

## تحلیل نحوه توزیع جریانهای سمت پوسته مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته-لوله به روش مدل‌سازی شبکه هیدرولیکی جریان

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، دانشگاه علم و فن ارومیه، ایران  
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران  
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

امیر عسگری طاهری\*  
شهرام خلیل آریا  
صمد جعفرمدار

### چکیده

در این مقاله مقایسه دبی جرمی جریانهای مختلف سمت پوسته مبادله‌کن‌های گرمایی بر اساس تغییرات برش بافل و فاصله بافل از هم به روش شبکه هیدرولیکی جریان مورد بررسی قرار گرفت. نحوه توزیع جریان نقش مهمی در دستیابی به بازده دمائی بالا و کارکرد مؤثر مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته-لوله دارد، بطوریکه توزیع یکنواخت باعث کاهش ارتعاش و نویز مبادله‌کن خواهد شد. همچنین بررسی دبی جریان‌های مختلف اهمیت زیادی برای درک الگوی انتقال گرما و افت فشار مبادله‌کن‌های گرمایی دارد. بنابراین نحوه طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته-لوله، بویژه نحوه تأثیر فاصله بافل‌ها و برش بافل روی دبی جریان در این مطالعه بررسی خواهد شد. در این مطالعه از اصول شبکه هیدرولیکی جریان برای ارزیابی نحوه توزیع دبی جریان مقاطع مختلف مبادله‌کن گرمایی استفاده شده است. براساس نتایج بدست آمده نحوه پیکربندی بافل‌ها، شامل برش بافل و فاصله بافل‌ها از هم تأثیرگذار در دبی جریان مقاطع مختلف بافل و نحوه توزیع جریان سمت پوسته می‌باشد. همچنین بیشترین دبی جریان سمت پوسته مربوط به جریان مقطع پنجره بافل می‌باشد. **واژه‌های کلیدی:** مبادله‌کن گرمایی، الگوهای جریان، جریان آشفته، شبکه هیدرولیکی جریان.

## Shell-side Stream flow Distribution Analyze of a Shell-tube Heat Exchanger According Hydraulic Network Modeling

A. Asgari Tahery  
Sh. Khalilarya  
S. Jafarmadar

Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, EFC University, Urmia, Iran  
Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, Urmia, Iran  
Department of Mechanical Engineering, University of Urmia, Urmia, Iran

### Abstract

In this paper, shell-side stream flow distribution on the shell-side fluid flow of shell-tube heat exchanger by baffle space and baffle cut variation computationally was conducted. Flow distribution plays an important role to obtaining high performance in the effective operation of a shell-tube heat exchanger. Uniform flow distribution is critical to obtaining high performance and without tube vibration in shell-tube heat exchanger devices. Also Stream flow rate is a very useful to understand the heat transfer and pressure drop along a shell-tube heat exchanger with the flow distribution. So the shell-side designs of a shell-tube heat exchanger, in particular the baffle spacing and baffle cut dependencies of the stream flow rate are investigated. In the present article a novel technique base on the proposed method presented to measure the flow rates in different baffle sections. The proposed analysis method used hydraulic network principals for evaluation flow velocity distribution on a shell-tube heat exchanger has been developed. According to obtained results baffle space and baffle cut configuration significantly affect the flow field distribution. window-section flow stream have higher flow rate in the shell-side.

**Keywords:** Heat Exchanger, Stream Flow, Turbulent Flow, Hydraulic Network Flow.

که تاکنون مطالعات کمی در مورد مدل‌سازی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته-لوله به روش شبکه هیدرولیکی جریان انجام شده است. مفهوم در نظر گرفتن الگوی جریان‌های مختلف از میان مبادله‌کن اساساً توسط Tinker [۲] مطرح گردید. این مدل بعنوان اصول روش تحلیل شبکه هیدرولیکی جریان مطرح می‌باشد، در این روش ت جریان سمت پوسته به تعدادی از جریان‌های منحصر به فرد تقسیم‌بندی می‌شود. همچنین مدل‌های جریان‌های مختلفی برای تعیین افت فشار سمت پوسته پیشنهاد شده است. در اکثر این روشها بخاطر عدم وجود اطلاعات کافی در مورد الگوهای جریانی، ساده سازی زیادی در مورد اثرات متقابل جریانهای مختلف انجام شده است [۱]، [۲]، [۳]. با وجود اینکه روش Tinker [۴]، بعداً توسط خود وی تا حدود زیادی ساده‌سازی گردید، ولی بعدها

### ۱-مقدمه

مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته-لوله بطور گسترده در صنایع و تاسیسات نیروگاهها، واحدهای شیمیایی و پتروشیمی، پالایشگاه‌های نفت، گاز، صنایع غذایی و ... مورد استفاده قرار می‌گیرند. در سمت پوسته یک مبادله‌کن گرمایی پوسته-لوله بافل‌دار، فقط کسری از جریان سیال بصورت واقعی در یک مسیر ایده‌آل عمود بر محور لوله‌ها جریان داشته و کسر باقیمانده از جریان سیال در مناطق کنارگذر و نشستی می‌باشد. همانگونه که انتظار می‌رود، سیال در جستجوی مسیرهای جریانی می‌باشد که هم بطور کلی مقاومت کمتری از ورودی تا خروجی مبادله‌کن و هم بطور جزئی در هر مقطع از بافل‌ها داشته باشد. این در حالی است

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: a.asgari@urmia.ac.ir

گرمایی پوسته - لوله استفاده می‌شود. رضا طسوجی آذر و همکاران [۱۸] و [۱۹] فاکتورهای اصلاحی روش بل- دلاور را برای محاسبات افت فشار و ضریب انتقال گرمای مبادله‌کن‌های گرمایی با بافل مارپیچ اصلاح و ارائه نمودند. برای بهبود عملکرد ترموهیدرولیکی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله Vera-Garcia [۲۰] مطالعات زیادی را برای غلبه بر افت فشار و کاهش نواحی مرده بین بافل‌های متناظر به روش مدل‌سازی تحلیلی انجام داده است. Fan [۲۱] به روش تجربی و عددی تأثیر نحوه چیدمان هندسی بافل‌های جدید در بهبود عملکرد ترموهیدرولیکی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله را بررسی کرد. براساس نتایج آنها بازده دمایی مبادله‌کن‌های گرمایی با تغییر نحوه پیکربندی بافل‌ها تغییر یافت.

در اکثر تحقیقات قبلی انجام شده روی جریان سیال سمت پوسته مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته- لوله بافل‌دار فرض بر این می‌باشد که جریان سیال در کل مسیر مبادله‌کن عمود بر دسته لوله‌ها می‌باشد و جهت و الگوی جریان واقعی سیال برای محاسبات افت فشار و ضریب انتقال گرما در نظر گرفته نشده است. بنابراین بایستی تحلیل دقیق و کاملتری برای جریان سیال سمت پوسته انجام پذیرد. ولی انجام این تحلیل با روشهای معمول قبلی بخاطر نقص اطلاعات ساختارهای جریان آشفته سمت پوسته نمی‌تواند دقیقاً انجام شود. بنابراین در این مطالعه، توسعه و ارتقا اصول شبکه هیدرولیکی جریانی در مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله بافل‌دار بررسی می‌شود.

## ۲- تعریف مساله

تحلیل توزیع جریان به روش شبکه هیدرولیکی جریان را برای محاسبه دبی جریان مقاطع مختلف سمت پوسته شامل؛ جریان عرضی، جریانهای نشستی و کنارگذر مبادله‌کن‌های پوسته - لوله می‌توان استفاده کرد. این روش تحلیلی قابل استفاده برای بررسی تأثیر نحوه چیدمان و برش بافل روی نرخ جریان مقاطع متفاوت سمت پوسته مبادله‌کن‌های پوسته - لوله می‌باشد.

پیکربندی مبادله‌کن گرمایی مورد بررسی از نوع مبادله‌کن گرمایی پوسته - لوله مدل AES براساس استاندارد انجمن سازندگان مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله برای این مطالعه انتخاب گردید. نمونه مورد مطالعه بصورت تک‌گذر و لوله‌ها از جنس مس می‌باشد، که بیشترین کاربرد در صنایع مختلف را دارد. برای بررسی اثرات ناشی از تغییر برش بافل و فاصله بافل، پارامترهای هندسی مبادله‌کن گرمایی مورد مطالعه در جدول ۱ ارائه شده است. همچنین خواص ترموفیزیکی سیالات عامل سمت پوسته و لوله مطابق جدول ۲ می‌باشد. در محاسبات فرضیات زیر انجام شده است؛ جریان سیال بصورت جریان آشفته و پایا بوده؛ دمای دیواره لوله بصورت یکنواخت بوده؛ دیواره مبادله‌کن کاملاً از محیط اطراف ایزوله می‌باشد بنابراین هیچگونه افت گرمایی وجود نخواهد داشت.

اشخاص دیگری همچون Devore و F.Vera [۴] این روش را بیشتر ساده‌سازی کردند. با گذشت زمان اکثر طراحان مبادله‌کن‌های گرمایی بخاطر مشکلات و پیچیدگیهای این روش از روش‌های Donhue [۵] و Kern [۶] و Ramesh K. Shah [۷] در طراحی‌های خود استفاده کردند. در این روش‌ها فرض بر این می‌باشد که تمام جریان سمت پوسته در امتداد دسته لوله بدون هیچگونه نشستی در جریان است، و سپس فاکتورهای اصلاحی برای اثرات جریان‌های مختلف روی این جریان اعمال می‌گردد. اساس این روشها پیچیده و درک آن نیز مشکل می‌باشد. بعد از یک سری تجارب مختلف، یک روش جدید تحت عنوان روش Bell-Delaware [۸] و [۹] مطرح گردید. این روش از اصول روش Tinker برای محاسبات استفاده می‌کند. در این روش، ضریب انتقال گرمای ایده آل و افت فشار جریان عرضی خالص در مرکز پوسته مبادله‌کن پوسته - لوله از معادلات Zhukauskas [۱۰] و Gunter [۱۱] بدست آمده و سپس براساس اطلاعات تجربی ضرایب اصلاحی برای تصحیح اثرات نشستی و کنارگذر روی جریان ایده‌آل اعمال می‌گردد. مرور کلی روشهای مختلف طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله توسط Taborek & Palen [۱۲] انجام شده است. براساس بررسی آنها، روش‌های Tinker و Delaware، بهترین نتایج را در مقایسه با دیگر روشها داشته که روش Tinker روشی نسبتاً پیچیده و با نتایج ضعیفتری می‌باشد. براساس اطلاعات بررسی Taborek و Palen [۱۳] و [۱۴]، به این نتیجه رسیدند که جریان‌های مختلف سمت پوسته چه درصدی از جریان کلی سمت پوسته را شامل می‌شوند. آنچه در نتایج آنها باعث تعجب می‌باشد این است که حتی با یک طراحی خوب نیز حداکثر جریان مقطع عرضی در شرایط جریان آشفته حداکثر ۶۵٪ از جریان کل سمت پوسته می‌باشد. Johnston و Wills [۱۵]، روش سادتری را برای تحلیل جریان که حالت توسعه یافته روش Tinker می‌باشد را پیشنهاد و توسعه دادند. این روش شامل افت‌های فشار فضاهای ورودی و انتهایی مبادله‌کن شامل مجموعه‌ای از ساده‌سازی معادلات ضرایب مقاومت جریانی افت فشار بصورت معادلات هیدرولیکی جریان سمت پوسته می‌باشد. این روش نیازمند انجام فرضیات اولیه و تکرار برای آرایش مثلثی لوله می‌باشد که روشی نسبتاً وقت‌گیر و مشکل است. در مطالعه دیگری Hewitt [۱۶] با مطالعه و تحلیل جریان سمت پوسته روش Johnston و Wills [۱۶] را ساده‌سازی نمود، که تقریباً مشابه با روش اصلی با ساده‌سازی فرمولی می‌باشد. در روند انجام طراحی دستی یک مبادله‌کن گرمایی پوسته - لوله انجام طراحی به روش آزمون و خطا امری اجتناب‌ناپذیر می‌باشد. به همین دلیل علاقه کمی برای استفاده از روشهای محاسبات دستی می‌باشد. برای انجام طراحی دستی، Saunders [۱۷] روشی عملی که شامل فاکتورهای ساده طراحی می‌باشد را پیشنهاد نمود. با این روش امکان بهینه‌سازی اقتصادی براساس پارامترهای هندسی مختلف ممکن شد.

بنظر می‌رسد اصول و نظریه شبکه هیدرولیکی جریان Tinker [۳] برای بررسی جریان‌های تک‌فاز سمت پوسته مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله با بافل برشی از اصول روش‌های دیگر همچون روش بل- دلاور که عمدتاً بر پایه مشاهدات تجربی است کاملتر، قابل اعتمادتر و دارای دقت بیشتری باشد. زیرا در روشهایی همچون روش بل-دلاور از فاکتورهای اصلاحی تجربی برای اصلاح انحراف از جریان ایده‌آل در محاسبه افت فشار و ضریب انتقال گرمای سمت پوسته مبادله‌کن‌های

### ۳-۱- معادلات حاکم افت فشار متعادل

اختلاف فشار بین دو نقطه مشخص در شبکه هیدرولیکی جریان؛ بایستی برای تمام مسیرهایی که از این دو نقطه مشخص عبور می‌کنند یکسان باشد. این شرایط منجر به معادلات زیر می‌شود:

$$\Delta P_B = \Delta P_C = \Delta P_F \equiv \Delta P_x \quad (1)$$

از شرایط افت فشار متعادل خواهیم داشت:

$$\Delta P_A = \Delta P_E = \Delta P_F = \Delta P_x + \Delta P_w \quad (2)$$

در این معادلات، مقدار افت فشار جریان‌های B, C, F در یک فضای بافل و  $\Delta P_w$  افت فشار پنجره‌ای می‌باشد. از آنجاییکه قسمت آخر معادله (۱) فقط یک تعریفی از  $\Delta P_x$  می‌باشد، ترکیب معادلات (۲) و (۳) باعث شکل‌گیری سه معادله مستقل بین افت‌های فشار خواهد شد. با توجه به شکل ۱ می‌توان مشاهده کرد که:

$$\Delta P_B = \Delta P_F = \Delta P_x \quad (3)$$

افت فشار بین نقاط A و B برابر است با:

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_{cr} + \Delta P_w \quad (4)$$

که معادله (۴) بیانگر جریان جزئی پنجره بعنوان تابعی از جریان جرمی کل می‌باشد. سپس با انجام یک محاسبه ساده افت فشار کل فضای بافل بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_{cr} + \Delta P_w \quad (5)$$

### ۳-۲- معادلات بقای جرم

براساس قانون بقای جرم حاصل جمع دبی جریان‌های جرمی برابر با دبی جریان جرمی کل سیال سمت پوسته می‌باشد، که مقداری ثابت است. بنابراین:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_A + \dot{m}_B + \dot{m}_C + \dot{m}_E + \dot{m}_F \quad (6)$$

نسبت کسر جریان‌های جرمی و تمام مقادیر جریان‌های ناشی و کنارگذر مقاطع مختلف جریان را می‌توان با روش مدل پیشنهادی بدست آورد. جریان مقطع عرضی شامل مسیر جریان عرضی واقعی (مسیر B) و مسیر کنارگذر (مسیر F) می‌باشد. این مسیرها در ترکیب با یکدیگر باعث شکل‌گیری جریان مقطع پنجره (مسیر W) می‌شوند. براساس قانون پیوستگی و تراکم‌ناپذیری جریان خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{cr} = \dot{m}_w \quad (7)$$

که در آن داریم:

$$\dot{m}_{cr} = \dot{m}_b + \dot{m}_c \quad (8)$$

برای دبی جریان ناشی داریم:

$$\dot{m}_l = \dot{m}_s + \dot{m}_t \quad (9)$$

دبی جریان کل برابر است با:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_s + \dot{m}_t + \dot{m}_w \quad (10)$$

دبی جریان مقطع پنجره بافل، بصورت حاصل جمع دبی‌های جریان‌های مسیر عرضی و کنارگذر، برابر است با:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_B + \dot{m}_F \quad (11)$$

### جدول ۱- تعاریف هندسی مبادله‌کن گرمایی مورد مطالعه

نوع آیتم	ابعاد و تعاریف	پارامترهای سمت پوسته
500/488	$D_o/D_i$ /mm	پارامترهای سمت پوسته
من	مواد	
25.4/24.2	$d_o/d_i$ /mm	پارامترهای سمت لوله
4250	طول موثر/mm	
140	تعداد	
مربع	الگوی چینمان	
32	فاصل لوله‌ها/mm	
0Cr18Ni9	مواد	
98	فاصل بافل/mm	پارامترهای بافل
4.57	ضخامت/mm	

### جدول ۲- خصوصیات ترموفیزیکی سیالات عامل

سمت پوسته	سمت لوله	
Kerosene	Cooling water	
2.5-7	10.2	دبی جرمی جریان (kg/s)
785	995.8	چگالی سیال ( $kg/m^3$ )
2.47	4.179	گرمای ویژه ( $kJ/kg.K$ )
0.000401	0.00034	لزجت دینامیکی ( $kg/m.s$ )
0.133	0.614	رسانندگی گرمایی ( $W/m.K$ )
55	27	دمای ورودی ( $^{\circ}C$ )

### ۳-۳- معادلات شبکه هیدرولیکی جریان

برای تحلیل جریان سمت پوسته، شبکه هیدرولیکی جریان همانگونه که در شکل ۱ نشان داده شده مشخص می‌شود؛ که شامل جریانهای ذیل می‌باشد:

A = جریان ناشی لوله به بافل؛ (Shell-tube leakage)

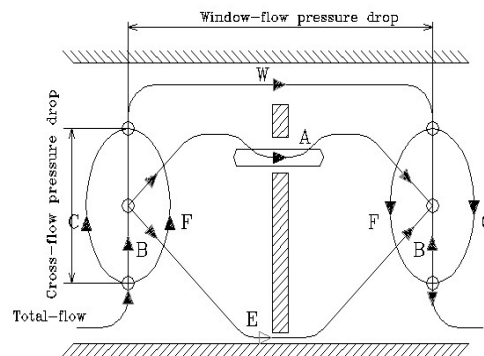
C = جریان کنارگذر دسته لوله‌ها؛ (Tube-bundle bypass)

B = جریان عرضی؛ (Cross flow)

E = جریان ناشی پوسته به بافل؛ (Shell-baffle leakage)

F = جریان کنارگذر تیغه توزیع لوله؛ (Partition bypass)

W = جریان مقطع پنجره بافل؛ (Window flow)



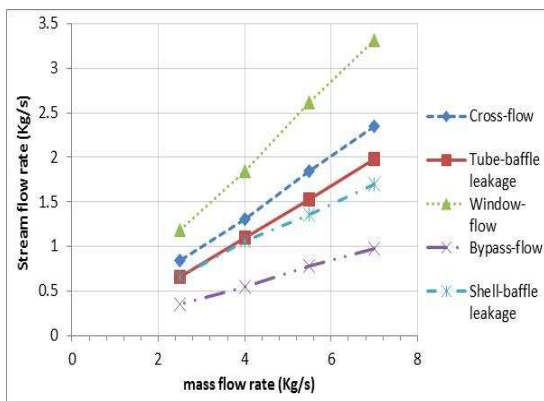
شکل ۱- شبکه هیدرولیکی جریان‌های سمت پوسته

جدول ۳- کسرهای جریان (٪) برای الگوهای مختلف جریانی سمت پوسته ( منبع: Palen و Taborek (۱۴) و مدل پیشنهادی

Flow stream fraction	Experimental results (%)	New proposed method results (%)	Deviation (%)
Cross-flow stream B	30-65	24-69	-8
tube bundle bypass stream C	15-33	19-40	+15
tube-baffle hole leakage stream A	9-23	7-18	-8
bundle-shell, E and pass partition bypass stream F	6-21	12-28	+14

### ۵- تحلیل نتایج

روش پیشنهادی این مقاله تحقیقاتی براساس اصول هیدرولیکی جریان برای جریان مقاطع مختلف مبادله‌کن گرمایی پوسته - لوله استوار می‌باشد. تلاش برای طراحی بهینه این نوع از مبادله‌کن‌های این می‌باشد که بافل‌هایی طراحی و مورد استفاده قرار بگیرند که شرایط جریان سمت پوسته را هر چه بیشتر به شرایط جریان بدون نشستی نزدیکتر کند. برای درک بهتر این موضوع مقایسه دبی مقاطع مختلف جریان سمت پوسته برای دو مقدار مختلف برش بافل و فواصل بافل متفاوت در شکل‌های ۳ تا ۶ ارائه شده است. براساس نتایج، هرکدام از جریان‌ها دارای یک کسر مشخص،  $F_i$ ، از جریان کل را دارند. بنابراین هر کدام از این جریان‌ها دارای خصوصیات شتاب، افت فشار، اثرات انتقال حرارت و غیره مجزا و متفاوتی از یکدیگر بر روی جریان کل هستند. مقایسه شکل‌های ۳ و ۴ نشان می‌دهد که سرعت جریان سمت پوسته وابسته به برش بافل و فاصله بافل‌ها از هم می‌باشد. براساس نتایج برای فواصل یکسان بافل، افزایش برش بافل باعث کاهش دبی جریان مقطع عرضی می‌شود.



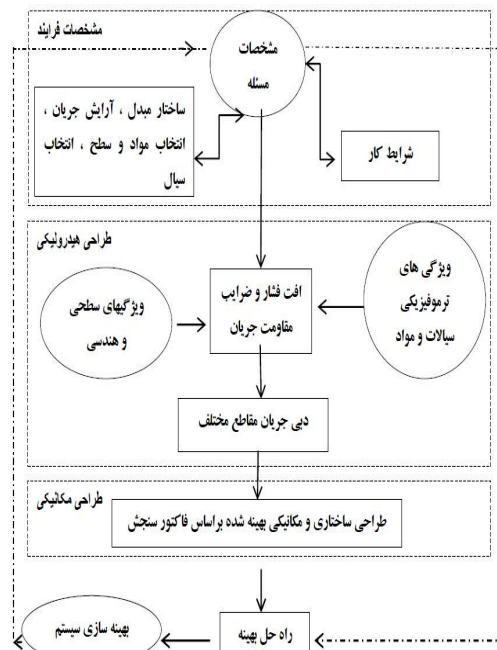
شکل ۳- مقایسه دبی‌های جریان با برش بافل ۱۸٪ و با فواصل بافل ۰،۱۲٪ مبادله‌کن مورد مطالعه

### ۳-۳- معادلات ضرایب مقاومت جریان

شبکه هیدرولیکی معادل شامل مجموعه‌ای با ۱۰ معادله، پنج معادله افت فشار و پنج معادله بقای جرم، تشکیل شده است. ضرایب مقاومت جریان در فضای میان بافل در روش شبکه هیدرولیکی جریان بصورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\zeta_i = \frac{\Delta P_i(2\rho\phi)}{\rho v_i^2} \quad (i = A, C, B, F, E, W) \quad (12)$$

اکنون دبی جرمی مقاطع مختلف جریان را می‌توان بصورت تابعی از مقاومت جریان که شامل جریان مقطع عرضی، پنجره بافل و جریان‌های نشستی از میان لوله و بافل، بافل با پوسته و جریان کنارگذر مقطع عرضی بدست آورد. الگوریتم مورد استفاده در تحلیل نمونه‌های مطالعاتی مبادله‌کن پوسته - لوله شامل داده‌های ورودی، روش تحلیل و نتایج در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- الگوریتم روش حل مبادله‌کن‌های مطالعاتی

### ۴- اعتبارسنجی روش محاسبات

برای اعتبارسنجی دقت و صحت محاسبات، نتایج تجربی در مرجع [۱۴] و نتایج مربوط به مدل مورد بررسی در جدول ۳ آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود اختلاف بین نتایج قابل قبول بوده بنابراین روش مورد استفاده موثق و قابل اطمینان می‌باشد. بنابراین از این مدل می‌توان بصورت موفقیت‌آمیزی برای مبادله‌کن‌های گرمایی با بافل‌های برشی و بافل‌های روزنه‌ای، به روش تحلیل شبکه هیدرولیکی جریان در مقاطع مختلف سمت پوسته با دقت بالایی استفاده کرد. زیرا قادر به تحلیل میزان انحراف جریان مقاطع مختلف از حالت ایده‌ال و اثرات متقابل جریان‌های مختلف سمت پوسته روی هم می‌باشد.

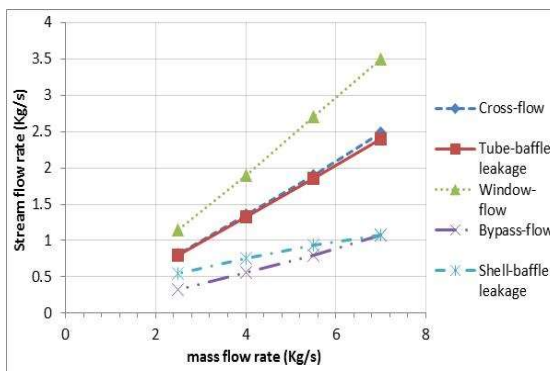
به این شرایط جریان از نظر عملی غیرممکن می‌باشد. زیرا فواصل بافل نزدیک‌تر منجر به افت فشار بیشتر جریان B شده و باعث می‌شوند نیروی بیشتری برای هدایت جریان به داخل جریان‌های A, C, F, E ایجاد شود. به همین دلیل با مقایسه نتایج شکل‌های ۳ با ۵ و شکل‌های ۴ با ۶ می‌توان مشاهده کرد که کاهش فاصله بافل‌ها باعث کاهش دبی جریان مقطع عرضی شده است. در صورتیکه مقدار جریان B از یک مقدار مشخصی پایین‌تر باشد، بایستی شکل هندسی بافل و لقی‌های مختلف بصورت مجدد مورد بررسی قرار گیرند.

در بافل‌های برشی توزیع سرعت سمت پوسته غیر یکنواخت و با برگشت جریان در بعضی از نواحی جریان عرضی همراه می‌باشد. این عامل بازده مبادله کن را کاهش خواهد داد. با مقایسه شکل‌های ۳ و ۴ می‌توان مشاهده کرد که افزایش برش بافل باعث کاهش جریان کنارگذر مقطع عرضی می‌شود. همچنین با مقایسه شکل‌های ۵ و ۶، افزایش فاصله بافل‌ها باعث افزایش ناحیه میان دسته لوله‌ها نتایج مشابهی را نشان می‌دهند. افزایش جریان‌های کنارگذر با کاهش جریان عرضی باعث افزایش اندازه پوسته مبادله‌کن گرمایی می‌شود. بنابراین تغییر فاصله بافل‌ها و یا برش بافل باعث ایجاد اثرات متقابل بین جریان‌های مقاطع مختلف سمت پوسته می‌شود.

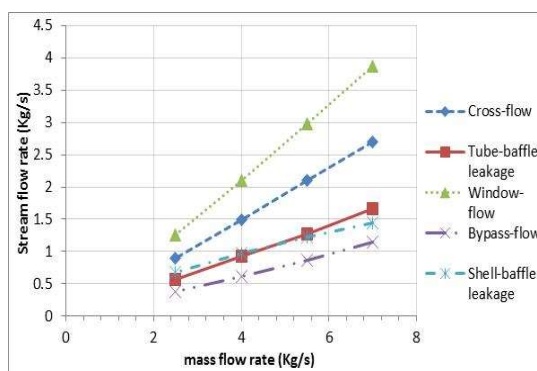
بیشترین دبی جریان سمت پوسته مربوط به جریان مقطع پنجره بافل، جریان W، می‌باشد. جریان W همانند جریان B، مؤثر هم از نقطه نظر انتقال حرارت و هم افت فشار مبادله‌کن‌های گرمایی می‌باشد. پس بایستی عمده جریان به جریان‌های B, W تبدیل گردد. بنابراین نتیجه طراحی زمانی درست می‌باشد که کسر جریان‌های دیگر در حد قابل قبول باقی بمانند، که این شرایط در فاصله بافل و برش بافل پایین بدست می‌آید. برای کاهش جریان‌های نامطلوب می‌توان از وسایل آبنندی مناسب استفاده کرد. با استفاده از بافل‌هایی با قابلیت آبنندی مناسب کسر جریان A (نشستی بین بافل - پوسته) کاهش می‌یابد. همچنین در صورتیکه لقی سوراخ لوله به بافل در اثر پدیده فولینگ پر شود، جریان مقطع عرضی و پنجره بافل تدریجاً دچار افزایش خواهد شد. جریان نشستی E، باعث عدم تماس با لوله‌ها بعنوان ناحیه انتقال دهنده حرارت نمی‌باشند. بنابراین، جریان نشستی پوسته - بافل دارای نقش تعیین کننده‌ای در میزان بازده دمائی بالا سمت پوسته دارد، زیرا انتقال گرما با هیچ لوله‌ای ندارند. ولی عموماً میزان لقی بافل - پوسته توسط استاندارد TEMA مشخص می‌شود. بنابراین در صورتیکه در مراحل اولیه طراحی کسر جریان E فراتر از ۱۵٪ باشد، بهتر است که شرایط طراحی بصورت مجدد بررسی گردد.

### ۶- نتیجه گیری

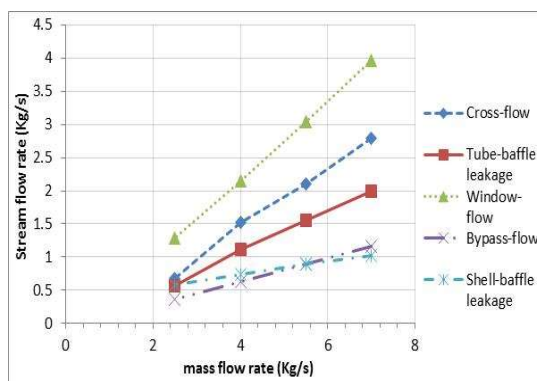
- ۱- بکارگیری مدل شبکه هیدرولیکی جریان روشی مناسب برای بررسی کسرهای جریان مقاطع مختلف مبادله‌کن‌های گرمایی می‌باشد.
- ۲- بر اساس نتایج بدست آمده حداکثر کسر جریان عرضی مؤثر کمتر از ۶۰٪ جریان کل برای حداکثر فاصله منطقی بافل و حداقل برش بافل می‌باشد.
- ۳- صرفاً تغییر فاصله بافل و یا برش بافل روش مناسبی برای کنترل الگوی جریان‌های مختلف سمت پوسته نمی‌باشند.



شکل ۴- دبی‌های جریان با برش بافل ۲۲٪ و با فواصل بافل ۱۲٪ مبادله‌کن مورد مطالعه



شکل ۵- دبی‌های جریان با برش بافل ۱۶٪ و با فواصل بافل ۱۸٪ مبادله‌کن مورد مطالعه



شکل ۶- دبی‌های جریان با برش بافل ۱۶٪ و با فواصل بافل ۱۸٪ مبادله‌کن مورد مطالعه

جریان B، عمده‌ترین جریان مقطع عرضی بافل می‌باشد، که عمدتاً وابسته به میزان برش بافل و فاصله بافل‌ها از هم می‌باشد. این جریان هم از نقطه نظر انتقال گرما و هم افت فشار در مبادله‌کن‌های گرمایی مؤثر می‌باشد. بنابراین طراحی مبادله‌کن‌های گرمایی پوسته - لوله با بافل‌های قطاعی بایستی بصورتی باشد که اکثریت جریان (در حالت ایده‌آل ۸۰٪) به جریان عرضی B تبدیل شود. بر اساس نتایج بدست آمده دست یافتن

- [3] Tinker T., Shell-side characteristics of shell-and-tube heat exchanger's simplified rating system commercial heat exchangers, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, 80, 36-52, 1958.
- [4] Vera-Garcia F., Garcia-Gascales J.R., Cabello R., Liopis R., D, Sanchez, E. Torella. A simplified model for shell and tube heat exchangers: Practical application. *Appl. Therm. Eng.* 30 (10), pp.1004- 1014, 2010.
- [5] Donohue D.A, Heat transfer and pressure drop in heat exchangers, *Ind. Eng. Chem. Res.* 41. pp. 499-2511, 1949.
- [6] Kern D. Q. and Kraus A. D., *Extended Surface Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1972.
- [7] Ramesh K. Shah, P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*, published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.
- [8] Bell K.J. Delaware method for shell side design. In: Kakac, S., Bergles, A.E., Mayinger, F. (Eds.), *Heat Exchangers-Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*. Taylor & Francis, Washington DC, 1981.
- [9] Bell K. J. Final report of the corporative research program on shell-and-tube heat exchangers, University of Delaware Engineering Experiment Station Bulletin No. 5, 1963.
- [10] Zukauskas A.A., Heat transfer from tubes in cross flow, *Adv. Heat transfer* 18, pp. 87-159, 1987.
- [11] Gunter A.Y., Haw W.A., A general correlation of friction factors for various types of surfaces in cross flow. *Trans, ASME* 67, pp. 643-660, 1945.
- [12] Taborek J., *Heat Exchanger Design Handbook*, (Section 3.3), shell-and-tube heat exchangers: single phase flow, Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
- [13] Taborek J., *Shell-and-tube heat exchangers*, in *Heat Exchanger Design Handbook*, Vol. 3, Hemisphere Publishing Corp., New York, 1988.
- [14] Palen J. W. and Taborek J., Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method, *Chem. Eng. Prog. Symp Series*, 65, No. 92, 53-63, 1969.
- [15] Wills M.J.N., Johnston D., A new and accurate hand calculation method for shell-side pressure drop and flow distribution, in: 22nd National Heat Transfer Conference, HTD, vol. 36, ASME, 1984.
- [16] Hewitt G.F., Flow stream analysis method for segmentally baffled shell and tube heat exchangers, in: G.F. Hewitt (Ed.), *HEDH*, Begell House, New York, 2002.
- [17] E.A.D. Saunders, *Heat Exchangers*, John Wiley & Sons, New York, 1988 (Chapter 12).
- [18] Tasouji Azar R., Khalilarya Sh., Jafarmadar S.. Tube bundle replacement for segmental and helical shell and tube heat exchangers: Experimental test and economic analysis. *Appl. Thermal Engineering*, 2014.
- [19] Tasouji Azar R., Khalilarya Sh., Jafarmadar S., Modeling for Shell-side Heat transfer coefficient and Pressure drop of Helical Baffles Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, April, 2016.
- [20] Vera-Garcia F., Garcia-Gascales J.R., Cabello R., Liopis R., Sanchez D., Torella E.. A simplified model for shell and tube heat exchangers: Practical application. *Appl. Therm. Eng.* 30 (10), pp.1004-1014, 2010.
- [21] Yonghua You, Aiwu Fan, Xuejiang Lai, Suyi Huang, Wei Liu, Experimental and numerical investigations of shell-side thermo-hydraulic performances for shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles, *Appl. Therm. Eng.* 50 (1), pp.950-956, 2013.

۴- در صورتیکه مقادیر کل نشتی بافل-لوله و بافل-پوسته و جریان کنارگذر دسته لوله به بیش از ۰.۴٪ از جریان کل برسند، بایستی شرایط اولیه طراحی بصورت مجدد بررسی گردد.

### ۷- فهرست علائم

B	فاصله بافل های مشابه از هم (mm)
B <sub>c</sub>	برش بافل (/)
B <sub>t</sub>	ضخامت بافل (mm)
C <sub>p</sub>	ظرفیت گرمایی ویژه (W/kg.K)
D <sub>s</sub>	قطر پوسته مبادله کن (mm)
d <sub>0</sub>	قطر خارجی لوله (mm)
G <sub>j</sub>	سرعت جرمی $G_j = \frac{m_j}{S_j}$ (kg/s.m <sup>2</sup> )
k <sub>s</sub>	رسانایی گرمایی (W/m.k)
ζ <sub>i</sub>	ضریب مقاومت جریان i ام
m <sub>j</sub>	دبی جریان جرمی (kg/s)
Pr	عدد پرانتل $(Pr_s = \frac{C_{ps} \mu_s}{k_s})$
Re <sub>j</sub>	عدد رینولدز $(Re_j = \frac{d_e G_j}{\mu})$
T	دما (K)
S <sub>m</sub>	مساحت جریان عرضی (m <sup>2</sup> )
S <sub>tb</sub>	مساحت نشتی لوله-بافل (m <sup>2</sup> )
S <sub>sb</sub>	مساحت جریان نشتی پوسته-بافل (m <sup>2</sup> )
S <sub>b</sub>	مساحت جریان کنارگذر دسته لوله ها (m <sup>2</sup> )
S <sub>w</sub>	مساحت جریان پنجره بافل (m <sup>2</sup> )
S <sub>i</sub>	مساحت جریان i ام (m <sup>2</sup> )

### علائم یونانی

ρ	چگالی (kgm <sup>-3</sup> )
μ	لزجت دینامیکی (kgm <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )
φ	فاکتور تصحیح لزجت، بی بعد، $\phi = (\frac{\mu}{\mu_w})^2$
δ <sub>tb</sub>	لقی لوله-بافل (mm)
δ <sub>b</sub>	لقی کنارگذر بافل (mm)
δ <sub>sb</sub>	لقی پوسته-بافل (mm)

### ۸- مراجع

- [1] Tinker T., Shell-side Heat Transfer Characteristics of Segmentally Baffled Shell-and-tube Exchangers, *ASME Paper No. 47-A-130*, 1947.
- [2] Tinker T., Shell-Side Characteristics of Shell-and-tube Heat Exchangers, Parts I, II and III, *Proc. General Discussion on Heat Transfer*, Institute of Mechanical Engineers, London, pp.89-116, 1951.