

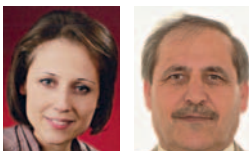
Lamellenrohr-Wärmeübertrager ·
Auslegung · Wärmeübertragung ·
Druckverluste · CFD · SolidWorks

In diesem Beitrag werden die Wirkungen wesentlicher Parameter (z.B. Kontakt zwischen Rohren und Lamellen, Luftgeschwindigkeit ...) auf die Wärmeübertragung dargestellt. Aufbauend darauf werden zwei neue effektive Auslegungen vorgestellt. In der ersten Auslegungsalternative werden die Rohre in eine Zickzackform umgestellt, wobei der Lamellenblock ebenfalls einen Zickzack bildet. In der zweiten Auslegungsalternative werden die Lamellen versetzt. Durch die Bestimmung der Anzahl der Rohrreihen, Lamellenhöhen und Lamellenabstände erfolgt in den neuen Auslegungen keine Erhöhung des Materialverbrauchs oder der Dimensionen der entwickelten Wärmeübertrager. Die Simulationsrechnungen zeigen eine Erhöhung der Wärmeübertragung um bis zu 57% oder eine Reduzierung des Materialeinsatzes bzw. des Volumens um ca. 36% bzw. 57%. Dabei sind Druckverluste relativ geringfügig.

Dimension and investigation of
finned-tube heat exchanger un-
der improving its heat transfer
properties

Finned-tube heat exchanger · Design ·
heat transfer · pressure losses · CFD ·
SolidWorks

In this paper we show the effects of important parameters (e.g. contact between tubes and fins, air velocity, etc ...) on the heat transfer. On this basis, two new effective designs are presented. In the first alternative design, the tubes are bent to form a zigzag shape, wherein the fin block also forms a zigzag. In the second one, the fins have an offset arrangement, giving a zigzag form to the fin bloc. The simulation results show a little increasing in pressure losses, but higher increasing of the heat transfer to 57% and reduction in the amount of material and volume needed to 36% and 57%, respectively.



Autoren

Dipl.-Ing. DIALA KARMO (l.)

Institut für Thermo- und Fluidodynamik,
Technische Universität Ilmenau

Prof. Dr.-Ing. habil. SALMAN AJIB (r.)

Fachbereich Umweltingenieurwesen und
Angewandte Informatik, Hochschule Ost-
westfalen-Lippe

Auslegung und Untersuchung von Lamellenrohr-Wärmeüber- tragern mit verbesserter Wärme- übertragung, Teil 1

Einleitung

Typische Lamellenrohr-Wärmeübertrager werden aus standardisierten Rohren und Lamellen aufgebaut, wobei das abzukühlende flüssige Medium (Wasser) durch die Rohre und die Luft zwischen den Lamellen mithilfe eines Ventilators fließt. Die Lamellen werden parallel zueinander, quer zur Rohrachse an den Rohren befestigt, um die Wärmeübertragungsflächen zu vergrößern. Durch die Temperaturdifferenz zwischen diesen zwei nicht mischbaren Medien in indirektem Kontakt findet der Wärmeübergang statt.

Die klassische Methode zur Steigerung der Effizienz von Wärmeübertragern ist vor allem, die Wärmeübertragungsflächen, Oberflächen von Rohren und Lamellen, zu vergrößern. Auf diese Weise werden Wärmeübertrager mit gewellten, gekrümmten oder geprägten Lamellen und/oder mit ellipsenförmigen Rohren hergestellt. Die Verbesserung der Wärmeübertragung ist deshalb häufig mit der Erhöhung des Materialeinsatzes, Druckverlusts und des Energieverbrauchs verbunden. Weiterhin besteht das Risiko, dass sich Biofilme auf den geprägten Oberflächen bilden. Sie gefährden Hygiene und Betriebssicherheit. Außerdem hat die Erhöhung der Rohroberfläche einen großen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der Wärmeübertrager (Bednarski u.a. [1]).

Zahlreiche Untersuchungen wurden entweder experimentell oder numerisch in diesem Gebiet ausgeführt und in den Fachbüchern veröffentlicht. Dabei handelt es sich vorwiegend um den Einfluss der verschiedenen geometrischen Parameter auf Wärmeübertragung, Druckverlust und Dimensionierung derartiger Wärmeübertrager. Beispielsweise wurde der Einfluss der Rohrreihenanzahl von Kaminski [10] numerisch untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass mit zunehmender Anzahl der Rohrreihen der Wärmeübergangskoeffizient abnimmt und gleichzeitig der Druckverlust zunimmt. Im Vergleich zu kreisförmigen Rohren ist

bei ovalförmigen Rohren das Nachlaufgebiet hinter den Rohren, in dem der Wärmeübergang an der Lamelle gering ist, kleiner (Schüz und Kottke [19]). Weiterhin steigert sich der Druckverlust beim Kreisrohr deutlicher mit der Erhöhung der Luftgeschwindigkeit als beim Ovalrohr (Jang u.a. [7, 8]). In der experimentellen Arbeit von Rich [17] wurde festgestellt, dass mit der Erhöhung des Lamellenabstands bei größeren Reynolds-Zahlen der mittlere Wärmeübergangskoeffizient sinkt. Im Gegensatz dazu ist der Reibungsbeiwert unabhängig vom Lamellenabstand im Geschwindigkeitsintervall von 1 bis 9 m/s und im Bereich 118-551 Lamellen/m.

Eine weitere Verbesserung der Wärmeübertragung in einem Wärmeübertrager kann durch die Neigung der Lamellen aus der vertikalen Ebene realisiert werden. Nach Sahin u.a. [18] wird ein optimaler Neigungswinkel der Lamellen von 30° empfohlen. Dabei erhöht sich die Wärmeübertragung auf Grund der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit der Luft zwischen den Lamellen. Weiterhin erfolgt eine Erhöhung des Druckverlusts. Während der Querschnitt der Lufteintrittsfläche mit der Veränderung des Neigungswinkels nicht geändert wird, reduzieren sich jedoch die Abstände zwischen den Lamellen. Ein Nachteil besteht darin, dass die Lamellenanzahl mit der Erhöhung des Neigungswinkels sinkt (Karmo u.a. [12]). Tab. 1 fasst die häufig verwendete Vorgehensweise zur Verbesserung der Wärmeübertragung und ihre Nachteile zusammen.

In dieser Arbeit werden zwei neue Auslegungsmethoden zur Auslegung effektiver Wärmeübertrager dargestellt. Ohne die Erhöhung der Wärmeübertragungsoberflächen oder der Abmaße des Wärmeübertragers soll dabei die Wärmeübertragung gesteigert werden. Nach diesen Vorgehensweisen lassen sich drei Auslegungsalternativen darstellen, modellieren und simulieren. Um die Effektivität der entwickelten Auslegungen zu



KI Kälte · Luft ·
Klimatechnik
INGENIEURWISSEN IN FORSCHUNG UND PRAXIS



Entdecken Sie weitere interessante
Artikel und News zum Thema auf
ki-portal.de!

Hier klicken & informieren!



überprüfen, werden ihre Kenngrößen (Wärmeübertragung, Druckverlust, Energieverbrauch, Materialverbrauch und Leistungskennzahl) im Vergleich zu einem handelsüblichen Wärmeübertrager (konventionelles Modell) verglichen. Dieser Wärmeübertrager wird sowohl in einem Windkanal als auch mithilfe der Simulation untersucht, um die Validierung der Simulationsmodelle zu testen. Die aus der Untersuchung des konventionellen Modells resultierenden Kenngrößen dienen als Referenzwerte, um sie mit Werten aus weiteren Untersuchungen der neuen drei Designalternativen zu vergleichen.

Modelle

Die Abmaße des konventionellen Wärmeübertragers und dadurch der entwickelten Modelle sind vor allem abhängig von den Dimensionen des Windkanals. Der Windkanal dient hierbei dazu, die Wärmeübertragung und Druckverluste bei unterschiedlichen Luftgeschwindigkeiten und -temperaturen zu untersuchen.

In den Arbeiten von Karmo und Al Kahteb [13, 14] wurden zwei neue Vorgehensweisen zur Auslegung von effektiven Wärmeübertragern entwickelt, wobei die Anordnung von Rohren und Lamellen bzw. Luftrichtung geändert wird, ohne die Wärmeübertragungsoberflächen oder die Abmaße des Wärmeübertragers zu erhöhen. Nach diesen Vorgehensweisen werden zickzackförmige Wärmeübertrager und Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen ausgelegt, die nachstehend dargestellt werden.

Konventioneller Wärmeübertrager

Die Größe bzw. Leistung des konventionellen Wärmeübertragers ist so auszuwählen, dass seine Abmessungen die Bedingungen des Windkanals erfüllen. Er besteht aus vier versetzt stehenden Rohrreihen und 62 senkrechten Lamellen, vgl. Bild 1. Die wichtigen geometrischen Daten werden in Tab. 2 dargestellt.

Zickzackförmiger Wärmeübertrager

Ausgehend von der Auslegung eines konventionellen Wärmeübertragers werden dabei die Änderungen der Anordnung von Lamellen und Rohren im entwickelten zickzackförmigen Wärmeübertrager beschrieben. Abb. 2 und 3 zeigen Schnittdarstellungen aus dem konventionellen bzw. dem entwickelten zickzackförmigen Wärmeübertrager.

1 Klassische Methoden zur Optimierung von Wärmeübertragern und ihre Nachteile		
Ziel	Optimierungsmethode	wesentliche Nachteile
Vergrößerung der Oberflächen	Erhöhung der Rohrreihen bzw. -anzahl und/oder Lamellenanzahl	Erhöhung des Materialeinsatzes, Energieverbrauchs, der Abmaße und der Kosten
Vergrößerung der Oberflächen	gewellte oder gekrümmte Lamellen	Erhöhung des Materialeinsatzes und Druckverlusts
Verbesserung der Turbulenz	geprägte Lamellen	Hygieneinspektionen und Reinigungen
Steigerung des Kontakts zwischen Rohren und Lamellen und Verkleinerung des Nachlaufgebiets hinter den Rohren	ovalförmige Rohre	Erhöhung der Kosten
Verbesserung der Turbulenz und Steigerung des Kontakts zw. Rohren und Lamellen	Lamellenneigung	Reduzierung der Lamellenanzahl



Bild des handelsüblichen Wärmeübertragers

Um die Lamellenanzahl nicht zu reduzieren oder die Dimensionen des Wärmeübertragers nicht zu erhöhen, wie beim Modell von Sahin u. a. [18], werden die Rohre geneigt und die Lamellen verbleiben vertikal, so dass die Rohrstücke in einem Winkel (β) geneigt bzw. mit einem Winkel von (2α) gebogen werden. Sie bilden zusammen mehrere bogen- oder knieförmige Rohrteilstücke.

Weiterhin durchstoßen die Rohrachsen die Oberflächen der Lamellen an den

gleichen Positionen wie in dem Fall ohne Neigung der Lamellen oder Rohre. Demzufolge bilden die Rohre bzw. der Wärmeübertrager eine Zickzackform. Das führt aber zur Erhöhung der Wärmeübertragerhöhe. Um das Problem zu lösen, sind die Lamellenhöhe, die Rohrreihenanzahl und die Abstände zwischen den Lamellen zu reduzieren. Weiterhin werden die aus der Reduzierung der Lamellenhöhe resultierenden Lamellenflächen zur Erhöhung der Lamellenanzahl be-

2 Die Geometrie des Wärmeübertragers im Labor	
Betrachtete Parameter	Simulationsdaten
Lamellendicke δ_l [mm]	0.2
Abstand zwischen den Lamellen S [mm]	3.00
äußerer Rohrdurchmesser d_o [mm]	15.4
innerer Rohrdurchmesser d_i [mm]	14.6
Anzahl der Reihen von Rohren N_R	4
Anzahl der Rohre in jeder Reihe N_{RR}	7

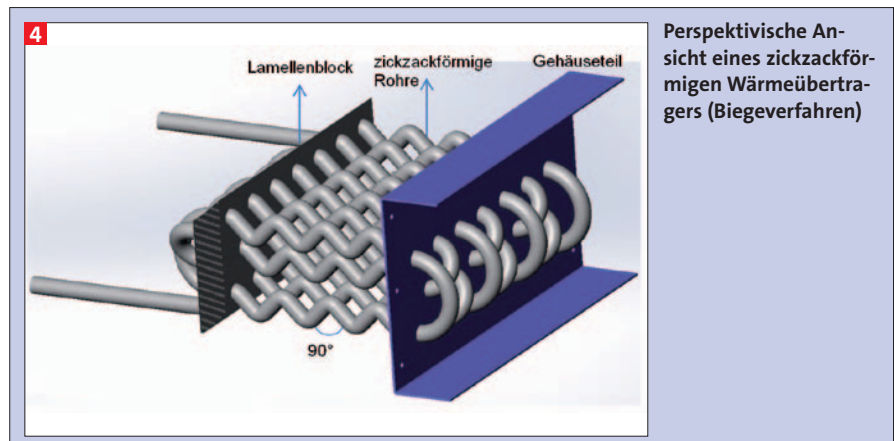
nen Rohrstückteilen unterscheiden. Generell können zwei Verfahren verwendet werden, um die zickzackförmigen Rohre herzustellen: Biegen und Löten bzw. Schweißen. Bei der Auswahl des Verfahrens ist der Herstellungsaufwand zu berücksichtigen. Allerdings muss die entstehende Achse des zickzackförmigen Rohrs in einer Ebene (vertikale Ebene) bleiben, um die Montage von Lamellen und Rohren zu ermöglichen. Das verlangt präzise Produktionsprozesse. Im Folgenden werden zwei Konstruktionen im Fall von $\alpha = 45^\circ$ kurz dargestellt.

Biegen

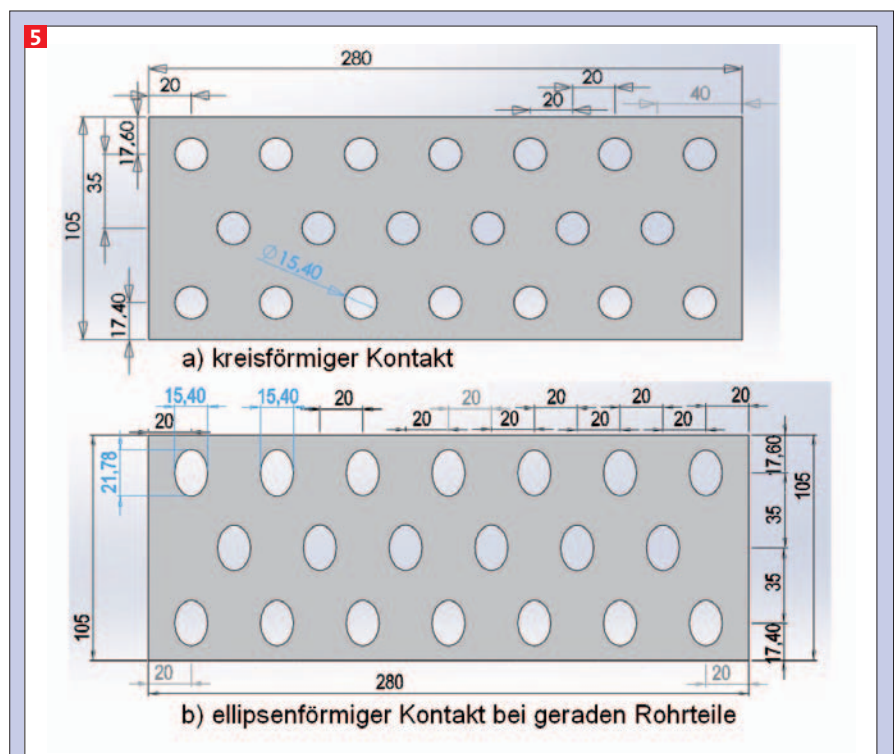
Ein einfaches Verfahren, mit dessen Hilfe zickzackförmige Rohre gefertigt werden können, ist das Biegen. Generell können Rohrbögen mithilfe von sogenannten Rohrbiegemaschinen gefertigt werden. Die Rohreigenschaften, wie z. B. Rohrmaterial, Rohraußendurchmesser, Biegeradius etc., müssen beim Biegen berücksichtigt werden. Also können im Prinzip Biegeradien, die das Sechs- bis Achtfache des Rohraußendurchmessers betragen, problemlos gebogen werden [2]. Bei kleineren Biegeradien muss spezielle Technik verwendet werden, vgl. Abb. 4. Auf dem Markt findet man standardisierte Rohrbögen im 90° Winkel, die aber miteinander verlötet werden müssen. Weiterhin besteht das Problem, die Lamellen auf den geraden und gebogenen Rohrteilen zu befestigen. Dabei können die physikalischen Kontakte zwischen Lamellen und Rohren elliptisch oder kreisförmig sein (vgl. Karmo u. a. [11] und Abb. 5). Das führt allerdings zur Erhöhung der Herstellungskosten.

Löten

Im Rahmen dieses Verfahrens sind die Rohre zuerst im Winkel von 45° (Teil 3) und im Winkel von $22,5^\circ$ bzw. 45° (Teil 1 und 2) zuzuschneiden und die Rohrstücke miteinander wie in Abb. 6 und 7 zu verlöten. Zur Herstellung eines zickzackförmigen Rohres werden jeweils zwei Rohrstücke (Teil 1 und 2) und zehn Rohrstücke (Teil 3) benötigt. Die Hauptvorteile dieser Konstruktion bestehen einerseits darin, dass alle Werte des Winkels α realisierbar sind. Andererseits können die meisten Lamellen mit standardisierten Lötschern (Ellipsenförmig) einfach montiert werden, wie beim konventionellen Modell. Im Vergleich zum Biegeverfahren treten hierbei auch zusätzliche Kosten auf. Werden

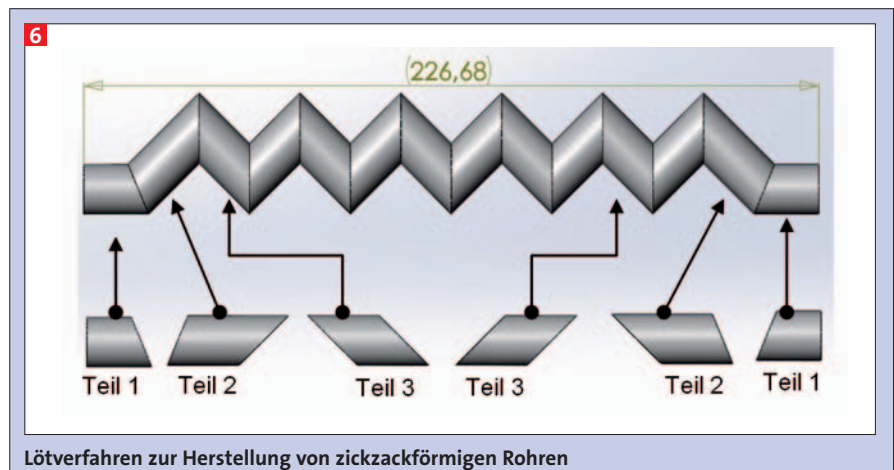


Perspektivische Ansicht eines zickzackförmigen Wärmeübertragers (Biegeverfahren)

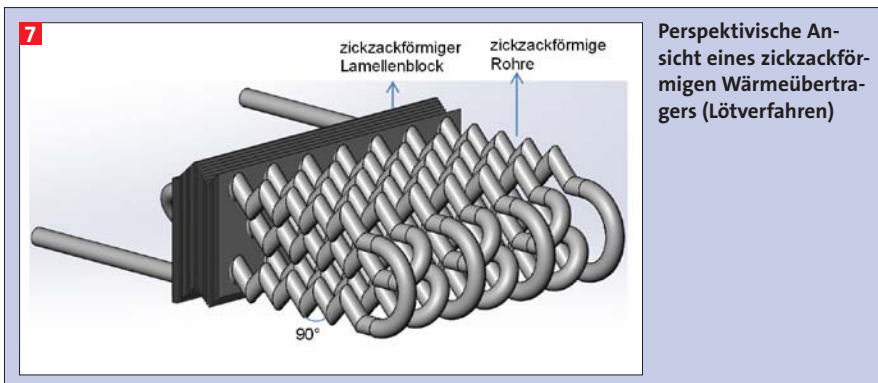


Lamellendimensionen

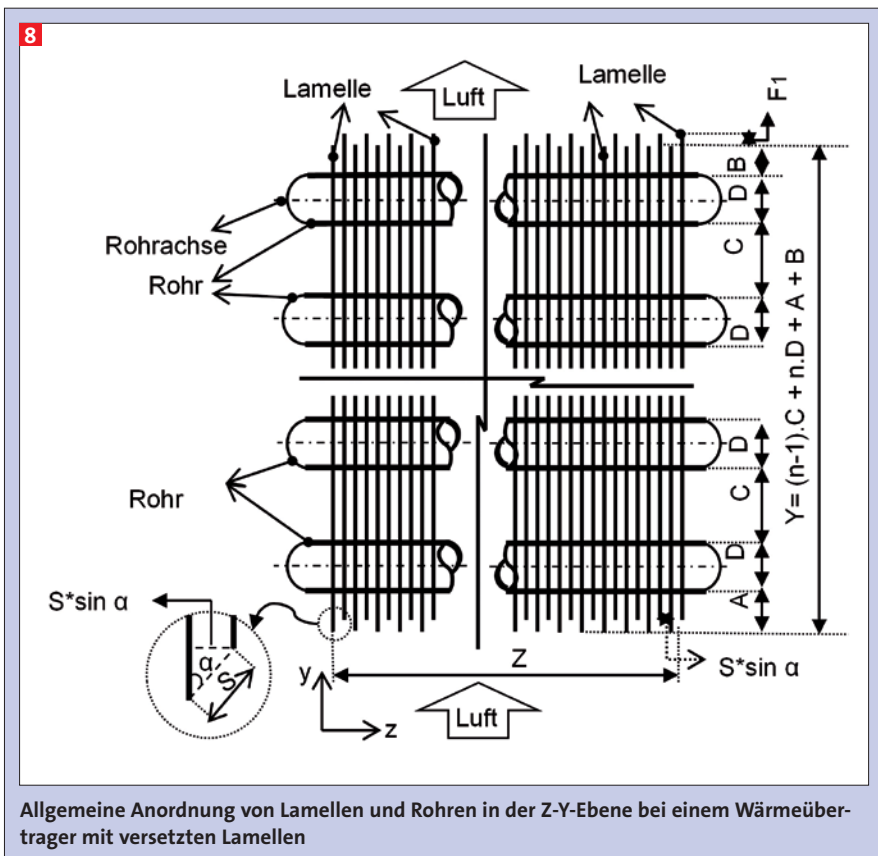
Bei der numerischen Untersuchung wird angenommen, dass die Fertigung der zickzackförmigen Rohre in den Konstruktionen (Zickzackform 1 und 2) nach dem Lötverfahren erfolgt.



Lötverfahren zur Herstellung von zickzackförmigen Rohren



Perspektivische Ansicht eines zickzackförmigen Wärmeübertragers (Lötverfahren)



Allgemeine Anordnung von Lamellen und Rohren in der Z-Y-Ebene bei einem Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen

die Fertigungsprozesse (Schneiden, Löten) automatisiert, so kann von geringer Erhöhung des Herstellungsaufwandes gesprochen werden.

Wärmeübertrager mit versetzten Lamellen

Das Hauptziel dieser Auslegung ist die Erhöhung der Geschwindigkeit und Turbulenz der Luft, ohne dass weitere Kosten anfallen. Im Vergleich zum konventionellen Modell (Abb. 2) werden hier jeweils benachbarte, zur X-Y-Ebene parallele Lamellen, in Y-Richtung (Strömungsrichtung der Luft) um einen kleinen Betrag F_1 abwechselnd verschoben (vgl. Abb. 8). Um die Lufteintrittsfläche konstant zu halten, sind gleichzeitig die

Abstände zwischen den Lamellen zu verkleinern. Also bleibt der Abstand S zwischen zwei benachbarten Lamellen konstant.

Die Reduzierung der Abstände zwischen den einzelnen Lamellen führt dazu, dass sich die Anzahl der Lamellen erhöhen lässt. Analog zur oben dargestellten Zickzackform lässt sich die Lamellenhöhe bzw. Rohrreihenanzahl reduzieren. Dabei ist jedoch zu beachten, dass zur Erhaltung des Volumenstroms zwischen den Lamellen die Ventilatorleistung zu erhöhen ist. Diese Erhöhung der Ventilatorleistung ist sehr gering im Vergleich zur Erhöhung der Wärmeübertragungswerte. Durch Variieren der Parameter F_1 und S_1 ergeben sich unter-

schiedliche Designalternativen. Die wichtigen ermittelten geometrischen Daten des konventionellen Modells, der Zickzackform 1 beziehungsweise 2 und des Modells mit versetzten Lamellen (Lamellenversetzung) werden in Tab. 3 dargestellt.

Literaturverzeichnis

- [1] Bednarski, C., Buschmann, M. H., Rosenbaum, H., Summerer, F.: Expertenumfrage: Welches Optimierungspotenzial hat ein Wärmeübertrager? KI Kälte- Luft- Klimatechnik 20 (2011)
- [2] Deutsches Kupferinstitut (Herausgeber): Die fachgerechte Kupferrohr-Installation: Eigenschaften, Verarbeitung, Verwendung, http://www.kupferinstitut.de/fileadmin/user_upload/kupferinstitut.de/de/Documents/Werkstoffe/Anwendung/Bau/Rohr/i158.pdf. Zuletzt geprüft am 28.08.2014 um 15:00Uhr.
- [3] FLUENT Incorporation, Fluent 15 User's Guide. Fluent Incorporated
- [4] Ferziger, J. H., Peric, M.: Computational Methods for Fluid Dynamics. Third ed., Springer Verlag, Berlin, 2002
- [5] Gersten, K.: Einführung in die Strömungslehre. Vieweg, Braunschweig, 1984
- [6] István, R.: Numerische Untersuchung des luftseitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes in Lamellenrohr- Wärmeübertragern mit verschiedenen Rohrformen. Dissertation, Universität Bergakademie Freiberg, 2004
- [7] 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
- [8] 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
- [9] Kacac, S., Yener, Y.: Convective Heat Transfer. Second ed., CRC Press, Boca Raton, FL (1995), 279-30
- [10] Kaminski, S.: Numerische Simulation der luftseitigen Strömungs- und Wärmetransportvorgänge in Lamellenrohr-Wärmeübertragern, Dissertation, Universität Freiberg, 2001
- [11] Kaminski, S. und Groß, U.: Luftseitiger Wärmeübergang und Druckverlust in Lamellenrohrwärmeübertragern. KI. Luft- und Klimatechnik 2000/1. 13-18
- [12] Karmo, D., Ajib, S., Al Khateeb, A.: New method for designing an effective finned heat exchanger Applied Thermal Engineering, 51 (2013) 539-550
- [13] Karmo, D., Al Khateeb, A.: Lamellen-Rohr-Wärmetauscher mit verbesserter Wärme-

übertragung, DE 10 2012 007 063. A1, 10.10.2013

[14] Karmo, D., Al Khateeb, A.: Lamellen-Rohr-Wärmetauscher mit verbesserter Wärmeübertragung DE 10 2012 007 570.A1, 17.10.2013

[15] Özisik, M. N.: Heat Transfer, A Basic Approach (International Ed.), McGraw-Hill Book Company, 1985

[16] Plank, R.: Handbuch der Kältetechnik, Teil B: Wärmeaustauscher. Springer-Verlag Berlin, 1988

[17] Rich, D. G.: The effect of the fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin- and-tube heat exchanger, Ashrae Trans.17 (1973), 137-145

[18] Sahin, H., Dal, A. R., Baysal, E.: 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger. Applied Thermal Engineering 27 (2007), 1806–1816

[19] Schüz, G., Kottke, V.: Horseshoe Vortices and their Effect on Heat and Mass Transfer, Proc. 6. Symp, Turbulent Shear Flows Conf., Toulouse, France, 1987. Sept.

[20] Stephan, K., Mitrović, J.: Maßnahmen zur Intensivierung des Wärmeübergangs. Chem.-Ing.-Tech.56 (1984), 427-431.

[21] Umeda, S., Yang, W.-J.: Interaction of von

Karman vortices and intersecting main streams in staggered. Experiments in Fluids, Springer Verlag, 26 (1999), 389-396

[22] VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für

den Wärmeübergang, Druckverlust bei der Strömung durch Leitungen mit Querschnittsänderung, 9. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2002

3 Simulationsdaten der untersuchten Modelle				
Betrachtete Parameter	konventionelles Modell	Zickzackform 1	Zickzackform 2	Lamellenversetzung
δ_L [mm]	0,2	0,2	0,2	0,2
S_1 [mm]	-	2,21	1,5	2,21
S [mm]	3	3	3	3
d_o [mm]	15,4	15,4	15,4	15,4
d_i [mm]	14,6	14,6	14,6	14,6
N_R	4	3	2	3
N_{RR}	7	7	7	7
N_L	62	85	116	85
α	-	45°	30°	45°
β	-	45°	60°	-
K [mm]	-	17,5	70	-
M [mm]	-	35	80,8	-
L [mm]	-	25	80,8	-
F_1 [mm]	-	-	-	2,6
L_R [mm]	800	800	800	800

Abkürzungsverzeichnis		
	Bedeutung	Einheit
A_{GR}	Grundrohrfläche	m ²
A_L	Lamellenfläche	m ²
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	kJ/kg K
d_{aeo}	äquivalenter Durchmesser	mm
d_i	innerer Rohrdurchmesser	mm
d_o	äußerer Rohrdurchmesser	mm
F_1	Versetzbetrag (Abb. 8)	mm
k	Wärmeleitfähigkeit	W/m K
K, L, M	Abmaße in Abb. 3	mm
L_R	Gesamtlänge der Rohre	mm
\dot{m}	Massenstrom der Luft oder des Wassers	Kg/s
N_L	Lamellenanzahl	
N_R	Anzahl der Reihen von Rohren	
N_{RR}	Anzahl der Rohre in jeder Reihe	
P	Druck	Pa
P	Energieverbrauch	W
ΔP	statischer Druckabfall über Berechnungsgebiet	Pa
\dot{Q}	Wärmestrom	W
S	Abstand zwischen den Lamellen	mm

Abkürzungsverzeichnis		
	Bedeutung	Einheit
S_1	Abstand zwischen den Lamellen = $S \sin \alpha$ (Abb. 3 und 8)	mm
S_l	Längsteilung der Rohre	mm
T	Temperatur	K
T_{Laus}	massengemittelte Lufttemperatur aus der lokalen Temperaturverteilung im Austrittsquerschnitt	K
T_{Lein}	Luft Eintrittstemperatur	K
$T_{GR} = T_W$	Rohrwandtemperatur	K
\bar{T}_L	flächengemittelte Lamellentemperatur	K
\bar{T}_B	mittlere Temperatur der Luft	K
u	Geschwindigkeit	m/s
\dot{V}	Volumenstrom der Luft oder des Wassers	m ³ /s
$2\alpha^\circ$	Biege Winkel des Rohrs (Abb. 3)	
β°	Neigungswinkel des Rohrs (Abb. 3)	
ρ, ρ_L	Luftdichte	Kg/m ³
Φ	allgemeine Erhaltungsgröße	
Γ_φ	kinematische Diffusivität für die Skalare	
μ	dynamische Viskosität der Luft	Kg/ms
λ	Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/m K
$\eta_{Ven, Pumpe}$	Wirkungsgrad des Ventilators oder der Pumpe	