

**Investigation of the Effects of Baffle Orientation, Baffle Cut and Fluid Viscosity
on Shell Side Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in an E-Type Shell
and Tube Heat Exchanger**

A Dissertation accepted by the Faculty of
Energy Technology, Process Engineering and Biological Engineering of the
University of Stuttgart
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Doctor of Engineering Sciences (Dr.-Ing.)

by
Koorosh Mohammadi, B. Sc., M. Sc.
born in Abadan, Iran

*Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering
University of Stuttgart, Germany
February 2011*

Supervisor : Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen
Co-Referee : Prof. Dr.-Ing. habil. Holger Martin

Date of Oral Examination: 28. February, 2011

Contents

Contents	page v
Acknowledgment	vii
Nomenclature	xi
Zusammenfassung	xix
Abstract	xxi
1. Introduction	1
1.1 Industrial Heat Exchangers	1
1.2 Shell and Tube Heat Exchangers: Applications and Main Components	2
1.2.1 Tubes	2
1.2.2 Tube Sheets	3
1.2.3 Shell and Shell-Side Nozzles	3
1.2.4 Tube-Side Nozzles	3
1.2.5 Pass Divider	4
1.2.6 Baffles	4
1.3 Tubular Exchangers Manufacturers Association (TEMA) Design Code	6
1.4 Shell and Tube Heat Exchangers with E-Shell	7
2. Shell and Tube Heat Exchanger Design Methods	9
2.1 Performance of Heat Exchanger	9
2.2 Basic Design Equations and Methods	9
2.3 Calculation of Shell-Side Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop	10
2.3.1 Heat Transfer and Pressure Drop for Unbaffled Tube Bank	11
2.3.2 Shell-Side Heat Transfer and Pressure Drop	12
3. Limitation of Common Calculation Methods with Respect to the Effect of Baffle Orientation	17
3.1 Geometrical Difference in Baffle Orientation	17
3.2 Definition of Baffle Orientation	20
3.3 Minimum Shortcut Distance	21
3.4 The Necessity of the Investigation of the Effect of Baffle Orientation	24
4. Application of CFD for the Present Heat Exchanger Investigations	25
4.1 Model Characteristics	25
4.1.1 Mesh Qualification	25
4.1.2 Determination of Mesh Size and Structure	26
4.2 Numerical Model	28
4.2.1 Governing Equations	28
4.2.2 Turbulence	29
4.2.3 Near Wall Treatment of the Flow	29
5. Effect of Baffle Orientation, Baffle Cut and Fluid Viscosity on Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in the Inlet Zone of Shell and Tube Heat Exchangers without Leakages	31
5.1 Geometry and Mesh Structure	31
5.2 CFD Model for the Study of Inlet Zone Effects	31
5.2.1 Boundary Conditions	34
5.2.2 Thermophysical Properties of Working Fluids	35
5.2.3 Settings	36
5.2.4 Mesh Validations	36
5.2.4.1 Mesh Dependency	36
5.2.4.2 Reliability of Mesh Structure for Wall Function Treatment	37
5.3 Performance of the Inlet Zone in the Domain of Laminar and Turbulent Flow	38

5.4	Validation and Sensibility Analysis	52
5.4.1	<i>Validation with Experimental Data for Ideal Tube Banks</i>	52
5.4.2	<i>Error Analysis</i>	52
5.4.3	<i>Sensibility Analysis</i>	55
5.4.4	<i>Validation with VDI Method</i>	56
5.5	Performance of the Inlet Zone Subject to Different Shell-Side Fluid Viscosities	57
5.5.1	<i>Pressure Drop</i>	57
5.5.2	<i>Heat Transfer Coefficient</i>	59
5.6	Semi-Analytical Model for the Performance of the Inlet Zone of Shell and Tube Heat Exchangers without Leakages	65
5.6.1	<i>Performance Factor of Water at Baffle Cut 24%</i>	65
5.6.2	<i>Consideration of Different Working Fluids</i>	67
5.6.3	<i>Effect of Different Baffle Cuts</i>	70
6.	Effect of Baffle Orientation and Fluid Viscosity on Shell-Side Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in a Complete Shell and Tube Heat Exchanger without Leakages	75
6.1	Geometry	75
6.2	Meshing and Grid Configuration	75
6.3	Boundary Conditions	76
6.4	Modelling Options and Numerical Setups	78
6.5	Validity of Wall Function Treatment	79
6.6	Shell-Side Fluids	79
6.7	Stability and Iterative Error of Calculation	80
6.8	Final Results and Discussion	80
7.	Effect of Baffle Orientation and Fluid Viscosity on Shell-Side Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in a Complete Shell and Tube Heat Exchanger with Leakages	85
7.1	Geometry: Complete Shell and Tube Heat Exchanger with Leakages	85
7.2	Mesh Structure	85
7.3	Boundary Conditions and Physical Properties of Shell-Side Fluids	86
7.4	Comparison	87
7.5	Effect of Leakages on Performance	88
7.5.1	<i>Stream Analysis</i>	88
7.5.2	<i>Discussion of the Numerical Results</i>	92
8.	Conclusions and Outlook	111
	References	R1
	Appendix A: TEMA Designation System	A1
	Appendix B: HTRI Bundle Specification	A3
	Appendix C: Derivation of Sensibility Analysis Equation	A5
	Appendix D: Tube Layout for Shell and Tube Heat Exchanger with 660 Tubes	A9

Zusammenfassung

Zur Bestimmung des Einflusses der Umlenklechanordnung und des Umlenklechausschnitts sowie der Viskosität des Arbeitsfluids auf den mantelseitigen Wärmeübergang und Druckverlust eines Rohrbündelwärmeübertragers im laminaren und turbulenten Bereich wird das kommerzielle CFD-Programm FLUENT eingesetzt. Luft, Wasser und Motoröl werden als mantelseitige Arbeitsmedien betrachtet. Die betrachteten Rohrbündelwärmeübertrager erfüllen die TEMA-Standards. Die Untersuchung wurde in drei Schritten durchgeführt:

1. Der Rohrbündelwärmeübertrager besteht aus 660 glatten Röhren mit festem Außendurchmesser, die in Dreieckteilung versetzt angeordnet sind. Es wird eine horizontale und vertikale Anordnung der Umlenkleche sowie drei Öffnungsweiten, 20%, 24% und 30% des Mantelinnendurchmessers betrachtet. Die Leckageströme in den Bohrungsspielräumen und im Spalt zwischen Umlenklech und Mantel werden nicht berücksichtigt. Die Untersuchung wurde auf die Einlasszone angewendet, um den Effekt der Umlenklechanordnung, des Umlenklechausschnitts und der Viskosität des mantelseitigen Fluids auf die mantelseitige Leistung in der Einlasszone zu bestimmen.

Für die jeweiligen Umlenklechanordnungen, Umlenklechausschnitte und Arbeitsfluide werden verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten am Einlass untersucht. Diese Geschwindigkeiten werden durch die Reynoldszahl am Einlass Re_{inlet} charakterisiert, welche sich auf die Geschwindigkeit in dem Einlassstutzen, den Innendurchmesser des Einlassstutzens und die physikalischen Eigenschaften des mantelseitigen Fluids bei Einlassdruck und -temperatur bezieht. Wärmeübergang und Druckverlust werden als allgemeine Nusselt-Zahl (Nu oder Nu_{shell}) beziehungsweise Kármán-Zahl (Nk) angegeben. Die Definition von Nu_{shell} erfolgt entsprechend dem VDI Wärmeatlas [VDI-2006]. Ergebnisse für alle geometrischen Variationen zeigen, dass sich Nk proportional zu Re^2 und Nu zu Re^m verhält, wobei $0,6 \leq m \leq 0,8$.

Ein für die Bewertung von Rohrbündelwärmeübertragern geeigneter mantelseitiger Gewinnfaktor wird als Verhältnis von mantelseitigem Wärmeübergangskoeffizienten zu mantelseitigem Druckverlust eingeführt. Um die Unterscheidung zwischen horizontaler und vertikaler Orientierung der Umlenkleche zu vereinfachen, wird ein Leistungsfaktor Φ , als das Verhältnis des Gewinnfaktors von horizontal angeordneten Umlenklechen zum Gewinnfaktor bei vertikaler Umlenklechanordnung, verwendet. Die Simulationsergebnisse zeigen den Vorteil der horizontalen Umlenklech-orientierung im Vergleich zur vertikalen Orientierung, insbesondere für Luft (d.h. Gas) als mantelseitigem Fluid. Bei einem Umlenklechausschnitt von 30% erreicht der Leistungsfaktor seinen Maximalwert für alle mantelseitigen Fluide, während der minimale Wert des Leistungsfaktors bei einer Umlenklechöffnung von 24% beobachtet wird.

Simulationsergebnisse für den Einlassbereich zeigen, dass die horizontale Umlenklechorientierung im Vergleich zur vertikalen Orientierung einen bis zu 20% höheren Druckverlust zur Folge hat. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass die Nusselt-Zahl für die horizontale Umlenklechanordnung etwa 15% bis 52% höher ist, als die Nusselt-Zahl für die vertikale Anordnung.

Für Wasser und Motoröl ist der Gewinnfaktor Γ für die horizontale Umlenklechorientierung bis zu 20% größer als der Gewinnfaktor für die vertikale Orientierung. Für Luft als mantelseitigem Fluid ist der Wert für Γ für die horizontale Orientierung bis zu 40% größer als bei der vertikalen Orientierung.

2. Um einen vollständigen Rohrbündelwärmeübertrager zu simulieren, wird ein Rohrbündelwärmeübertrager mit denselben geometrischen Abmessungen wie im

vorhergehenden Schritt betrachtet. Wieder werden keine Leckageströme berücksichtigt. Für die numerischen Berechnungen wird der Wärmeträger in acht verschiedene Strömungsbereiche, wie Ein- und Auslasszone und sechs mittlere Strömungsabschnitte, die sich zwischen benachbarten Umlenklechen befinden, geteilt. Um den Einfluss der Viskosität auf den Wärmeübergang und den Druckverlust zu bestimmen, werden Simulationen für die beiden Arbeitsfluide Luft und Wasser durchgeführt.

Für alle Umlenklechorientierungen und -ausschnitte, sowie für alle Arbeitsfluide werden Simulationen für fünf Einlassreynolds-Zahlen, $3,9 \times 10^4 \leq Re_{inlet} \leq 1,16 \times 10^6$, durchgeführt.

Die Simulationsergebnisse zeigen den Vorteil der horizontalen gegenüber der vertikalen Umlenklechanordnung, insbesondere in der Ein- und Auslasszone, für alle untersuchten mantelseitigen Arbeitsfluide.

Der Leistungsfaktor für die horizontale Anordnung der Umlenkleche ist in den mittleren Umlenklechbereichen etwa gleich dem Leistungsfaktor für die vertikale Anordnung, wenn flüssiges Wasser als mantelseitiges Fluid verwendet wird. Für Luft ist ein Vorteil der vertikalen gegenüber der horizontalen Umlenklechanordnung erkennbar.

- Um einen realen vollständigen Rohrbündelwärmeübertrager zu simulieren, wird ein Rohrbündelwärmeübertrager bestehend aus 76 Rohren mit festem Außendurchmesser betrachtet. Die Rohre sind in Dreieckteilung versetzt angeordnet. Die Leckageströme in den Bohrungsspielräumen und den Spalten zwischen Umlenklechen und Mantel werden mit einbezogen. Wie bei den vorhergehenden Schritten wird die horizontale und vertikale Umlenklechanordnung berücksichtigt, der Umlenklechsausschnitt jedoch auf 20% des Mantelinnendurchmessers festgelegt. Dadurch wird das Verhältnis der Wärmeübergangsfläche der Rohre im Umlenklechfenster zur Wärmeübergangsfläche der Rohre in einem Umlenklechzwischenraum annähernd so groß wie der zugehörige Wert des Rohrbündelwärmeübertragers mit 660 Rohren. Um den Einfluss der Viskosität auf den Wärmeübergang und den Druckverlust zu bestimmen, werden Simulationen für die drei Arbeitsfluide Luft, Wasser und Motoröl bei Prandtl-Zahlen zwischen 0,7 und 1798,8 bezogen auf SATP-Bedingungen durchgeführt.

Für alle Umlenklechorientierungen und -ausschnitte, sowie für alle Arbeitsfluide werden Simulationen für fünf Einlassreynolds-Zahlen im Bereich von $2,0 \times 10^4 < Re_{inlet} < 10^5$ durchgeführt.

Die Simulationsergebnisse zeigen den Vorteil der horizontalen gegenüber der vertikalen Umlenklechanordnung, insbesondere in der Ein- und Auslasszone, für alle untersuchten mantelseitigen Arbeitsfluide.

Die Simulationsergebnisse zeigen einen signifikanten Einfluss der Umlenklechorientierung auf den mantelseitigen Druckverlust und Wärmeübergang von Rohrbündelwärmeübertragern. Im Gegensatz zu den Ergebnissen der vorausgegangenen Simulationen zeigen die Ergebnisse, dass die vertikale Umlenklechorientierung in Rohrbündelwärmeübertragern mit Verlustströmen vorteilhafter als die horizontale Orientierung ist. Dieser Vorteil (einer vertikalen gegenüber einer horizontalen Anordnung der Umlenkleche) ist bei Gasen deutlicher.

Als Fazit ergibt sich, dass ein Vergleich der Rechenergebnisse mit und ohne Berücksichtigung der Leckageströme unterschiedliche Verhalten aufzeigt. Dies macht deutlich, dass die Berücksichtigung von Leckageströmen in den Bohrungsspielräumen und im Spalt zwischen Umlenklech und Mantel sowie von Bypassströmen von Bedeutung ist.

Abstract

The commercial CFD code FLUENT is used to determine the effect of baffle orientation and baffle cut as well as viscosity of the working fluid on the shell-side heat transfer and pressure drop of a shell and tube heat exchanger in the domain of laminar and turbulent flow. Air, water and engine oil are considered as shell-side fluids. The shell and tube heat exchangers considered follow the TEMA standards. The investigation has been completed in three stages:

1. The shell and tube heat exchanger consists of 660 plain tubes with fixed outside diameter which are arranged in a triangular layout. Horizontal and vertical baffle orientations as well as three baffle cuts, 20%, 24% and 30% of shell inside diameter, are considered. No leakage flow in tube-to-baffle gaps and baffle-to-shell gaps is considered. The investigation has been applied for the inlet zone, in order to find the effect of baffle orientation, baffle cut and viscosity of shell-side fluid on the shell-side performance of the inlet zone.

For each baffle orientation, baffle cut and working fluid, different flow velocities at inlet are investigated. These velocities are introduced as inlet Reynolds number Re_{inlet} which is defined based on the velocity at the inlet nozzle, inside diameter of the inlet nozzle and the physical properties of the shell-side fluid at inlet pressure and temperature. Heat transfer and pressure drop are reported as overall Nusselt number (Nu or Nu_{shell}) and Kármán number (Nk), respectively. Nu_{shell} is defined according to VDI Wärmeatlas [VDI-2006]. Results for all geometrical variations show that Nk is proportional to Re^2 and Nu is proportional to Re^m , where $0.6 \leq m \leq 0.8$.

A shell-side gain factor suitable for the assessment of shell and tube heat exchangers is introduced as ratio of the shell-side heat transfer coefficient to the shell-side pressure drop. To facilitate the decision between horizontal and vertical baffle orientation, a performance factor Φ is used as ratio of the gain factor for horizontally orientated baffles to the gain factor for vertical baffle orientation.

The simulation results show the advantage of the horizontal baffle orientation over the vertical orientation, especially for air (i.e. gas) as shell-side fluid. At baffle cut 30%, the performance factor reaches its maximum value for all shell-side fluids, while the minimum value of performance factor is observed at baffle cut 24%.

Simulation results for the inlet region show that the horizontal baffle orientation produces up to 20% higher pressure drop than the pressure drop in vertical baffle orientation. The results also show that the Nusselt number for horizontal baffle orientation is approximately 15% to 52% higher than the Nusselt number for vertical orientation.

For water and engine oil, the gain factor Γ for horizontal baffle orientation is up to 20% more than the gain factor for vertical baffle orientation. For air as shell-side fluid, the value of Γ for horizontal baffle orientation is up to 40% more than the value of Γ for vertical baffle orientation.

2. In order to simulate the complete shell and tube heat exchanger, a shell and tube heat exchanger with the same geometrical aspects used in the previous stage is considered. Again, no leakage flows are taken into account. For the numerical investigations the heat exchanger is subdivided into eight different flow sections such as the inlet zone, six intermediate flow sections located between adjacent baffles and the outlet zone. In order to determine the effect of viscosity on heat transfer and pressure drop, simulations are performed for the two working fluids; air and water.

For each baffle orientation, baffle cut and working fluid, simulations are performed for five inlet Reynolds numbers; $3.9 \times 10^4 \leq Re_{inlet} \leq 1.16 \times 10^6$.

The simulation results show the advantage of the horizontal baffle orientation over the vertical orientation, particularly in the inlet and outlet zone for all investigated shell-side fluids.

The performance factor for horizontal baffle orientation is approximately equal to the performance factor for vertical baffle orientation at intermediate baffle spacing zones when liquid water is used as shell-side fluid. For air, the benefit of vertical baffle orientation on horizontal baffle orientation is noticeable.

3. In order to simulate a real complete heat exchanger, a shell and tube heat exchanger consisting of 76 tubes with fixed outside diameter is considered. The tubes are arranged in a triangular layout. The tube-to-baffle and baffle-to-shell leakages are also taken into account. Similar to the previous stages, horizontal and vertical baffle orientations are considered, but the baffle cut is fixed to 20% of shell inside diameter. This will make the ratio of the heat transfer area of the tubes in the baffle window to the heat transfer area of the tubes in one baffle spacing zone similar to the corresponding ratio for the heat exchanger with 660 tubes. In order to determine the effect of viscosity on heat transfer and pressure drop, simulations are performed for three working fluids air, water and engine oil with Prandtl numbers in the range of 0.7 to 1798.8 based on the standard ambient pressure and temperature.

For each baffle orientation, baffle cut and working fluid, simulations are performed for five inlet Reynolds numbers in the range $2.0 \times 10^4 < Re_{inlet} < 10^5$.

The simulation results show the advantage of the horizontal baffle orientation over the vertical orientation, particularly in the inlet and outlet zone for all investigated shell-side fluids.

The simulation results show a significant influence of the baffle orientation on the shell-side pressure drop and heat transfer of shell and tube heat exchangers. Contrary to the outcomes of the previous simulations, the results show that in shell and tube heat exchanger with leakage flows the vertical baffle orientation seems to be more advantageous than the horizontal orientation. The benefit of vertical baffle orientation over horizontal baffle orientation is more noticeable for gases.

As a final conclusion, the comparison of calculation results with and without leakage flows identifies different behaviour and underlines the importance of a consideration of tube-to-baffle and baffle-to-shell leakage and bypass streams for the prediction of the performance factor of technical heat exchangers.