitere wesentliche Ergebnisse der Untersuchungen der mehrreihigen Anordnungen im Lamellenrohr-Wärmeübertrager sind folgende:

- Die Größe der Nachlaufgebiete vergrößert sich in x-Richtung mit zunehmender Geschwindigkeit u_{ein} . Die größte Änderung wurde bei der Konfiguration mit Kreisrohr festgestellt und die kleinste beim Flach- und Ovalrohr *oc* ($e=0,35$) gefunden. Die Ausdehnung der Rückströmungsgebiete nimmt mit wachsender Strömungsgeschwindigkeit in y-Richtung leicht ab. Ausnahme ist das letzte Element, wo dieser Vorgang sich nicht auftritt. Diese Abnahme hängt mit der Größe des Strömungskernes zusammen, der infolge seiner zunehmenden Geschwindigkeit das Rezirkulationsgebiet von beiden Seiten zusammendrückt. Die Größe der Hufeisenwirbelgebiete nimmt bei der Erhöhung der Anströmgeschwindigkeit zu.
- Die Rohrform spielt auch bei den mehrreihigen Konfigurationen eine wichtige Rolle. Das kleinste Ausmaß der Nachlaufgebiete und der Sekundärströmungsgebiete wurde bei der Konfiguration mit Flachrohr und die größte bei der mit Kreisrohr gefunden. Bei Ovalrohren mit zunehmender Exzentrizität e (Richtung Kreis) vergrößert sich die Abmessung der Hufeisenwirbelgebiete und auch die Wirbelzone hinter dem Rohr.
- Die Größe des Nachlaufgebietes zeigt keine Änderung mit steigender Rohrreihen-zahl. Die Größe des Rückströmungsgebietes ist hinter dem letzten Rohr am größten und bei allen, zuvorangeordneten Rohren, gleich groß. Dies hängt mit der Änderung

der Strömungsstruktur bei der letzten Rohrreihe zusammen. Für die Änderung der Sekundärströmungsgebiete wurde keine einheitliche Regelmäßigkeit gefunden.

- Die Ausdehnung der Nachlaufgebiete verkleinert sich in x-Richtung mit abnehmendem Lamellenabstand. Bei dieser Variablen wurde in der Größe der Änderung die folgende Reihenfolge Kreis-, Oval- (oa), Oval- (oc) und Flachrohr (das Erste ist das Größte) gefunden. Das Ausmaß der Sekundärströmungsgebiete wächst bei allen Rohrformen mit zunehmendem Lamellenabstand.

Die Abbildungen (5.6) und (5.7) stellen die oben beschriebene Sekundärströmung in der Stauzone bei der vierreihigen Konfiguration mit Kreis- und Flachrohren dar. In der oberen Hälfte sind die Geschwindigkeitsverteilungen mit $u_{ein} = 1 \text{ m/s}$ und in der unteren Hälfte mit $u_{ein} = 3 \text{ m/s}$ dargestellt. In allen vier Fällen ist der Lamellenabstand gleich groß ($H=2,5 \text{ mm}$). Die Abbildungen verdeutlichen die Wirkung der Geschwindigkeitserhöhung und der Rohrformänderung auf die Strömungsvorgänge vor dem ersten und dem vierten Rohr. Die Ausdehnung der Sekundärströmung vor dem Flachrohr ist in x- und y-Richtung kleiner als bei den Konfigurationen mit Kreisrohr.

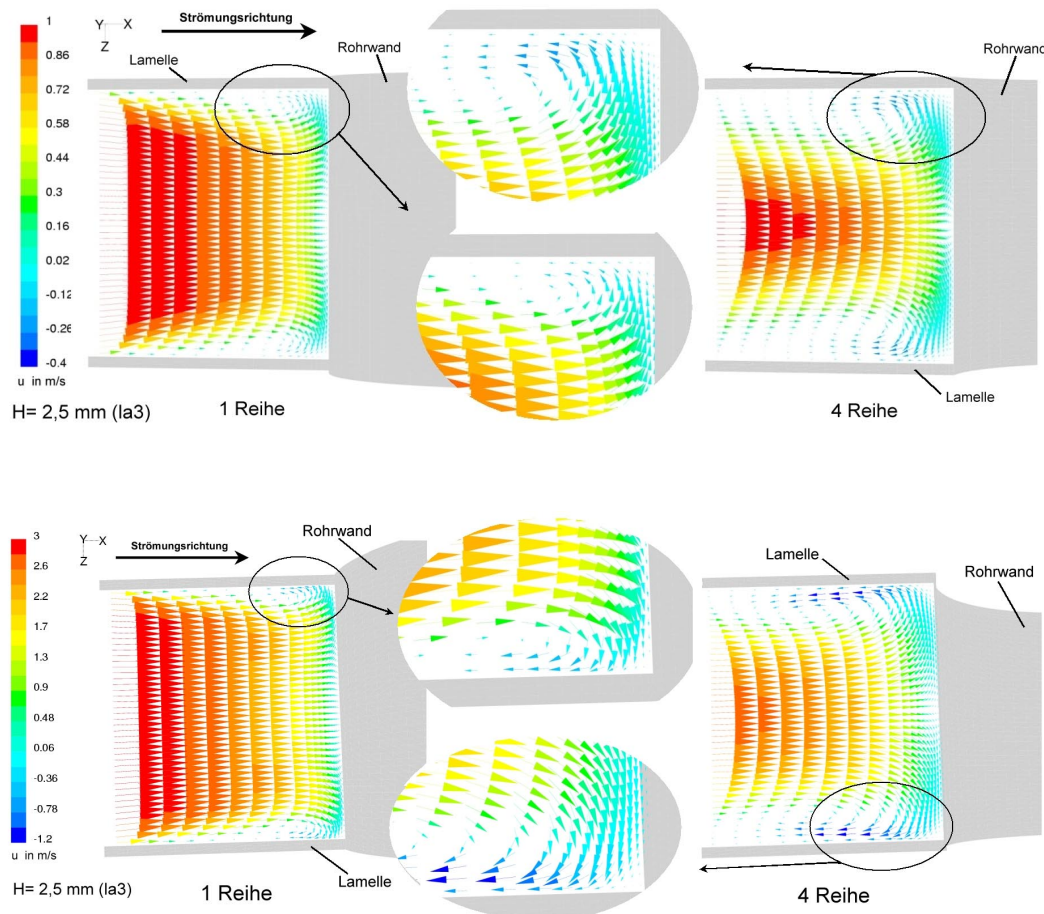


Abb. 5.6: Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte vor dem Flachrohr bei den vierreihigen Anordnung mit $u_{ein} = 1 \text{ m/s}$ (oben) und $u_{ein} = 3 \text{ m/s}$ (unten)

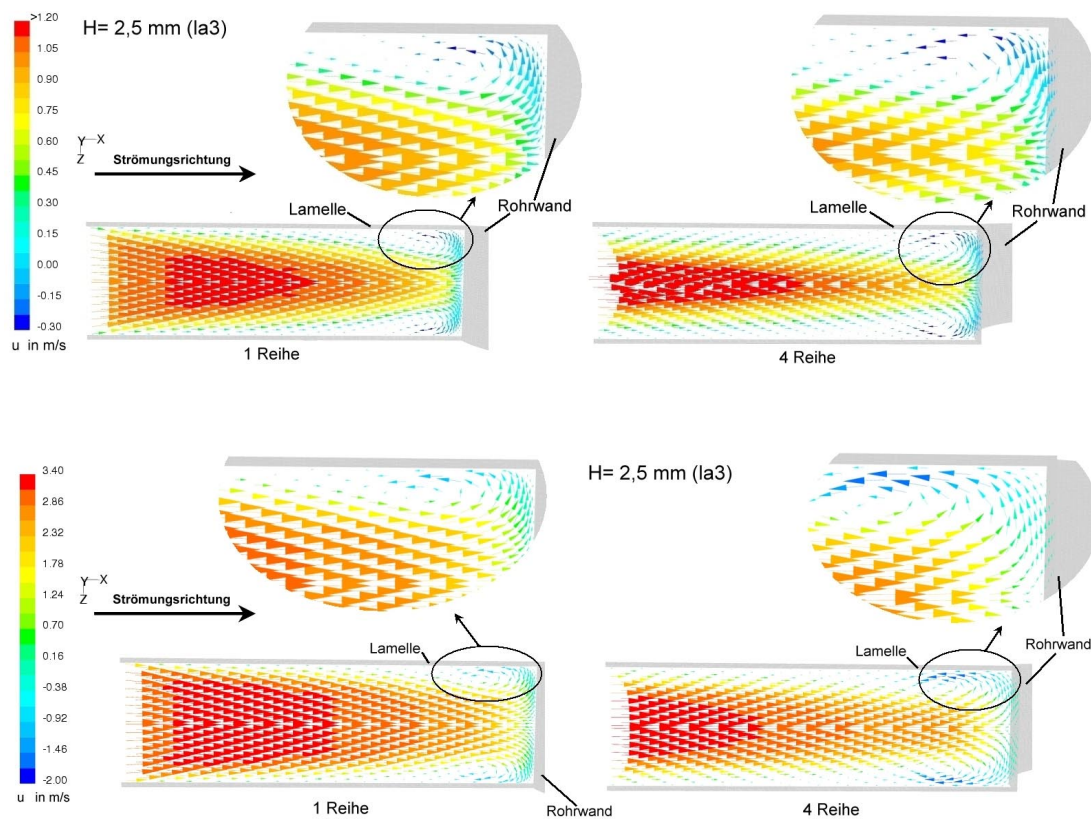


Abb. 5.7: Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte vor dem Kreisrohr bei den vier-reihigen Anordnung mit $u_{ein} = 1 \text{ m/s}$ (oben) und $u_{ein} = 3 \text{ m/s}$ (unten)

Hiermit kann man folgende Aussagen treffen:

- Die Geschwindigkeit, der Lamellenabstand und die Rohrform haben deutliche Wirkung auf die Strömungsstruktur und damit auf den Druckverlust und den Wärmeübergang.
- Mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit wächst die Abmessung der Nachlaufgebiete und auch der Hufeisenwirbelgebiete. Mit steigendem Lamellenabstand nimmt so die Größe der Hufeisenwirbelgebiete, wie der Totwassergebiete zu.
- Die Verwendung von elliptischen Rohren statt Kreisrohren führt zu einer Verringerung der Ausdehnung des Rückströmungsgebietes.
- Das Flachrohr hat den kleinsten Strömungsschatten erzeugt aber gleichzeitig die kleinste Wirbelzone vor dem Rohr.

5.2 Untersuchung des Temperaturfeldes und des lokalen Wärmeüberganges

Im folgenden werden die erhaltenen Ergebnisse für den lokalen Wärmeübergang zusammengefasst. Die numerischen Ergebnisse haben die Abhängigkeit des Temperaturfeldes (Wärmeüberganges) von der Strömungsstruktur und der Geometrie bewiesen. Es wurde wiederum nachgewiesen, dass die Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder im Lamellenrohr-Wärmeübertrager sehr eng zusammenhängen und von den geometrischen Parametern abhängen. Es ergeben sich bestimmte Vorgänge, die bei allen geometrischen Konfigurationen vorkommen.

Im Lamellenrohr-Wärmeübertrager bilden sich drei Temperaturgrenzschichten aus. Zwei entwickeln sich mit der Lauflänge auf den Lamellenoberflächen und eine auf der Rohroberfläche. Auf der Vorderkante der Lamellen ist die Dicke der Temperaturgrenzschicht Null und so ergibt sich im Eintrittsbereich ein sehr starker Temperaturabfall. Auf der Vorderkante und im Einlaufbereich ist der Wärmeübergangskoeffizient sehr groß. Mit wachsender Dicke der Temperaturgrenzschicht nimmt im weiteren der Wärmeübergangskoeffizient ab. Hinter den Rohren ist sowohl die Temperatur als auch die Geschwindigkeit sehr stark veränderlich.

Bei Lamellen mit sehr engem Abstand ($H \leq 2mm$) treten sehr große Strömungs- und Wärmetransportwiderstände auf. Diese Widerstände werden durch größere Geschwindigkeits- und Temperaturgradienten bei kleinerem Lamellenabstand in z- Richtung hervorgerufen. Dieses Wachstum der Gradienten ist in den Ecken besonders deutlich zu erkennen, (z.B. vor dem Rohr) wie Bild (5.8) zeigt. Die obere Hälfte des Bildes stellt die Strömungs- und die untere die Temperaturverteilungen bei 3 m/s Anströmgeschwindigkeit dar.

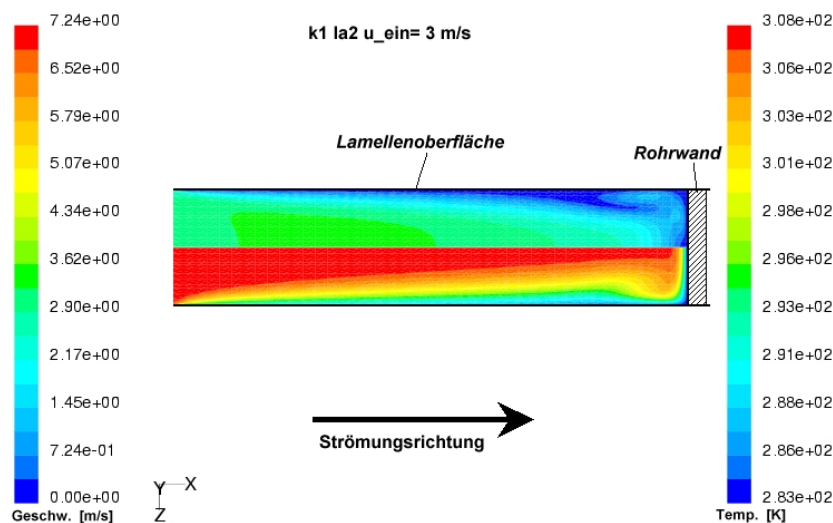


Abb. 5.8: Darstellung der Geschwindigkeits- (oben) und der Temperaturverteilung (unten) vor dem Kreisrohr im Lamellenrohr-Wärmeübertrager

Die nachfolgenden Abbildungen im Bild (5.9) und (5.10) zeigen typische Temperaturverläufe für die Anströmgeschwindigkeit 2 m/s für die drei untersuchten Rohrformen. Auf

der linken Seite sind die Temperaturverteilungen an den Lamellenoberflächen und rechts die zugehörigen Temperaturverteilungen in der Kanalmitte ($H/2$) zu sehen.

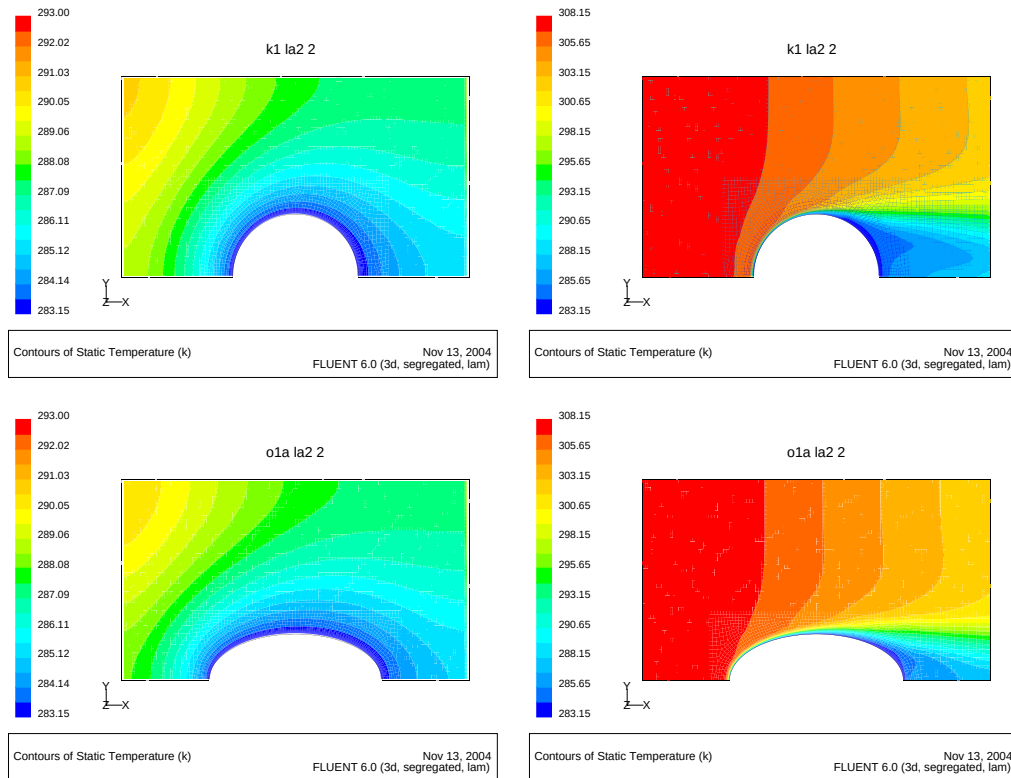


Abb. 5.9: Temperaturfelder der Untersuchungsgebiete mit dem Kreisrohr *k1* (oben), sowie mit dem Ovalrohr *o1a* (unten) bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \text{ m/s}$ auf der Lamellenoberfläche (links) und in der Kanalmitte (rechts)

Die Strömung bewegt sich jeweils in x-Richtung zwischen zwei benachbarten Lamellenoberflächen, wobei links die Anströmkannte ist. An der Rohrwand wird als Randbedingungen die Temperatur ($T_{GR} = 283,15 \text{ K}$) vorgegeben. Die höchste Temperatur hat sich oben links eingestellt und im unteren Bereich rund um das Rohr (besonders gut zu erkennen beim Flachrohr) herrscht die Rohrtemperatur. Die Ausdehnung des Gebietes mit höheren Oberflächentemperaturen vergrößert sich mit der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} und nimmt bei zunehmendem Lamellenabstand ab. Die Änderung der Lamellenoberflächentemperatur bei Vergrößerung des Lamellenabstandes war bei der Anordnung mit dem Flachrohr am kleinsten und beim Kreisrohr am größten. Das hängt damit zusammen, dass vor dem Flachrohr nur ein sehr kleines Rezirkulationsgebiet vorhanden ist und der Versperrungsgrad viel kleiner ist, und so die Umlenkung und die Vermischung der Strömung geringer ist.

In der Kanalmitte, d.h. in der Mittelebene zwischen zwei Lamellen (dargestellt auf der rechten Seite der Abb. (5.9) und der Abb. (5.10)) ergibt sich eine gut erkennbare Abkühlung in Strömungsrichtung, während senkrecht dazu in y-Richtung nur geringe Unterschiede bestehen.

Der Strömungskern in der Kanalmitte kühlt sich mit zunehmender Strömungsgeschwin-

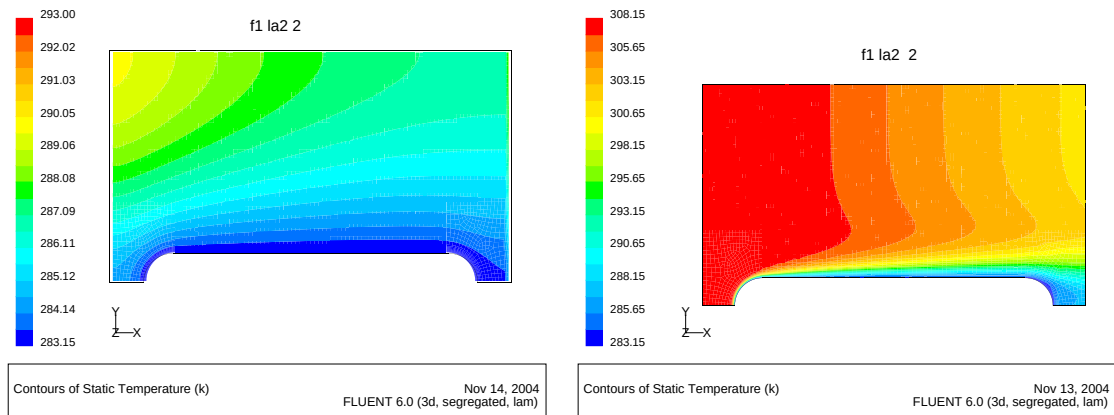


Abb. 5.10: Temperaturfelder der Untersuchungsgebiete mit dem Flachrohr $f1$ bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \text{ m/s}$ auf der Lamellenoberfläche (links) und in der Kanalmitte (rechts)

digkeit immer weniger ab. Bei einreihiger Anordnung herrscht in der Kanalmitte ab einem Lamellenabstand von $H = 2,5 \text{ mm}$ und ab einer Anströmgeschwindigkeit von 4 m/s einheitlich die Eintrittstemperatur. Davon weicht nur die Temperatur im Rezirkulationsgebiet ab, wo die Temperatur bei kleinen Anströmgeschwindigkeiten nahezu die Rohrwandtemperatur erreicht. Im diesem Rezirkulationsgebiet nimmt auch die Temperatur der Luft mit steigender Strömungsgeschwindigkeit zu. Die Größe des Gebietes reduziert sich mit steigender Geschwindigkeit. Dieses Gebiet ist schon beim ovalen Rohr kleiner als beim Kreisrohr und beim Flachrohr am geringsten. Gut erkennbar ist der Temperaturgradient auf der Oberfläche der Rohrseite bei der Konfiguration mit dem Flachrohr (unten rechts), wo das Temperaturprofil im Grunde genommen anders ist als bei den anderen beiden Rohrformen.

Die nächsten Abbildungen (5.11) und (5.12) stellen die Temperaturverteilung im Kanal in z -Richtung und auf einigen Schnittflächen bei der dreireihigen Anordnung mit dem Ovalrohr $o1c$ ($e=0,35$) dar.

In der Abbildung (5.11) ist der oben beschriebene Abkühlungsvorgang gut erkennbar. In der Mitte bildet sich in y -Richtung der Temperaturgradient und damit die Temperaturgrenzschicht ungestört im Kanal aus. Links vor den Rohren ist dieser Temperaturverlauf auch verfolgbare, bis vor den Rohren die Sekundärströmung auftritt. Hinter den Rohren ist die Temperatur der Luft deutlich geringer.

Die untere Abbildung (5.12) stellt die Temperaturverteilung in unterschiedlichen Abständen von der Lamellenoberfläche dar. Im oberen Teil des Bildes zeigt sich, dass vor der ersten Lamelle einheitlich die Eintrittstemperatur herrscht. Das dritte Rohr liegt im Nachlaufgebiet vom ersten Rohr, wo die Temperatur niedriger ist.

Deutlich ist in Abbildung (5.12) unten die Wirkung der Sekundärströmungen auf der Lamellenoberfläche vor dem Rohr zu sehen, wo lokal höhere Temperaturen herrschen.

Zur Auswertung und Veranschaulichung des lokalen Wärmeüberganges werden die lokalen Nusselt-Zahlen $Nu_{x,y}$ ermittelt. Bei der Auswertung der numerischen Simulationen

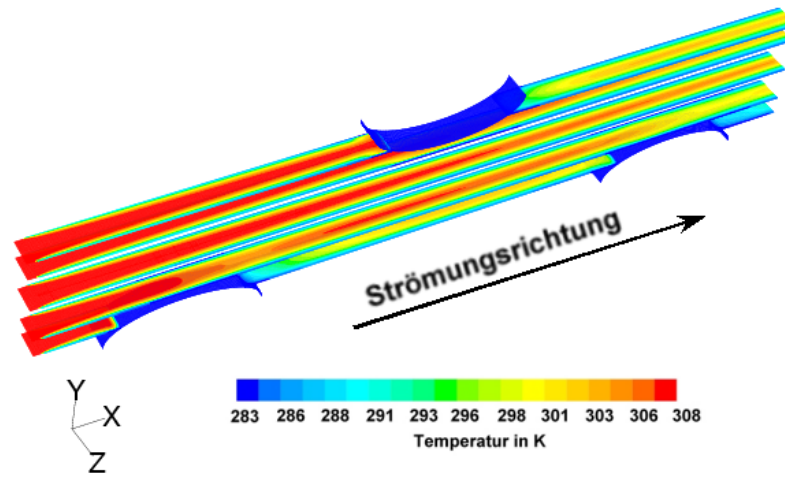


Abb. 5.11: Temperaturverteilung im Kanal bei der Variante *o3c* mit $u_{ein} = 4 \text{ m/s}$

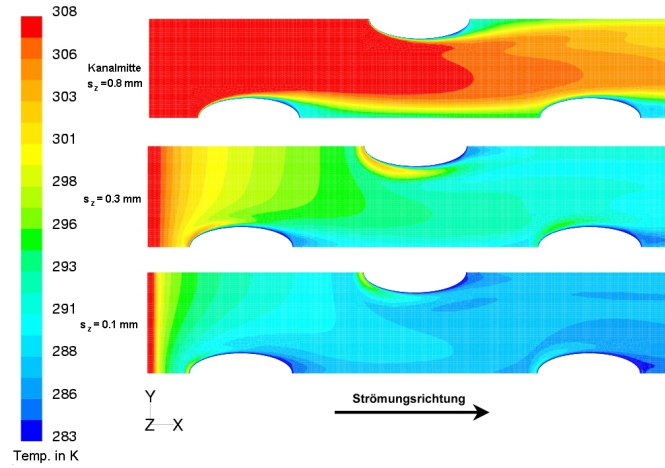


Abb. 5.12: Vergleich der Temperaturverteilungen in verschiedenen Abständen von der Lamellenoberfläche bei der Variante *o3c* mit $u_{ein} = 4 \text{ m/s}$

wurde die folgende Gleichung verwendet:

$$Nu_{d,ae\ x,y} = \frac{\alpha_{x,y} d_{ae}}{\lambda_{L,x,y}} \quad (5.1)$$

Darin ist $\alpha_{x,y} = \dot{q}_{x,y} / (T_{Lam,x,y} - T_{ref})$ der lokale Wärmeübergangskoeffizient und d_{ae} ist nach Gl. (6.11) auf Seite 61 der äquivalente Durchmesser, wobei d_{ae} und T_{ref} in FLUENT vorgegeben werden müssen.

Als Refernztemperatur T_{ref} wurde die mittlere Lufttemperatur $\overline{T_L}$ verwendet, die nach Gl. (6.24) auf Seite 63 berechnet wird. Bei mehrreihiger Anordnung wurde $\overline{T_L}$ ein Mittelwert aus der Temperaturverteilung für den Kanal vor der entsprechenden Lamelle zugeordnet.

Wesentliche Ergebnisse der Untersuchungen des lokalen Wärmeübergangs im Lamellenrohr-Wärmeübertrager sind die folgenden:

- An der Vorderkante der Lamelle sind die Wärmeübergangskoeffizienten bei allen Rohrformen sehr hoch. In der Ausdehnung des Bereiches hoher Nußelt-Zahlen ist kaum ein Unterschied bei Veränderung der Rohrform zu erkennen. Dieses Gebiet wächst mit zunehmender Geschwindigkeit und zunehmendem Lamellenabstand.
- Die Geschwindigkeitserhöhung hat eine deutliche Wirkung auf die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten gezeigt. Der Lamellenabstand wirkt sich dagegen weniger auf die lokalen Wärmeübergangswerte im untersuchten Bereich aus.
- Die Wärmeübergangskoeffizienten am vorderen Bereich und im Hufeisenwirbelbereich sind hoch, und im Nachlauf des Rohres niedrig. Bei den Varianten mit kleinstem Lamellenabstand ($H=1,6 \text{ mm}$) und $u_{ein} = 1 \text{ m/s}$ ist die lokale Nußelt-Zahl-Erhöhung infolge der Hufeisenwirbelbildung kaum spürbar. Im diesem Bereich hat sich der Unterschied zwischen den Rohrformen gezeigt. Die Form des Rohrquerschnittes beeinflusst die Strömungsstrukturen und den Wärmeübergang. Das Kreisrohr erzeugt die stärksten Hufeisenwirbel und so ergibt sich ein besserer Wärmeübergang im Gebiet des Wirbels. Diese Tendenz nimmt bei Ovalrohren mit der Exzentrizität bedeutend ab. Andererseits erzeugt das Kreisrohr eine größere Versperrung, die zu einem größeren Nachlaufgebiet hinter dem Rohr, wo die Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ kleiner ist, führt.
- Mit zunehmender Rohrreihenanzahl nimmt die Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ ab. Beim Vergleich der Werte ist erkennbar, dass sich vor den hintereinander liegenden Rohren, wo die Sekundärströmungen auftreten, ein lokales Maximum der Nußelt-Zahl ausbildet. Die aus den Berechnungen erhaltenen Ergebnisse veranschaulichen die Rezirkulationsgebiete, wo die lokalen Nußelt-Zahlen deutlich niedriger sind.

Die Abbildung (5.13) zeigt den Verlauf der lokalen Nußelt-Zahl auf der Lamellenoberfläche für die verschiedenen Rohrformen mit $u_{ein} = 3 \text{ m/s}$ und $u_{ein} = 7 \text{ m/s}$ Anströmgeschwindigkeit. Die Strömung bewegt sich in x-Richtung von links nach rechts. Beim Vergleich der lokalen Nußelt-Zahlen ist der Wärmeübergang auf der Anströmseite deutlich besser als auf der Abströmseite.

Die weiteren Abbildungen zur lokalen Nußelt-Zahl befinden sich im Anhang E. Es wurden bei den mehrreihigen Konfigurationen die einzelne Elemente getrennt dargestellt, weil es über viele Reihen schwierig ist, alle Elemente so darstellen, dass die Änderungen unterscheidbar bleiben. Für den Anhang wurden die Abbildungen der einreihigen und vierreihigen Konfigurationen ausgewählt.

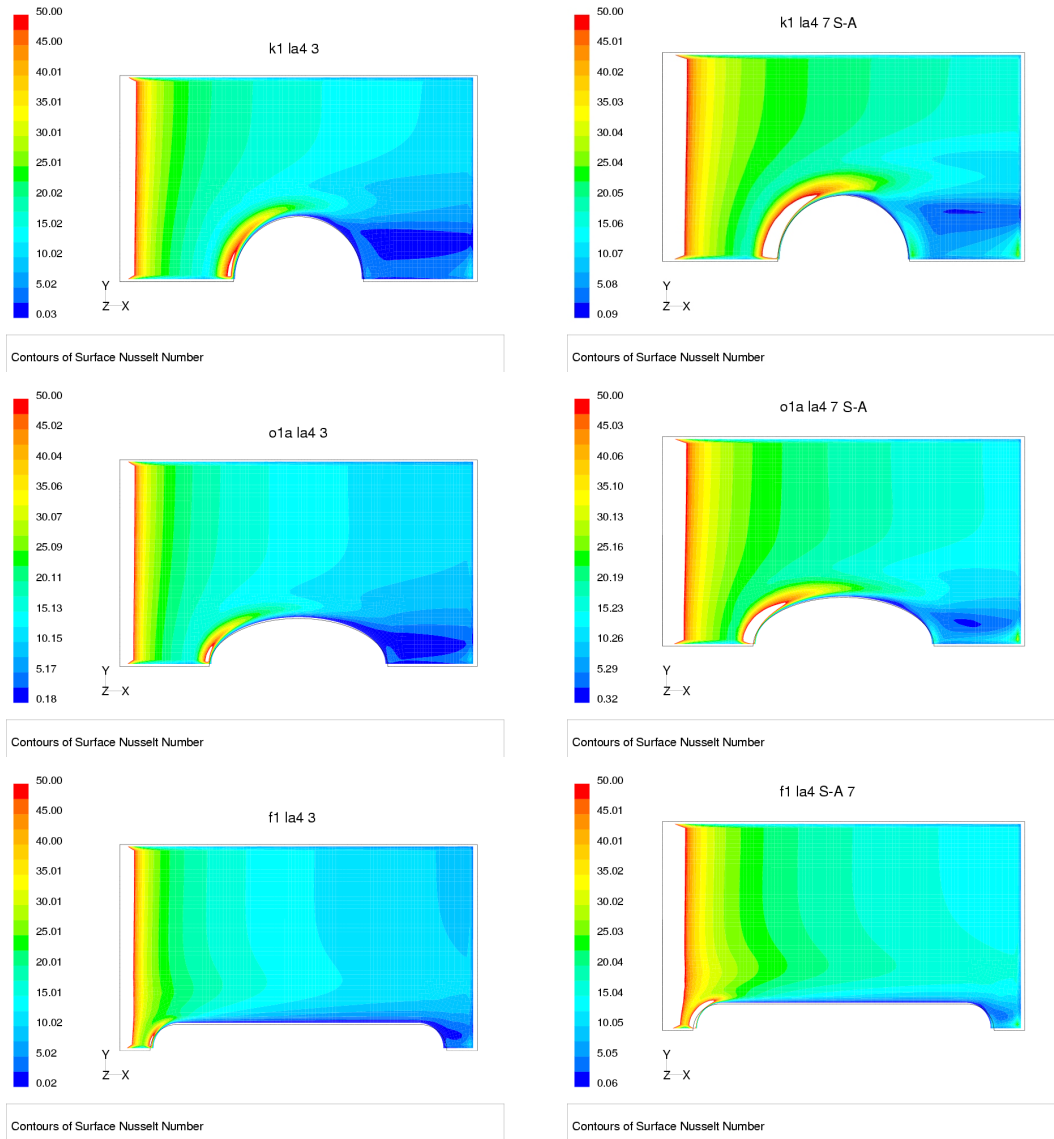


Abb. 5.13: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche für die Varianten mit dem Kreisrohr $k1$ (oben), mit dem Ovalrohr $o1a$ (mitte), sowie mit dem Flachrohr $f1$ (unten) bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 3\ m/s$ (links) und $u_{ein} = 7\ m/s$ (rechts)

6 Globale Ergebnisse der numerischen Simulation und ihre Auswertung

In diesem Kapitel werden die *globalen* Ergebnisse vorgestellt, die bei der Simulation der Lamellenrohr- Wärmeübertrager erzielt wurden. Die in diesem Kapitel detailliert beschriebene Auswertung wird nach der Methode von Haaf [46], die auch von Kaminski [31] und Mon [42] verwendet wurde, durchgeführt. Der Wärmeübergang und der Strömungswiderstand der zu kühlenden Luft werden vor allem durch drei Einflussgrößen bestimmt. Diese sind die Zustandsänderung der Luft, die Strömungsparameter der Luft sowie die Geometrie der Kühloberfläche. In dieser Arbeit werden die beiden zuletzt genannten Parameter untersucht. Die Berechnungsmethode, die sich vor allem für Lamellenrohrbündel eignet, basiert auf der Vorstellung durchströmter Kanäle.

6.1 Theoretische Grundlagen zur Auswertung des Wärmeübergangs auf der Luftseite

Als Wärmeübergang bezeichnet man die Wärmeübertragung zwischen einer festen Wand und einem strömenden Fluid. Für die Wärmestromdichte an der Wand $\dot{q}$ gilt die Beziehung:

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_{Fluid}) \quad (6.1)$$

Berücksichtigt man, dass das Fluid an der Wand haftet, erfolgt der Wärmetransport von der Wand an die unmittelbar an der Wand haftenden Fluidteilchen durch Wärmeleitung. Deshalb kann die Wärmestromdichte an der Wand mit den Temperaturgradienten im Fluid berechnet werden. Damit erhält man

$$\dot{q} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{Wand} = \alpha(T_w - T_{Fluid}) \quad (6.2)$$

Die Situation für den Wärmeübergang im Lamellenrohrelement stellt die Abbildung (6.1) schematisch dar. Den von der Luft übertragenen Wärmestrom bekommt man aus der Differenz der Enthalpieströme am Ein- und Austritt:

$$\dot{Q} = \dot{H}_{L,aus} - \dot{H}_{L,ein} \quad (6.3)$$

Diese berechnet man mit der folgenden Gleichung aus den Ergebnissen der numerischen Simulation:

$$\dot{H}_L = \int h_L \rho_L \vec{u} d\vec{A} = \sum_{i=1}^n h_{L,i} \rho_{L,i} \vec{u}_i \vec{A}_i \quad (6.4)$$

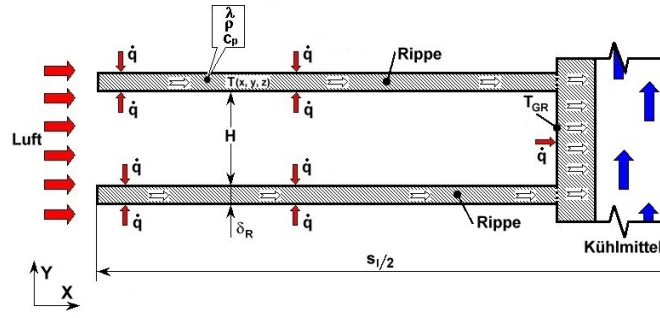


Abb. 6.1: Schematische Darstellung der Wärmeübertragung bei Rohren mit Rippen

und mit

$$h_{L,i} = \int_{T_{ref}}^T c_{p,L} dT. \quad (6.5)$$

Darin ist T_{ref} die Referenztemperatur, die im FLUENT vorgeben werden muss. Mit der Verwendung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten und des Rippenwirkungsgrades ist der Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \alpha_m (A_{GR} + \eta_R A_R) \theta_m \quad (6.6)$$

Nach dieser Definition handelt es sich bei α_m um einen für die Rippe und das Rohr einheitlichen Wärmeübergangskoeffizienten. Nach der Umformung ergibt sich:

$$\alpha_m = \frac{\dot{Q}}{(A_{GR} + \eta_R A_R) \theta_m} \quad (6.7)$$

Bei bekannten Ein- und Austrittstemperaturen des Wärmeübertragers kann die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz mit der Gleichung

$$\theta_m = \frac{T_{L, \text{ein}} - T_{L, \text{aus}}}{\ln \frac{T_{L, \text{ein}} - T_{GR}}{T_{L, \text{aus}} - T_{GR}}} \quad (6.8)$$

berechnet werden. Die Luftaustrittstemperatur $T_{L, \text{aus}}$ wird als massenstromgewichteter Mittelwert aus der lokalen Temperaturverteilung im Austrittsquerschnitt ermittelt:

$$T_{L, \text{aus}} = \frac{\int T \rho \vec{u} \vec{A}}{\int \rho \vec{u} \vec{A}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \rho_i \vec{u}_i \vec{A}_i}{\sum_{i=1}^n \rho_i \vec{u}_i \vec{A}_i} \quad (6.9)$$

Die Rohrwandtemperatur T_{GR} wird als Konstante zur Berechnung vorgegeben. Bei der Wärmeübertragungsberechnung verwendete weitere Kenngrößen werden im folgenden einzeln betrachtet.

6.1.1 Verwendete Ähnlichkeitskennzahlen zur Lösung des Problems

Bei kleinen Geschwindigkeiten strömen die Fluidteilchen in parallelen und geordneten Bahnen, aber ab einer bestimmten Größe der Strömungsgeschwindigkeit treten zusätzliche Querbewegungen auf, die mit steigender Geschwindigkeit immer heftiger werden und

schließlich zu einer vollkommen turbulenten Strömung führen. Für die Strömungscharakterisierung zur Beschreibung des Übergangs verwendet man die Reynolds-Zahl, die das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskraft (Reibkraft) beschreibt. Für die Reynolds-Zahl gilt:

$$Re_{d_{ae}} = \frac{w L_{char}}{\nu} = \frac{w d_{ae}}{\nu_L} \quad (6.10)$$

Als charakteristische Länge wird bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern oft die Kanalhöhe, der äußere Rohrdurchmesser oder der hydraulische Durchmesser eingesetzt. In der vorliegenden Arbeit wird für das durchströmte System mit veränderlichem Strömungsquerschnitt der äquivalente Durchmesser d_{ae} verwendet.

Die charakteristische Länge soll die wesentlichen Einflüsse der Geometrie darstellen und eindeutig sein. Sie ist bei ebenen Platten die Länge der Oberfläche in der Strömungsrichtung und beim Kreisrohr meistens der äußere oder der innere Rohrdurchmesser (je nachdem, ob die Strömung um das Rohr herum oder im Rohr verläuft). Bei Kanälen mit unregelmäßigem Querschnitt wird als charakteristische Abmessung der sogenannte äquivalente Durchmesser d_{ae} benutzt.

$$d_{ae} = \frac{4 V_{ges} \psi}{A_{W\ddot{U}}} \quad (6.11)$$

Die Nußelt-Zahl gibt die Verhältnis des Wärmeübergangs als Folge der Konvektion gegenüber der reinen Wärmeleitung im stationären Zustand an:

$$Nu = \frac{\dot{Q}_{Konv}}{\dot{Q}_{Leitung}} = \frac{\alpha L_{char}}{\lambda_{Fluid}} \quad (6.12)$$

Die Nußelt-Zahl kann über die Länge der Oberfläche eines Wärmeübertragers verschieden sein, deshalb ist es wichtig, die lokale Nußelt-Zahl-Verteilung zu ermitteln. Bei globaler Untersuchung verwendet man ihren Mittelwert für den Wärmeübertrager. Es wird noch die Prandtl-Zahl verwendet, die mit der folgenden Gleichung beschrieben wird:

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (6.13)$$

Die Prandtl-Zahl liefert eine Aussage über die Unterschiede zwischen Geschwindigkeits- und Temperaturprofil und damit eine Aussage über das Verhältnis zwischen den Dicken der thermischen und hydrodynamischen Grenzschicht [27]. Im Fall $Pr = 1$ wären die dimensionslosen Profile der Temperatur und Geschwindigkeit identisch.

Für die Wärmeübertragung bei stationärer erzwungener Strömung wird die rein empirische Beziehung zwischen den Ähnlichkeitskriterien angegeben [41]:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (6.14)$$

In Wärmeübertragern mit unregelmäßigem Querschnitt kommen oft neue Kriterien hinzu, die die Änderung des Strömungsquerschnittes berücksichtigen.

$$Nu = C Re^m Pr^n (Geo) \quad (6.15)$$

6.1.2 Geometrische Abmessungen

Das gesamte Lamellenrohrbündelvolumen berechnet man mit:

$$V_{ges} = l s_q s_l z_q z_l . \quad (6.16)$$

Das Volumen des Hohlraumanteils ergibt sich aus der Differenz vom Gesamt- und Wärmeübertragervolumen.

$$V_{Hohl} = V_{ges} - V_{W\ddot{U}} = (l s_q s_l z_q z_l) - (V_{Lam} + V_{Rohr}) \quad (6.17)$$

Die Oberfläche von Lamellenrohr-Wärmeübertragern setzt sich aus zwei Teilen, der Lamellen- und der Rohrfläche, zusammen:

$$A_{W\ddot{U}} = A_{Lam} + A_{GR} \quad (6.18)$$

Die Berechnungsformeln für die Wärmeübertrageroberflächen hängen von der Form des Rohrquerschnittes ab, und lassen sich in der Reihenfolge Kreis, Flach, Oval wie folgt ausdrücken:

$$\Rightarrow A_{k,W\ddot{U}} = \left[2 s_q s_l + \pi d_a (t_R - \delta_R - \frac{d_a}{2}) \right] \frac{l}{t_R} z_q z_l \quad (6.19)$$

$$\Rightarrow A_{f,W\ddot{U}} = A_{f,Lam} + A_{f,GR} \quad (6.20)$$

$$\text{wo } A_{f,Lam} = 2 \left[s_q s_l - (b_a c + \frac{b_a^2 \pi}{4}) \right] \frac{l}{t_R} z_q z_l$$

$$\text{und } A_{f,GR} = \left[(\pi b_a + 2c)(t_R - \delta_R) \right] \frac{l}{t_R} z_q z_l$$

$$\Rightarrow A_{o,W\ddot{U}} = A_{o,Lam} + A_{o,GR} \quad (6.21)$$

$$\text{wo } A_{o,Lam} = 2 \left[s_q s_l - \pi b_a a_a \right] \frac{l}{t_R} z_q z_l$$

$$\text{und } A_{o,GR} = \left[U_o (1 - \frac{\delta_R}{t_R}) \right] l z_q z_l$$

6.1.3 Rippenwirkungsgrad

Im Luftkühler stellt sich eine Veränderung der Rippentemperatur neben anderen Parametern auch mit der fortschreitenden Luftabkühlung ein. Th. E. Schmidt hat sehr früh im Jahr 1963 theoretische Beziehungen über den Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Strömung im Rippenrohrkühler aufgestellt und hat ihre Gültigkeit an Versuchsreihen gezeigt [56][57]. Es wurde bei der Auswertung von Messungen der Rippenwirkungsgrad eingesetzt und nachgewiesen, dass der Wärmeübergangskoeffizient an der Rippenoberfläche unterschiedlich groß ist. Die Versuchsergebnisse von Rippenrohren wurden mit Messwerten des Glattrohres verglichen und bewiesen, dass je niedriger die Rippen sind und je weiter sie auseinander stehen, um so ähnlicher die beiden Strömungsbilder werden. Es wurde festgestellt, dass die Abnahme der Rippentemperatur nur bei kleinem Luftabkühlungsgrad vernachlässigt werden kann (z.B. beim Überströmen von einer Rohrreihe). Bei Luftkühlern mit mehreren Rohrreihen berechnet man entweder jede Rohrreihe für sich, oder man verwendet eine mittlere Rippentemperatur.

Numerische Berechnungen wurden von Jang u.a. [29] bei Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit kreis- und ovalförmigem Querschnitt zur Ermittlung der Wirkung des Rippenwirkungsgrades durchgeführt, der die Güte der Wärmeübertragung durch die Lamellen zeigt. Es wurde festgestellt, dass die Berechnungen und Auswertungen mit isothermalen Lamellen 5 – 35% höhere Werte für den Wärmeübergangskoeffizient zeigten, als die mit veränderlicher Rippentemperatur.

In einer anderen Veröffentlichung von Saboya u.a. [49] wurde der Rippenwirkungsgrad von ein- und zweireihigen Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit Kreis- und Ovalrohren untersucht und verglichen. Es wurde festgestellt, dass mit zunehmender Reynolds-Zahl alle η_R Werte fallende Tendenz zeigten. Die andere Kenngröße, die Exzentrizität, spielte ebenfalls eine bedeutende Rolle. Im Rippenwirkungsgrad wurde eine Erhöhung von 10 - 20 % bei Ovalrohren, gegenüber Kreisrohren erreicht.

Es wurde von Rocha u.a. [52] geprüft, wie sich die Temperaturverteilung und der Rippenwirkungsgrad bei den untersuchten Geometrien im laminaren Strömungsbereich ändern. Die Ergebnisse zeigen, wie bei Matos [36], dass die höchsten Werte des Rippenwirkungsgrades bei Ovalrohren mit zweireihiger Anordnung und $e=0,5$ vorkommen.

Bei der globalen Betrachtung wird mit der flächengemittelten Rippentemperatur nach FLUENT entsprechend der folgenden Gleichung gerechnet:

$$\overline{T_R} = \frac{\int T d\vec{A}}{\int d\vec{A}} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \vec{A}_i}{\sum_{i=1}^n \vec{A}_i} \quad (6.22)$$

Wenn die Wärmeübertragung am äußeren Rippenrand vernachlässigt wird, ist der Rippenwirkungsgrad:

$$\eta_R = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{ideal}} = \frac{\overline{T_L} - \overline{T_R}}{\overline{T_L} - T_{GR}} \quad (6.23)$$

Der Rippenwirkungsgrad ist definiert als Quotient aus dem von der Rippe tatsächlich übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_{real}$ und dem Wärmestrom $\dot{Q}_{ideal}$, den die Rippe übertragen würde, wenn sie überall die Temperatur des Rippenfußes hätte.

6.1.4 Bezugstemperatur

Besondere Bedeutung kommt der Bezugstemperatur für die Stoffeigenschaften zu. Diese kann:

- die Temperatur vor dem Wärmeübertrager (Umgebungstemperatur) oder
- die mittlere Temperatur des strömenden Fluids

sein.

Bei der Auswertung der numerischen Ergebnisse wurde die mittlere Temperatur des strömenden Medium im Lamellenrohr-Wärmeübertrager verwendet. Die mittlere Lufttemperatur $\overline{T_L}$ wird als Mittelwert aus der lokalen Temperaturverteilung im Kanal entnommen:

$$\overline{T_L} = \frac{\int T \rho dV}{\int \rho dV} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \rho_i V_i}{\sum_{i=1}^n \rho_i V_i} \quad (6.24)$$

Die Stoffwerte, die bei der Auswertung verwendet wurden, sind auch mit der gleichen Methode ermittelt, oder mit dieser Temperatur ausgerechnet.

6.1.5 Geschwindigkeit

Eine Berechnungsformel für eine geeignete Geschwindigkeitsdefinition für durchströmte Lamellenrohr-Wärmeübertrager basiert auf der Vorstellung durchströmter Kanäle [46]. Als wirksame Geschwindigkeit u ist hierbei die Geschwindigkeit im Hohlraum einzusetzen, die als eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit $u_{L,m}$ nach der folgenden Gleichung bestimmt werden kann:

$$u_{L,m} = \frac{u_{ein}}{\psi} . \quad (6.25)$$

Darin ist u_{ein} die am Eintritt vorgegebene Geschwindigkeit und ψ der Hohlraumanteil. Den Hohlraumanteil berechnet man mit:

$$\psi = \frac{V_{Hohl}}{V_{ges}} = 1 - \frac{V_{W\ddot{U}}}{V_{ges}} \quad (6.26)$$

6.1.6 Druckverlust

Neben dem Wärmeübergang ist der Druckverlust der wesentliche Parameter, der bei der Projektierung von Wärmeübertragern berücksichtigt werden muss. In einem Lamellenrohr-Wärmeübertrager wird der Druckverlust von zwei Größen beeinflusst. Eine ist der Reibungswiderstand, der infolge der Zähigkeit des Strömungsmediums längs der angeströmten Wand auftritt. Die andere ist der örtliche Einzelwiderstand der Bauteile, der durch Wirbelbildung verursacht wird. Dieser Formwiderstand wird im Wesentlichen durch die Projektionsfläche des Hindernisses verursacht. Da die Luft bei den vorliegenden Geschwindigkeiten im Bereich 1 bis 20 m/s als inkompressibel betrachtet werden darf [19], ergibt sich der Druckverlust für das gesamte Wärmeübertragerelement aus der Differenz der statischen Drücke am Ein- und Austrittsquerschnitt. Der gesamte Druckverlust ist gleich der Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt.

$$\Delta p = p_{ein} - p_{aus} \quad (6.27)$$

Der Druck am Ein- und Austritt wird flächengemittelt nach der folgenden Gleichung berechnet:

$$p_{ein \text{ bzw. } aus} = \frac{\int p d\vec{A}}{\int d\vec{A}} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \vec{A}_i}{\sum_{i=1}^n \vec{A}_i} \quad (6.28)$$

Damit ist der Widerstandsbeiwert:

$$\xi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho_{L,m}}{2} u_m^2 \frac{s_l z_l}{d_{ae}}} \quad (6.29)$$

Der Druckverlust Δp wird auf den Staudruck $\rho * u^2 / 2$ der Luftströmung bezogen. Dabei ist ρ die Dichte der Luft. Daher ergibt die obige Gleichung 6.29 eine dimensionslose Darstellung des Druckverlustes.

6.2 Diskussion der globalen Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden die für den gesamten Lamellenrohr-Wärmeübertrager erhaltenen Ergebnisse in Abhängigkeit der untersuchten Größen detailliert beschrieben. Die übertragene Wärme, der Wärmeübergangskoeffizient, der Druckverlust und der Widerstandsbeiwert werden in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, der Rohrreihenanzahl, der Rohrform und dem Lamellenabstand untersucht und ausgewertet. Zur besseren Übersicht werden in diesem Kapitel zur Darstellung der numerischen Ergebnisse aus der Vielzahl der Abbildungen einige ausgewählt, die weiteren Abbildungen finden sich im Anhang B, C D.

Bei der Auswertung der Ergebnisse wird zwischen den verschiedenen Konfigurationen mit Hilfe eines Systems von Kennzeichen unterschieden. Für die Rohrform mit Numerierung für die Anzahl der hintereinander liegenden Rohre werden die folgenden Bezeichnungen verwendet:

- k bedeutet Kreisrohr (z.B. $k1$ - ein Kreisrohr),
- f bedeutet Flachrohr (z.B. $f2$ - zwei Flachrohre in der Hauptströmungsrichtung),
- $o a$ bedeutet Ovalrohr mit einer Exzentrizität $e = 0,5$ (z.B. $o3a$ - drei Ovalrohre),
- $o c$ bedeutet Ovalrohr mit einer Exzentrizität $e = 0,35$ (z.B. $o4a$ - vier Ovalrohre).

Die vier untersuchten Lamellenabstände werden mit den Zeichen $la1$, $la2$, $la3$ und $la4$ vom kleinsten bis zum größten gekennzeichnet. Die geometrischen Abmessungen der untersuchten Konfigurationen sind in der Tabelle 3.1 auf Seite 30 zusammengefasst. In den Abbildungen wird noch die Geschwindigkeit als letzter Parameter verwendet. Beim laminaren Modell wird sie zwischen 1 und 5 m/s angenommen. Beim Spalart-Allmaras Turbulenzmodell steht hinter der Zahl für die Geschwindigkeit (4-7) noch die Bezeichnung "sa". Zum Beispiel bezeichnet die Variation $o3c_la1_5$ drei hintereinander liegende Ovalrohre mit einer Exzentrizität $e=0,35$, einem Lamellenabstand $H=1,6$ mm und einer Anströmgeschwindigkeit von 5 m/s.

6.2.1 Einfluss der Geschwindigkeitserhöhung

Die Strömungsgeschwindigkeit spielt eine bedeutende Rolle bei der Wärmeübertragung und beim Druckverlust im Lamellenrohr-Wärmeübertrager. Unabhängig von geometrischen Parametern bewirkt die Geschwindigkeitserhöhung im allgemeinen auf der einen Seite, dass sich die Druckdifferenz, der Wärmeübergangskoeffizient und die Nu-Zahl erhöhen und auf der anderen Seite der Widerstandsbeiwert abnimmt.

In dieser Arbeit wurde die Anströmgeschwindigkeit am Eintritt zwischen 1 und 7 m/s angenommen. Einerseits wurde zwischen 1 und 5 m/s das laminare Modell und andererseits bei den Varianten $la3$ und $la4$ zwischen 4 und 7 m/s das S-A Turbulenzmodell verwendet. Wenn man den von der Luft an die Wand übertragenen Wärmestrom im Lamellenrohr-Wärmeübertrager untersucht, erhält man die folgenden Ergebnisse. Bei allen geometrischen Variationen verursacht die Geschwindigkeitserhöhung ein nahezu

proportionales Wachstum im übertragenen Wärmestrom. Es gibt keinen bedeutenden Unterschied bei den gesamten Wärmeströmen mit verschiedenen Rohrformen. Die Abbildung (6.2) vergleicht den von der Luft an die Wand des Wärmeübertragers überführten Wärmestrom.

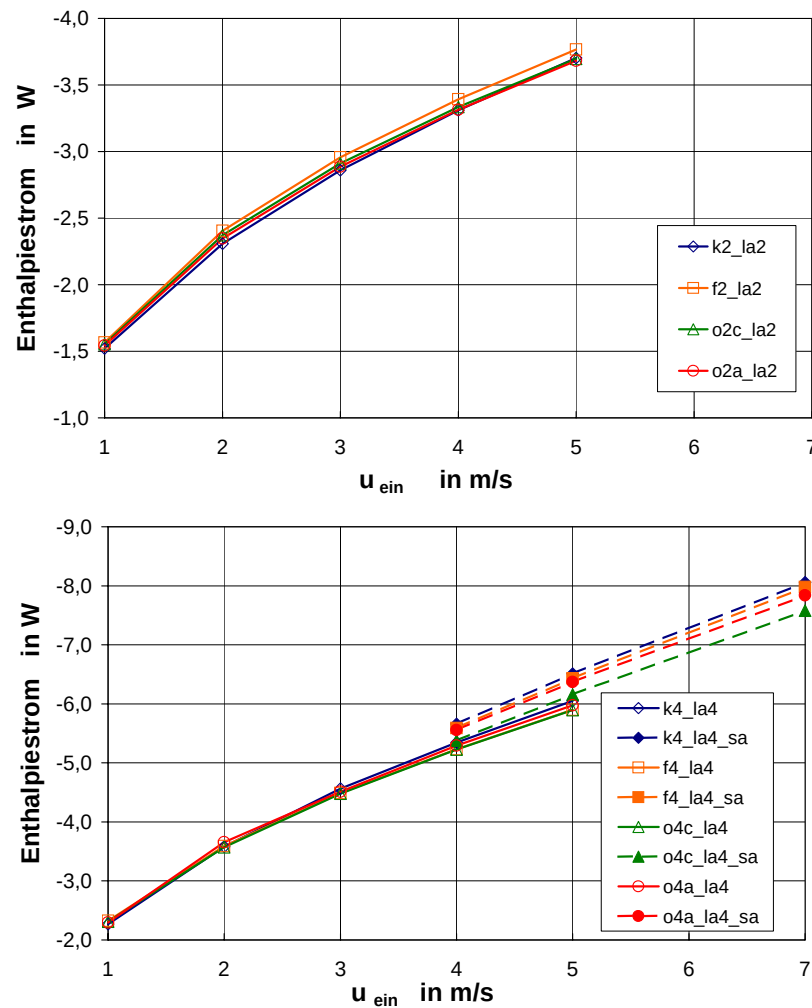


Abb. 6.2: Übertragener Wärmestrom in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)

Die Luft kühlt sich bei höherer Strömungsgeschwindigkeit wegen der kürzeren Aufenthaltszeit im Wärmeübertrager weniger stark ab. Eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit von 1 m/s auf 5 m/s ruft etwa eine Verdopplung des Wärmestromes bei den Konfigurationen bis zu drei Rohrreihen hervor. Bei den Konfigurationen mit mehr als drei Rohrreihen wird der übertragene Wärmestrom in diesem Geschwindigkeitsbereich etwa auf das Dreifache erhöht. Eine weitere Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit von 5 m/s auf 7 m/s führt wiederum zu etwa 20-30 % Zuwachs im übertragenen Wärmestrom.

Der übertragene Wärmestrom setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Einerseits beinhaltet er die über die Lamellenoberfläche und andererseits die über die Rohroberfläche

transportierte Wärmemenge. Der Wärmestrom nimmt bei beiden Oberflächen mit steigender Geschwindigkeit nahezu proportional zu. Der Anstieg des Wärmestromes mit der Geschwindigkeit ist bei der Lamellenoberfläche geringer als bei der Rohroberfläche, trotzdem bleibt er quantitativ viel größer als der an die Rohroberfläche übertragene Wärmestrom. Der Anteil des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes am Gesamtwärmestrom liegt für die untersuchten Konfigurationen zwischen 1,8 und 12 % in Abhängigkeit von der Geometrie und der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} . Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit steigen die Kurven (z.B. Abb. 6.3) am Anfang steil an und bleiben bei über 5 m/s in Abhängigkeit von der Geometrie nahezu konstant.

Die so erhaltenen Ergebnisse zeigen, dass der über die Rohroberfläche übertragene Wärmestrom weniger als 15 % beträgt und sich ab einer bestimmten Geschwindigkeit nur noch geringfügig ändert. Das hängt damit zusammen, dass sich ab einer bestimmten "kritischen" Geschwindigkeit die Strömungs- und Temperaturgrenzschicht auf der Rohroberfläche nur schwach verändert. Der Schwerpunkt liegt daher bei der Verbesserung des Wärmeübergangs an der Lamellenoberfläche und nicht an der Rohroberfläche.

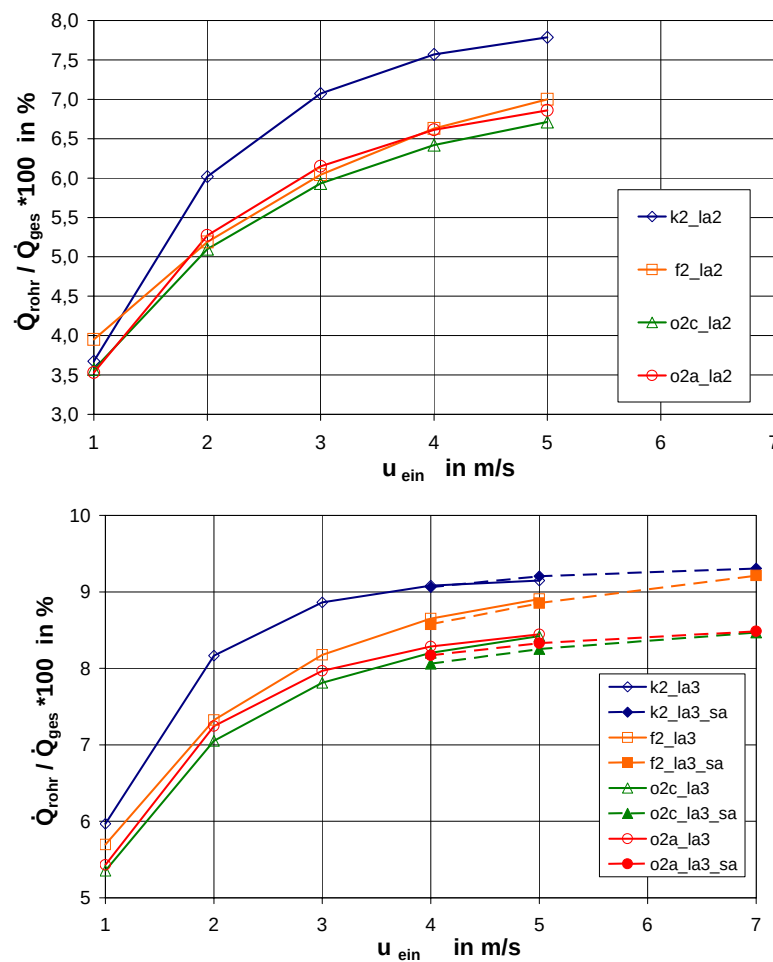


Abb. 6.3: Anteil des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes am Gesamtwärmestrom in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für zwei-reihige Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 2,5 mm (la3)

Auffällig ist allerdings, dass bei kleiner Strömungsgeschwindigkeit nicht die Rohrform bestimmend, sondern die Größe der Oberfläche wirksamer ist. Die Varianten mit Flachrohr f haben die größte Rohroberfläche und die Kreisrohre k die kleinste.

Mit steigender Strömungsgeschwindigkeit vermindert sich der Rippenwirkungsgrad η_R (Abb. 6.4). Bei höherer Strömungsgeschwindigkeit kühlt sich die Luft weniger ab, und so entsteht eine größere Temperaturdifferenz zwischen Lamelle und Hauptströmung. Bei allen Konfigurationen zeigten die Varianten mit Flachrohr die größten und die mit Kreisrohr die kleinsten Werte für den Rippenwirkungsgrad. Die Werte liegen zwischen 0,66 und 0,9 abhängig von der geometrischen Form und der Rohrreihenanzahl.

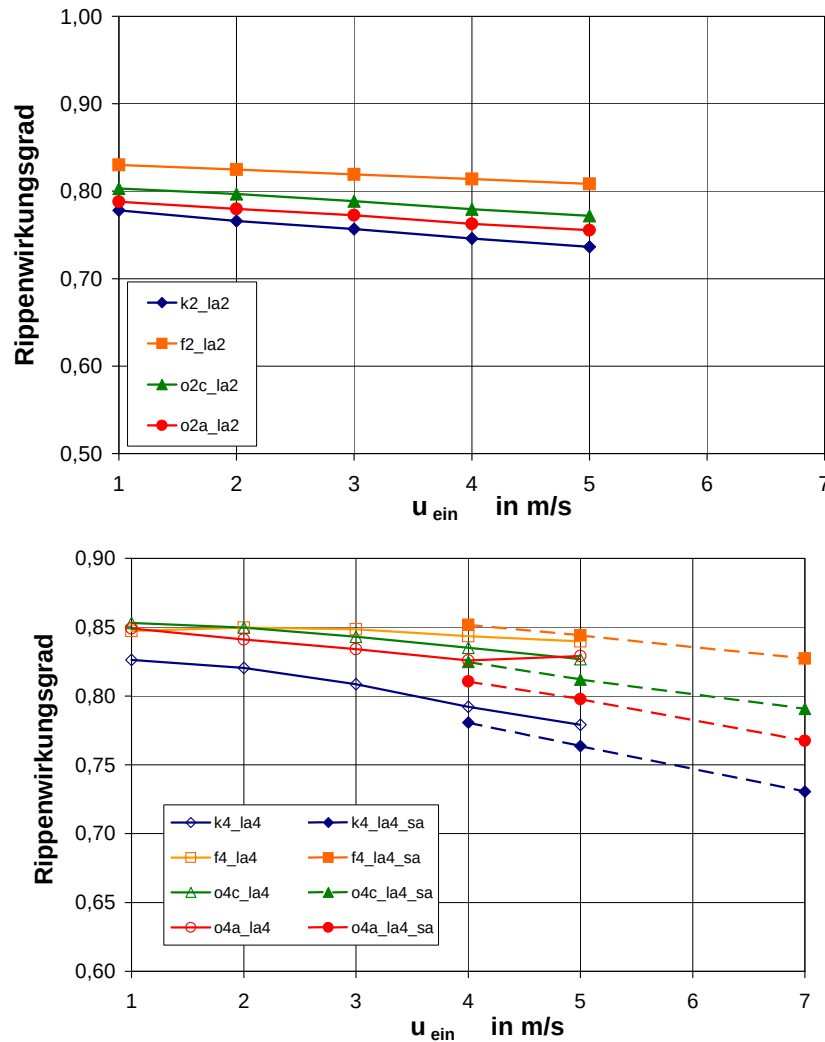


Abb. 6.4: Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)

Der Rippenwirkungsgrad η_R und der Wärmeübergangskoeffizient haben einen entgegengesetzten Verlauf. Das bedeutet, dass der Rippenwirkungsgrad um so niedriger ist, je größer der Wärmeübergangskoeffizient wird. Die gleichen Ergebnisse für den Verlauf des

Rippenwirkungsgrades in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit wurden von Jang [29], Saboya [49], Rocha [52] und Kaminski [31] ermittelt.

Mit zunehmender Luftgeschwindigkeit wird eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten bei gleichzeitig starkem Anwachsen des Strömungswiderstands erzielt.

Die Kurven (Abb. 6.5) zeigen einen proportionalen Verlauf innerhalb des untersuchten Bereiches. Kleine Anströmgeschwindigkeiten verursachen einen großen Temperaturabfall zwischen den Lamellen, infolgedessen ist der Wärmeübergangskoeffizient α_m in diesem Bereich am kleinsten. Auffällig ist allerdings, dass sich bei kleiner Strömungsgeschwindigkeit kaum ein merklicher Unterschied im Wärmeübergangskoeffizienten infolge der Rohrformänderung zeigt. In Folge der Strömungsgeschwindigkeitssteigerung wird dieser Unterschied immer

größer und bedeutsamer.

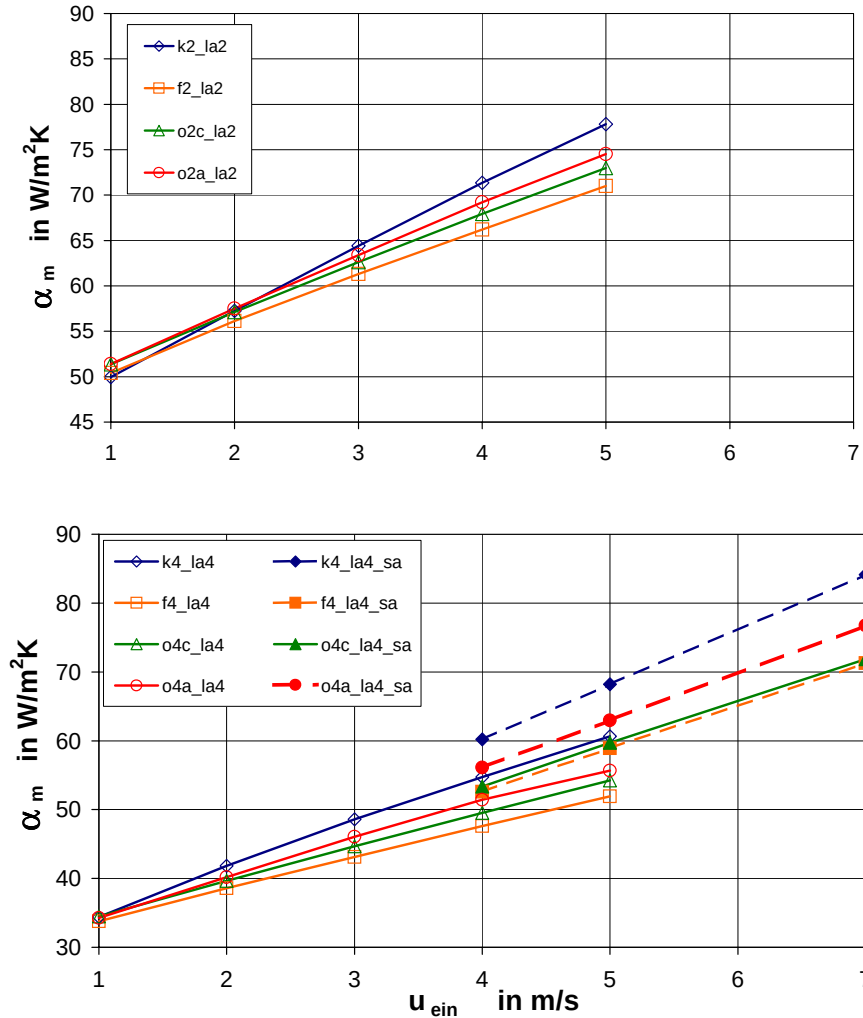


Abb. 6.5: Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)

Dabei spielt eine große Rolle, dass sich die Luft bei größerer Strömungsgeschwindigkeit

weniger abkühlt und damit entsteht ein stärkerer Temperaturgradient senkrecht zur Lamellenoberfläche. Unabhängig vom geometrischen Aufbau wurden die größten Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten bei den Konfigurationen mit Kreisrohr und die kleinsten im Fall der Flachrohre gefunden. Dadurch ist nachgewiesen, dass die Wirkung des Hufeisenwirbels vor dem Rohr auf den Wärmeübergangskoeffizient größer ist als die Wirkung des Strömungsschattens hinter dem Rohr. Wäre dies nicht der Fall, hätten die anderen Rohrformen größere Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten gezeigt. Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf den Wärmeübergangskoeffizienten reduziert sich mit zunehmender Rohrreihenanzahl. Beim Vergleich der eigenen Ergebnisse mit denen von Halici (Validierung1) wurde festgestellt, dass die Werte mit der Version *la3*, wo der Lamellenabstand $H = 2,5$ mm ist, gut übereinstimmen.

Wie vorher schon erwähnt wurde, handelt es sich hierbei sowohl um eine Umströmung von Rohren als auch um eine Spaltströmung zwischen Lamellen. Welche Strömungsform dabei den Druckverlust im wesentlichen bestimmt, hängt von den geometrischen Gegebenheiten ab. Bei allen Konfigurationen steigt der Druckverlust Δp überproportional mit der Strömungsgeschwindigkeit. Die folgende Abbildung (Abb. 6.6) zeigt als Beispiel den Verlauf des Druckverlustes bei unterschiedlichen Rohrreihenanzahlen.

Die Werte der Konfiguration mit Kreisrohr zeigen zwar tendenziell den gleichen Verlauf wie die anderen, liegen aber mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit deutlich höher als bei den anderen Rohrformen. Dies liegt daran, dass beim Kreisrohr neben dem mit der Geschwindigkeit zunehmenden Reibungswiderstand der Luft, der Druckverlust infolge des Formwiderstandes des Rohres auch stärker zunimmt. Beim Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass sich der Druckverlust zwischen 5 und 7 m/s verdoppelt, während der Wärmeübergangskoeffizient nur um etwa 30 % gewachsen ist.

Der luftseitige Druckverlust wird oft auf den Staudruck der Luftströmung $\rho * u^2 / 2$ bezogen, so dass sich ein Widerstandsbeiwert ξ ergibt. Die Linien der Widerstandsbeiwerte zeigen in der Abbildung Abb. (6.7) für den vorliegenden Geschwindigkeitsbereich die Abnahme der Werte mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der Luft. Im unteren Bereich des untersuchten Strömungsgeschwindigkeitsintervalls nimmt der Beiwert ξ stark ab. Bei höheren Geschwindigkeiten zeigt sich eine nahezu lineare Abnahme.

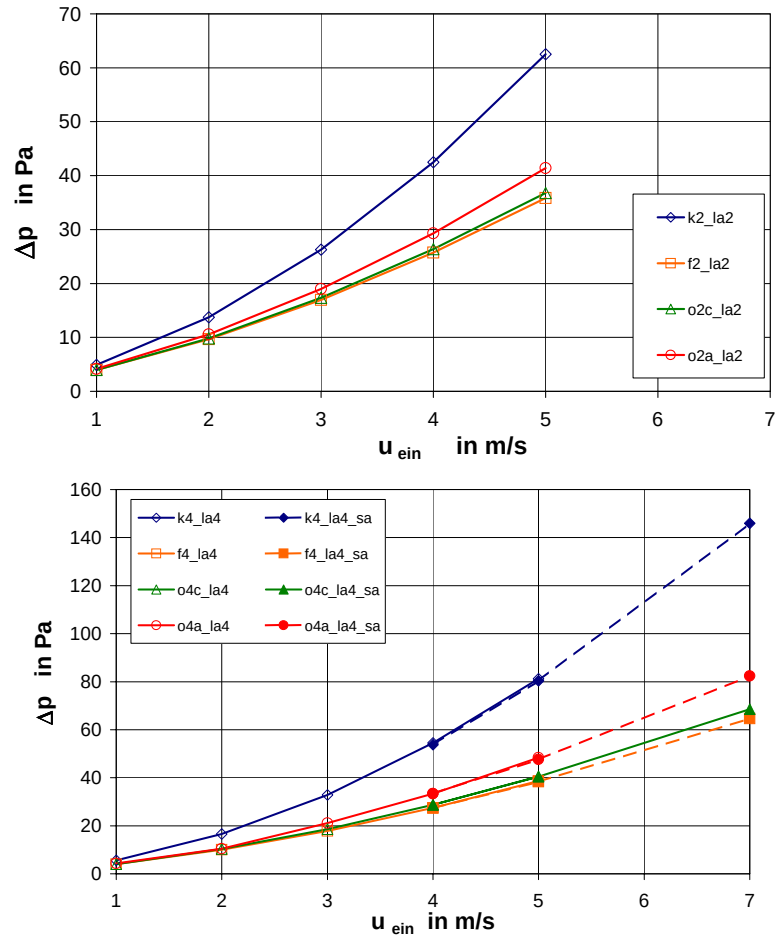


Abb. 6.6: Druckverlust in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für zwei- (oben) und vierreihige (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)

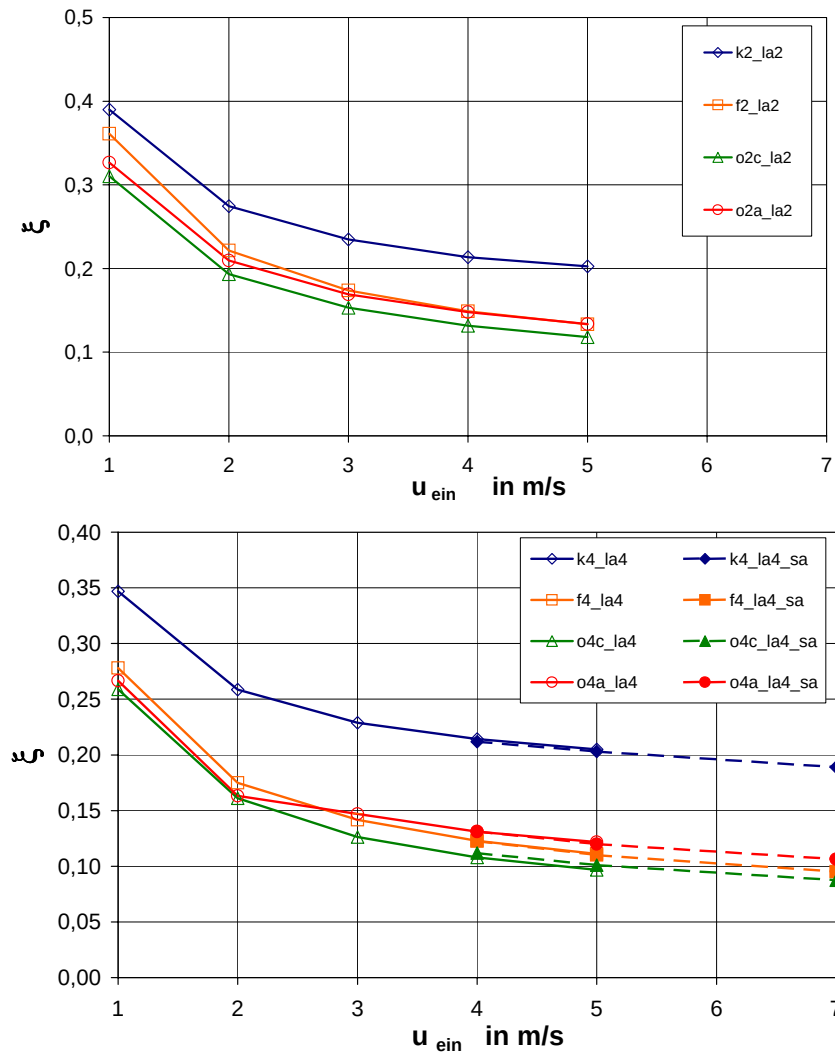


Abb. 6.7: Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)

6.2.2 Einfluss der Lamellenabstandsänderung

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Lamellenabstandsänderung dargestellt. Es wurden vier Konfigurationen mit einer Berippung zwischen 555 Lamellen/m (Version la1) und 312 Lamellen/m (Version la4) untersucht.

Um bei wachsendem Lamellenabstand eine identische Anströmgeschwindigkeit zu erreichen, muss der Luftmassenstrom ebenfalls ansteigen. Das hat eine Erhöhung der Luftaustrittstemperatur zur Folge. Die Rohroberfläche vergrößert sich mit steigendem Lamellenabstand um 87,5 bis 90 %, was eine Vergrößerung der gesamten Wärmeübertragungsfläche zwischen 2,6 und 4,3 % ergibt. Bei den einreihigen Konfigurationen ändert sich der übertragene Wärmestrom mit dem Lamellenabstand kaum (siehe Abb. 6.8 oben) und hängt nur von der Strömungsgeschwindigkeit ab. Bei der mehrreihigen Anordnung nimmt der Wärmestrom mit zunehmendem Lamellenabstand proportional zu (Abb. 6.8 unten).

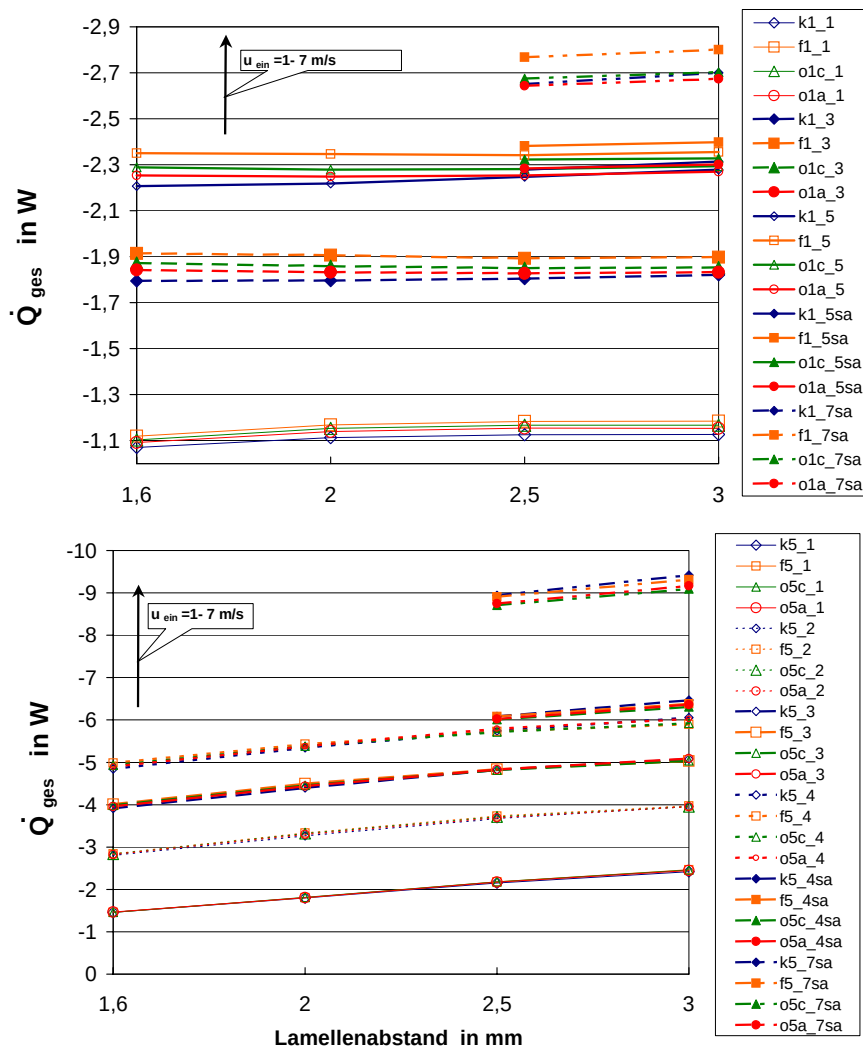


Abb. 6.8: Wärmestrom in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die ein- (oben) und fünfzeihigen (unten) Varianten

Stark ändert sich erwartungsgemäß die über die Rohroberfläche übertragene Wärmemenge mit zunehmendem Lamellenabstand. Der prozentuale Anteil des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes am Gesamtwärmestrom vergrößert sich zwischen den Versionen *la1* ($H=1,6$ mm) und *la4* ($H=3$ mm) ganz deutlich. Trotz dieser Vergrößerung bleiben seine Werte unter 12 % des gesamten übertragenen Wärmestroms. Die Abbildungen, die die Veränderungen des Anteils des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes veranschaulichen, sind im Anhang C beigefügt.

Der Rippenwirkungsgrad η_R ändert sich kaum mit zunehmendem Lamellenabstand. Bei einigen Anordnungen wächst er geringfügig, wie die Abbildung (6.9) zeigt. Die mittlere Lufttemperatur im Lamellenrohr-Wärmeübertrager nimmt in größerem Maß zu als die mittlere Lamellentemperatur und das bewirkt, dass der Rippenwirkungsgrad mit dem Lamellenabstand leicht zunimmt.

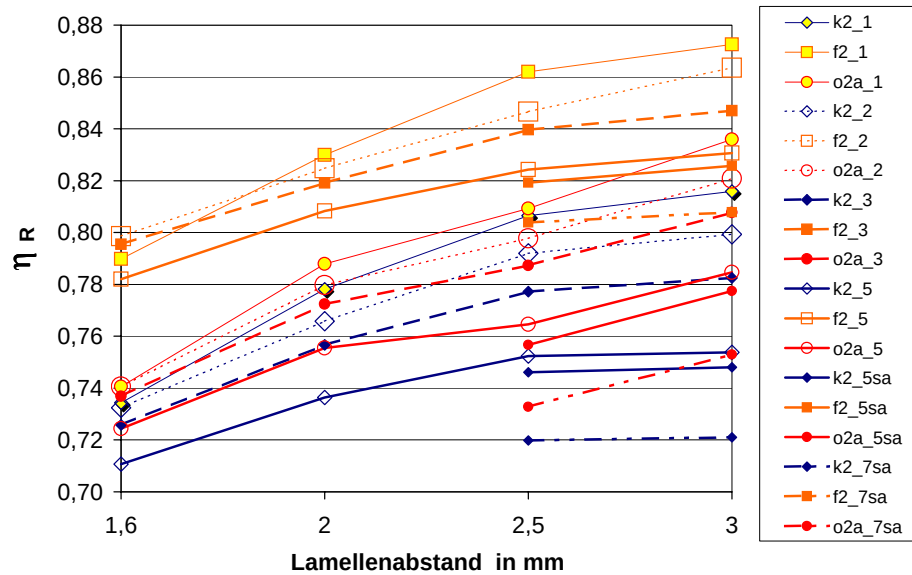


Abb. 6.9: Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die zweireihigen Varianten

Mit wachsendem Lamellenabstand wird der Wärmeübergangskoeffizient geringer (Abb. 6.10). Im untersuchten Geschwindigkeitsbereich hat der Lamellenabstand bei über 4 m/s Anströmgeschwindigkeit und beim Lamellenabstand von 2,5 und 3 mm weniger Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten als in anderen Fällen. Bei gleichen Randbedingungen und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit erhöhen sich mit abnehmendem Lamellenabstand die Geschwindigkeits- und Temperaturgradienten quer zur Hauptströmung und damit steigt auch der mittlere Wärmeübergangskoeffizient α_m .

Demzufolge werden sich hohe Geschwindigkeiten im Strömungskern, aber geringere Geschwindigkeiten vor allem in Lamellennähe und im Bereich der Rohrfüße ergeben, so dass ein Teil der Lamellen und der Rohrfläche weniger stark am Wärmeübergang teilnimmt. Dieser Vorgang verstärkt sich bei größerem Lamellenabstand und wirkt sich damit auf den Wärmeübergangskoeffizienten aus.

Mit zunehmendem Lamellenabstand reduziert sich der Druckverlust. Der Einfluss des

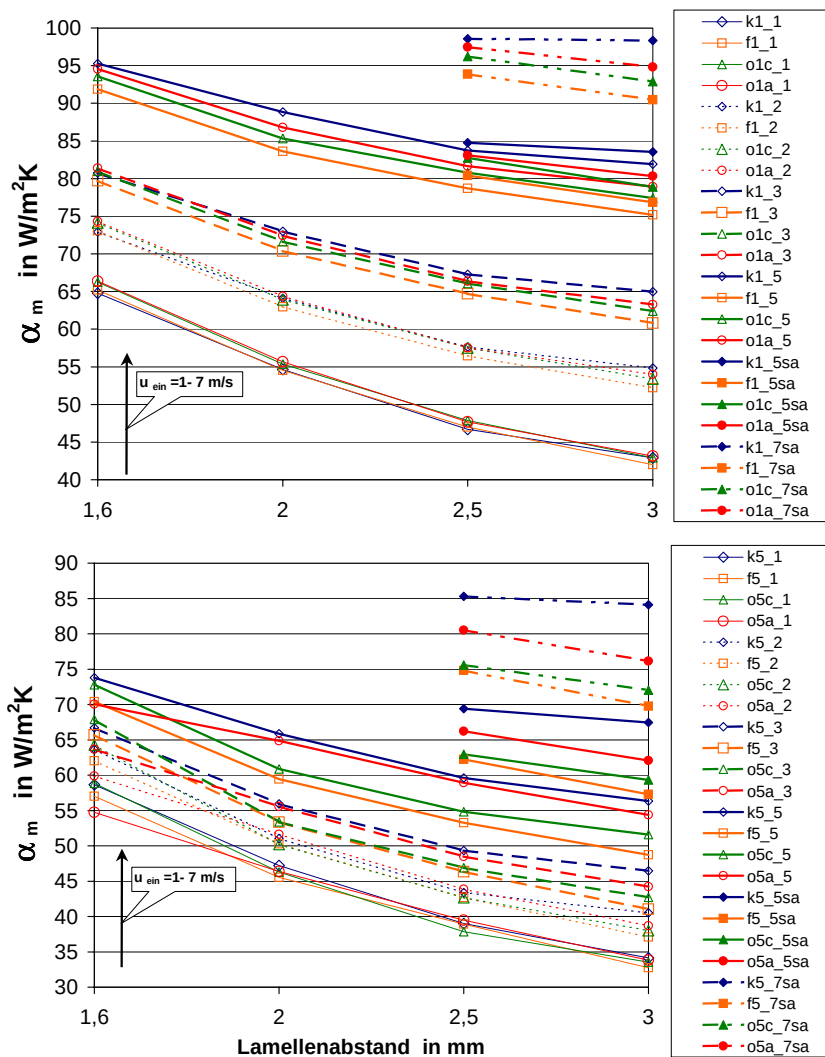


Abb. 6.10: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die ein- (oben) und fünfreiigen (unten) Varianten

Lamellenabstandes wächst mit ansteigender Strömungsgeschwindigkeit und mit zunehmender Rohrreihenanzahl (Abb. 6.11).

Beim Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass sich bei den untersuchten Rohrformen nur ein geringfügiger Unterschied im Druckverlust bei kleinerer Strömungsgeschwindigkeit ergibt. Das liegt daran, dass der Formwiderstand der Rohre weniger Anteil am gesamten Druckverlust hat. Dieser Effekt ändert sich mit zunehmender Geschwindigkeit. Das Flach- und das Ovalrohr haben einen kleineren Formwiderstand als das Kreisrohr, so bildet sich nur ein schwacher Hufeisenwirbel und ein kleines Rezirkulationsgebiet heraus und das bewirkt, dass diese Konfigurationen zu bedeutend kleineren Druckverlusten führen. Weitere Abbildungen zum Einfluss der Lamellenabstandes befinden sich im Anhang C.

In den folgenden Abbildungen (6.12) sind die Widerstandsbeiwerte ξ , ermittelt nach Gl. (6.29), in Abhängigkeit vom Lamellenabstand dargestellt. Dabei steigen die Wider-

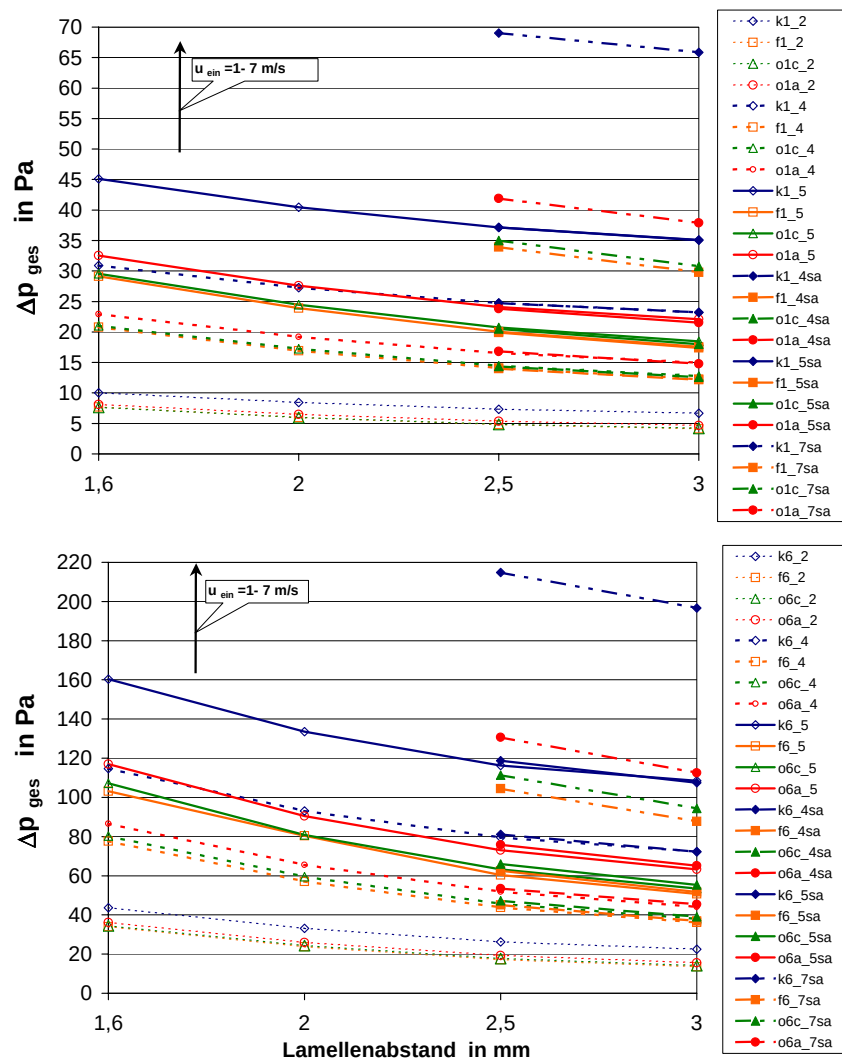


Abb. 6.11: Druckverlust in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die ein- (oben) und sechsreihigen (unten) Varianten

standsbeiwerte für das Kreisrohr bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten stärker an als die der anderen Rohrformen. Bei kleineren Strömungsgeschwindigkeiten sinkt der Widerstandsbeiwert mit zunehmendem Lamellenabstand. Beim Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass die Widerstandsbeiwerte ξ keine einheitliche Tendenz mit der Lamellenabstandsänderung zeigen. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich die Kurven für Oval- und Flachrohre über vier Rohrreihen nur unerheblich ändern.

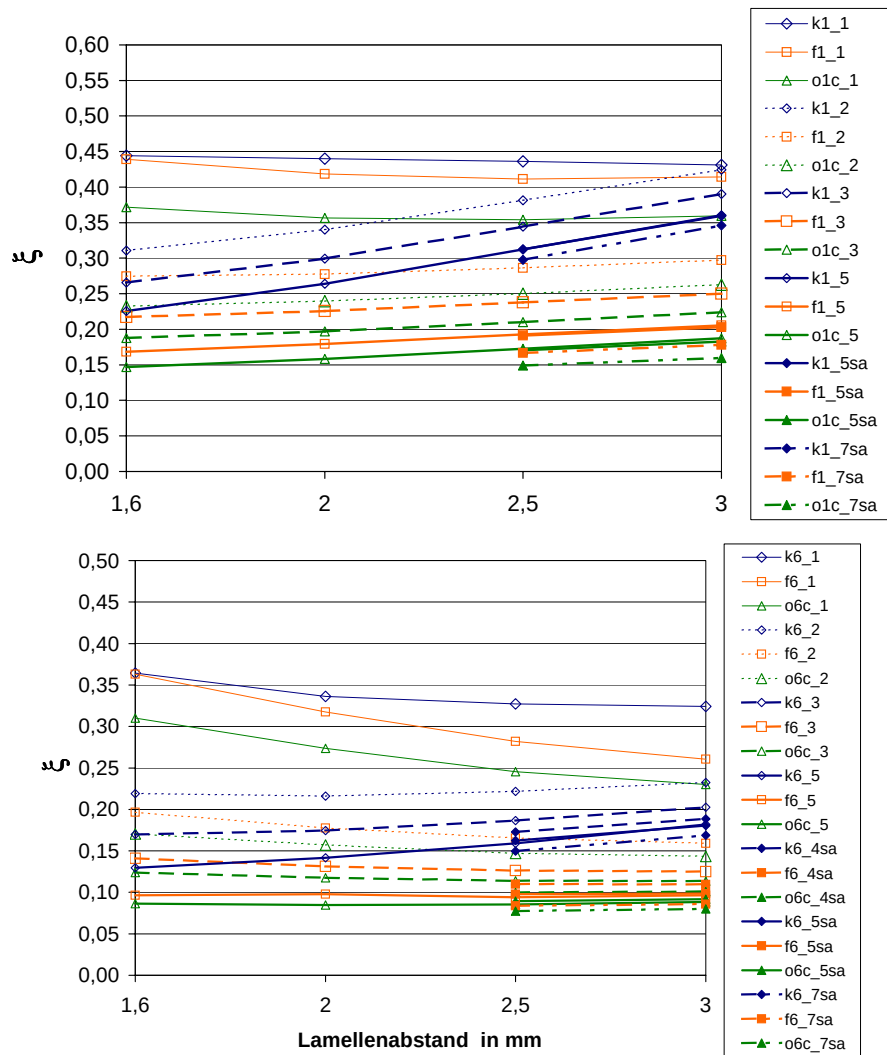


Abb. 6.12: Einfluss des Lamellenabstandes auf den Widerstandbeiwert für die drei- (oben) und fünfreiigen (unten) Varianten

6.2.3 Einfluss der Rohrreihenanzahl

Die dritte geometrische Variable, die in dieser Arbeit untersucht wurde, ist die Rohrreihenanzahl. Mit zunehmender Rohrreihenanzahl kühlt sich die Luft immer stärker ab und ihre Temperatur nähert sich der Grundrohrtemperatur. Gleichzeitig nimmt die Strömungslänge zwischen den Lamellen zu und damit auch der Druckverlust.

Der übertragene Wärmestrom nimmt mit der Rohrreihenanzahl überproportional zu und nähert sich einem Grenzwert (Abb. 6.13). Dieser hängt von der Strömungsgeschwindigkeit und der Grundrohrtemperatur ab. Bei kleinem Lamellenabstand und kleiner Anströmgeschwindigkeit wird dieser Grenzwert (siehe Abb. 6.13 oben) schon bei vier Rohrreihen erreicht. Anhand dieser Darstellung lässt sich nachweisen, dass bei geringerer Strömungsgeschwindigkeit die weitere Erhöhung der Rohrreihenanzahl kein Wachstum im übertragenen Wärmestrom hervorruft.

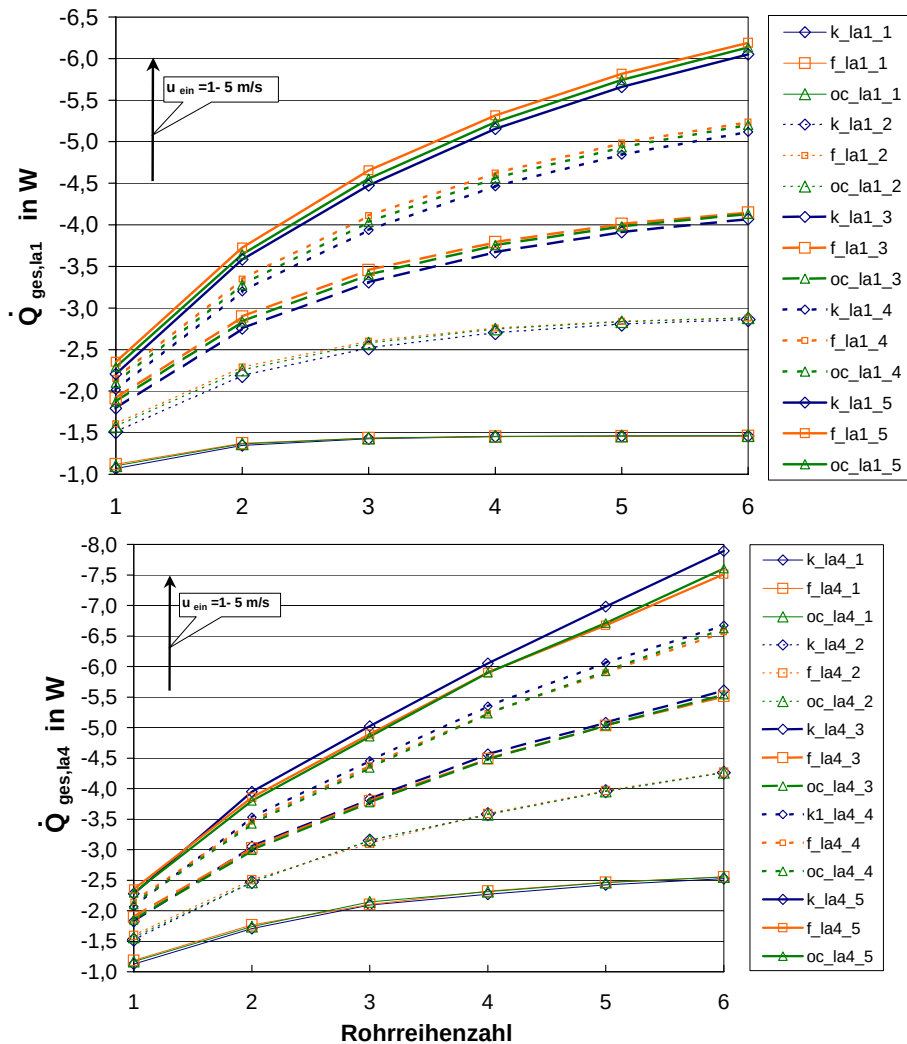


Abb. 6.13: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den übertragenen Wärmestrom für die Varianten *la1* ($H=1,6 \text{ mm}$, oben) und *la4* ($H=3 \text{ mm}$, unten)

Der über die Rohroberfläche übertragene Wärmestromanteil nimmt bei zweireihiger An-

ordnung beträchtlich zu (siehe Anhang D Abb. D.1). Das liegt daran, dass bei versetzter Anordnung die warme Luft direkt zu den ersten zwei Rohren strömt. Die weiter hintenliegenden Rohre befinden sich im Strömungsschatten der vorn liegenden Rohre. Der Anteil am Gesamtwärmestrom vergrößert sich mit der Rohrreihenzahl, bleibt aber unter 13 %.

Der Rippenwirkungsgrad η_R erhöht sich, wenn die Rohrreihenzahl zunimmt (Abb. 6.14). Das lässt sich dadurch erklären, dass sich in der Berechnungsgleichung (6.23) die Lamellenwandtemperatur der Grundrohrtemperatur annähert. Wenn in der Lamelle kein Temperaturgradient vorhanden wäre, sondern sie die gleiche Temperatur wie die Rohrwand hätte, dann wäre der Rippenwirkungsgrad η_R gleich 1.

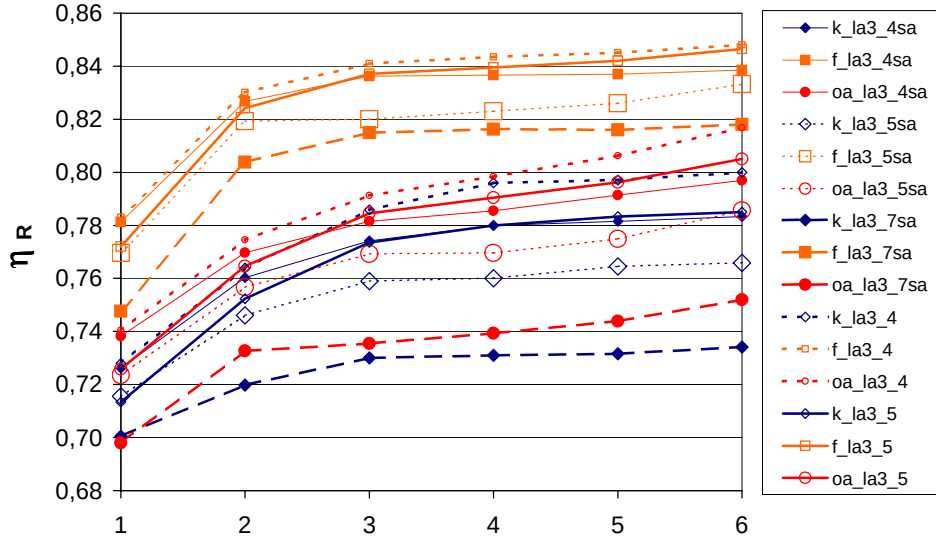


Abb. 6.14: Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Rohrreihenzahl für die Varianten mit einem Lamellenabstand von 2,5 mm ($la3$)

Der Wärmeübergangskoeffizient verringert sich mit zunehmender Rohrreihenzahl (Abb. 6.15). Ursache dafür ist, dass im Einlaufbereich höhere Wärmeübergangskoeffizienten als bei ausgebildeter Strömung vorliegen, so stellt sich bei weniger Rohrreihen ein größerer Wärmeübergangskoeffizient ein. Die Grenzschichtdicke ist an der Vorderkante gleich Null und wächst mit der Lauflänge an. Die Grenzschichten können im Spalt jedoch nicht beliebig wachsen, da die Grenzschichten von den gegenüberliegenden Lamellen nach einer bestimmten Lauflänge in der Kanalmitte zusammenwachsen.

Wenn mindestens 10 Rohrreihen in Strömungsrichtung hintereinander liegen, ändert sich der mittlere Wärmeübergangskoeffizient nicht mit der Anzahl der Rohrreihen [14]. Durch Verwendung einer kürzeren Strömungslänge zwischen den Lamellen anstelle einer längeren Lamelle bekommt man einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten.

Bei kleinerer Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich kaum ein merklicher Unterschied bei den Wärmeübergangskoeffizienten der verschiedenen Rohrformen. Ab 3 m/s Anströmgeschwindigkeit zeigen sich zunehmend Unterschiede, die bei größerem Lamellenabstand noch deutlicher werden. Die entsprechenden Kurven für die verschiedenen Rohrformen zeigen in Abbildung (6.15) bei größeren Werten der Strömungsgeschwindigkeit (über

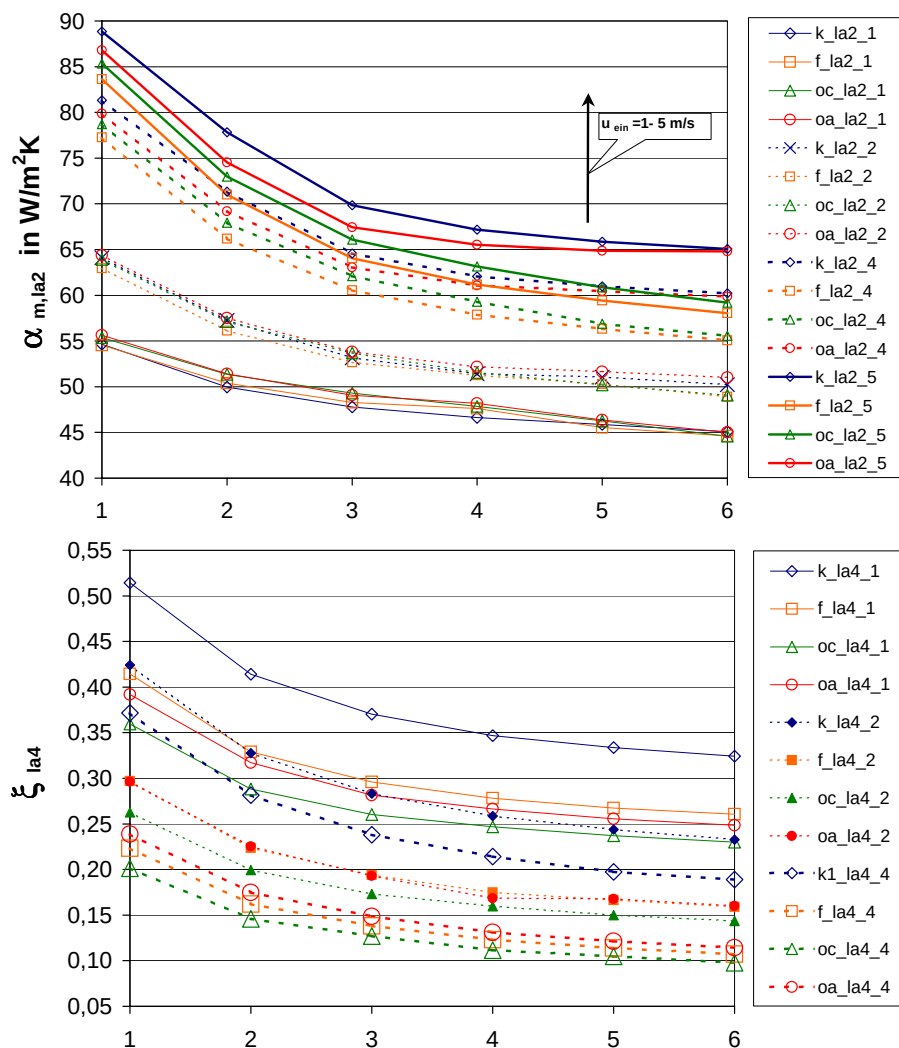


Abb. 6.15: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Wärmeübergangskoeffizienten für die Konfigurationen mit einem Lamellenabstand von 2 ($la2$, oben) und 3 mm ($la4$, unten)

$u_{ein} = 3 \text{ m/s}$) qualitativ den gleichen Verlauf, aber es ergeben sich wesentliche Abweichungen zwischen den Wärmeübergangskoeffizienten. Die größten Werte werden mit dem Kreisrohr, die geringsten mit dem Flachrohr erreicht.

Die Kurven des Druckverlustes zeigen eine proportionale Abhängigkeit von der Rohrreihenanzahl innerhalb des untersuchten Bereiches (Abb. 6.16). Der Druckverlust wächst bei kleinerem Lamellenabstand schneller als bei größerem. Er setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Einerseits wird er durch den Reibungsverlust an der Lamellenoberfläche bestimmt, welcher mit zunehmender Strömungslänge auch zunimmt. Andererseits wird der Anstieg durch die wachsende Rohrreihenanzahl verursacht. Zwischen den Lamellen wird die Strömung an jeder Rohrreihe aufgerissen und zu neuen Anläufen gezwungen. Das Ausmaß dieser Verzögerung und Beschleunigung hängt stark von der Rohrform ab.

Die Kurven in der Abbildung (6.16) stellen diese Wirkung der Rohrform anschaulich

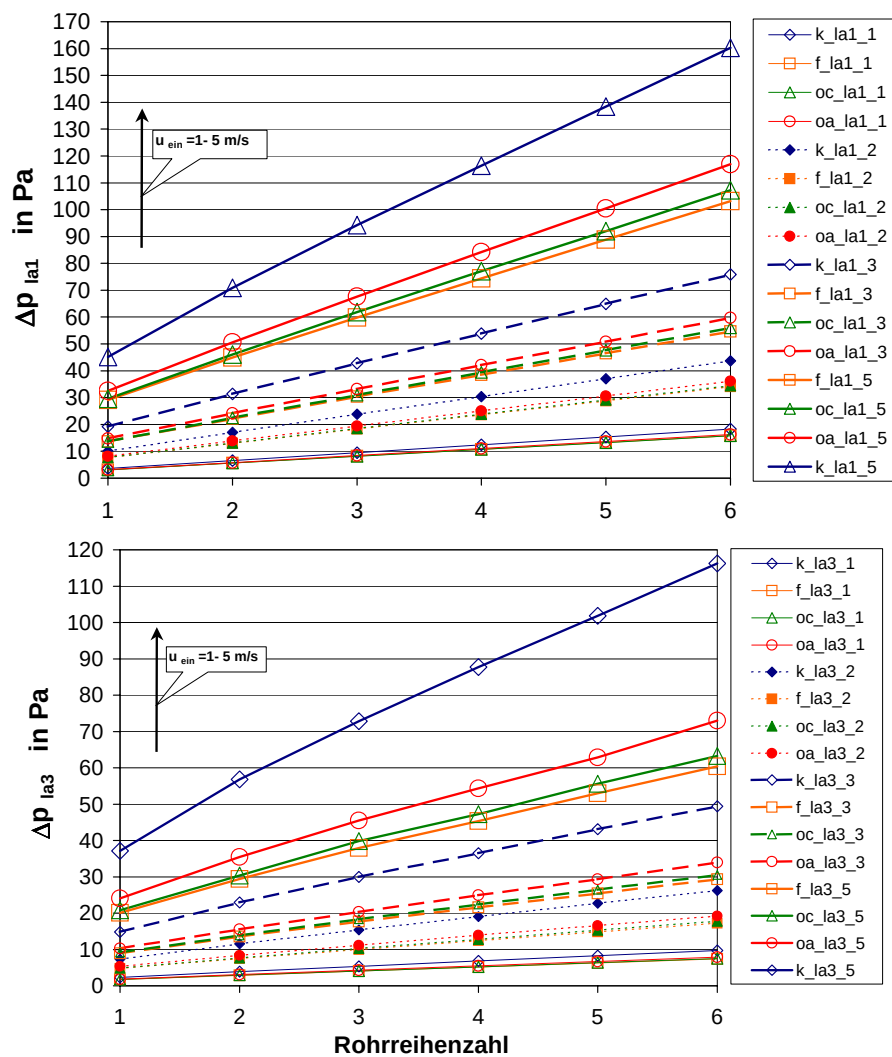


Abb. 6.16: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Druckverlust für die Konfigurationen mit einem Lamellenabstand von 1,6 mm (*la1*, oben) und 2,5 mm (*la3*, unten)

dar. Beim Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass bei Variante *la3* mit sechs Rohrreihen und 5 m/s Anströmgeschwindigkeit das Kreisrohr einen doppelt so großen Druckverlust wie das Flachrohr verursacht. Die Lamellenabstandserhöhung verschiebt diesen Verlauf in Richtung kleinerer Geschwindigkeiten. Mit der gleichen Konfiguration erfolgt diese Verdopplung des Druckverlustes bei Variante *la4* bei 4 m/s (siehe Anhang Abb. D.3).

Ursache dafür ist, dass der Formwiderstand des Kreisrohres wegen seiner größeren Stirnfläche in Hauptströmungsrichtung größer ist.

Der Widerstandsbeiwert verringert sich mit zunehmender Rohrreihenanzahl (Abb. 6.17). Zwischen einer und drei Rohrreihen ist diese Änderung deutlich. Bei weiter steigender Rohrreihenanzahl wird der Einfluss immer geringer. Diese Funktion des Widerstandsbeiwertes von der Rohrreihenanzahl z_l verläuft dann bei größeren Strömungsgeschwindigkeiten nahezu linear. Der kleinste Wert für den Widerstandsbeiwert ($\xi = 0,077$) wurde bei der

Anordnung *obcla3* und 7 m/s Anströmgeschwindigkeit gefunden. Der größte Wert für den Widerstandsbeiwert ($\xi = 0,514$) hat sich bei der Anordnung *k1la4* und 1 m/s Anströmgeschwindigkeit gezeigt (siehe Anhang D).

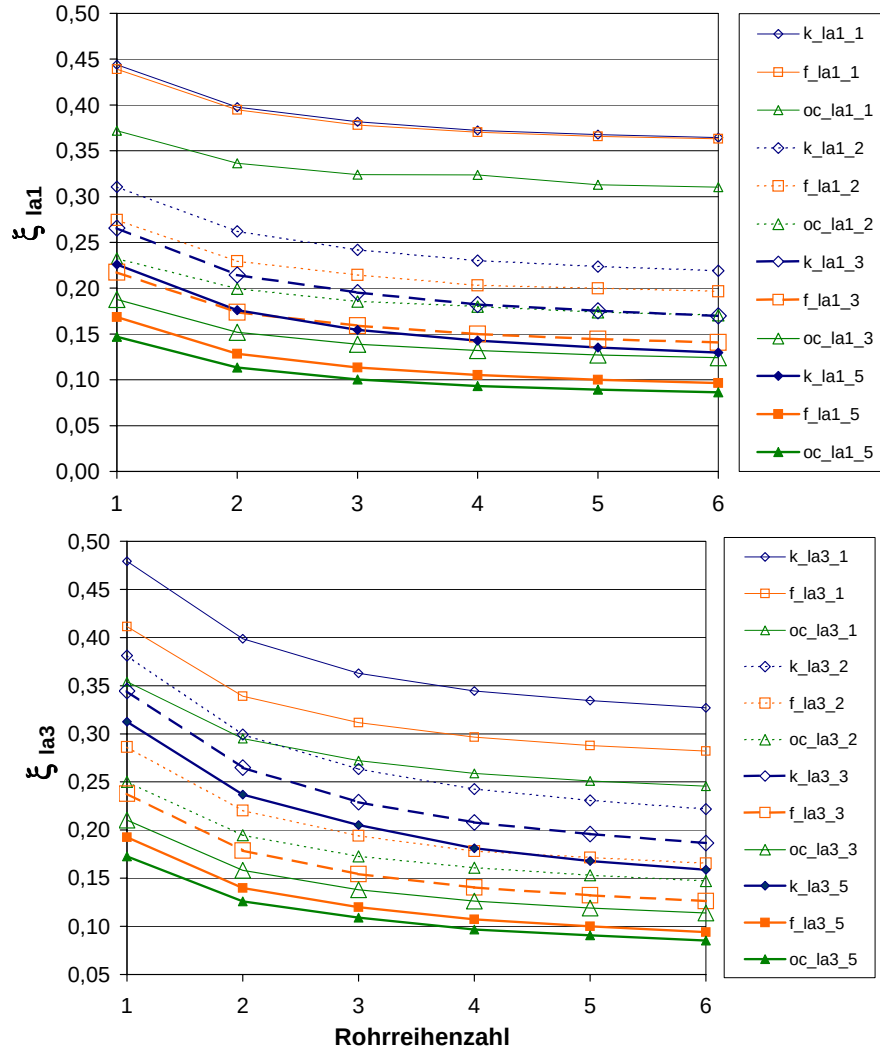


Abb. 6.17: Abhängigkeit des mittleren Widerstandsbeiwertes von der Rohrreihenanzahl bei den Konfigurationen mit einem Lamellenabstand von 1,6 mm (*la1*, oben) und 2,5 mm (*la4*, unten)

6.3 Dimensionlose Approximationen des Wärmeüberganges und des Druckverlustes

In diesem Kapitel werden die Berechnungsergebnisse dimensionslos dargestellt. Es wurden aus einer Vielzahl von numerischen Ergebnissen die dimensionslosen Beziehungen zur Berechnung des Wärmeübergangs und des Druckabfalls an der Luftseite der Lamellenrohr-Wärmeübertrager hergeleitet. Die Ermittlungen wurden in Anlehnung an die Darstellung von Kaminski [31] durchgeführt.

6.3.1 Nußelt-Zahl

Der Wärmeübergang lässt sich durch die Nußelt-Zahl ausdrücken. In diesem Abschnitt werden die aus den numerischen Simulationen erhaltenen mittleren Nußelt- Zahlen für das jeweilige Lamellenrohrbündel ausgewertet. Es wurden Korrelationsgleichungen für die Nußelt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl ermittelt. Für die untersuchten Varianten wurde eine Korrelation für den Wärmeübergang in der Form

$$Nu_{d,ae} = C Re_{d,ae}^m \quad (6.30)$$

aufgestellt. Mit der Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wurden die Proportionalitätskonstanten C und die Exponenten m in Abhängigkeit von der Rohrform und der Rohrreihenanzahl gesucht. Die erhaltenen Ergebnisse sind in der Tabelle 6.1 zusammengefasst. Für die Wärmeübertrager mit den zwei unterschiedlichen Ovalrohren wurde nur eine Korrelation aufgestellt, weil ihre mittleren Wärmeübergangskoeffizienten dicht zusammen liegen.

z_l	Kreisrohr		Flachrohr		Ovalrohr	
	C_k	m_k	C_f	m_f	C_o	m_o
1	0.5015	0.4587	0.7200	0.4057	0.6340	0.4214
2	0.4400	0.4600	0.8233	0.3660	0.6915	0.3900
3	0.4548	0.4440	0.9120	0.3400	0.7423	0.3685
4	0.6643	0.3840	0.8855	0.3404	0.6778	0.3765
5	0.5956	0.3977	0.860	0.3406	0.860	0.3380
6	0.5040	0.420	0.9936	0.3185	0.8834	0.3324

Tab. 6.1: Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m für die Korrelation (Gl. 6.30) auf der Grundlage eigener Daten

Mit diesen Proportionalitätskonstanten und Exponenten werden mit der Gleichung (6.30) 84.3 % der Daten mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ und 100 % mit einer Genauigkeit von $\pm 20\%$ vorhergesagt. Die Werte des Exponenten m liegen zwischen 0,46 und 0,318. Der höchste Wert ergibt sich bei der Variante Kreisrohr mit einer Rohrreihe und der kleinste beim Flachrohr mit sechs Rohrreihen. Mit zunehmender Rohrreihenanzahl wird bei allen Rohrformen der Exponent m geringer. Die Abbildungen (6.18), (6.19) und (6.20) stellen die Korrelationen für alle drei Rohrformen für die ein- und vierreihigen Anordnungen mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen dar.

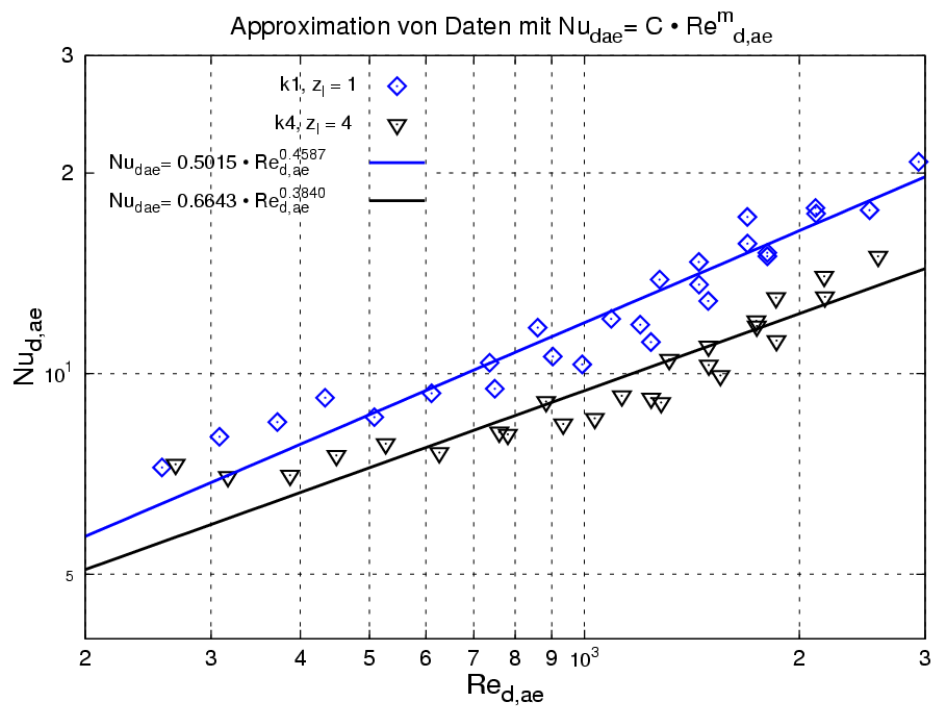


Abb. 6.18: Nußelt-Zahlen $Nu_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr

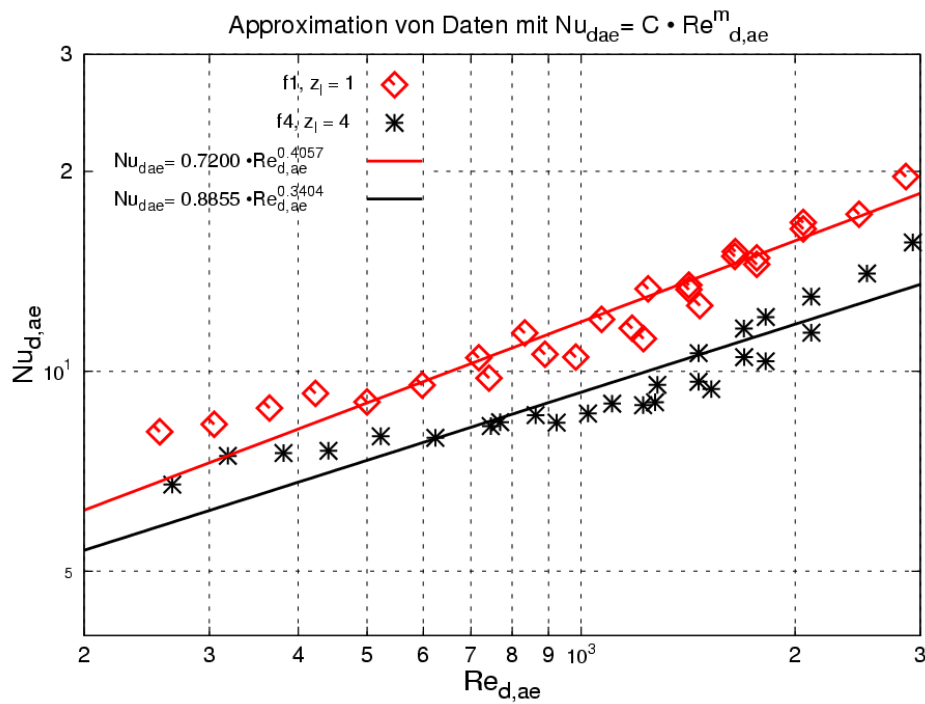


Abb. 6.19: Nußelt-Zahlen $Nu_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Flachrohr

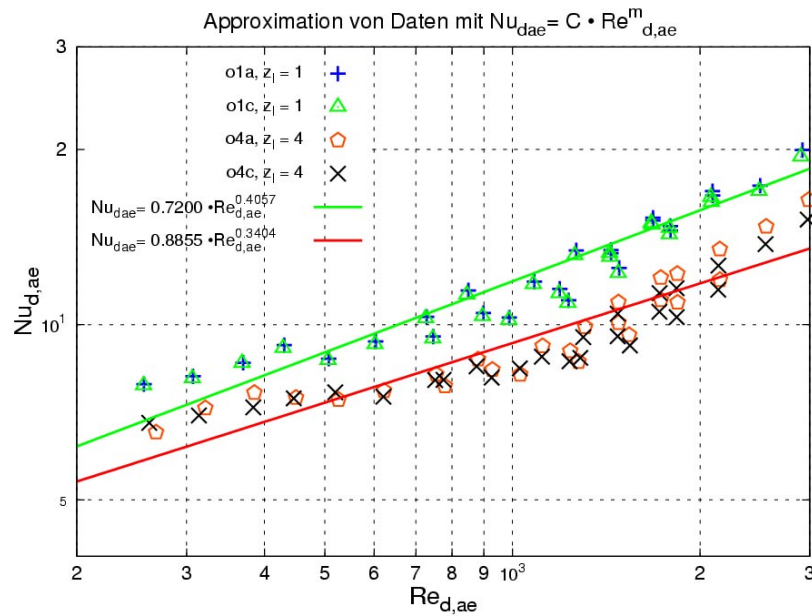


Abb. 6.20: Nußelt-Zahlen $Nu_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Ovalrohr

Die Punkte in den Abbildungen (Abb. 6.18), (6.19), (6.20) zeigen bei größeren Werten der Reynolds-Zahl einen steileren Verlauf als bei kleineren Werten, die Kurvenverläufe ergeben jedoch eine recht gute Anpassung an die mittleren Nußelt-Zahlen. Zur Erhöhung der Genauigkeit der Korrelationen für den Wärmeübergang wird in die Gleichung ein dimensionsloser geometrischer Parameter eingeführt (siehe Abschnitt 6.3.3).

6.3.2 Widerstandsbeiwert

In Analogie zum Wärmeübergang wurde auch für den Druckverlust die einfache Korrelation in Form (Gl. 6.31) verwendet.

$$\xi_{d,ae} = C Re_{d,ae}^m \quad (6.31)$$

Die erhaltenen Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m sind in der Tabelle (6.2) zusammengefasst. Für die Konfigurationen mit Kreisrohr wurden die absolut kleinsten Werte für den Widerstandsbeiwert gefunden. Der absolut größte Wert des Exponenten $m = -0,7$ hat sich bei der Konfiguration mit Flachrohr ergeben. Für die Konstanten C wurden für die Varianten mit Flach- und Ovalrohr auch deutlich höhere Werte ermittelt.

Die Abbildungen (6.21), (6.22) und (6.23) stellen die Korrelationen für alle drei Rohrformen für die ein- und vierreihigen Anordnungen mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen dar. Mit wachsender Reynolds-Zahl nehmen die Widerstandsbeiwerte ab.

Die Rohrreihenanzahl hat in den Fällen mit flachen und ovalen Rohren eine größere Bedeutung für die Größe des Widerstandsbeiwertes als bei den Varianten mit Kreisrohr. Die gleichfarbigen Punkte, die nahezu waagrecht stehen, gehören zum unterschiedlichen

z_l	Kreisrohr		Flachrohr		Ovalrohr	
	C_k	m_k	C_f	m_f	C_o	m_o
1	1.1226	-0.1700	5.0466	-0.4396	3.0130	-0.3734
2	1.5666	-0.2526	8.0936	-0.5470	5.5390	-0.4986
3	2.1610	-0.3180	11.518	-0.6165	6.7680	-0.5458
4	2.1465	-0.3260	12.915	-0.6417	7.9526	-0.5780
5	3.3450	-0.4020	17.991	-0.7000	10.7768	-0.6327
6	3.9630	-0.4330	17.478	-0.6982	11.6876	-0.6490

Tab. 6.2: Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m für die Korrelation (Gl. 6.31) auf der Grundlage eigener Daten

Lamellenabstand. Im oberen Reynolds-Zahl- Bereich ist zu erkennen, dass die Punkte in einem breiteren Gebiet streuen. Ursache dafür ist, dass in diesem Bereich neben den Werten des laminaren Modells auch die numerischen Ergebnisse der Berechnungen mit dem S-A Modell dargestellt wurden. Die mittleren Abweichungen der numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerte von der zugehörigen Korrelation betragen höchstens 30 %. Die Abbildungen veranschaulichen auch, wie groß die Streuung der mittleren Widerstandsbeiwerte ist und man mit einer so einfachen Form der Korrelation (Gl. 6.31) die Widerstandsbeiwerte nur mit einer sehr großen Ungenauigkeit wiedergeben kann.

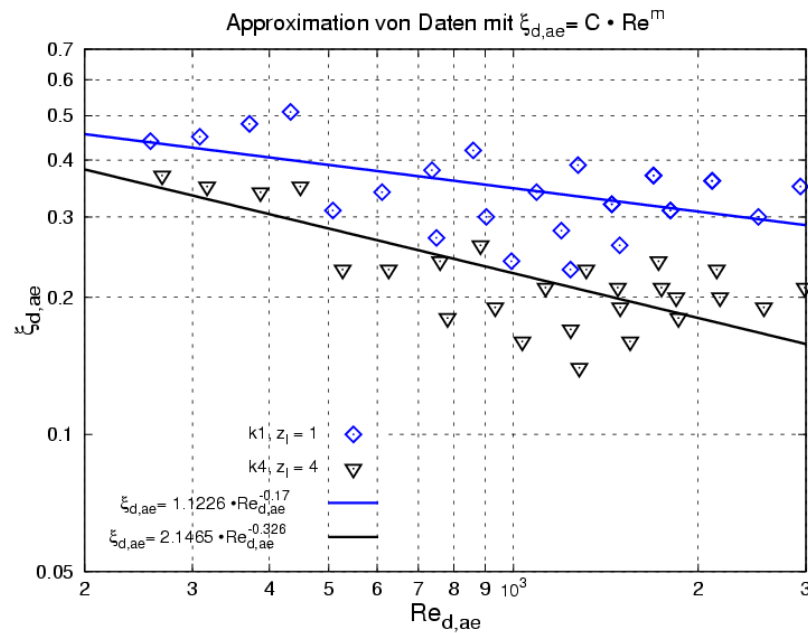


Abb. 6.21: Widerstandsbeiwerte $\xi_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr

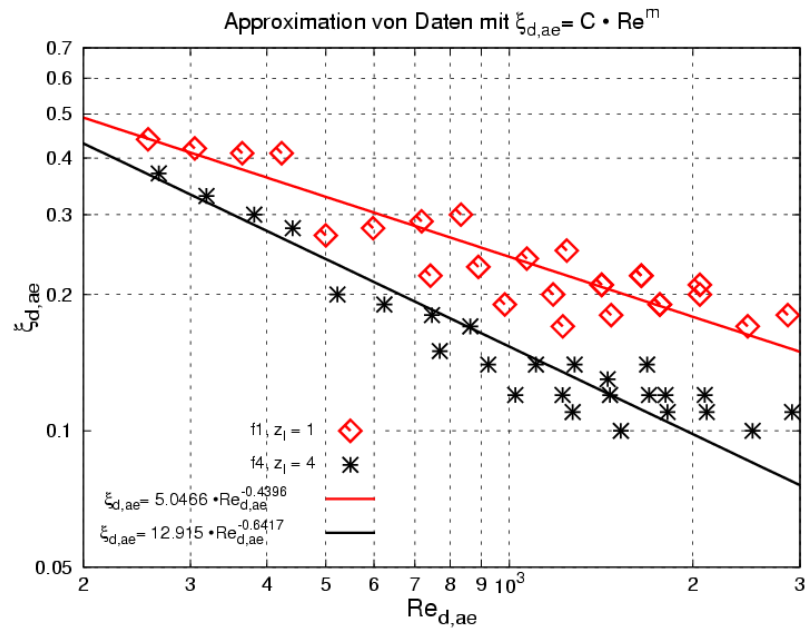


Abb. 6.22: Widerstandsbeiwerte $\xi_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Flachrohr

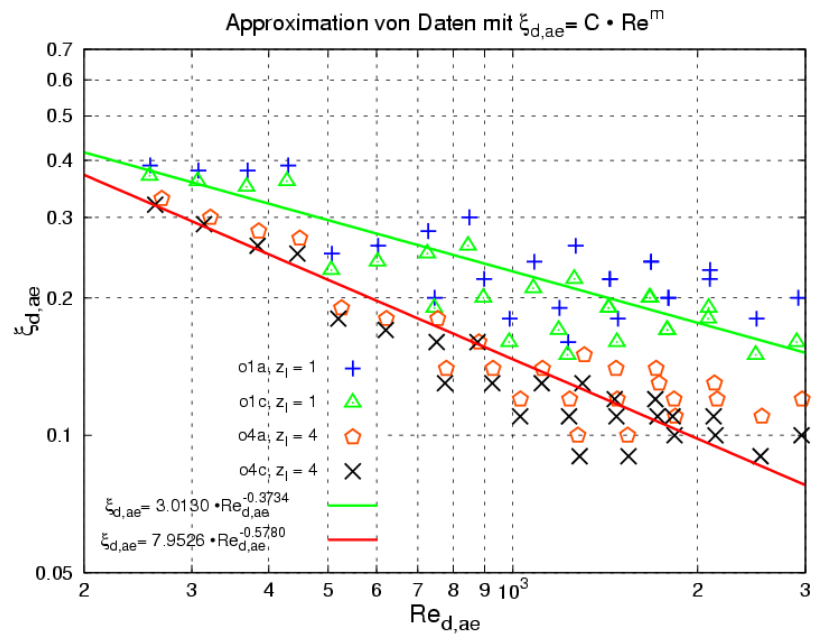


Abb. 6.23: Widerstandsbeiwerte $\xi_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Ovalrohr

6.3.3 Korrelationen für den Wärmeübergang und den Druckverlust

Für die Korrelationen des Wärmeüberganges und des Druckverlustes werden die numerischen Ergebnisse aller geometrischen Konfigurationen verwendet. Zur Berücksichtigung der besonderen Strömungsverhältnisse an komplizierten Wärmeübertragerflächen setzt man in die dimensionslose Gleichung verschiedenen Faktoren ein, die hauptsächlich die Abhängigkeit von der Geometrie beschreiben. Eine Möglichkeit besteht darin, dass die Kenngröße A_{ges}/A_{GR} , d. h. das Verhältnis der gesamten äußeren Austauschfläche zur Oberfläche des Kernrohres, verwendet wird. Die übertragene Wärmemenge hängt neben anderen Parametern von der Ausbildung der Grenzschichten und der Strömungsform ab.

In neueren dimensionslosen Gleichungen wird daher eine Kombination solcher geometrischen Parameter benutzt. In den Arbeiten von Kaminski [31] und Haaf [21] wurden die gängigen Gleichungen zur dimensionslosen Berechnung des Wärmeüberganges und des Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmeübertragern zusammengefasst. Aus dieser Zusammenfassung, die überwiegend aus experimentellen Daten gewonnen wurde, ist deutlich sichtbar, wie unterschiedlich die verwendeten Korrelationen sind. Wegen des Unterschiedes der verwendeten Kenngrößen ist ein direkter Vergleich schwer durchführbar. In beiden Fällen wurde zur dimensionslosen Beschreibung des Wärmeüberganges die Korrelation (6.32) verwendet, die mit möglichst großer Genauigkeit in einem breiten Reynolds-Zahl Bereich die mittleren Nußelt-Zahlen wiedergegeben kann.

$$Nu_{d,ae} = C Re_{d,ae}^m Pr^{1/3} \left(\frac{d_{ae}}{s_l} \right)^n \quad (6.32)$$

Zunächst werden für diese Korrelation die besten Kombinationen der Proportionalitätskonstante C und der Exponenten m und n mit Verwendung der eigenen numerischen Ergebnisse bestimmt. Die erhaltenen Konstanten sind in der Tabelle 6.3 zusammengefasst. Die erhaltenen Exponenten m für die Anordnungen mit Kreisrohr liegen nahe am analytischen Wert für laminare Plattenströmung ($m_{lam} = 0,5$) [55]. Bei Anordnungen mit Oval- und Flachrohren liegen die Werte der Exponenten etwas niedriger.

z_l	Kreisrohr			Flachrohr			Ovalrohr		
	C_k	m_k	n_k	C_f	m_f	n_f	C_o	m_o	n_o
1	1.2760	0.4635	0.4580	1.3605	0.4057	0.2832	1.4413	0.4213	0.3770
2	1.2577	0.4606	0.5010	1.3862	0.3660	0.2194	1.4568	0.3900	0.3361
3	1.2640	0.4444	0.4866	1.4071	0.3405	0.1712	1.4693	0.3685	0.3023
4-6	1.2580	0.4200	0.3900	1.4815	0.3495	0.2666	1.4772	0.3568	0.2620

Tab. 6.3: Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m und n für die Korrelation (Gl. 6.32) auf der Grundlage eigener Daten

Bei den Varianten mit bis zu drei Rohrreihen ändert sich der mittlere Wärmeübergang deutlich, so dass für diese Daten eine Korrelation nur mit sehr großer Abweichung möglich wäre. Diese drei Fälle werden die Korrelationen sowohl für den Wärmeübergang als auch für den Druckverlust einzeln aufgestellt. Ab einer vierreihigen Anordnung kann der Reynolds-Zahl- Bereich auch geteilt erfasst werden (Tab. 6.4). Diese Aufteilung in die Bereiche $2 \cdot 10^2 \leq Re_{d,ae} \leq 10^3$ und $10^3 \leq Re_{d,ae} \leq 3 \cdot 10^3$ ist damit begründbar, dass im Verlauf der mittleren Nußelt-Zahlen "ein Knick" vorkommt.

Die maximale Abweichung der Korrelationen mit den in der Tabelle (6.3) zusammengefassten Proportionalitätskonstanten und Exponenten betragen für alle Rohranordnungen $\pm 10\%$ bei $z_l < 4$. Bei $z_l \geq 4$ ist dieser Wert mit $\pm 15\%$ für den ganzen Reynolds-Zahl Bereich höher. Wird dieser Bereich bei $Re_{d,ae} = 10^3$ geteilt, ergibt sich eine maximale Abweichung von $\pm 10\%$. Für die untersuchten Lamellenrohr-Wärmeübertrager können bis zur vierreihigen Anordnung 91,2 % der numerischen Ergebnisse mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ und 78 % mit einer Genauigkeit von $\pm 7\%$ angegeben werden.

Gültigkeitsbereich	Kreisrohr		
	C_k	m_k	n_k
$10^3 \leq Re_{d,ae} \leq 3 \cdot 10^3$	0.8045	0.709	1.351
$2 \cdot 10^2 \leq Re_{d,ae} \leq 10^3$	1.52	0.1756	-0.293
Gültigkeitsbereich	Flachrohr		
	C_f	m_f	n_f
$10^3 \leq Re_{d,ae} \leq 3 \cdot 10^3$	1.0521	0.6043	1.1345
$2 \cdot 10^2 \leq Re_{d,ae} \leq 10^3$	1.601	0.124	-0.514
Gültigkeitsbereich	Ovalrohr		
	C_o	m_o	n_o
$10^3 \leq Re_{d,ae} \leq 3 \cdot 10^3$	1.1222	0.6154	1.1900
$2 \cdot 10^2 \leq Re_{d,ae} \leq 10^3$	1.5800	0.1362	-0.4488

Tab. 6.4: Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m und n für die Korrelation (Gl. 6.32) vier- bis sechsstufiger Anordnungen auf der Grundlage eigener Daten

Mit großer Wahrscheinlichkeit liegt diese größere Abweichung bei $z_l \leq 4$ an den verwendeten Modellen, sie hängt aber auch mit der Strömung und der Ausbildung der Grenzschichten zusammen. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die Grenzschicht dünner und so der Wärmeübergang besser. Andererseits findet der Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung nicht bei einer bestimmten Geschwindigkeit sondern in einem Übergangsbereich statt. Dieses Gebiet liegt bei der Rohrrinnenströmung im Bereich der Reynolds-Zahl (Re_d) zwischen 2320 und 10^4 [10].

Beim Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass der oben erwähnte Knickpunkt bei Anordnungen mit Kreisrohr schon bei niedrigeren Reynolds-Zahlen vorkommt und auch deutlicher ist. Das hängt mit der Wirbelbildung um die Rohre zusammen. Beim Fall mit Kreisrohr hat man die größte Ausdehnung des Hufeisenwirbelgebietes vor den Rohren und hinter den Rohren bilden sich infolge der Ablösung der Strömung die größten Nachlaufgebiete, wodurch die Turbulenz der Strömung um die dahinterliegenden Rohre erhöht wird. Weitere Aussagen zur Ursache der Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten können durch lokale Betrachtungen (siehe Kap. 5) erzielt werden.

Die Abbildungen (6.25) und (6.26) zeigen die mit der Korrelation (6.32) berechneten Nusselt-Zahlen und die ausgewählten Vergleichskorrelationen aus der Literatur in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl. Die Kurven von Anordnungen mit Flachrohren zeigen den gleichen Verlauf wie die der Anordnungen mit Ovalrohren.

Bei Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass bei allen einreihigen Anordnungen kaum Unterschiede zwischen den mittleren Nusselt-Zahlen der unterschiedlichen Rohrformen auftreten. Die Kurven für die drei Varianten liegen nahezu aufeinander. Die

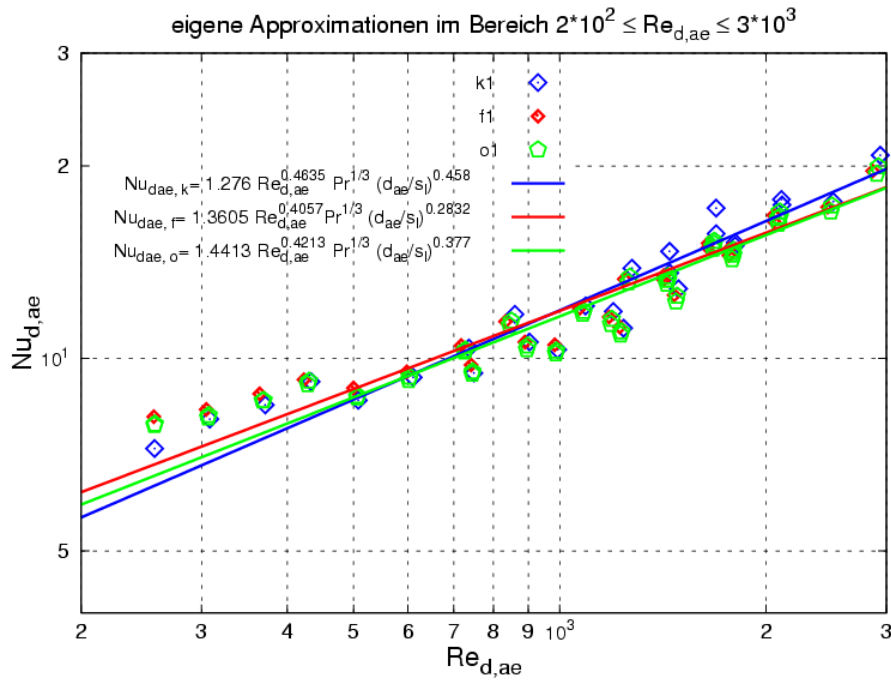


Abb. 6.24: Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für einreihige Anordnungen

entsprechende Kurve der Korrelation von Kaminski [31] in Abb. (6.25) zeigt tendenziell den gleichen Verlauf wie die eigenen Kurven, bei höheren Reynolds-Zahlen ergibt sich jedoch ein geringerer Anstieg.

Weiter ist zu erkennen, dass die Kurve für die Korrelation von Haaf einen steileren Anstieg als die eigene erreicht. Eine Erklärung dafür ist, dass die Korrelation von Haaf [21] für Reynolds-Zahlen im Bereich $200 \leq Re_{d,ae} \leq 6000$ ermittelt wurde. Ein deutlicher Teil dieses Bereiches, der von Haaf untersucht wurde, liegt außerhalb des laminaren Strömungsbereiches, wo schon Turbulenz auftritt. In diesem “turbulenten” Bereich tritt eine stärkere Verwirbelung auf. Wenn man in Abbildung (6.26) nur den oberen Reynolds-Zahl-Bereich betrachtet, erhält man ähnlichen Anstieg und Exponenten m .

Für die Bildung der Korrelation für den Widerstandsbeiwert ξ der numerischen Berechnungen wurde die Gleichung (Gl. 6.33) angepasst. Die in der Gleichung verwendeten Werte für die Proportionalitätskonstante C und die Exponenten m und n wurden auf dem gleichen Weg, wie beim Wärmeübergang ermittelt.

$$\xi_{d,ae} = C Re_{d,ae}^m \left(\frac{d_{ae}}{s_l}\right)^n \quad (6.33)$$

Die Tabelle 6.5 fasst die erhaltenen Ergebnisse zusammen. Bei der Bestimmung der gesuchten Kenngrößen für die Korrelationen des Widerstandsbeiwertes wurde festgestellt, dass die Streuung der mittleren Widerstandsbeiwerte viel größer ist als beim Wärmeübergangskoeffizienten. In diesem Fall wurden erneut ab ein- bis zu drei Rohrreihen

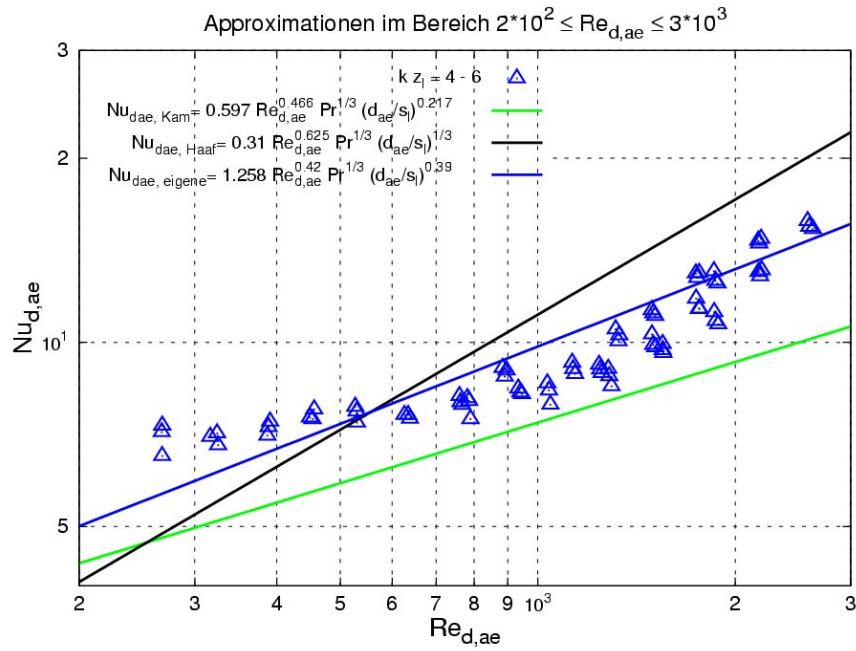


Abb. 6.25: Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen und der Korrelation von Kaminski [31] und Haaf [21] in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$

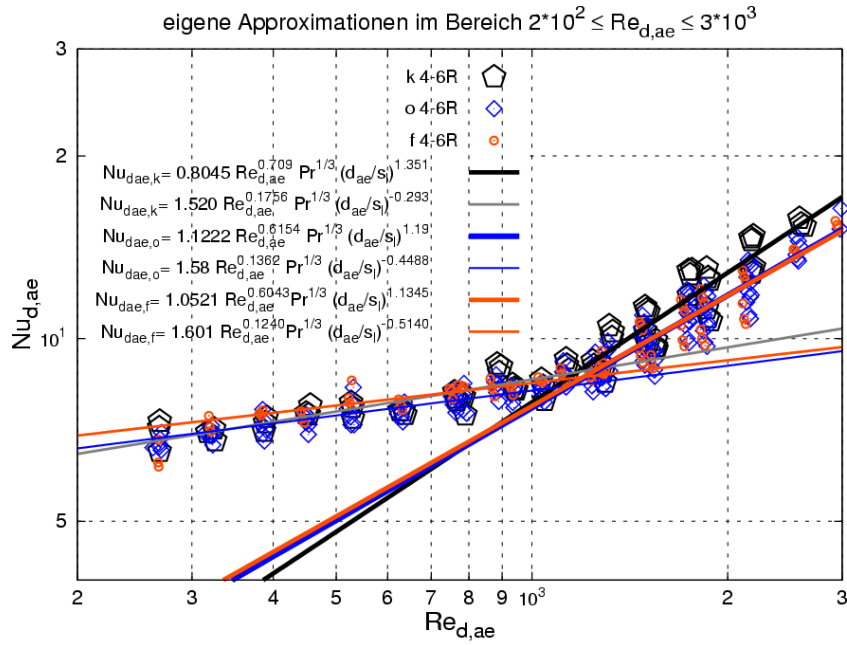


Abb. 6.26: Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$

einzelne Korrelationen aufgestellt, weil in diesem Bereich in den mittleren Widerstandsbeiwerten ein deutlicher Abfall auftritt. Ab vier Rohrreihen tritt nur eine geringfügige Änderung auf, deshalb wird für diese Werte eine einheitliche Korrelation aufgestellt.

z_l	Kreisrohr			Flachrohr			Ovalrohr		
	C_k	m_k	n_k	C_f	m_f	n_f	C_o	m_o	n_o
1	1.707	-0.170	0.227	1.936	-0.440	-0.530	1.886	-0.3734	-0.2532
2	1.776	-0.253	0.068	2	-0.547	-0.770	1.9700	-0.5000	-0.5580
3	1.824	-0.318	-0.092	2	-0.620	-0.952	2	-0.5460	-0.6600
4-6	1.868	-0.384	-0.256	2.115	-0.680	-1.115	2.05	-0.620	-0.8520

Tab. 6.5: Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m und n für die Korrelation (Gl. 6.33) auf der Grundlage eigener Daten

Bei Vergleich der Werte erkennt man zunächst, dass die Exponenten bei allen Rohrformen mit zunehmender Rohrreihenanzahl abnehmen. Die größten Werte der Exponenten wurden bei flachen und ovalen Rohranordnungen bei $z_l \leq 4$ gefunden. Die Rohrreihenanzahl hat im Fall mit flachen und ovalen Rohren eine größere Bedeutung für die Größe des Widerstandsbeiwertes als bei der Variante mit Kreisrohr. Die mittleren Abweichungen der numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerte von der Korrelation für Kreisrohre betragen 25 %. Diese Abweichung beträgt bei Anordnungen mit Flach- und Ovalrohren 20 %. Die beste Übereinstimmung in Bezug auf die Widerstandsbeiwerte zeigt sich bei Anordnungen mit Flachrohren. Die höheren Werte bei Kreisrohren hängen damit zusammen, dass die zwei anderen Rohrformen einen kleineren Formwiderstand und so auch einen schwachen Hufeisenwirbel und ein kleineres Rezirkulationsgebiet haben.

Die Abbildungen (6.27), (6.28) und (6.29) stellen die Korrelationen mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten dar. Die gleichfarbigen Punkte in Abbildung (6.29), die nahezu waagrecht eine kleine Kette bilden, gehören zum unterschiedlichen Lamellenabstand und gleicher Anströmgeschwindigkeit. Ursache dafür ist, dass die Ausdehnung des Zylindernachlaufes quer zur Hauptströmungsrichtung die Werte verschiebt. Diese Verschiebung nimmt mit zunehmender Rohrreihenanzahl ab, wie die Unterschiede zwischen den Abbildungen (6.27) und (6.29) zeigen. Bei Vergleich der Kurven in Abbildung (6.28) erkennt man, dass die von den zwei zitierten Autoren angegebenen Werte zwar tendenziell den gleichen Verlauf zeigen wie die eigenen, aber höher liegen. Mit großer Wahrscheinlichkeit liegt es wiederum an den verwendeten Modellen und an der rohrrreihenanzahlabhängigen Ermittlung der Widerstandsbeiwerte.

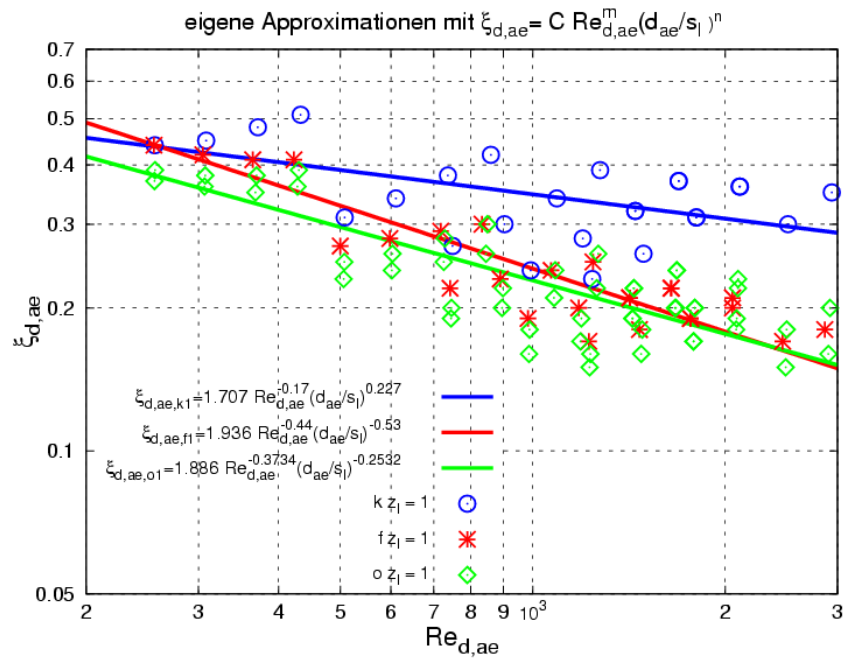


Abb. 6.27: Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $\text{Re}_{d,ae}$ für einreihige Anordnungen

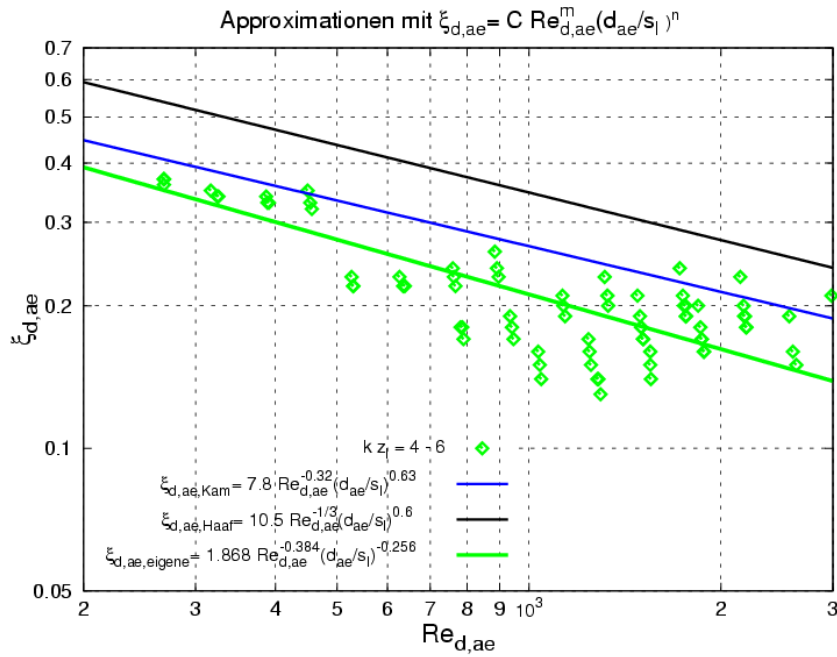


Abb. 6.28: Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten und der Korrelation von Kaminski [31] und Haaf [21] in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $\text{Re}_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4-6$

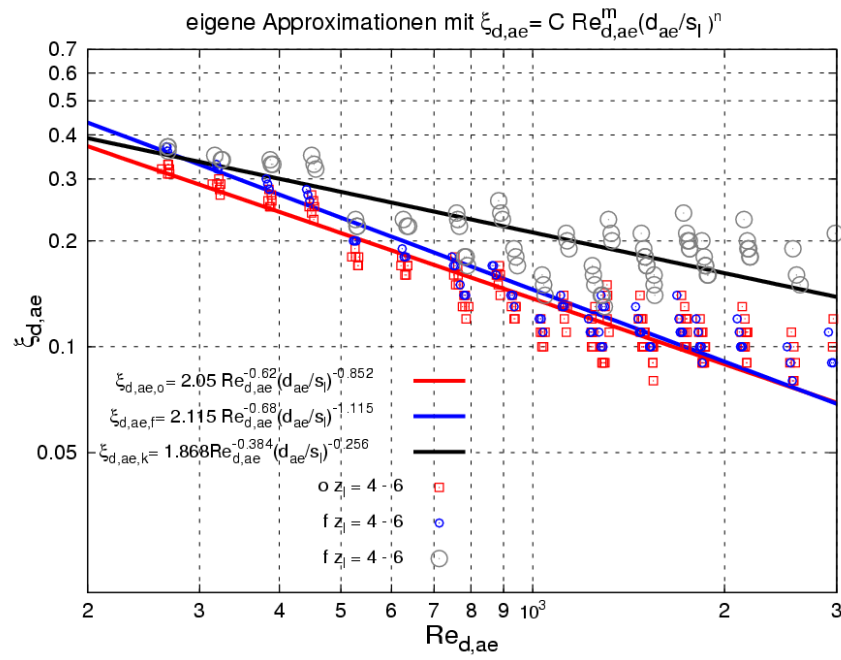


Abb. 6.29: Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$

7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde die Strömung und der Wärmeübergang in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit unterschiedlichen Rohrformen und Lamellenabständen untersucht. Es wurde der luftseitige Wärmeübergang und der Druckverlust bei verschiedenen geometrischen Parametern mit Hilfe eines numerischen Simulationsprogrammes berechnet. Dabei wurde der Wärmeübergang durch Konvektion des Fluides und durch Wärmeleitung in der Lamelle berücksichtigt. Zur Lösung des Problems wurden dreidimensionale Simulationen mit dem Programm FLUENT durchgeführt. Es wurden über 600 Rechnungen ausgeführt und ausgewertet. Durch die Vielzahl von Rechnungen ist es möglich, die Ergebnisse der verschiedenen Varianten miteinander zu vergleichen. So ergibt sich die Möglichkeit, dass selbst quantitativ von anderen Autoren abweichende Ergebnisse immerhin als Vergleichswerte untereinander verwendbar sind. Mit dem Programm wurden die Strömungsstruktur und der Wärmeübergang an einem Ausschnitt eines Lamellenrohr-Wärmeübertragers mit bis zu sechs Rohrreihen in versetzter Anordnung untersucht.

Im ersten Teil wurde ein Einblick in die verfügbaren Literaturstellen gegeben. Es stehen zahlreiche experimentelle und numerische Arbeiten für die Kreisrohrkonfigurationen zur Verfügung. Weniger Literaturstellen stehen zur Verfügung für Anordnungen mit flachen und ovalen Rohren. Leider liegen auch nur wenige Untersuchungen vor, bei denen der Wärmeübergangskoeffizient und der Druckverlust bei Rippenrohrbündeln in jeder Reihe gemessen wurden. Lokale Betrachtungen der Strömungsstruktur und des Wärmeüberganges, die als Vorkenntnisse zur Leistungserhöhung erforderlich sind, fehlen beim Wärmeübertrager mit flachen Rohren. Die Angaben über die Abhängigkeit des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von der Reihenzahl sind so unterschiedlich, dass man sich bei Auswertung der Untersuchungen auf eine globale Betrachtung beschränken muss. Bei den experimentellen Untersuchungen wurden möglichst viele geometrische Eigenschaften von Wärmeübertragern variiert, aber die große Variationsfreiheit, die sich bei einer numerischen Arbeit ergibt, ist in Experimenten nicht realisierbar. Die in der Literatur vorhandenen numerischen Untersuchungen mit den oben genannten geometrischen Konfigurationen beschränken sich nur auf einige Variationen der Parameter oder liegen außerhalb des hier untersuchten Bereiches. Nach der Zusammenfassung der Literatur wurden das verwendete Modell, die untersuchten Geometrien sowie ihre Vorbereitung zur numerischen Simulation kurz erläutert. Durch die Hintereinanderschaltung mehrerer Wärmeübertragerelemente war es möglich, die Mehrreihenkonfiguration zu untersuchen. Der freie Strömungsquerschnitt im Rohr war bei allen vier Rohrformen gleich groß.

Im zweiten Teil wurde versucht das numerische Modell an verschiedenen, in der Literatur vorgestellten Ergebnissen zu validieren. Es wurden dazu eine experimentelle und eine numerische Arbeit ausgewählt und "nachmodelliert". Die erhaltenen Ergebnisse zeigten gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Autoren.

Im dritten Abschnitt der Arbeit erfolgte die lokale Betrachtung der Strömungsstruktur und des Wärmeüberganges. Die Ergebnisse wurden in der Form von Geschwindigkeits- und Temperaturfeldern dargestellt. Der lokale Wärmeübergang wurde durch die lokale Nusselt-Zahl ermittelt. Durch die Berechnungen konnten für die Luftströmung im Lamellenrohr-Wärmeübertrager typische Strömungsphänomene ermittelt werden. Im Lamellenrohr-Wärmeübertrager bilden sich drei Temperaturgrenzschichten aus, wovon sich zwei auf den Lamellenoberflächen entwickeln, während die dritte auf der Rohroberfläche entsteht. Auf der Vorderkante der Lamellen ist die Dicke der Temperaturgrenzschicht Null und so ist der Wärmeübergangskoeffizient sehr groß. Vor den Rohren bildet sich ein Sekundärströmungsgebiet und hinter den Rohren ein Rezirkulationsgebiet. Die Wärmeübergangskoeffizienten im vorderen Bereich und im Hufeisenwirbelbereich sind hoch, und im Nachlauf des Rohres niedrig. Das Kreisrohr erzeugt die stärkeren Hufeisenwirbel, womit sich ein besserer Wärmeübergang im Gebiet des Wirbels ergibt. Die Verwendung von elliptischen und flachen Rohren statt Kreisrohren führt zu einer Verringerung der Ausdehnung des Hufeisenwirbelgebietes sowie des Rückströmungsgebietes. Die Abmessung der Nachlaufgebiete und auch der Hufeisenwirbelgebiete wächst mit zunehmender Anströmungsgeschwindigkeit. Mit zunehmender Lauflänge und, besonders bei der mehrreihigen Rohranordnung, mit wachsender Grenzschichtdicke nehmen die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten ab.

Im vierten Teil erfolgte eine "globale" Betrachtung der Ergebnisse. Dazu wurden die wichtigsten Kenngrößen für den Wärmeübergang und den Druckverlust im Lamellenrohr-Wärmeübertrager herausgearbeitet, wobei die Einflüsse von Geschwindigkeit, Rohrreihenzahl und Lamellenabstand detailliert untersucht wurden. Eine zunehmende Anströmungsgeschwindigkeit verursacht ein nahezu proportionales Wachstum des übertragenen Wärmestromes. In diesem Fall nimmt der mittlere Wärmeübergangskoeffizient zu und der Rippenwirkungsgrad ab. Für die Bestimmung des Rippenwirkungsgrades wurde eine Methode verwendet, welche auf alle Rohrformen anwendbar ist. Der Druckverlust steigt überproportional mit der Strömungsgeschwindigkeit.

Mit wachsendem Lamellenabstand wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient kleiner und der Rippenwirkungsgrad höher, wohingegen sich der Druckverlust verringert. Der Einfluss des Lamellenabstandes auf den Druckverlust nimmt mit ansteigender Strömungsgeschwindigkeit und mit zunehmender Rohrreihenzahl ebenfalls zu.

Der Einfluss der Rohrreihenzahl wurde bis zur sechsreihigen Anordnung untersucht. Demnach nimmt der übertragene Wärmestrom mit der Rohrreihenzahl überproportional zu und nähert sich einem Grenzwert an. Der Wärmeübergangskoeffizient verringert sich und der Rippenwirkungsgrad erhöht sich mit zunehmender Rohrreihenzahl. Innerhalb des untersuchten Bereiches weisen Druckverlust und Rohrreihenzahl einen proportionalen Zusammenhang auf.

Im Weiteren wurden dimensionslose Approximationen für den Wärmeübergang und den Druckverlustes ermittelt, wozu als erster Schritt die Proportionalitätskonstanten und die Exponenten für eine einfache Korrelation gesucht wurden. Nach diesen Untersuchungen wurden bei den Korrelationen die geometrischen Parameter berücksichtigt. Es lässt sich dabei feststellen, dass zum Erreichen eines hohen Wärmeübergangskoeffizienten im Lamellenrohr-Wärmeübertrager die Dicke der Grenzschicht möglichst klein gehalten und eine hohe Turbulenz (Durchmischung) in der Grenzschicht angestrebt werden muss.

Eine Möglichkeit, dies zu erreichen, wäre eine ständige Zerstörung der sich aufbauenden Grenzschichten durch Verwendung von vielen kurzen Lamellen. Aber jede Störung der Strömung hat auch eine Erhöhung des Druckverlustes und damit eine größere Antriebsenergie zur Strömungserzeugung zur Folge. Höhere Strömungsgeschwindigkeiten verbessern den Wärmeübergang Luft- Wand und erfordern deshalb eine geringere Wärmeaustauschfläche. Andererseits werden bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten die Druckverluste und damit auch die Pumpen- und Energiekosten höher.

Die Form des Rohrquerschnitts beeinflusst die Strömungsstrukturen und den Wärmeübergang. Das Kreisrohr wird oft verwendet, da es einen stärkeren Hufeisenwirbeln erzeugt, womit sich ein besserer Wärmeübergang ergibt. Andererseits führt das Kreisrohr zu einer größeren Versperrung, die sich in einem größeren Nachlaufgebiet hinter dem Rohr äußert. Als beste Lösung zeigt sich die Verwendung von Ovalrohren, welche einen kleineren Druckverlust verursachen, wobei die Wärmeübergangsleistung etwa gleich bleibt. Durch die vorgenommenen Untersuchungen konnten einige Fragen zu diesem Forschungsgebiet beantwortet werden, während andere unbeantwortet bleiben und auch neue Fragestellungen aufgeworfen wurden. Eine weiterführende Untersuchung der folgenden Gebiete erscheint dabei sinnvoll:

1. Untersuchungen der Wirkung von Quer- und Längsteilung bei Anordnungen mit flachen und ovalen Rohren,
2. Auffinden geeigneter Umlenkungen zur Verbesserung des Wärmeüberganges bei den Anordnungen mit Kreisrohr,
3. Untersuchung der Auswirkungen der Änderung der Stoffeigenschaften der Luft untersuchen auf den Wärmeübergang und den Druckverlust bei gleicher Geometrie.

A Stoffeigenschaften der Luft und des Lamellenmaterials

In FLUENT werden folgende Stoffe inklusive ihrer Eigenschaften definiert:

- **trockene Luft:** Die Eigenschaften spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit und dynamische Viskosität werden temperaturabhängig mit einem Polynom 4. Grades vereinbart (Glück [20]):

$$\Phi = A + BT + CT^2 + DT^3$$

	A	B	C	D
$c_{p,L}$ in J/kgK	1034.754	-0.241224	5.427329e-4	-1.521916e-7
λ_L in W/mK	1.017381e-3	1.010288e-4	-6.930598e-82.7	-5.292884e-11
η_L in kg/ms	4.14872e-6	4.91421e-8	-5.994825e-12	3.382e-15

Die molare Masse beträgt 28.96 kg/kmol.

- **Aluminium, Alloy 6063 [70]:**

Es werden für die Lamelle folgende Eigenschaften vereinbart:

- die Dichte $\rho_R = 2700 \text{ kg/m}^3$,
- die spezifische Wärmekapazität $c_{p,R} = 875 \text{ J/(kg K)}$,
- die Wärmeleitfähigkeit wird temperaturabhängig mit der folgende stückweise lineare Gleichung(piecewise linear) berechnet [17]:

$$\lambda(T) = \lambda_n \frac{\lambda_{n+1} - \lambda_n}{T_{n+1} - T_n} (T - T_n)$$

T in K	273.15	373.15	473.15	573.15
Wärmeleitfähigkeit, λ_{Al}	209	206	202	200

B Abbildungen zum Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit

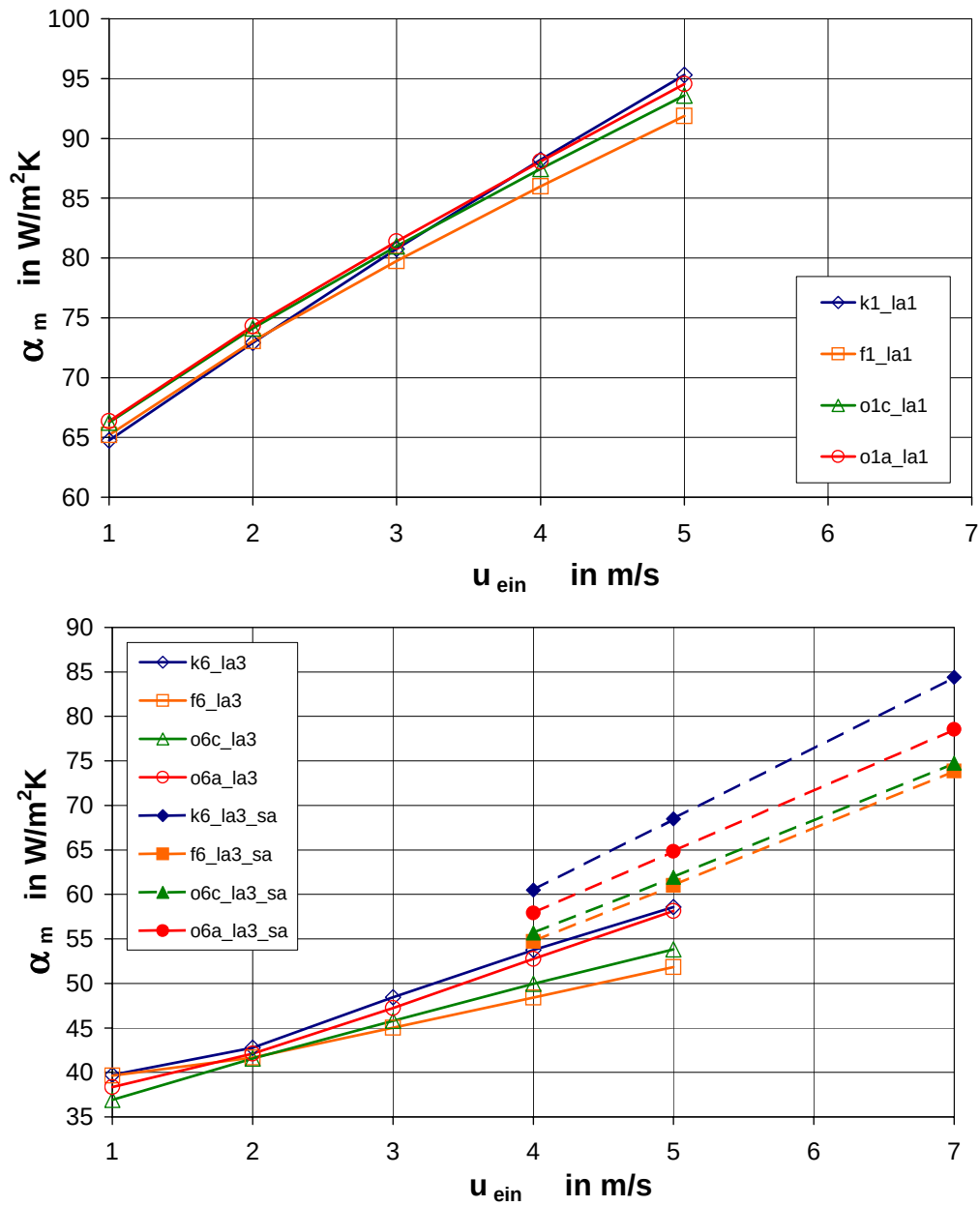


Abb. B.1: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Anströmungsgeschwindigkeit für ein- (oben) und sechsstufige (unten) Varianten

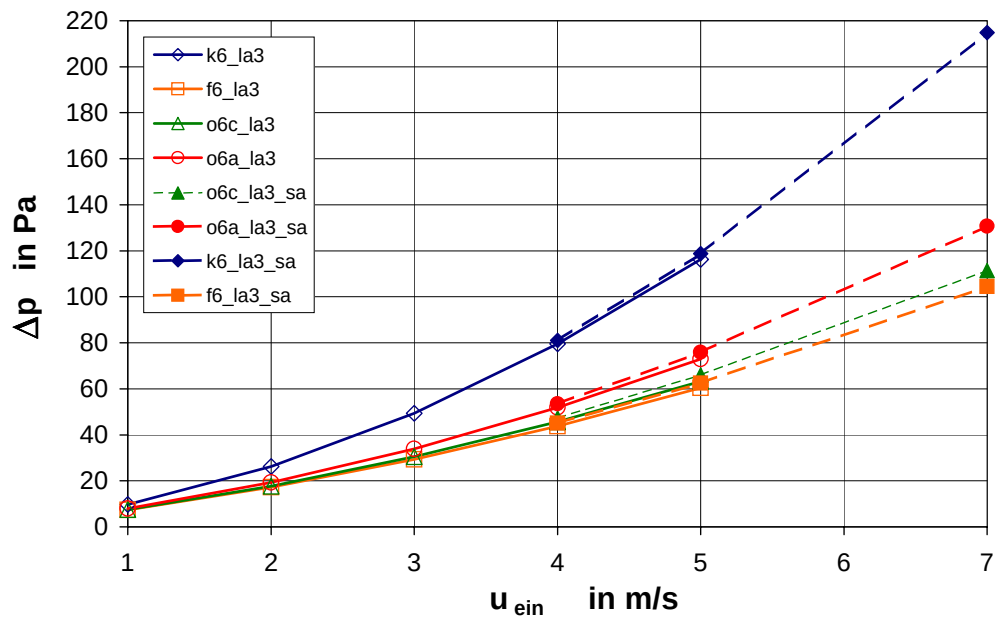
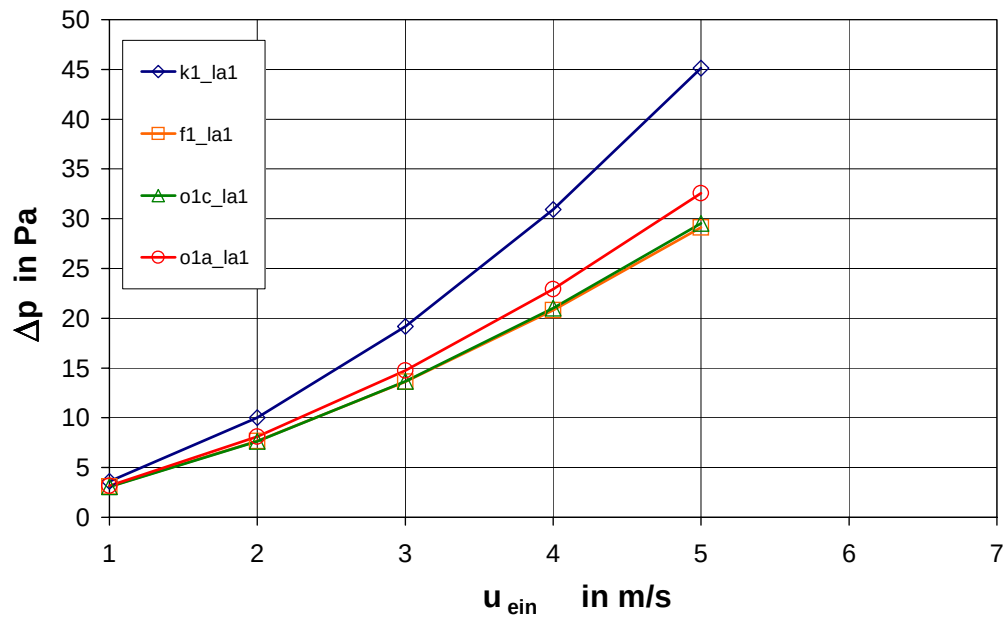


Abb. B.2: Druckverlust in Abhängigkeit von der Anströmungsgeschwindigkeit für ein- (oben) und sechsreihige (unten) Varianten

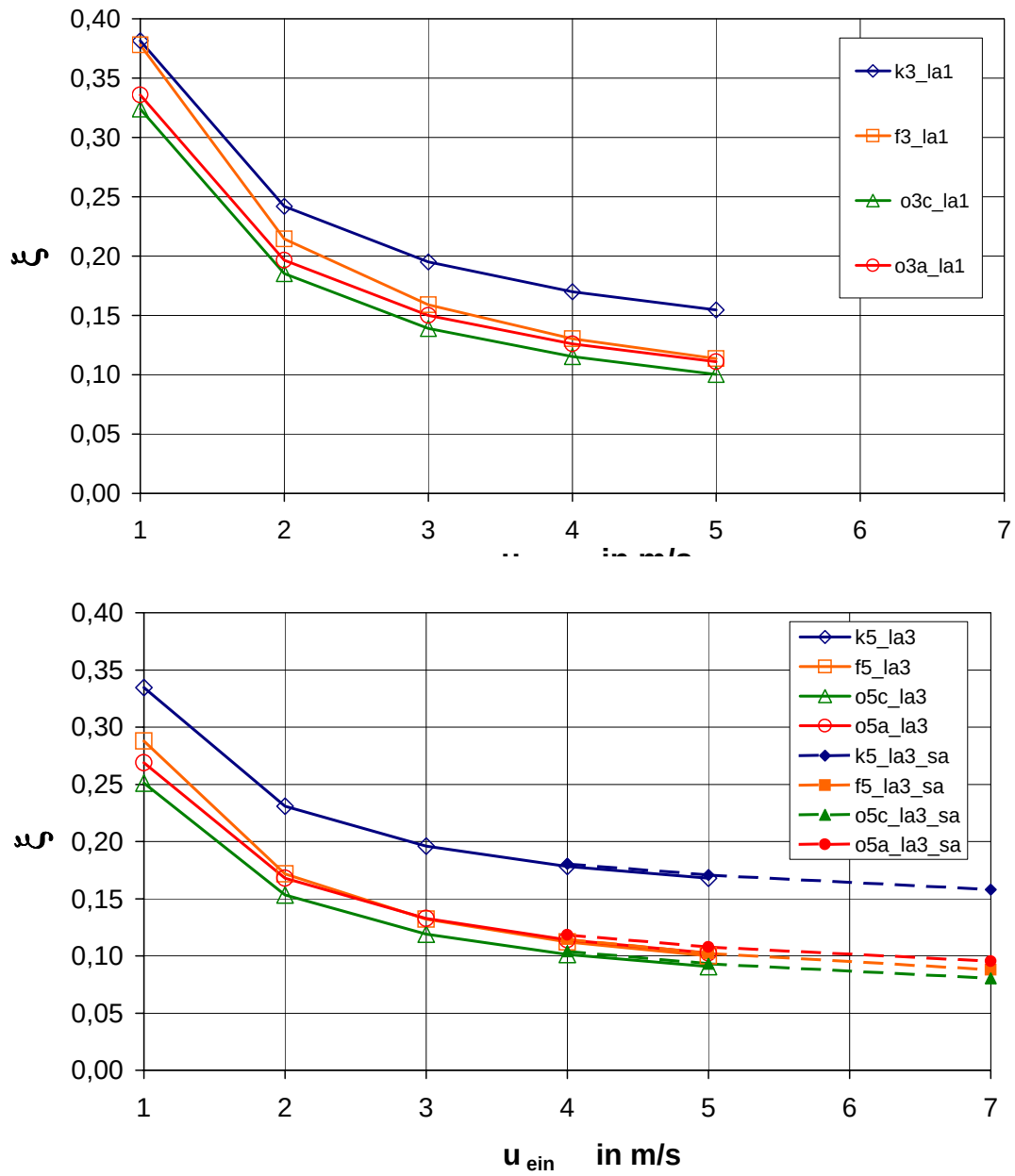


Abb. B.3: Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit von der Anströmungsgeschwindigkeit für drei- (oben) und fünfreihe Varianten (unten)

C Abbildungen zum Einfluss der Abstandsänderung

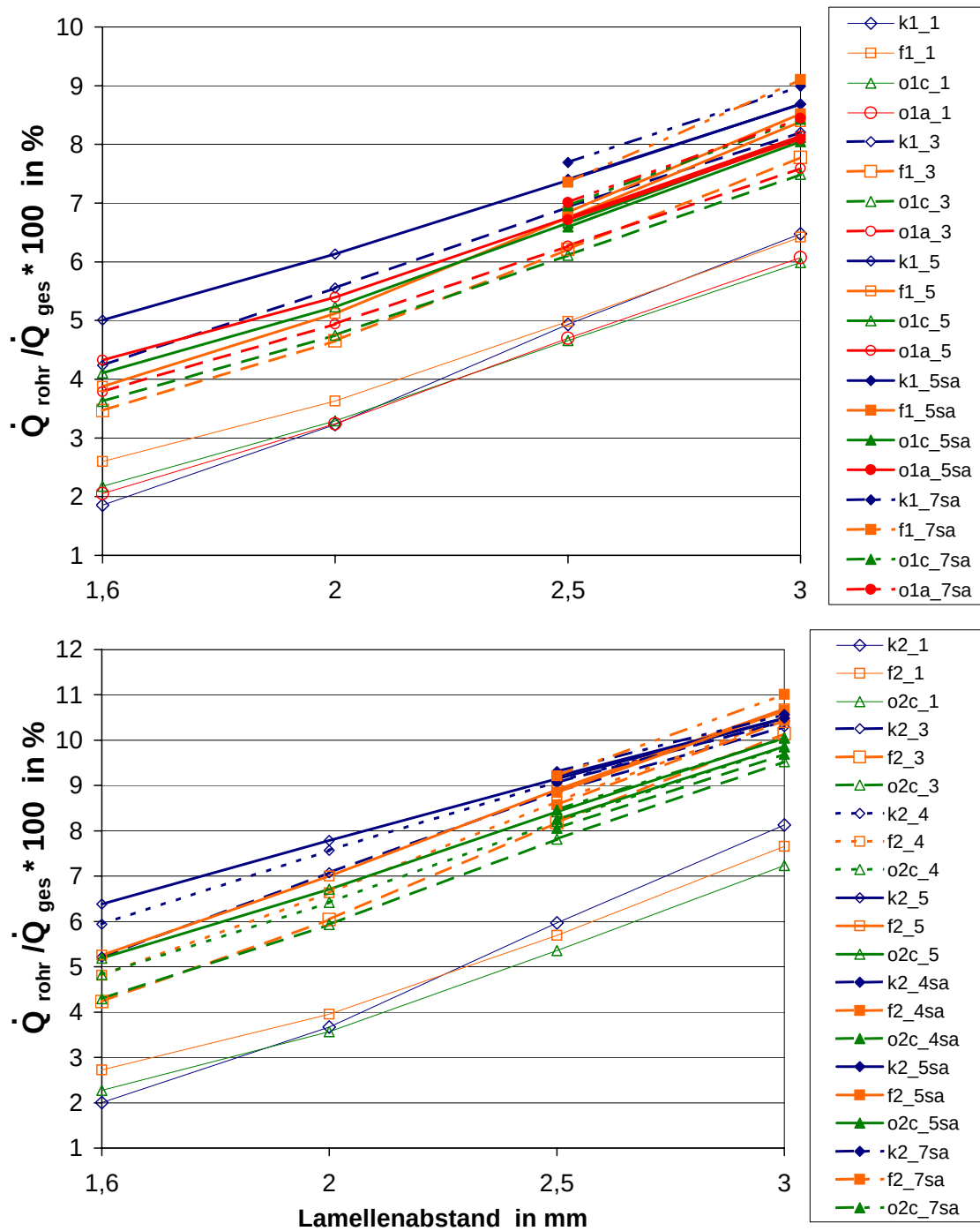


Abb. C.1: Anteil des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes am Gesamt-wärmestrom in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für ein- (oben) und zwei-reihige (unten) Varianten

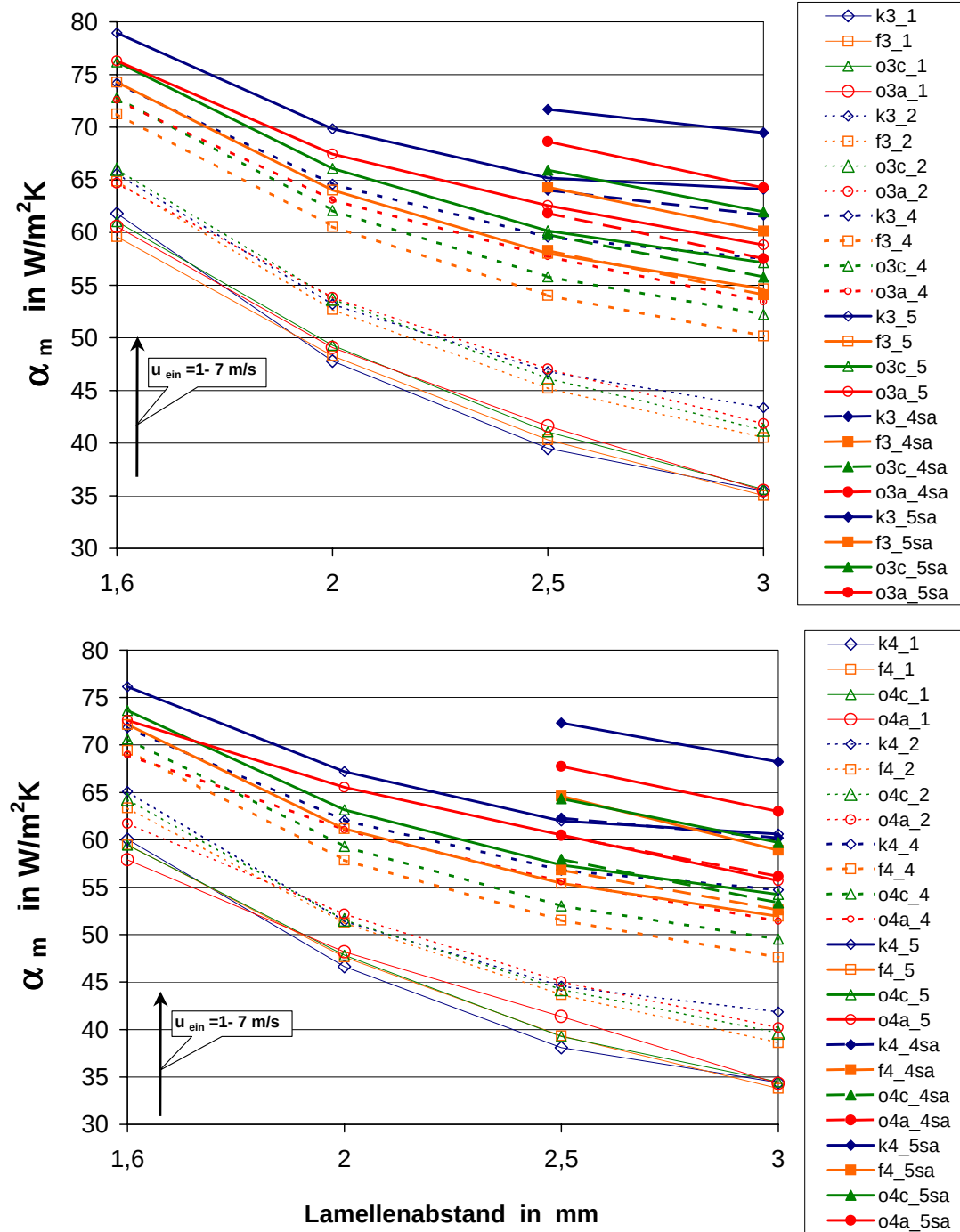


Abb. C.2: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für drei- (oben) und vierreihige (unten) Varianten

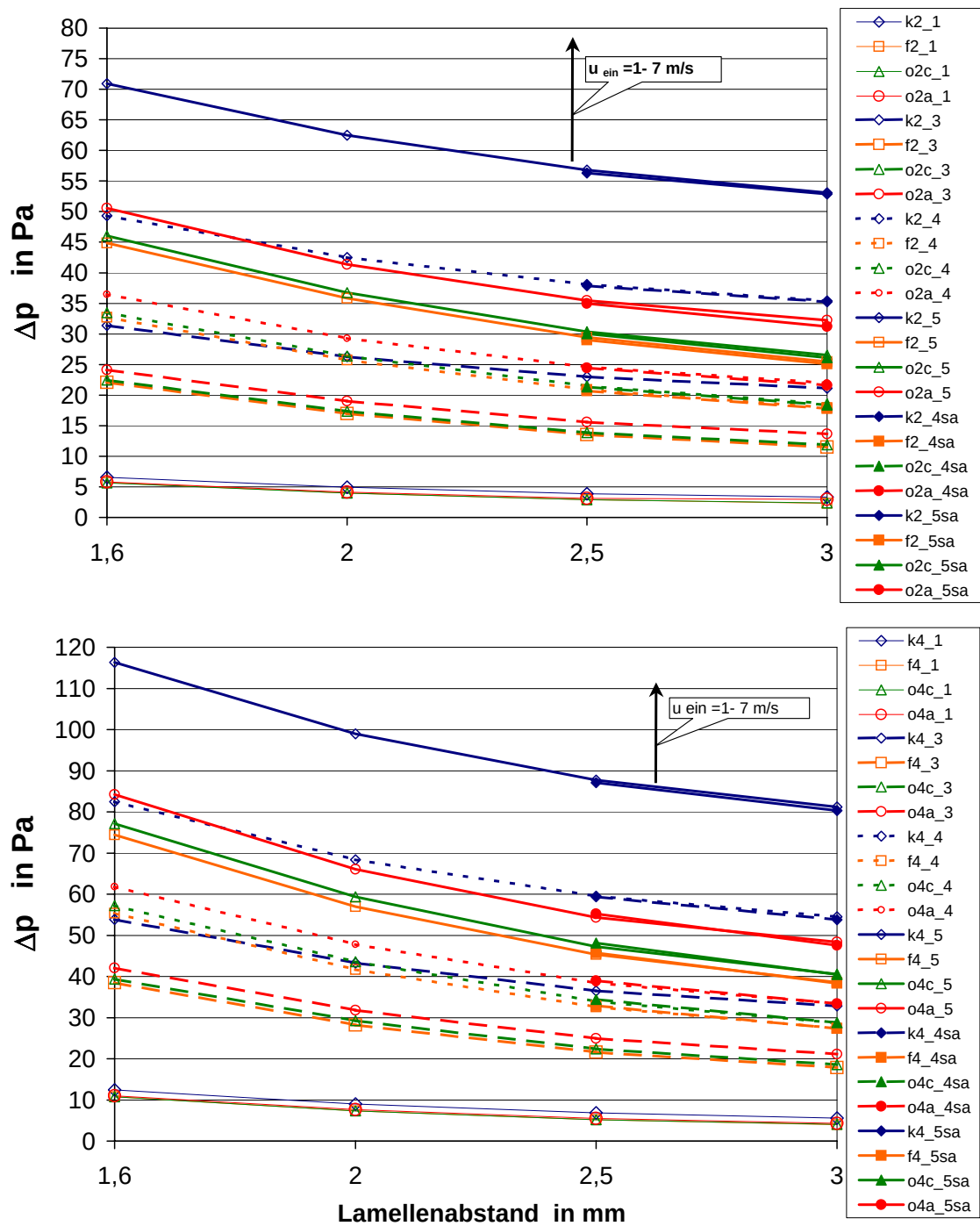


Abb. C.3: Einfluss des Lamellenabstandes auf den Druckverlust für zwei- (oben) und vierreihige (unten) Varianten

D Abbildungen zum Einfluss der Rohrreihenanzahl

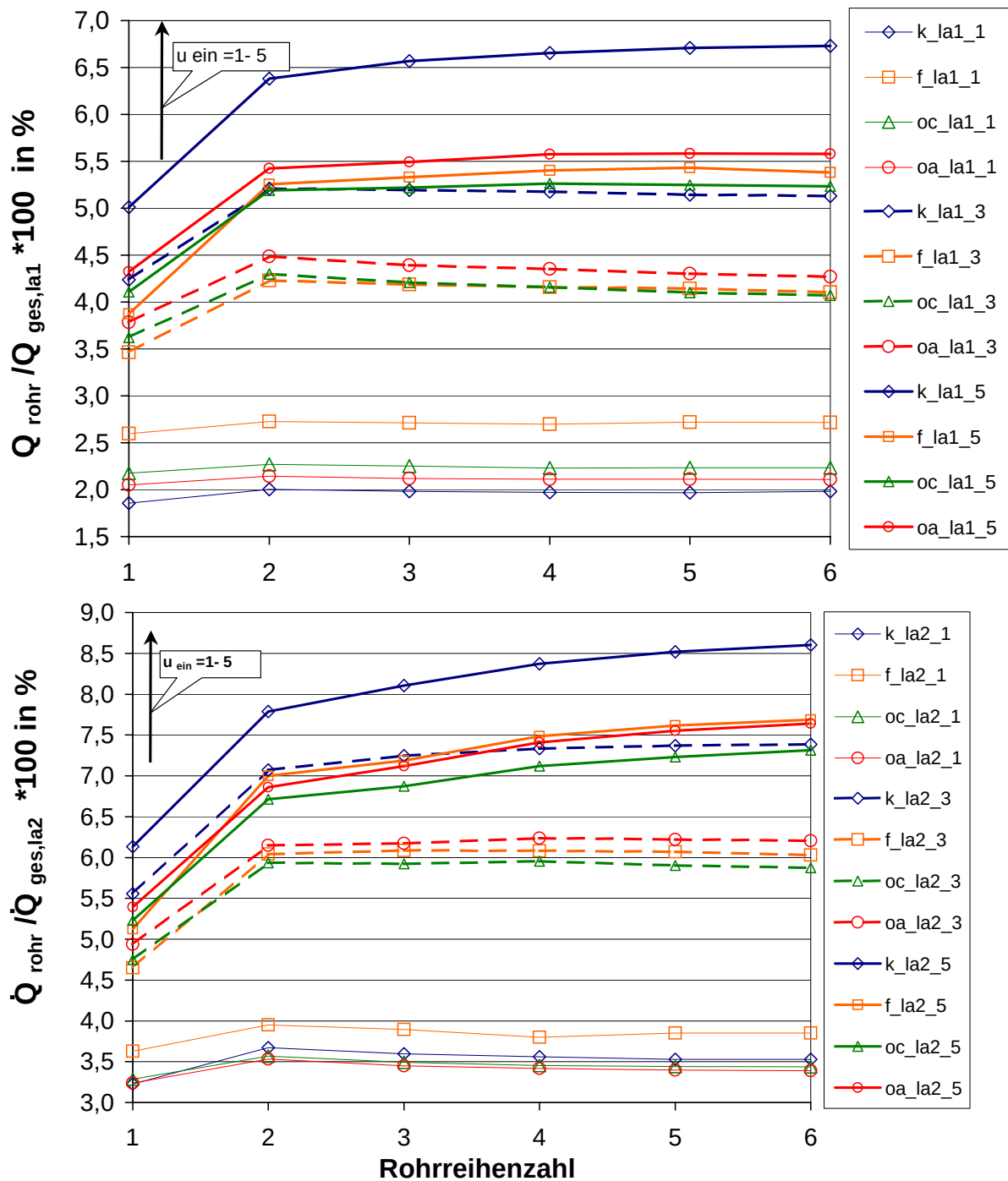


Abb. D.1: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den übertragenen Wärmestrom an der Rohroberfläche für Varianten *la1* (oben) und *la2* (unten)

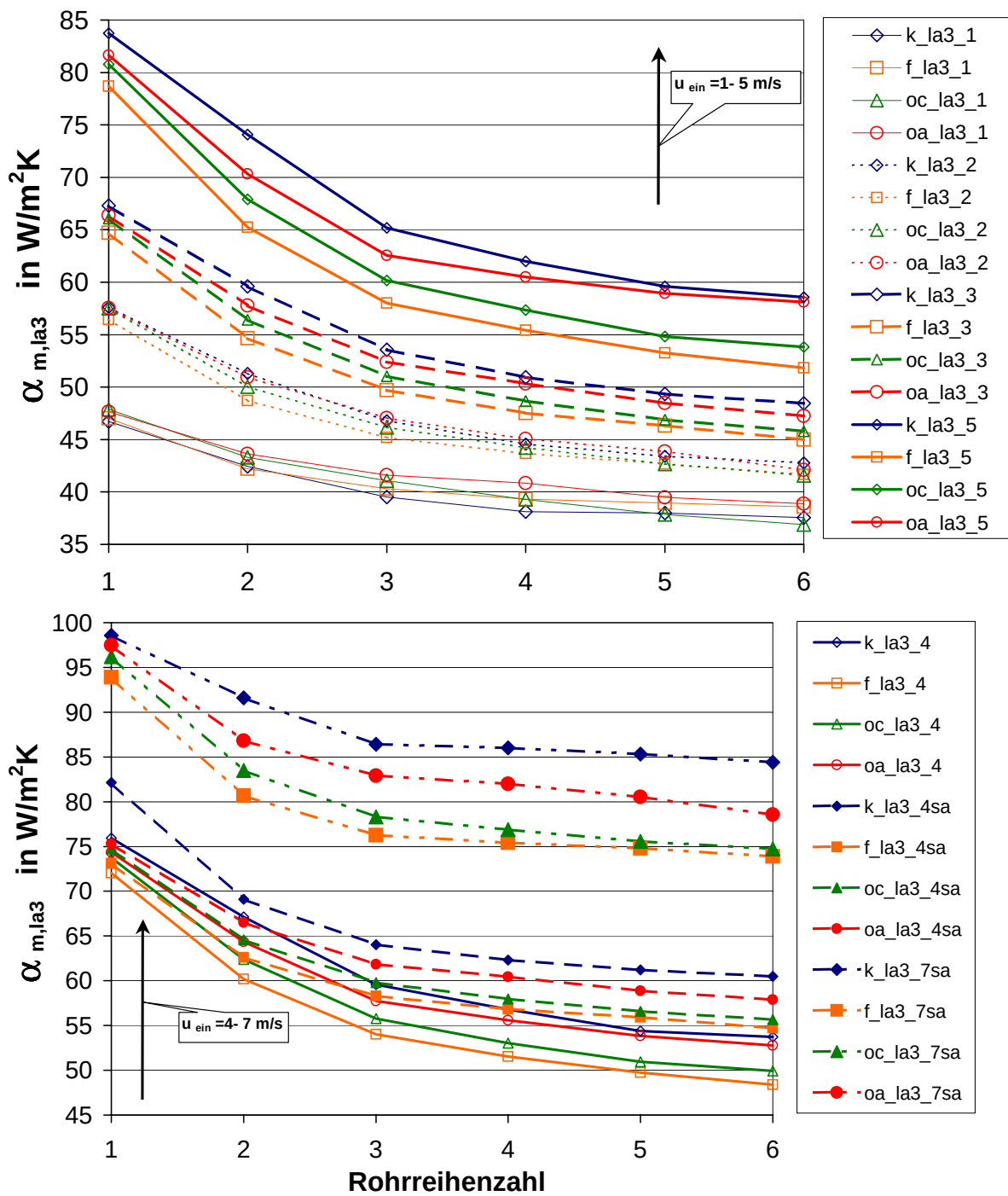


Abb. D.2: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Wärmeübergangskoeffizient für die Variante *la3*

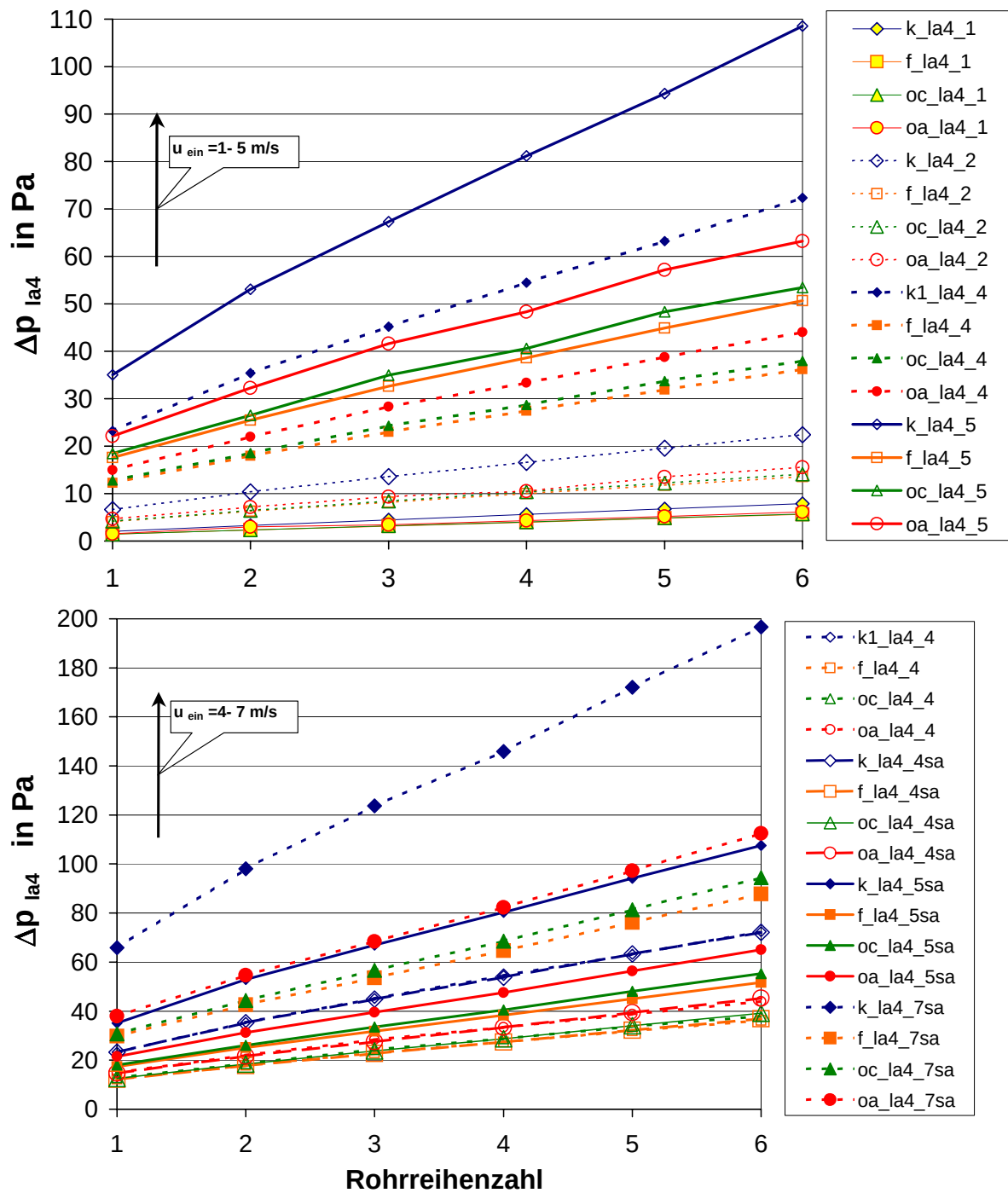


Abb. D.3: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Druckverlust für die Variante *la4*

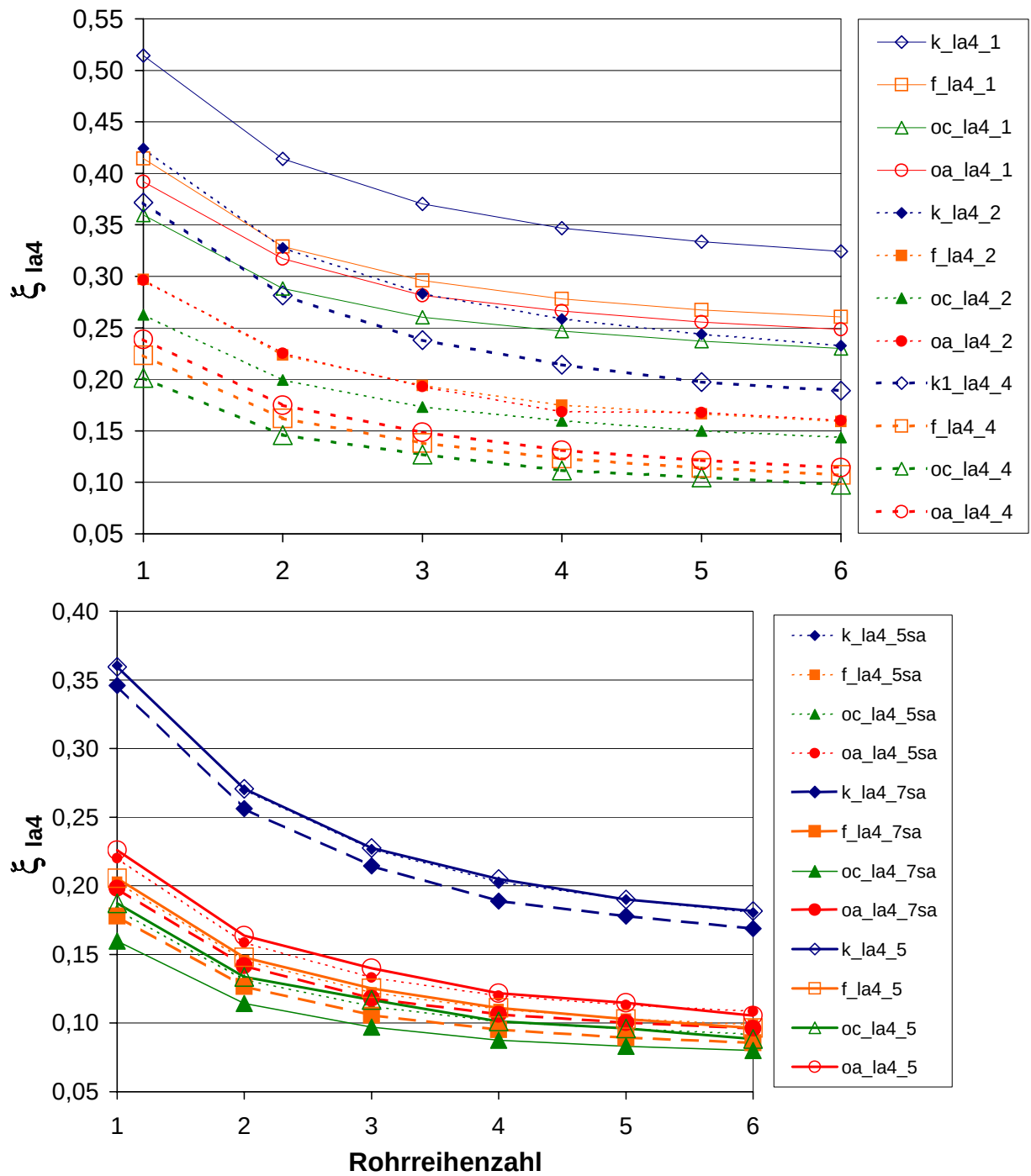


Abb. D.4: Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Widerstandsbeiwert für die Variante *la4*

E Abbildungen zur lokalen Betrachtung der Wärmeübertragung

Die Abbildungen zeigen die Verteilung der lokalen Nußelt-Zahl bei den unterschiedlichen Rohrformen in einer vierreihigen Konfiguration. Die Strömung bewegt sich in x-Richtung von links nach rechts.

Die Abbildungen (E.1), (E.3), (E.5) und (E.7) zeigen die lokalen Werte für die Nußelt-Zahl bei einer Anströmgeschwindigkeit von 2 m/s. Die Berechnungen wurden mit dem laminaren Modell durchgeführt.

Die Abbildungen (E.2), (E.4), (E.6) und (E.8) stellen die lokalen Nußelt-Zahlen bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 7\text{ m/s}$ dar. Bei diesen Berechnungen wurden das Spalart-Almaras (S-A) Turbulenzmodell verwendet.

Die Strömung bewegt sich jeweils in x-Richtung, wobei links die Anströmkante ist.

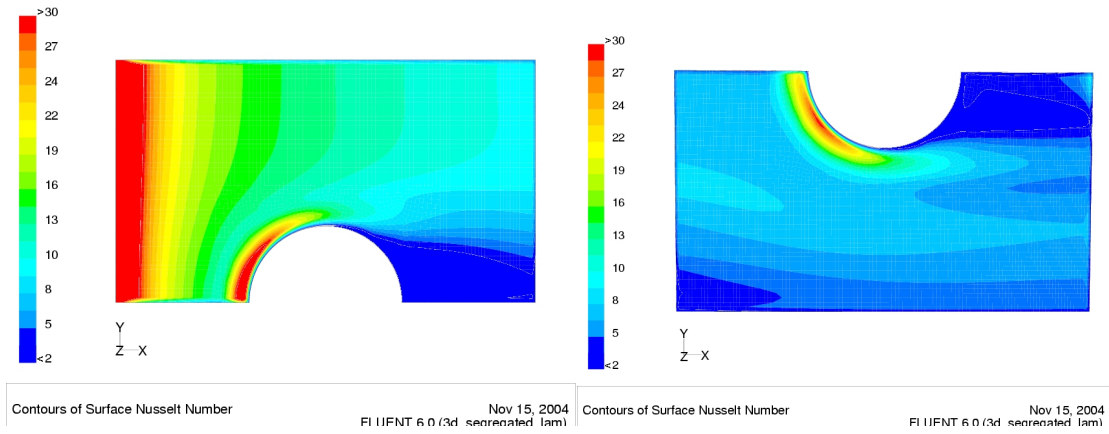


Abb. E.1: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren k_4 und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \text{ m/s}$

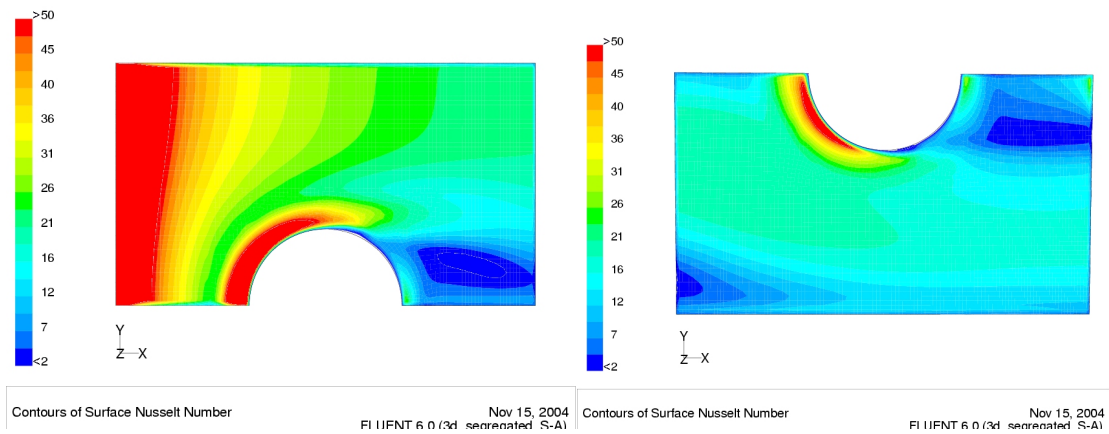


Abb. E.2: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren k_4 und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 7 \text{ m/s}$

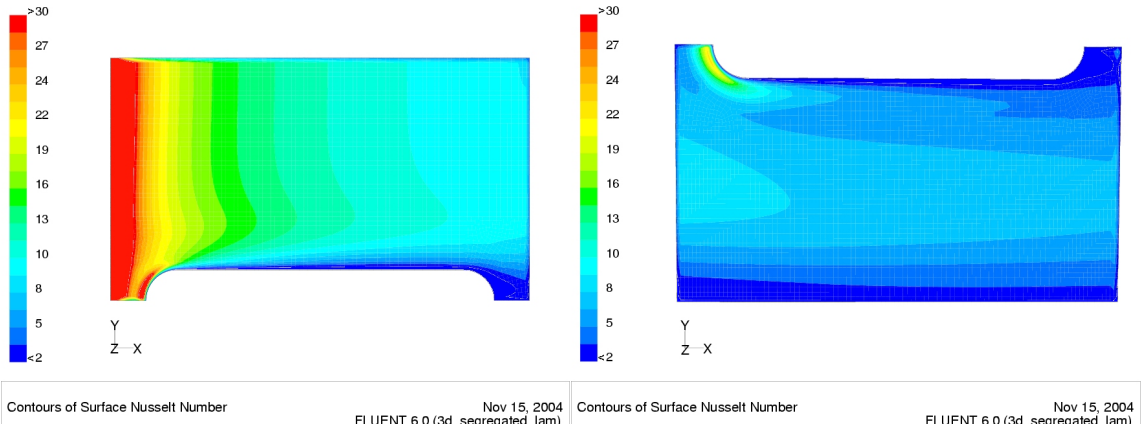


Abb. E.3: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Flachrohren f_4 und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \text{ m/s}$

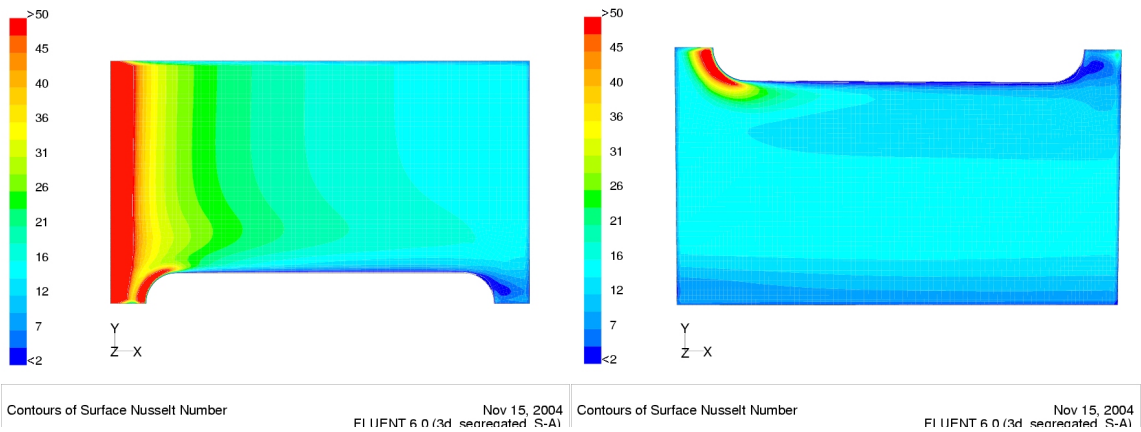


Abb. E.4: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren f_4 und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 7 \text{ m/s}$

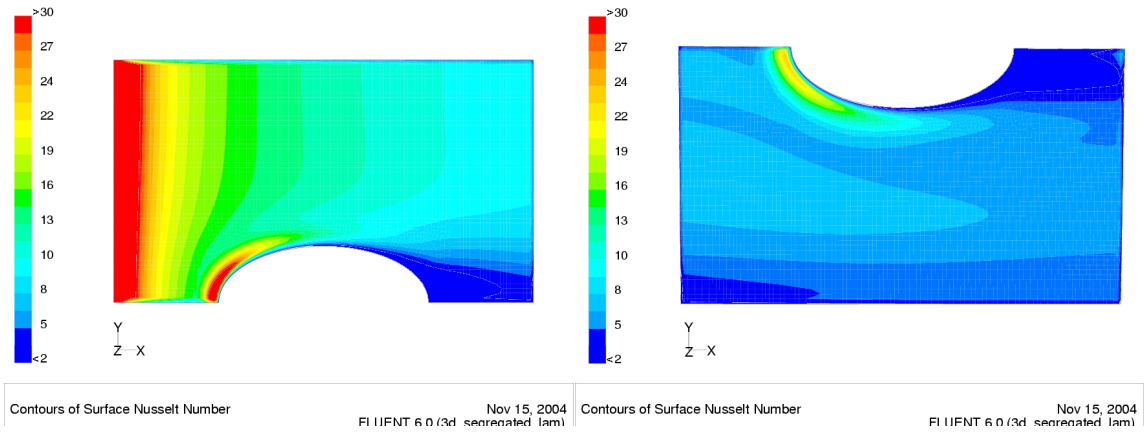


Abb. E.5: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Ovalrohren $o4a$ und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \text{ m/s}$

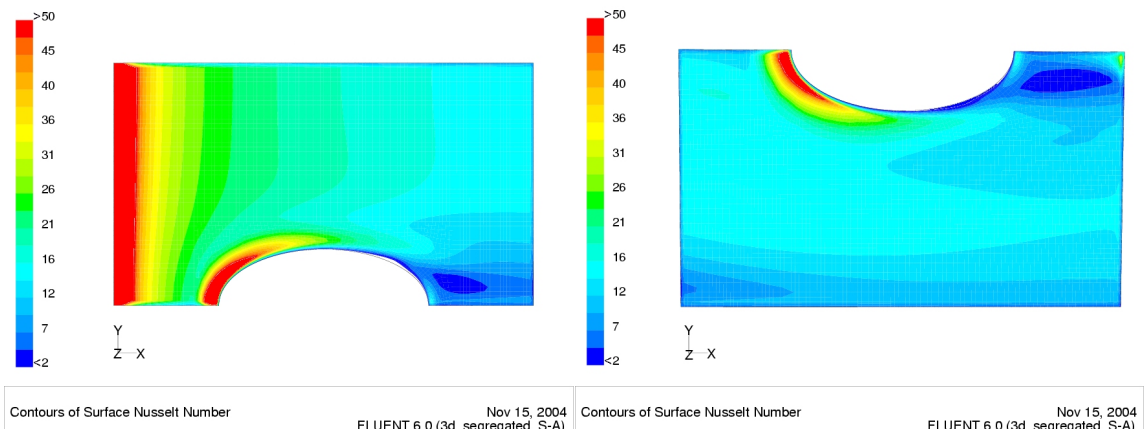


Abb. E.6: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren $o4a$ und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 7 \text{ m/s}$

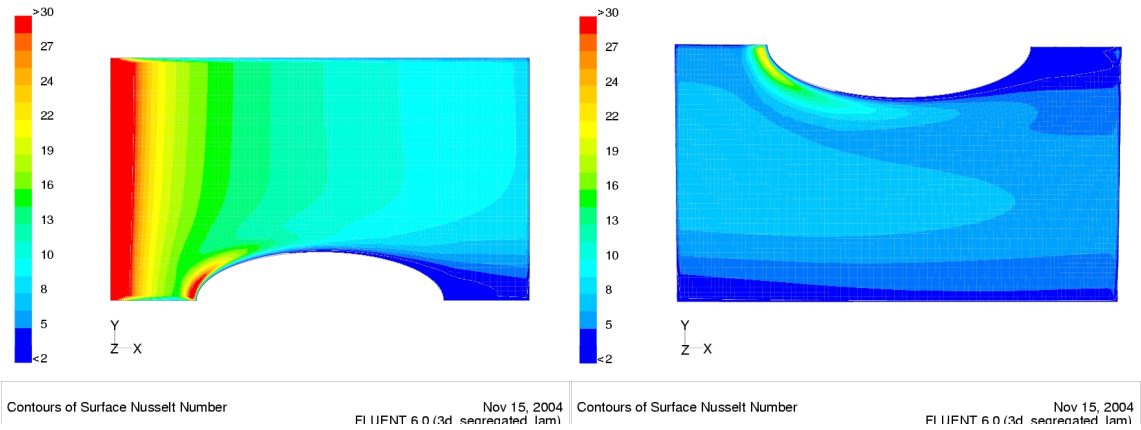


Abb. E.7: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Ovalrohren $o4c$ und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \text{ m/s}$

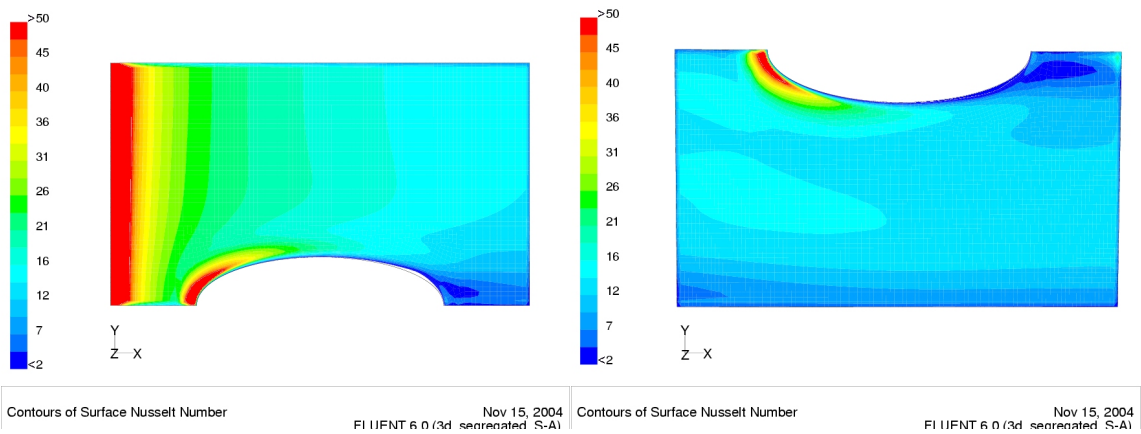


Abb. E.8: Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren $o4c$ und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 7 \text{ m/s}$

Tabellenverzeichnis

3.1	Variable Abmessungen der untersuchten Modelle	30
6.1	Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m für die Korrelation (Gl. 6.30) auf der Grundlage eigener Daten	83
6.2	Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m für die Korrelation (Gl. 6.31) auf der Grundlage eigener Daten	86
6.3	Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m und n für die Korre- lation (Gl. 6.32) auf der Grundlage eigener Daten	88
6.4	Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m und n für die Korre- lation (Gl. 6.32) vier- bis sechsreihiger Anordnungen auf der Grundlage eigener Daten	89
6.5	Proportionalitätskonstanten C und Exponenten m und n für die Korre- lation (Gl. 6.33) auf der Grundlage eigener Daten	92

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung eines Lamellenrohr- Wärmeübertragers	9
2.1	Schematische Darstellung der Hufeisenwirbel um das Rohr und des Nachlaufgebietes mit Strömungsablösung hinter dem Rohr [59]	14
2.2	Lokaler Wärmeübergangskoeffizient an der Lamellenoberfläche bei $u_{ein} = 1,0$ m/s und $H = 10$ mm [2]	19
2.3	Wärmeübertrager mit flachen Rohren und „louvered“ Lamellen [1] . . .	21
3.1	Strömungsbild bei $Re = 700$ [68]	29
3.2	Strömungsbild bei $Re = 14430$ [68]	29
3.3	Darstellung eines Lamellenrohrelementes für die Modellgeometrie mit Kreisrohren	29
3.4	Vergleich der untersuchten Rohrquerschnitte	29
3.5	Kennzeichen der numerischen Simulation	30
3.6	Gitteraufbau für die Version f1la4	31
3.7	Randbedingungen im Fall mit Kreisrohr	32
3.8	Randbedingungen im Fall mit Ovalrohr	33
4.1	Vergleich des Reibungsbeiwertes (f_{fric}) bei dreireihiger Anordnung . . .	39
4.2	Vergleich des Wärmeübergangskoeffizienten bei dreireihiger Anordnung	40
4.3	Vergleich des Druckverlustes bei zweireihiger Anordnung	42
4.4	Vergleich des übertragenen Wärmestroms bei zweireihiger Anordnung .	43
5.1	Darstellung der Strömung mit Hilfe der Fluidpartikelbahnen bei der Version <i>la4</i> ($H=3$ mm) und $u_{ein} = 5$ m/s	46
5.2	Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte bei einreihigen Varianten <i>la1</i> und <i>la4</i> mit $u_{ein} = 3$ m/s	48
5.3	Geschwindigkeitsverteilung in der Lamellennähe $s_z = 0.1$ mm bei einreihigen Varianten <i>la1</i> und <i>la4</i> mit $u_{ein} = 3$ m/s	48
5.4	Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte beim Ovalrohr <i>o3a</i> ($e=0,5$) mit $u_{ein} = 5$ m/s und $H=2$ mm	49
5.5	Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte Variante <i>la2</i> ($H=2$ mm) .	50
5.6	Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte vor dem Flachrohr bei den vierreihigen Anordnung mit $u_{ein} = 1$ m/s (oben) und $u_{ein} = 3$ m/s (unten)	51
5.7	Geschwindigkeitsverteilung in der Kanalmitte vor dem Kreisrohr bei den vierreihigen Anordnung mit $u_{ein} = 1$ m/s (oben) und $u_{ein} = 3$ m/s (unten)	52

5.8	Darstellung der Geschwindigkeits- (oben) und der Temperaturverteilung (unten) vor dem Kreisrohr im Lamellenrohr-Wärmeübertrager	53
5.9	Temperaturfelder der Untersuchungsgebiete mit dem Kreisrohr <i>k1</i> (oben), sowie mit dem Ovalrohr <i>o1a</i> (unten) bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2\text{ m/s}$ auf der Lamellenoberfläche (links) und in der Kanalmitte (rechts)	54
5.10	Temperaturfelder der Untersuchungsgebiete mit dem Flachrohr <i>f1</i> bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2\text{ m/s}$ auf der Lamellenoberfläche (links) und in der Kanalmitte (rechts)	55
5.11	Temperaturverteilung im Kanal bei der Variante <i>o3c</i> mit $u_{ein} = 4\text{ m/s}$.	56
5.12	Vergleich der Temperaturverteilungen in verschiedenen Abständen von der Lamellenoberfläche bei der Variante <i>o3c</i> mit $u_{ein} = 4\text{ m/s}$	56
5.13	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche für die Varianten mit dem Kreisrohr <i>k1</i> (oben), mit dem Ovalrohr <i>o1a</i> (mitte), sowie mit dem Flachrohr <i>f1</i> (unten) bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 3\text{ m/s}$ (links) und $u_{ein} = 7\text{ m/s}$ (rechts)	58
6.1	Schematische Darstellung der Wärmeübertragung bei Rohren mit Rippen	60
6.2	Übertragener Wärmestrom in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)	66
6.3	Anteil des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes am Gesamtwärmestrom in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für zweireihige Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 2,5 mm (la3)	67
6.4	Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)	68
6.5	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)	69
6.6	Druckverlust in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für zwei- (oben) und vierreihige (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)	71
6.7	Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit u_{ein} für die zwei- (oben) und vierreihigen (unten) Varianten mit einem Lamellenabstand von 2 (la2) und 3 mm (la4)	72
6.8	Wärmestrom in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die ein- (oben) und fünfreihigen (unten) Varianten	73
6.9	Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die zweireihigen Varianten	74
6.10	Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die ein- (oben) und fünfreihigen (unten) Varianten	75
6.11	Druckverlust in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für die ein- (oben) und sechstreihigen (unten) Varianten	76
6.12	Einfluss des Lamellenabstandes auf den Widerstandsbeiwert für die drei- (oben) und fünfreihigen (unten) Varianten	77

6.13	Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den übertragenen Wärmestrom für die Varianten <i>la1</i> ($H=1,6$ mm, oben) und <i>la4</i> ($H=3$ mm, unten)	78
6.14	Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Rohrreihenanzahl für die Varianten mit einem Lamellenabstand von 2,5 mm (<i>la3</i>)	79
6.15	Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Wärmeübergangskoeffizienten für die Konfigurationen mit einem Lamellenabstand von 2 (<i>la2</i> , oben) und 3 mm (<i>la4</i> , unten)	80
6.16	Einfluss der Rohrreihenanzahl auf den Druckverlust für die Konfigurationen mit einem Lamellenabstand von 1,6 mm (<i>la1</i> , oben) und 2,5 mm (<i>la3</i> , unten)	81
6.17	Abhängigkeit des mittleren Widerstandsbeiwertes von der Rohrreihenanzahl bei den Konfigurationen mit einem Lamellenabstand von 1,6 mm (<i>la1</i> , oben) und 2,5 mm (<i>la4</i> , unten)	82
6.18	Nußelt-Zahlen $Nu_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr	84
6.19	Nußelt-Zahlen $Nu_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Flachrohr	84
6.20	Nußelt-Zahlen $Nu_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Ovalrohr	85
6.21	Widerstandsbeiwerte $\xi_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr	86
6.22	Widerstandsbeiwerte $\xi_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Flachrohr	87
6.23	Widerstandsbeiwerte $\xi_{d,ae}$ in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Ovalrohr	87
6.24	Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für einreihige Anordnungen	90
6.25	Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen und der Korrelation von Kaminski [31] und Haaf [21] in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$	91
6.26	Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Nußelt-Zahlen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$	91
6.27	Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für einreihige Anordnungen	93
6.28	Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten und der Korrelation von Kaminski [31] und Haaf [21] in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$	93
6.29	Vergleich der eigenen Korrelation mit den numerisch ermittelten Widerstandsbeiwerten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl $Re_{d,ae}$ für Anordnungen mit Kreisrohr und $z_l = 4 - 6$	94
B.1	Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Anströmungsgeschwindigkeit für ein- (oben) und sechsreihige (unten) Varianten	IV

B.2	Druckverlust in Abhängigkeit von der Anströmungsgeschwindigkeit für ein- (oben) und sechsstufige (unten) Varianten	V
B.3	Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit von der Anströmungsgeschwindigkeit für drei- (oben) und fünfstufige (unten) Varianten	VI
C.1	Anteil des über die Rohroberfläche übertragenen Wärmestromes am Gesamtwärmestrom in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für ein- (oben) und zweistufige (unten) Varianten	VIII
C.2	Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Lamellenabstand für drei- (oben) und vierstufige (unten) Varianten	IX
C.3	Einfluss des Lamellenabstandes auf den Druckverlust für zwei- (oben) und vierstufige (unten) Varianten	X
D.1	Einfluss der Rohrreihezahl auf den übertragenen Wärmestrom an der Rohroberfläche für Varianten <i>la1</i> (oben) und <i>la2</i> (unten)	XII
D.2	Einfluss der Rohrreihezahl auf den Wärmeübergangskoeffizient für die Variante <i>la3</i>	XIII
D.3	Einfluss der Rohrreihezahl auf den Druckverlust für die Variante <i>la4</i>	XIV
D.4	Einfluss der Rohrreihezahl auf den Widerstandsbeiwert für die Variante <i>la4</i>	XV
E.1	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren <i>k4</i> und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmungsgeschwindigkeit $u_{in} = 2 m/s$	XVIII
E.2	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren <i>k4</i> und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmungsgeschwindigkeit $u_{in} = 7 m/s$	XVIII
E.3	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Flachrohren <i>f4</i> und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmungsgeschwindigkeit $u_{in} = 2 m/s$	XIX
E.4	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren <i>f4</i> und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmungsgeschwindigkeit $u_{in} = 7 m/s$	XIX
E.5	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Ovalrohren <i>o4a</i> und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmungsgeschwindigkeit $u_{in} = 2 m/s$	XX
E.6	Lokale Nusselt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren <i>o4a</i> und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmungsgeschwindigkeit $u_{in} = 7 m/s$	XX

E.7	Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Ovalrohren $o4c$ und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2\text{ m/s}$	XXI
E.8	Lokale Nußelt-Zahl $Nu_{x,y}$ auf der Lamellenoberfläche des ersten Elementes (links) und des vierten Elementes (rechts) für die Varianten mit vier Kreisrohren $o4c$ und mit dem Lamellenabstand von 3 mm bei einer Anströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 7\text{ m/s}$	XXI

Literaturverzeichnis

- [1] Achaichia, A.; Cowell, T.A.: *Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces*. Experimental Thermal and Fluid Science 1988. 147-157.
- [2] Ay, H.; Jang, J.Y.; Yeh, J-N.: *Local heat transfer measurements of plane finned-tube heat exchangers by infrared thermography*. Int. Journal of Heat Mass Transfer 45. 2002. 4069-4078.
- [3] Baehr, H.D.; Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Verlag Berlin 1994.
- [4] Bartsch, H.-J.: *Taschenbuch: Mathematischer Formeln*. Fachbuchverlag Leipzig 1997.
- [5] Bastani, A.; Mitra, N.K.; Fiebig, M.: *Numerical simulation of flow field in a fin tube heat exchanger*. Fluids Engineering Division Publ. by ASME 1990. 91-96.
- [6] Bastani, A.; Mitra, N.K.; Fiebig, M.: *Numerische Untersuchung der laminaren Strömungsfelder im Kanal mit quer eingebauten Rohrbündeln*. Z. angew. Math. Mech. Nr. 71. 1991. 491-493.
- [7] Bastani, A.; Mitra, N.K.; Fiebig, M.: *Numerical simulation of 3D periodically fully developed flow between fins of a compact fin-tube heat exchanger*. HTD-Vol. 182, Advances in Heat Exchanger Design, Radiation, and Combustion ASME 1991. 37-41.
- [8] Brauer, H.: *Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln Teil 2: Einfluß der Rippen- und der Rohranordnung*. Chemie-Ing. Technik Nr. 6. 1961. 431-439.
- [9] Bohl, W.: *Technische Strömungslehre*. Vogel Verlag Würzburg 1991.
- [10] Böswirth, L.: *Technische Strömungslehre*. Vieweg Verlag Wiesbaden 2004.
- [11] Chen, Y.; Fiebig, M.; Mitra, N.K.: *Conjugate Heat Transfer of a Finned Oval Tube, Part A: Flow Patterns*. Numerical Heat Transfer 1998. 371-385.
- [12] Chen, Y.; Fiebig, M.; Mitra, N.K.: *Conjugate Heat Transfer of a Finned Oval Tube, Part B: Heat Transfer Behaviors*. Numerical Heat Transfer 1998. 387-401.
- [13] Chen, Y.: *Leistungssteigerung von Wärmeübertragern mit berippten Ovalrohren durch Längswirbelerzeuger*. Diss. Bochum 1997.
- [14] Elsner, N.: *Grundlagen der technischen Thermodynamik Bd. 2: Wärmeübertragung*. Akademie Verlag Berlin 1993.
- [15] Ferziger, J.H.; Peric, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer-Verlag Berlin 2002.
- [16] Fletcher, C.A.J.: *Computational techniques for fluid dynamics* Springer Verlag Berlin 1991.

- [17] FLUENT Incorporation: *Fluent 6 User's Guide*. Fluent Incorporated
- [18] Fujii, M.; Seshimo, Y.: *An experimental study on the performance of plate fin and tube heat exchangers at low Reynolds numbers*. Proceedings of the 3rd ASME/JSME Thermal Engineering Conference Vol.4. New York 1991. 449-454.
- [19] Gersten, K.: *Einführung in die Strömungslehre*. Vieweg Braunschweig 1984.
- [20] Glück: *Zustands- und Stoffwerte Wasser Dampf Luft Verbrennungsrechnung*. Bausteine der Heizungstechnik Berechnung Software, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin 1986.
- [21] Haaf, S.: *Wärmeübertragung in Luftkühlern*. in Handbuch der Kältetechnik, Bd. 6, Teil B. Wärmeaustauscher. Hrsg.: Plank, R. Berlin Springer Verlag 1988.
- [22] Griebel, M.; Dornseifer, T.; Neunhoffer, T.: *Numerical Simulation in Fluid Dynamics*. SIAM. Philadelphia 1998.
- [23] Grosse-Gorgemann, A.: *Numerische Untersuchung der laminaren oszillierenden Strömung und des Wärmeüberganges in Kanälen mit rippenförmigen Einbauten*. Diss. Bochum 1995.
- [24] Halici, F.; Taymaz, I.; Gündüz, M.: *The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers*. Energy 26. 2001. 963-972.
- [25] Hell, F.: *Grundlagen der Wärmeübertragung*. VDI- Verlag Düsseldorf 1982.
- [26] Hewitt, G.F.: *Hemisphere handbook of heat exchanger design*. Hemisphere Verlag New York 1990.
- [27] Hortmann, M.: *Numerische Simulation und Optimierung von Wärmeübertragern*. Diss. Erlangen 1996.
- [28] Jang, J.-Y.; Yang, J.-Y.: *Experimental and 3-D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers*. Heat Transfer Engineering 19. 1998. 55-67.
- [29] Jang, J.-Y.; Lai, J.-T.; Liu, L.-C.: *The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer 41. 1998. 3321-3337.
- [30] Kaminski, S.; Groß, U.: *Luftseitiger Wärmeübergang und Druckverlust in Lamellenrohr-Wärmeübertragern*. KI. Luft- und Kältetechnik 2000/1. 13-18.
- [31] Kaminski, S.: *Numerische Simulation der luftseitigen Strömungs- und Wärmetransportvorgänge in Lamellenrohr-Wärmeübertragern*. Diss. Freiberg 2001.
- [32] Kays, W. M.; London, A. L.: *Hochleistungswärmeübertrager*. Akademie Verlag Berlin 1973.
- [33] Madi, M.A.; Johns, R.A.; Heikal, M.R.: *Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers*. Int. Journal of Refrigeration 21. 1998. 507-517.
- [34] Matos, R.S.; Vargas, J.V.C.; Laursen, T.A.; Saboya F.E.M.: *Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer 44. 2001. 3953-3961.
- [35] Matos, R.S.; Laursen, T.A.; Vargas, J.V.C.; Bejan A.: *Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection*. Int. Journal of Thermal Sciences 2003. 1290-1301.

- [36] Matos, R.S.; Vargas, J.V.C.; Laursen, T.A.; Bejan A.: *Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection*. Int. Journal of Heat and Mass Transfer 47. 2004. 1347-1359.
- [37] Merker, G. P.; Hanke, H.: *Heat Transfer and Pressure Drop on the Shell-Side of Tube-Banks having Oval-Shaped Tubes*. Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 29 1986 1903-1909.
- [38] Merker, G. P.; Hanke, H.; Bähr, M.: *Zur Analogie zwischen Impuls- und Wärmetransport in quer angeströmten Ovalrohrbündeln*. Wärme- und Stoffübertragung Vol. 21 1987. 95-102.
- [39] Merker, G. P.; Bähr, M.: *Stoffübergang und Druckverlust in quer angeströmten Rohrbündeln mit versetzt angeordneten Profilveröhren*. Wärme- und Stoffübertragung Vol. 27 1992. 187-194.
- [40] Merker, G.P.; Eiglmeier, C.: *Fluid- und Wärmetransport, Wärmeübertragung*. B. G. Teubner Stuttgart 1999.
- [41] Michejew, M.A.: *Grundlagen der Wärmeübertragung*. VEB Verlag Berlin 1964.
- [42] Mon, M.S.: *Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers*. Diss. Freiberg 2003.
- [43] Obering, W.W.: *Wärmeaustauscher* Vogel Buchverlag 1999.
- [44] Paikert, P.; Schnell, H.; Thier, B.: *Energieeinsparung durch Optimierung von Wärmeprozessen. Rekuperatoren zur Nutzung gasförmiger Medienströme in: Wärmeaustauscher* Vulkan Verlag Essen 1994. 408-414.
- [45] Patankar, S.V.: *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* Hemisphere Publishing Corp. Washington 1980.
- [46] Plank, R.: *Handbuch der Kältetechnik, Teil B: Wärmeaustauscher*. Springer-Verlag Berlin 1988.
- [47] Herbert, O.: *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*. Vieweg Wiesbaden 2002.
- [48] Rich, D.G.: *The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Plate Fin-and Tube Heat Exchangers*. ASHRAE Transactions 79. 1973. 137-145.
- [49] Saboya, S.M.; Saboya, F.E.M.: *Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers*. Experimental Thermal and Fluid Science 24. 2001. 67-75.
- [50] Saboya, F.E.M.; Sparrow, E. M.: *Experiments on a three-row fin and tube heat exchanger*. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME No. 8. 1976. 520-522.
- [51] Saboya, F.E.M.; Sparrow, E. M.: *Effect of tube relocation on the transfer capabilities of a fin and tube heat exchanger*. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME 1974. 421-422.
- [52] Rocha, L.A.O.; Saboya, F.E.M.; Vargas, J.V.C.: *A comparative study of elliptical and circular section in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers*. Int. J. of Heat and Fluid Flow Vol. 18. 1997. 247-252.
- [53] Saboya, F.E.M.; Sparrow, E. M.: *Local and average transfer coefficients for one-row fin and tube heat exchanger configurations*. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME Series C Vol. 26. 1974 265-272.

- [54] Sanchez, M.; Mitra, N.K.; Fiebig, M.: *Improvement of Fin-Tube Heat Exchangers by Longitudinal Vortex Generators*. in Design and Operation of Heat Exchangers Proceedings, Springer Verlag Berlin 1992. 144-153.
- [55] Schlichting, H.; Gersten, K.: *Grenzschicht-Theorie*. Springer- Verlag Berlin 1997.
- [56] Schmidt, Th. E.: *Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern*. Kältetechnik Nr. 4. 1963. 98-102.
- [57] Schmidt, Th. E.: *Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern*. Kältetechnik Nr. 12. 1963. 370-378.
- [58] Schulz, K.: *Entwicklung und Erprobung optischer Verfahren zur Messung des lokalen konvektiven Wärmeübergangs mittels digitaler Bilderfassung*. Diss. Bochum 1996.
- [59] Schütz, G.; Kottke, V.: *Horseshoe Vortices and their Effect on Heat and Mass Transfer*. Proc. 6. Symp. Turbulent Shear Flows Conf. Toulouse, France 1987. Sept.
- [60] Schütz, G.; Kottke, V.: *Örtlicher Wärmeübergang und örtliche Wärmeströme in Rippenrohr-Wärmeübertragern*. Chem. Ing. Tech. 65. 1993. 195-197.
- [61] Shah, R.K.; Bhatti, M.S.: *Laminar Convective Heat Transfer in Ducts*. in Handbook of Single- Phase Convective Heat Transfer New York 1997.
- [62] Shah, R.K.; London, A.L.: *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data*. Advances in Heat Transfer Academic Press 1978.
- [63] Sikmann, H.E.: *Strömungslehre für den Maschinenbau*. Springer Verlag Berlin 2001.
- [64] Thiel, G.: *Die Auslegung von Gas-Dampf-Gemische-Kühlern bei niedrigen Dampf - Partialdrücken am Beispiel des Feuchtluftkühlers*. Diss. Aachen 1971.
- [65] Truckenbrodt, E.: *Fluidmechanik*. Springer Verlag Berlin 1992.
- [66] Tsai, S.F.; Tony, W.; Shen, W.H.: *Some physical insights into a two-row finned-tube heat transfer*. Computers & Fluids. Vol. 27. 1998. 29-46.
- [67] Uhlig, H.: *Untersuchungen zum Betriebsverhalten hochberippter Lamellenrohr-Kühler in der Klimatechnik*. Diss. RWTH Aachen 1977.
- [68] Umeda, S.; Yang W.-J.: *Interaction of von Karman vortices and intersecting main streams in staggered tube bundles*. Experiments in Fluids Vol. 26 1999. 389-396.
- [69] Valencia, A.: *Wärmeübergang und Druckverlust in Lamellen-Rohr-Wärmeübertragern mit Längswirbelerzeugern*. Diss. Bochum 1993.
- [70] VDI Wärmeatlas: *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. 8. Auflage Springer Verlag Berlin 1997.
- [71] Wadekar, V.V.: *Improving Industrial Heat Transfer - Compact and Not-SoCompact Heat Exchangers*. J. of Enhanced Heat Transfer Vol.5 1998. 53-69.
- [72] Wang, C.-C.; Chang, Y.-C.; Hsieh, Y.-C.; Lin, Y.-T.: *Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins*. Int. Journal of Refrigeration 19. 1996. 223-230.

- [73] Wang, C.-C.; Chi, K.-Y.: *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I.: new experimental data.* Int. Journal of Heat and Mass Transfer 43. 2000. 2681-2691.
- [74] Wang, C.-C.; Chi, K.-Y.; Chang, C.-J.: *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II.: Correlation.* Int. Journal of Heat and Mass Transfer 43. 2000. 2693-2700.
- [75] Webb, L.; Trauger, P.: *Flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry.* Experimental Thermal and Fluid Science Vol. 4. 1991. 205-217.
- [76] Yan, W.-M.; Sheen, P.-J.: *Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers, part II.: Correlation.* Int. Journal of Heat and Mass Transfer 43. 2000. 1651-1659.

6 Dank

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeiten als Stipendiat und assoziiertes Mitglied des Graduiertenkollegs “ Transportvorgänge in porösen Systemen der Verfahrens- und Geotechnik “ und als Mitarbeiter des Lehrstuhles Technische Thermodynamik an der TU Bergakademie Freiberg.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Ulrich Groß, der mir die Möglichkeit gab in Deutschland zu promovieren. Herr Professor Groß hat durch sein Verständnis, seine Bereitschaft zur wissenschaftlichen Diskussion und seinen Ansporn wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Jürgen Bast möchte ich mich für die Möglichkeit, meine Arbeit im Rahmen des Graduiertenkollegs anzufertigen, bedanken. Für das entgegengebrachte Interesse an meiner Arbeit möchte ich mich bei den Gutachtern Prof. Dr. rer. nat. habil. Frank Obermeier von der TU Freiberg und Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Huhn von der TU Dresden bedanken.

Für die wertvollen Hinweise zur Klärung offener Fragen möchte ich mich bei Frau Dr.-Ing. Silke Kaminski und bei Herrn Dr.-Ing. Ingo Riehl bedanken.

Bei den Mitarbeitern des Lehrstuhles bedanke ich mich für die freundschaftliche Aufnahme am Lehrstuhl und die angenehme Atmosphäre und die stets vorhandene Hilfsbereitschaft im fachlichen und sprachlichen Bereich. Bei Frau Dipl.-Ing. Rhenia Wulf möchte ich mich bedanken, dass sie ständig bereit war meine ganze Arbeit grammatisch zu korrigieren.

Dank gilt auch meinen Eltern, die mich während meines Aufenthaltes in Deutschland unterstützt und mir durch ihr Verständnis von Anfang an Mut gemacht haben.

Ein persönlicher Dank gilt meiner Frau Andi und meinem Sohn Csong, die es mit ihrer Geduld und ihrem Verständnis auch in schwierigen Momenten verstanden, mich zu motivieren und zu unterstützen.

Ich möchte allen, die mich bei der Anfertigung dieser Arbeit unterstützt haben, meinen herzlichen Dank sagen.