

## بهبود عملکرد مبادله کن گرمای پوسته و لوله در واحد تقطیر نفت خام شرکت پالایش نفت امام خمینی (ره) شازند

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اراک، اراک، ایران  
 کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، شرکت پالایش نفت امام خمینی (ره) شازند، ایران  
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اراک، اراک، ایران

رفعت محمدی\*  
 احمدرضا قاسمی  
 حامد صفی خانی

### چکیده

هدف این مقاله بررسی عملکرد یک مبادله کن گرمای پوسته و لوله در واحد تقطیر نفت خام شرکت پالایش نفت امام خمینی (ره) شازند جهت افزایش انتقال گرما در آن است. به این منظور تاثیر راهکارهای مختلف جهت افزایش انتقال گرما در مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله (همچون استفاده از نوارهای تابیده درون لوله‌ها، اعمال تغییرات در فاصله بفل‌های تکه‌ای و درصد برش آنها، استفاده از لوله‌های پرده‌دار و یا استفاده از بفل‌های حلزونی) بر افزایش انتقال گرما و میزان افت فشار بررسی گردیده و نتایج به دست آمده مورد تحلیل قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی عملکرد مبادله کن گرما، یک کد کامپیوتری تهیه شده و مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج نشان داده است که از بین تمامی راهکارها به ترتیب اولویت، ابتدا استفاده از لوله‌های پرده‌دار و سپس به کارگیری نوارهای تابیده در لوله‌ها از بقیه موثرتر هستند. در صورتیکه تغییر فاصله بفل‌ها، تغییر درصد برش بفل‌ها و یا استفاده از بفل‌های حلزونی تاثیری در بهبود عملکرد مبادله کن گرمای مورد بررسی نخواهند داشت.

واژه‌های کلیدی: مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله، نوارهای تابیده، بفل‌های حلزونی، لوله‌های پرده‌دار، شبیه‌سازی.

## Heat transfer intensification of shell-and-tube heat exchangers of the crude oil distillation unit in Imam Khomeini oil refining company

R. Mohammadi  
 A. R. Ghasemi  
 H. Safikhani

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak Iran  
 Imam Khomeini Oil Refining Company, Shazand, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran

### Abstract

The purpose of the current study is to investigate the performance of a shell-and-tube heat exchanger in the crude oil distillation unit of Imam Khomeini oil refining company in order to increase its heat exchange duty. The influence of different heat transfer intensification techniques such as using twisted-tape inserts, changing the baffle space and baffle cut of segmental baffles, using external tube fins, and replacing the conventional segmental baffle with helical baffles are investigated and the results are discussed. In order to simulate the heat exchanger performance, an in-house code is developed and utilized. Results show that the most effective techniques are using external tube fins and twisted-tape inserts while changing the baffle space and baffle cut or using helical baffles instead of segmental baffles do not have any effect on the heat transfer enhancement.

**Keywords:** Shell-and-tube heat exchangers, Twisted-tape inserts, Helical baffles, External tube fins, Simulation.

انجام می‌شود؛ همچون نصب پره درون لوله‌ها و یا استفاده از نوارهای تابیده (مارپیچ)<sup>۱</sup> درون لوله. در برخی دیگر از روش‌ها، تغییراتی در سمت پوسته ایجاد می‌شود؛ مانند نصب پره در سطح خارجی لوله‌ها، تغییر فاصله بفل‌ها و یا تغییر نوع بفل‌ها.

سارویا و همکاران [۲] تاثیر استفاده از نوارهای تابیده درون لوله‌ها را بررسی کرده و ضریب اصطکاک و عدد ناسلت را به صورت آزمایشگاهی به دست آورده‌اند. نتایج به دست آمده نشان داده که در صورت استفاده از نوارهای تابیده، انتقال گرما به بیش از دو برابر نسبت به لوله معمولی بدون نوار تابیده افزایش پیدا می‌کند. چنگ و همکاران [۳] تاثیر وجود پره‌های دایروی بر روی لوله‌ها در مبادله کن‌های

### ۱- مقدمه

مبادله کن‌های گرمایی پوسته و لوله با توجه به ساختار هندسی محکم، بزرگی سطح انتقال گرما در واحد حجم، قابلیت بهبود عملکرد و همچنین تعمیر و نگهداری آسان، پرکاربردترین نوع مبادله کن‌های گرما در صنایع مختلف هستند، به طوریکه بیش از ۴۰ درصد از تمام مبادله کن‌های گرمایی موجود در صنایع از نوع پوسته و لوله هستند [۱].

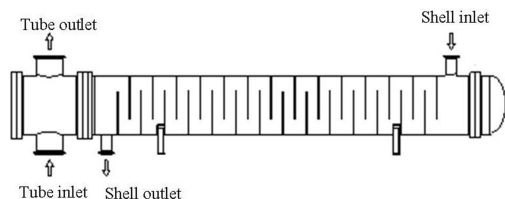
با توسعه تکنولوژی در صنایع مختلف، افزایش مقدار و کاهش زمان تبادل گرما یک نیاز جدی است. با افزایش مقدار انتقال گرما در مبادله کن‌های گرمایی موجود در صنایع، می‌توان عملکرد مجموعه مورد نظر را ارتقاء داد. به این منظور از راهکارهای مختلفی استفاده می‌شود. در برخی از این روش‌ها، بهبود انتقال گرما با ایجاد تغییراتی در سمت لوله

<sup>1</sup> Twisted-Tape Inserts

کوره کاهش می‌یابد. از طرف دیگر نفت سفید خروجی از مبادله کن، به منظور خنک کاری بیشتر وارد کولر می‌شود. افزایش تبادل گرما در مبادله کن، باعث کاهش دمای بیشتر در سیال گرم نیز می‌شود و در نتیجه مصرف آب خنک کننده در کولرهای آبی و مصرف انرژی در فن‌های هوایی کاهش می‌یابد. بنابراین چنانچه بتوان با ایجاد تغییراتی در ساختار مبادله کن گرما، انتقال گرما را افزایش داد، مصرف انرژی و همچنین میزان آلایندگی واحد تقطیر کاهش چشمگیری خواهد یافت. به این ترتیب با توجه به اهمیت افزایش انتقال گرما در این مبادله کن، با بررسی جامع انواع راهکارهای ارائه شده برای افزایش انتقال گرما در مبادله کن‌های پوسته و لوله، تاثیر هر روش به صورت جداگانه و همچنین تاثیر ترکیب روش‌های مختلف و اعمال همزمان آنها بر عملکرد مبادله کن گرما بررسی خواهد شد. با توجه به اینکه نرم افزارهای تجاری موجود در زمینه طراحی و ارزیابی عملکرد مبادله کن‌های گرما، قابلیت بررسی تاثیر برخی روش‌های نوین افزایش انتقال گرما مانند استفاده از بفل‌های حلزونی یا استفاده از نوار تابیده با ضخامت‌های مختلف درون لوله‌ها را ندارند، یک کد عددی که توانایی شبیه‌سازی عملکرد مبادله کن گرمای پوسته و لوله با انواع ساختارهای مختلف را داشته باشد توسعه یافته است. با تحلیل دقیق نتایج حاصل از این کد، مناسب‌ترین راهکارها برای رسیدن به هدف اصلی (حداکثر انتقال گرما ممکن در افت فشار مجاز) ارائه می‌گردد.

## ۲- بیان مساله

مبادله کن پوسته و لوله مورد بررسی بر اساس نامگذاری استاندارد TEMA<sup>۱</sup> از نوع AET و شامل دو واحد یکسان است که به صورت موازی به هم متصل هستند. نفت سفید با دبی ۱۲۲۳۴۵ کیلوگرم بر ساعت و دمای ۲۶۴ درجه سلسیوس به سمت پوسته وارد شده و نفت خام با دبی ۸۷۹۵۹۴ کیلوگرم بر ساعت و دمای ۶۳ درجه سلسیوس به سمت لوله وارد می‌شود. شکل ۱ طرحواره‌ای از این مبادله کن گرما را نشان می‌دهد. در این مبادله کن در حال حاضر از ۲۶ عدد بفل تکه‌ای منفرد با فاصله ۱۸۳ میلی‌متر استفاده شده است. بر اساس استاندارد TEMA مقاومت رسوب سمت لوله  $0.352 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{kw}$  و مقاومت رسوب سمت پوسته  $0.176 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{kw}$  در نظر گرفته می‌شود. افت فشار مجاز در هر دو مسیر ۱ بار اعلام شده است. مقادیر متوسط خواص سیال گرم و سرد بر اساس اندازه‌گیری‌های انجام شده در پالایشگاه، در جدول ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- طرحواره‌ای مبادله کن گرمای پوسته و لوله مورد بررسی

گرمایی پوسته و لوله را مطالعه کرده و نشان داده‌اند که استفاده از پره تاثیر زیادی بر بهبود عملکرد مبادله کن گرما دارد. طاهر و همکاران [۴] تاثیر فاصله بفل‌های تکه‌ای<sup>۱</sup> بر عملکرد مبادله کن گرمایی پوسته و لوله را بررسی نموده و مشاهده کرده‌اند که با کاهش فاصله بفل‌ها در یک دبی جرمی ثابت، مقدار انتقال گرما افزایش می‌یابد. در مبادله کن‌های پوسته و لوله اغلب از بفل‌های تکه‌ای استفاده می‌شود، ولی در سال‌های اخیر استفاده از بفل‌های حلزونی<sup>۲</sup> نیز مورد توجه قرار گرفته است. ژانگ و همکاران [۵] عملکرد مبادله کن‌های گرمایی دارای بفل‌های حلزونی را بررسی نموده و با مبادله کن‌های دارای بفل‌های تکه‌ای مقایسه نمودند. در تحقیقی دیگر بهینه‌سازی بفل‌های حلزونی در مبادله کن‌ها مدنظر قرار گرفته و تاثیر مشخصات هندسی بفل‌های حلزونی بر مقاومت گرمایی بررسی شده و هندسه بهینه مشخص شده است. نتایج نشان داده است که در صورت استفاده از بفل‌های حلزونی با ابعاد بهینه، مقاومت گرمایی مبادله کن گرما تا ۷ درصد کاهش می‌یابد [۶].

در تحقیقات مذکور و همچنین دیگر تحقیقات صورت گرفته در زمینه بهبود عملکرد یک مبادله کن، تاثیر یک راهکار بر عملکرد مبادله کن بررسی شده است. در صورتیکه با بررسی جامع‌تر و در نظر گرفتن روش‌های مختلف بهبود انتقال گرما، می‌توان تاثیر راهکارهای مختلف بر عملکرد یک مبادله کن را با هم مقایسه نمود و بهترین روشها را انتخاب کرد. در تحقیقات انجام شده در این زمینه، به ندرت تاثیر چند روش مختلف بهبود انتقال گرما مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تاثیر ترکیب روش‌های مختلف و اعمال آنها به صورت همزمان مورد بررسی و مقایسه قرار نگرفته است. به همین دلیل تعیین این موضوع که کدام روش برای بهبود عملکرد یک مبادله کن خاص موثرتر است و یا اینکه کدام ترکیب از روش‌های مختلف بیشترین تاثیر را بر بهبود عملکرد دارد، به راحتی امکانپذیر نیست.

بهبود عملکرد مبادله کن‌های پوسته و لوله موجود در صنایع مختلف (مانند پالایشگاه‌های نفت) تاثیر به‌سزایی در کاهش مصرف انرژی و میزان آلایندگی آنها دارد، به طوریکه تحقیقات نشان داده است که برای یک واحد تقطیر با ظرفیت هزار بشکه در روز، یک درجه تغییر دما می‌تواند باعث کاهش هزینه به میزان ۴۰۰۰۰ دلار و کاهش انتشار ۷۵۰ تن دی اکسید کربن شود [۷]. به همین دلیل هدف این مقاله بهبود عملکرد یک مبادله کن پوسته و لوله در واحد تقطیر نفت خام شرکت پالایش نفت امام خمینی (ره) سازند در نظر گرفته شده است. در این مبادله کن به منظور گرم کردن نفت خام، از نفت سفید استحصالی از برج تقطیر استفاده می‌شود. به اینصورت که نفت سفید با دمای بالا وارد پوسته شده و با نفت خام دما پایین که در لوله‌ها جریان دارد تبادل گرما می‌کند. نفت خام خروجی از مبادله کن مذکور، قبل از ورود به برج تقطیر، جهت افزایش دمای بیشتر، وارد کوره می‌شود تا دمای آن باز هم افزایش یابد. افزایش تبادل گرما در این مبادله کن گرما، باعث افزایش بیشتر دمای نفت خام خروجی از مبادله کن می‌شود. بنابراین نفت خام قبل از ورود به کوره دارای دمای بیشتری بوده و مصرف سوخت کوره کاهش یافته و میزان گازهای خروجی از دودکش

<sup>۱</sup> Segmental Baffles

<sup>۲</sup> Helical Baffles

<sup>۳</sup> Tubular Exchangers Manufacturers Association

$$\frac{h_s \cdot D_e}{k_s} = 0.36 \left( \frac{D_e \cdot G_s}{\mu_s} \right)^{0.55} \left( \frac{C_p \cdot \mu_s}{k_s} \right)^{1/3} \quad (7)$$

در رابطه فوق دبی جرمی جریان سمت پوسته  $(G_s)$ ، با رابطه زیر به دست می آید:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (8)$$

که در آن  $\dot{m}_s$  دبی جرمی جریان سمت پوسته و  $A_s$  مساحت سطح جریان متقاطع با دسته لوله در مرکز پوسته هستند:

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_T} \quad (9)$$

در رابطه فوق  $C$  لقی بین لوله‌های مجاور،  $B$  فاصله بین بفل‌ها و  $P_T$  گام لوله‌ها هستند. افت فشار سمت پوسته به تعداد بفل‌ها و یا تعداد دفعات عبور جریان از روی دسته لوله بین بفل‌ها و طول هر تقاطع بستگی دارد:

$$\Delta p_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s \cdot D_e} \quad (10)$$

که در آن  $N_b$  تعداد بفل‌ها است. ضریب اصطکاک  $f$ ، برای پوسته از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

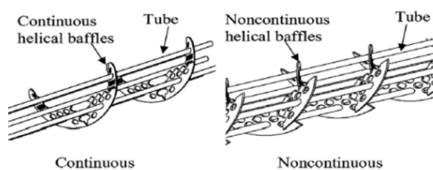
$$f = \exp(0.567 - 0.19 \ln Re_s) \quad (11)$$

که در آن  $Re_s$  عدد رینولدز برای جریان درون پوسته است.

### ۱-۳- معادلات حاکم بر عملکرد مبادله کن پوسته و لوله

#### دارای بفل‌های حلزونی

پربکاربردترین نوع بفل در مبادله کن‌های پوسته و لوله، بفل‌های تکه‌ای هستند. در سالهای اخیر یک نوع جدید از بفل، به نام بفل‌های حلزونی مورد توجه قرار گرفته است. در مبادله کن‌های گرمایی پوسته و لوله با بفل‌های حلزونی که به نام تجاری مبادله کن‌های گرمایی ماریچی<sup>۱</sup> نیز شناخته می‌شوند، به جای ورق‌های بفل‌های تکه‌ای معمول، ورق‌های بفل‌ها به شکل ربع دایره هستند. این ورق‌ها با زاویه مشخصی نسبت به محور لوله‌ها و به صورت آرایش متناوب نصب می‌شوند تا الگوی جریان حلزونی در پوسته به وجود آید. زاویه بفل‌ها نسبت به محور مبادله کن گرمای، زاویه پیچ<sup>۲</sup> نامیده می‌شود. زاویه پیچ در واقع زاویه بین خط نرمال بفل‌های حلزونی و محور لوله است [۹]. بفل‌های حلزونی شامل دو نوع اصلی پیوسته و ناپیوسته هستند که در شکل ۲ به صورت شماتیک نمایش داده شده‌اند. در بفل‌های حلزونی پیوسته، دو بفل مجاور در محیط پوسته به هم برخورد می‌کنند و یک ماریچی مستمر را در حاشیه بیرونی تشکیل می‌دهند [۵].



شکل ۲- بفل‌های حلزونی پیوسته و ناپیوسته [۵]

تحلیل جریان سمت پوسته در حالتیکه به جای بفل‌های تکه‌ای

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی سیال گرم و سرد

| نفت خام | نفت سفید | خصوصیات سیال                        |
|---------|----------|-------------------------------------|
| ۰٫۱۲    | ۰٫۱۰۴    | رسانایی گرمایی ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )  |
| ۰٫۰۰۲۰۱ | ۰٫۰۰۰۲۷  | لزجت ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )           |
| ۲٫۱۱    | ۲٫۷۲     | ظرفیت گرمایی ( $kJ kg^{-1}K^{-1}$ ) |
| ۸۱۸     | ۶۰۸۶     | چگالی ( $kgm^{-3}$ )                |

### ۳- معادلات حاکم

اولین گام جهت شبیه‌سازی عملکرد مبادله کن‌های گرمای، توسعه مدل ریاضی است. به این منظور لازم است معادلات فیزیکی حاکم بر سیستم مشخص گردد. در مبادله کن‌های گرمای لوله‌ای، ضریب کلی انتقال گرما در حالت رسوب گرفته بر مبنای مساحت سطح خارجی عبارت است از:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_t} + \frac{A_o R_{fi}}{A_i} + A_o \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi KL} + R_{fo} + \frac{1}{h_s}} \quad (1)$$

که در آن  $A_o$  و  $A_i$  مساحت سطح داخلی و مساحت سطح خارجی لوله‌ها،  $L$  طول لوله،  $K$  رسانایی گرمایی لوله،  $d_o$  و  $d_i$  به ترتیب قطر داخلی و قطر خارجی لوله‌ها و  $h_s$  و  $h_t$  به ترتیب ضرایب انتقال گرمایی جریان‌های سیال داخل لوله و خارج آن (جریان پوسته) هستند.  $R_f$  نیز مقاومت رسوب نامیده می‌شود. ضریب انتقال گرما جریان داخل لوله، تابع عدد رینولدز ( $Re$ ) و عدد پرانتل ( $Pr$ ) است و در جریان مغشوش از روابط زیر می‌تواند محاسبه شود [۸]:

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \begin{cases} 3 \times 10^3 < Re < 10^4 \\ 0.5 < Pr < 500 \end{cases} \quad (2)$$

$$h_t = \frac{Nu K}{d_i} \quad (3)$$

افت فشار برای سیال سمت لوله با رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\Delta p_{t,1} = 4f \frac{LN_p}{d_i} \rho_t \frac{U_m^2}{2} \quad (4)$$

که در آن  $U_m$  سرعت متوسط جریان درون لوله‌ها،  $\rho_t$  چگالی جریان سمت لوله و  $N_p$  تعداد گذرهای لوله است. تغییر جهت در گذرهای لوله، افت فشار اضافی ( $\Delta p_{t,2}$ ) را ایجاد می‌کند. این افت فشار ناشی از انبساط‌ها و انقباض‌های ناگهانی است که سیال عبوری از لوله در طی یک برگشت خواهد داشت و باید به ازای هر گذر لوله، به میزان چهار برابر هد سرعتی در نظر گرفته شود [۸]:

$$\Delta p_{t,2} = 4N_p \rho_t \frac{U_m^2}{2} \quad (5)$$

بنابراین کل افت فشار لوله برابر با مجموع افت فشار لوله و افت فشار اضافی خواهد بود:

$$\Delta p_t = \Delta p_{t,1} + \Delta p_{t,2} \quad (6)$$

در مبادله کن‌های پوسته و لوله، بررسی جریان در سمت پوسته به سادگی جریان درون لوله‌ها نیست. زیرا در سمت پوسته به واسطه وجود بفل‌ها، یک جریان موازی ساده وجود ندارد. کرن رابطه زیر را برای محاسبه ضریب انتقال گرمایی سمت پوسته بر مبنای قطر معادل پوسته ( $D_e$ ) پیشنهاد کرده است [۸]:

<sup>1</sup> Helix Heat Exchangers

<sup>2</sup> Helical Angle

ضریب اصطکاک  $f$  برحسب عدد رینولدز و ثابت‌های  $D_{fs}$  و  $C_{fs}$  محاسبه می‌گردد. مقادیر ثابت‌های مذکور در جدول ۳ آورده شده است [۵]:

$$f = C_{fs} Re_s^{D_{fs}} \quad (21)$$

### ۳-۲- معادلات حاکم بر عملکرد مبادله کن پوسته و لوله

#### دارای لوله‌های پرده‌دار به جای لوله‌های ساده

یکی از راه‌هایی که جهت افزایش انتقال گرما در مبادله کن می‌توان استفاده نمود، تعویض لوله‌ها با لوله‌های دارای پره است. شکل ۳ طرحواره‌ای از یک لوله پره دار را نشان می‌دهد که در آن  $D_r$  قطر پایه لوله،  $D_o$  قطر خارجی لوله پرده‌دار،  $b$  ارتفاع پره و  $\tau$  ضخامت پره است. محاسبات لوله‌های پرده‌دار بر اساس مدل ارائه شده توسط سرس [۱۰] صورت گرفته است. در این مدل قطر پایه موثر ( $D_r'$ ) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$D_r' = [D_r^2 + 4n_f b \tau (D_r + b)]^{0.5} \quad (22)$$

در رابطه فوق  $n_f$  تعداد پره بر واحد طول لوله (چگالی پره) هستند. قطر معادل لوله پرده‌دار ( $D_{e,s}$ ) به اینصورت محاسبه می‌شود [۱۰]:

$$D_{e,s} = \frac{4\beta_t P_T^2 - \pi D_r'^2}{\pi D_r'} \quad (23)$$

که در آن  $\beta_t$  فاکتور گام است. مقدار فاکتور گام برای آرایش مربعی لوله‌ها برابر ۱ و برای آرایش مثلثی برابر با ۰.۸۶ است. لقی لوله در لوله پرده‌دار ( $c'$ ) نیز با توجه به گام لوله‌ها ( $P_T$ ) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$c' = P_T - D_r' \quad (24)$$

مساحت انتقال گرما کل ( $A_o$ )، مجموع مساحت پرها ( $A_{fins}$ ) و مساحت لوله باقیمانده ( $A_{prime}$ ) است:

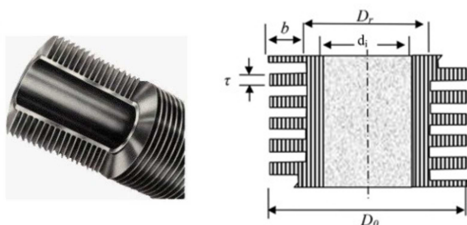
$$A_o = A_{fins} + A_{prime} \quad (25)$$

$$A_{fins} = 2n_f L \pi (r_{2c}^2 - \frac{D_o^2}{2}) N_t \quad (26)$$

$$A_{prime} = \pi D_o L (1 - n_f \tau) N_t \quad (27)$$

در روابط فوق  $r_{2c}$  شعاع پره تصحیح شده است:

$$r_{2c} = 0.5(D_o + \tau) \quad (28)$$



شکل ۳- طرحواره‌ای لوله‌های پرده‌دار

### ۳-۳- معادلات حاکم بر عملکرد مبادله کن پوسته و لوله

#### دارای نوارهای تابیده در داخل لوله‌ها

نوارتابیده یکی از انواع وسایل قابل نصب در داخل لوله‌های یک مبادله کن گرمای پوسته و لوله به منظور افزایش انتقال گرماست. طرحواره‌ای نوار تابیده در شکل ۴ نشان داده شده است.  $\delta$  ضخامت نوار و  $H$  گام چرخش و برابر با طول یک چرخش ۳۶۰ درجه است. عرض نوارتابیده را معمولاً برابر با قطر داخلی لوله می‌گیرند. نسبت چرخش

معمول از بفل‌های حلزونی استفاده گردد، متفاوت است. ضریب انتقال گرمای سمت پوسته و عدد ناسلت سمت پوسته از روابط زیر تعیین می‌گردند [۵]:

$$h_s = \frac{k_s Nu}{d_o} \quad (12)$$

$$Nu = A_{NUS} Re_s^{B_{NUS}} Pr_s^{1/3} \quad (13)$$

که در آن  $Re_s$  عدد رینولدز و  $Pr_s$  عدد پرانتل سیال سمت پوسته هستند.  $A_{NUS}$  و  $B_{NUS}$  ثابت‌هایی هستند که بر حسب زاویه پیچ و یا چیدمان بفل‌ها تغییر می‌کنند و مقادیر آنها در جدول ۲ آمده است. عدد رینولدز سیال سمت پوسته به این صورت محاسبه می‌شود [۵]:

$$Re_s = U_s \frac{\rho_s d_o}{\mu_s} \quad (14)$$

که در آن  $U_s$  سرعت سیال سمت پوسته بوده و برابر است با:

$$U_s = \frac{q_s}{S} \quad (15)$$

سطح مقطع جریان در پوسته ( $S$ ) با توجه به قطر داخلی پوسته ( $D_s$ ) و لقی قطری بین دسته لوله و پوسته ( $L_{sb}$ ) به این صورت تعریف شده است [۵]:

$$S = 0.5B \left[ D_s - D_1 + \frac{D_1 - d_o}{P_T} (P_T - d_o) \right] \quad (16)$$

$$D_1 = D_s - L_{sb} \quad (17)$$

گام حلزونی ( $B$ ) برای بفل‌های حلزونی پیوسته و ناپیوسته متفاوت است. برای بفل‌های حلزونی پیوسته برابر با فاصله بفل در بفل‌های تکه-ای است:

$$B = B_{segmental} \quad (18)$$

برای بفل‌های حلزونی ناپیوسته، گام حلزونی با استفاده از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$B = \sqrt{2} D_s \tan \beta_s \quad (19)$$

در این رابطه  $\beta_s$  زاویه پیچ است.

جدول ۲- ثابت‌های  $A_{NUS}$  و  $B_{NUS}$  برحسب زاویه پیچ  $\beta_s$  [۵]

| $B_{NUS}$ | $A_{NUS}$ | نوع بفل                            |
|-----------|-----------|------------------------------------|
| ۰.۵۴۲     | ۰.۲۷۵     | بفل حلزونی با $\beta_s = 20^\circ$ |
| ۰.۵۱۶     | ۰.۳۶۵     | بفل حلزونی با $\beta_s = 30^\circ$ |
| ۰.۴۸۸     | ۰.۴۵۵     | بفل حلزونی با $\beta_s = 40^\circ$ |
| ۰.۵۱۲     | ۰.۳۲۶     | بفل حلزونی با $\beta_s = 50^\circ$ |

جدول ۳- ثابت‌های  $C_{fs}$  و  $D_{fs}$  برحسب زاویه پیچ  $\beta_s$  [۵]

| $D_{fs}$ | $C_{fs}$ | نوع بفل                            |
|----------|----------|------------------------------------|
| -۰.۷۱۵   | ۱۱       | بفل حلزونی با $\beta_s = 20^\circ$ |
| -۰.۷۷۴   | ۱۳.۵     | بفل حلزونی با $\beta_s = 30^\circ$ |
| -۰.۸۰۶   | ۳۴.۷     | بفل حلزونی با $\beta_s = 40^\circ$ |
| -۰.۸۴۹   | ۴۷.۹     | بفل حلزونی با $\beta_s = 50^\circ$ |

در مبادله کن‌های دارای بفل حلزونی افت فشار سمت پوسته به اینصورت محاسبه می‌گردد [۵]:

$$\Delta P_s = 2f \rho_s U_s^2 N_t \frac{L}{B} \quad (20)$$

جدول ۴- نتایج بررسی عملکرد مبادله کن گرما در حالت مرجع

| روش بررسی   | کد حاضر | نرم افزار تجاری | اندازه-گیری |
|---|---------|-----------------|-------------|
| افت فشار سمت پوسته (bar)                                | ۰٫۱۵    | ۰٫۱۵            | ۰٫۲         |
| افت فشار سمت لوله (bar)                                 | ۰٫۲۳    | ۰٫۲۳            | ۰٫۴         |
| ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۸۹۴٫۳   | ۸۹۴٫۴           | -           |
| ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸٫۹  | ۱۲۲۹٫۲          | -           |
| دمای خروجی سیال پوسته ( $^{\circ}C$ )                   | ۱۱۷٫۹   | ۱۱۷٫۴           | ۱۱۸         |
| دمای خروجی سیال لوله ( $^{\circ}C$ )                    | ۸۹٫۲۹   | ۸۹٫۳            | ۸۹          |
| گرمای مبادله شده (kW)                                   | ۱۳۴۹۹   | ۱۳۵۵۳٫۸         | -           |

همانطور که ملاحظه می‌گردد نتایج شبیه‌سازی با کد توسعه یافته در مطالعه حاضر با مقادیر محاسبه شده توسط نتایج نرم افزار تجاری و همچنین با اندازه‌گیری‌های انجام شده در پالایشگاه تطابق خوبی دارد. به این ترتیب کد عددی تهیه شده برای ارزیابی عملکرد مبادله کن گرما، نتایج درست و دقیقی ارائه می‌دهد.

#### ۵- بهبود کارایی مبادله کن

عملکرد این مبادله کن گرما در حالت مرجع (شرایط کارکرد آن در حال حاضر در پالایشگاه نفت شازند) در قسمت قبل بررسی گردیده است. در ادامه به منظور بهبود عملکرد این مبادله کن، هر بار همه شرایط مطابق شرایط مرجع مذکور ثابت بوده، تنها یک پارامتر تغییر داده شده و تاثیر آن بررسی می‌گردد.

#### ۵-۱- بررسی تاثیر فاصله بفل‌های تکه‌ای

در بفل‌های تکه‌ای، فاصله بفل‌ها پارامتر مهمی در طراحی و عملکرد مبادله کن است. استاندارد TEMA نسبت فاصله بفل‌ها به قطر پوسته را بین ۰٫۳ تا ۰٫۶ پیشنهاد داده است. به این ترتیب فاصله بین بفل‌های تکه‌ای منفرد در مبادله کن گرمای مورد بررسی، مطابق استاندارد بین ۱۸۰ تا ۵۴۰ میلی‌متر تغییر داده شده و فاصله بفل ابتدایی و انتهایی تا صفحه لوله تقریباً ثابت در نظر گرفته شده است. جدول ۵ ضرایب انتقال گرمای جابجایی و افت فشار را در فواصل مختلف بفل‌ها نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش فاصله بفل‌ها از ۱۸۰ میلیمتر به ۵۴۰ میلیمتر، ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت پوسته و میزان افت فشار در سمت پوسته کاهش می‌یابد. افزایش فاصله بفل‌ها باعث هدایت جریان به شکل طولی می‌شود که منجر به کاهش انتقال گرما می‌گردد و همچنین احتمال ارتعاش لوله‌ها بیشتر می‌شود. به این ترتیب بهترین عملکرد گرمایی در حالتی است که فاصله بفل‌ها ۱۸۰ میلیمتر در نظر گرفته شود. در این حالت افت فشار سمت پوسته نیز کمتر از افت فشار مجاز است. با توجه به اینکه در این مبادله کن در حال حاضر فاصله بفل‌ها ۱۸۳ میلیمتر است، ایجاد تغییر در دسته لوله به منظور کاهش فاصله بفل‌ها به ۱۸۰ میلیمتر تنها ۰٫۴ درصد میزان انتقال گرمای کل را افزایش می‌دهد و دمای خروجی سیال نیز تنها حدود ۰٫۵ درجه سلسیوس تغییر می‌کند. به این ترتیب

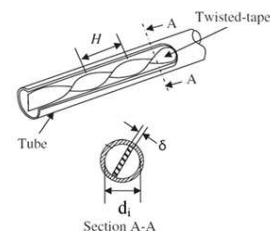
$y$ ، نسبت گام چرخش به قطر داخلی لوله است:

$$y = \frac{H}{d_i} \quad (29)$$

جهت محاسبه ضریب انتقال گرما و افت فشار در مبادله کن‌های پوسته و لوله که دارای نوارهای تابیده هستند از مدل ارائه شده توسط منگلیک [۱۱] استفاده شده است.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d_i}} \right)^{0.8} \left( \frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d_i}}{\pi - \frac{4\delta}{d_i}} \right)^{0.2} \quad (30)$$

$$f = \frac{0.0791}{Re^{0.25}} \left( \frac{\pi}{\pi - \frac{4\delta}{d_i}} \right)^{1.75} \left( \frac{\pi + 2 - \frac{2\delta}{d_i}}{\pi - \frac{4\delta}{d_i}} \right)^{1.25} \left( 1 + \frac{2.752}{y} \right) \quad (31)$$



شکل ۴- طرحواره‌ای نوار تابیده

#### ۴- بررسی عملکرد مبادله کن در حالت مرجع

به منظور بررسی عملکرد مبادله کن معرفی شده، یک کد کامپیوتری تهیه گردیده است. این کد قابلیت شبیه‌سازی عملکرد انواع مختلف مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله، شامل مبادله کن‌های دارای لوله ساده یا لوله پرده‌دار، مبادله کن‌های دارای بفل تکه‌ای یا بفل حلزونی و مبادله کن‌های دارای نوار تابیده درون لوله‌ها را داراست. در این کد جهت طراحی مبادله کن از روش  $\epsilon$ -NTU استفاده شده است [۸].

عملکرد مبادله کن گرما در شرایط کارکرد کنونی آن در پالایشگاه (که مشخصات آن در قسمت ۲ معرفی گردید و به عنوان حالت مرجع در نظر گرفته می‌شود) با استفاده از کد تهیه شده شبیه‌سازی گردیده و نتایج آن در جدول ۴ نشان داده شده است. به علاوه عملکرد این مبادله کن گرما توسط نرم افزار+ ASPEN HTFS نیز مورد ارزیابی قرار گرفته است. امروزه این نرم‌افزار یکی از پرکاربردترین نرم افزارها در طراحی و ارزیابی عملکرد انواع مبادله کن‌های گرما است [۱۲]. البته این نرم افزار قابلیت شبیه‌سازی مبادله کن‌های دارای بفل‌های حلزونی و یا دارای نوار تابیده با ضخامت‌های مختلف درون لوله‌ها را ندارد و تنها حالت مرجع عملکرد مبادله کن گرمای مورد بررسی را می‌توان با آن شبیه‌سازی نمود. نتایج شبیه‌سازی این مبادله کن به کمک نرم‌افزار مذکور و همچنین مقادیر متوسط برخی از کمیت‌های اندازه‌گیری شده در پالایشگاه نیز در جدول ۴ ارائه شده است.

<sup>1</sup> Twist Ratio

گرمایی در حالتی است که درصد برش بفلها ۲۶ درصد باشد. با توجه به اینکه در حال حاضر درصد برش بفلها ۲۶ درصد است، تغییر آنها ضرورتی ندارد.

تغییر فاصله بفلها در این مبادله کن گرما، تاثیر زیادی در افزایش انتقال گرما نخواهد داشت.

جدول ۵- تاثیر تغییر در فاصله بفلها بر عملکرد مبادله کن

| فاصله بفلها (mm)                           | ۱۸۰    | ۱۸۳    | ۳۰۰    | ۵۴۰    |
|--|--------|--------|--------|--------|
| افت فشار پوسته (bar)                       | ۰٫۱۶   | ۰٫۱۵   | ۰٫۰۵   | ۰٫۰۲   |
| افت فشار لوله (bar)                        | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   |
| ضریب جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۹۲۱٫۹  | ۸۹۴٫۳  | ۷۶۱    | ۶۲۵٫۸  |
| ضریب جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ |
| دمای خروجی پوسته ( $^{\circ}C$ )           | ۱۱۷٫۲  | ۱۱۷٫۹  | ۱۲۲٫۱  | ۱۲۸٫۱  |
| دمای خروجی لوله ( $^{\circ}C$ )            | ۸۹٫۴۲  | ۸۹٫۲۹  | ۸۸٫۵۳  | ۸۷٫۴۶  |
| گرمای مبادله شده (kW)                      | ۱۳۵۶۵  | ۱۳۴۹۹  | ۱۳۱۰۶  | ۱۲۵۵۷  |

#### ۵-۲- بررسی تاثیر درصد برش بفلها

برش بفل در بفلهای تکه‌ای عبارت است از طول قسمت بریده شده برای آن که جریان سمت پوسته بتواند از روی بفل عبور کند و معمولاً به صورت درصدی از قطر داخلی پوسته بیان می‌شود. برش خیلی زیاد و خیلی کم به خاطر انحراف جریان از حالت ایده‌آل هر دو باعث کاهش بازده گرمای مبادله کن می‌شوند. بنابراین بیشتر توصیه می‌شود که برش بفل بین ۲۵ درصد تا حدود ۳۵ درصد انتخاب شود [۸]. جدول ۶ عملکرد مبادله کن را در درصد برشهای مختلف نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش درصد برش بفلها از ۲۶ درصد به ۳۶ درصد، ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت پوسته و میزان انتقال گرمای صورت گرفته کاهش می‌یابد. همچنین میزان افت فشار در سمت پوسته نیز کاهش می‌یابد. به این ترتیب بهترین عملکرد

جدول ۶- تاثیر تغییر در درصد برش بفلها بر عملکرد مبادله کن

| درصد برش بفلها (%)                         | ۲۶     | ۲۹     | ۳۳     | ۳۶     |
|--|--------|--------|--------|--------|
| افت فشار پوسته (bar)                       | ۰٫۱۵   | ۰٫۱۴۷  | ۰٫۱۴۴  | ۰٫۱۱   |
| افت فشار لوله (bar)                        | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   |
| ضریب جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۸۹۴٫۳  | ۸۷۴٫۲  | ۸۵۱٫۶  | ۷۴۹٫۲  |
| ضریب جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ |
| دمای خروجی پوسته                           | ۱۱۷٫۹  | ۱۱۷٫۹۹ | ۱۱۸٫۶۲ | ۱۲۲٫۰۹ |
| دمای خروجی لوله                            | ۸۹٫۲۹  | ۸۹٫۱۸  | ۸۹٫۰۷  | ۸۸٫۴۵  |

#### ۵-۳- بررسی تاثیر استفاده از لوله‌های پرده‌دار به جای لوله‌های ساده

به منظور بررسی تاثیر استفاده از لوله‌های پرده‌دار، از لوله‌های پرده‌دار با قطر پایه لوله برابر با لوله ساده موجود در مبادله کن استفاده شده است تا هنگام استفاده از این لوله‌ها، صفحه لوله نیازی به تعویض نداشته باشد. تاثیر استفاده از لوله پرده‌دار با چگالی پره‌های مختلف بر عملکرد مبادله کن در جدول ۷ نشان داده شده است.

جدول ۷- تاثیر استفاده از لوله‌های پرده‌دار با چگالی پره‌های مختلف بر عملکرد مبادله کن

| نوع لوله  | ساده   | HPT 26/in (1024/m) | HPT 28/in (1102/m) | HPT 30/in (1181/m) | HPT 36/in (1417/m) |
|---|--------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| افت فشار پوسته (bar)                                    | ۰٫۱۵   | ۰٫۱۹               | ۰٫۲۰۱              | ۰٫۲۰۳              | ۰٫۲۱               |
| افت فشار لوله (bar)                                     | ۰٫۲۳   | ۰٫۳۸               | ۰٫۳۳               | ۰٫۳۲               | ۰٫۳۰               |
| ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۸۹۴٫۳  | ۸۲۲٫۷              | ۸۴۶٫۸              | ۸۵۱٫۱              | ۸۵۹                |
| ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۵۱۰٫۴             | ۱۴۲۰٫۴             | ۱۴۰۲٫۳             | ۱۳۶۶٫۹             |
| دمای خروجی سیال پوسته ( $^{\circ}C$ )                   | ۱۱۷٫۹  | ۹۴٫۷۹              | ۹۷٫۴۵              | ۹۷٫۷۲              | ۹۸٫۰۸              |
| دمای خروجی سیال لوله ( $^{\circ}C$ )                    | ۸۹٫۲۹  | ۹۳٫۳۴              | ۹۲٫۸۶              | ۹۲٫۸۱              | ۹۲٫۷۵              |
| گرمای مبادله شده (kW)                                   | ۱۳۴۹۹  | ۱۵۵۷۸٫۳            | ۱۵۳۳۲٫۸            | ۱۵۳۰۸٫۲            | ۱۵۲۷۵٫۴            |

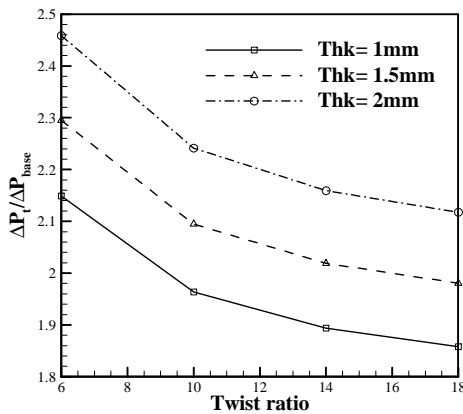
ولی افت فشار در هیچ یک از حالات بیشتر از افت فشار مجاز ۱ بار نشده است. با توجه به اینکه در پوسته نفت سفید جریان دارد و میزان رسوب آن به نسبت کم است، استفاده از لوله پرده‌دار مشکلی از نظر تمیزکاری به وجود نخواهد آورد.

همانطور که ملاحظه می‌شود استفاده از لوله پرده‌دار ضرایب انتقال گرمای جابجایی را تحت تاثیر قرار می‌دهد، به صورتیکه گرمای مبادله شده در حالتیکه از لوله‌های پرده‌دار استفاده شود، به مراتب بیشتر از لوله‌های ساده است. در لوله‌های پرده‌دار مختلف نیز بهترین عملکرد گرمای در لوله‌هایی با چگالی پره ۱۰۲۴ در واحد متر (از نوع HPT 26/in (1024/m)) دیده می‌شود. در اینحالت مقدار گرمای کل مبادله شده به میزان ۱۵٫۵ درصد نسبت به مبادله کن با لوله ساده افزایش یافته است. همچنین دمای خروجی سیال گرم ۲۲٫۶ درجه سلسیوس خنک‌تر شده و دمای خروجی سیال سرد ۴ درجه سلسیوس گرم‌تر شده است. البته استفاده از لوله پرده‌دار افت فشار را نیز افزایش می‌دهد.

#### ۵-۴- بررسی تاثیر استفاده از نوارهای تابیده در داخل لوله‌ها

جدول ۸ عملکرد مبادله کن را در نسبت چرخش‌های مختلف نوار تابیده با ضخامت یک میلی‌متر نشان می‌دهد. همچنین شکل ۵ تاثیر

سیال ها در ضخامت های مختلف (Thk های مختلف) نوار تابیده



شکل ۶- تاثیر تغییر در نسبت چرخش نوار تابیده بر افت فشار سمت لوله در ضخامت های مختلف (Thk های مختلف) نوار تابیده

### ۵-۵- بررسی تأثیر استفاده از بفل های حلزونی

جدول ۹ عملکرد مبادله کن را در زاویه پیچ های مختلف در بفل های حلزونی پیوسته و جدول ۱۰ برای بفل های حلزونی ناپیوسته نشان می دهند. همچنین شکل ۷ تاثیر تغییر در زاویه پیچ بفل های حلزونی بر افت فشار سمت پوسته و شکل ۸ تاثیر آن بر دماهای خروجی سیال ها را نشان می دهد.

جدول ۹- تاثیر تغییر زاویه پیچ بفل های حلزونی پیوسته بر عملکرد مبادله کن

| زاویه پیچ                                  | ۲۰     | ۳۰     | ۴۰     | ۵۰     |
|--|--------|--------|--------|--------|
| افت فشار پوسته (bar)                       | ۰٫۲۱   | ۰٫۱۳   | ۰٫۲۵   | ۰٫۲۱   |
| افت فشار لوله (bar)                        | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   |
| ضریب جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۶۸۵٫۱  | ۶۸۴    | ۶۲۷٫۴۷ | ۵۴۸٫۷۳ |
| ضریب جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ |
| دمای خروجی پوسته ( $^{\circ}C$ )           | ۱۲۴٫۱۳ | ۱۲۴٫۱۷ | ۱۲۶٫۴۸ | ۱۲۶٫۴۸ |
| دمای خروجی لوله ( $^{\circ}C$ )            | ۸۸٫۰۸  | ۸۸٫۰۷  | ۸۷٫۶۵  | ۸۷٫۳   |
| گرمای مبادله شده (kW)                      | ۱۲۹۲۹  | ۱۲۹۲۵  | ۱۲۷۱۲  | ۱۲۵۲۷  |

جدول ۱۰- تاثیر تغییر زاویه پیچ بفل های حلزونی ناپیوسته

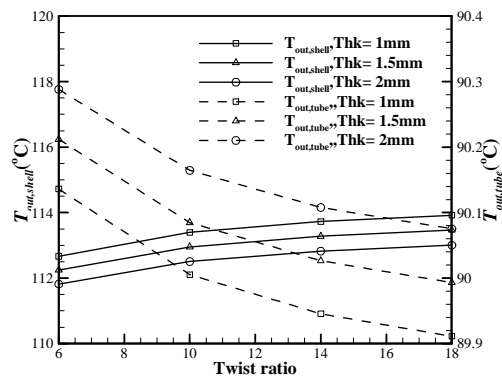
| زاویه پیچ                                  | ۲۰     | ۳۰     | ۴۰     | ۵۰     |
|--|--------|--------|--------|--------|
| افت فشار پوسته (bar)                       | ۰٫۰۲   | ۰٫۰۶   | ۰٫۰۵   | ۰٫۰۲   |
| افت فشار لوله (bar)                        | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   | ۰٫۲۳   |
| ضریب جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۴۱۴٫۱۲ | ۳۳۳٫۸۲ | ۲۶۵٫۲۹ | ۱۹۸٫۰۱ |
| ضریب جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ | ۱۲۲۸٫۹ |
| دمای خروجی پوسته ( $^{\circ}C$ )           | ۱۳۹٫۷۸ | ۱۴۸٫۰۴ | ۱۵۷٫۶۹ | ۱۷۰٫۸۲ |
| دمای خروجی لوله ( $^{\circ}C$ )            | ۸۵٫۲۷  | ۸۳٫۷۹  | ۸۲٫۰۶  | ۷۹٫۷   |
| گرمای مبادله شده (kW)                      | ۱۱۴۸۳  | ۱۰۷۱۹  | ۹۸۲۶٫۵ | ۸۶۱۲٫۷ |

تغییر در نسبت چرخش نوار تابیده بر دماهای خروجی سیال ها و شکل ۶ تاثیر آن بر افت فشار سمت لوله را در ضخامت های مختلف نوار نشان می دهد. در این شکل ها Thk نشان دهنده ضخامت نوار تابیده است. محور عمودی در شکل ۶ نسبت افت فشار لوله ی دارای نوار تابیده، به افت فشار لوله در حالت مرجع را نشان می دهد. همانگونه که در قسمت های قبل اشاره گردید، شرایط کارکرد مرجع مبادله کن مطابق با عملکرد مبادله کن در حال حاضر در پالایشگاه نفت سازند است.

جدول ۸- تاثیر نسبت چرخش نوار تابیده با ضخامت یک میلیمتر بر عملکرد مبادله کن

| نسبت چرخش                                  | ۶      | ۱۰    | ۱۴     | ۱۸     |
|--|--------|-------|--------|--------|
| افت فشار پوسته (bar)                       | ۰٫۱۵   | ۰٫۱۵  | ۰٫۱۵   | ۰٫۱۵   |
| افت فشار لوله (bar)                        | ۰٫۴۹   | ۰٫۴۵  | ۰٫۴۳   | ۰٫۴۲۷  |
| ضریب جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۸۹۴٫۳  | ۸۹۴٫۳ | ۸۹۴٫۳  | ۸۹۴٫۳  |
| ضریب جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۶۵۷٫۳ | ۱۵۸۲  | ۱۵۴۹٫۷ | ۱۵۳۱٫۸ |
| دمای خروجی پوسته ( $^{\circ}C$ )           | ۱۱۲٫۷  | ۱۱۳٫۴ | ۱۱۳٫۷  | ۱۱۳٫۹  |
| دمای خروجی لوله ( $^{\circ}C$ )            | ۹۰٫۱۴  | ۹۰    | ۸۹٫۹۵  | ۸۹٫۹۱  |
| گرمای مبادله شده (kW)                      | ۱۳۹۸۹  | ۱۳۹۲۲ | ۱۳۸۹۱  | ۱۳۸۷۳  |

ملاحظه می شود که استفاده از نوارهای تابیده در داخل لوله ها، مقدار انتقال گرما و افت فشار سمت لوله را افزایش می دهد. به طوریکه در نسبت چرخش های کمتر، افزایش ضریب انتقال گرما جابجایی سمت لوله بیشتر است. همچنین با افزایش ضخامت نوار تابیده از ۱ میلیمتر به ۲ میلیمتر میزان افزایش انتقال گرما و افت فشار سمت لوله افزایش می یابد. به این ترتیب بهترین عملکرد گرمایی در حالتی است که از نوار تابیده با نسبت چرخش ۶ و با ضخامت ۲ میلیمتر استفاده گردد. در این حالت مقدار گرمای کل مبادله شده به میزان ۴٫۲ درصد نسبت به مبادله کن مرجع افزایش یافته است. همچنین دمای خروجی سیال گرم ۶٫۲ درجه سلسیوس خنک تر شده و دمای خروجی سیال سرد ۱٫۱ درجه سلسیوس گرم تر شده است. البته استفاده از نوار تابیده افت فشار در لوله ها را نیز افزایش می دهد. ولی افت فشار در هیچ یک از حالات بیشتر از افت فشار مجاز نشده است.

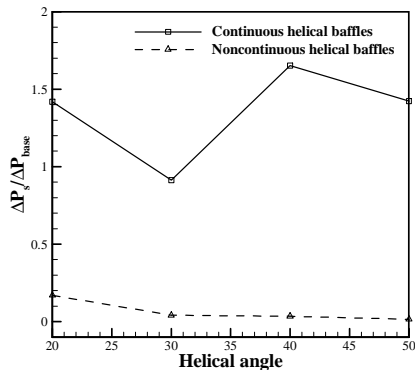


شکل ۵- تاثیر تغییر در نسبت چرخش نوار تابیده بر دماهای خروجی

افت فشار سیال در سمت پوسته، در مبادله کن‌های گرما با بفل- های حلزونی ناپیوسته بسیار کم است و با افزایش زاویه پیچ کاهش بیشتری پیدا می‌کند. زیرا در اینحالت الگوی جریان به جریان خارجی موازی با محور پوسته نزدیک می‌شود. اما در مبادله کن‌های گرما با بفل پیوسته میزان افت فشار سمت پوسته بیشتر از مبادله کن مرجع با بفل‌های تکه‌ای است و با افزایش زاویه پیچ روند مشخصی را طی نمی‌کند.

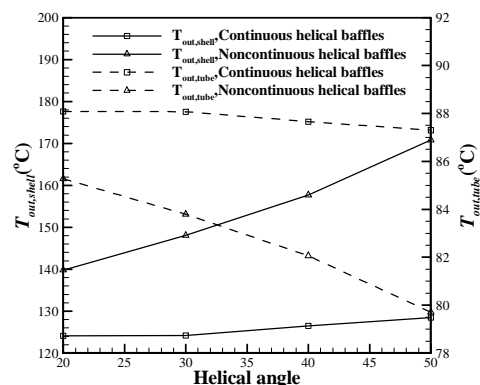
به طور کلی می‌توان گفت که در دبی حجمی ثابت جریان، ضریب انتقال گرمای سیال سمت پوسته و مقدار گرمای مبادله شده در مبادله کن‌های گرما با بفل حلزونی (در هر دو حالت پیوسته و ناپیوسته) کمتر از مبادله کن‌های گرما با بفل‌های تکه‌ای است. علت این رفتار را به این صورت می‌توان توضیح داد که در واقع بفل‌های تکه‌ای نوع حدی بفل- های حلزونی با زاویه پیچ صفر درجه هستند و با افزایش زاویه پیچ، الگوی جریان سمت پوسته به جریان موازی با محور لوله نزدیک می‌شود. با توجه به اینکه در سرعت ثابت، انتقال گرما در جریان متقاطع عبوری از دسته لوله‌ها بسیار بیشتر از جریان موازی است، بنابراین ضریب انتقال گرمای مبادله کن‌های گرما با بفل‌های حلزونی کمتر از مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله با بفل‌های تکه‌ای می‌شود.

با توجه به کاهش انتقال گرما در مبادله کن‌های دارای بفل حلزونی، جهت بررسی علت استفاده از آنها در مبادله کن‌های گرما، در جدول ۱۱ عملکرد مبادله کن مرجع که دارای بفل تکه‌ای است با مبادله کن دارای بفل حلزونی ناپیوسته مورد مقایسه قرار گرفته است. با توجه به اینکه نتایج نشان دادند که بفل‌های حلزونی پیوسته علاوه بر اینکه انتقال گرما را کاهش می‌دهند، افت فشار را نیز در مبادله کن مورد بررسی افزایش خواهند داد، و همچنین با در نظر گرفتن این موضوع که فرآیند طراحی و ساخت بفل‌های حلزونی پیوسته سخت و پرهزینه است، می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از آنها قطعاً به صرفه نخواهد بود و به همین دلیل در جدول ۱۱ تنها بفل‌های حلزونی ناپیوسته بررسی شده‌اند.



شکل ۷- تاثیر تغییر در زاویه پیچ بفل‌های حلزونی بر افت فشار سمت پوسته

نتایج نشان می‌دهد که ضریب انتقال گرمای سیال سمت پوسته با بفل‌های حلزونی در تمام حالت‌ها نسبت به بفل‌های تکه‌ای، مقدار کمتری دارد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه پیچ، دمای سیال گرم خروجی از پوسته افزایش می‌یابد. البته تغییرات دمای خروجی با افزایش زاویه پیچ در مبادله کن‌های گرما با بفل‌های پیوسته بسیار کم است. با افزایش زاویه پیچ، ضریب انتقال گرما در هر دو حالت بفل‌های حلزونی پیوسته و ناپیوسته کاهش پیدا می‌کند که شیب این تغییر در مبادله کن‌های گرما با بفل حلزونی ناپیوسته بیشتر است.



شکل ۸- تاثیر تغییر در زاویه پیچ بفل‌های حلزونی بر دماهای خروجی سیال‌ها

جدول ۱۱- عملکرد مبادله کن مرجع و مبادله کن دارای بفل‌های حلزونی ناپیوسته در زاویه پیچ‌های مختلف

| زاویه پیچ  | بفل تکه‌ای | ۲۰     | ۳۰      | ۴۰      | ۵۰      |
|--|------------|--------|---------|---------|---------|
| افت فشار پوسته (bar)   | ۰٫۱۵       | ۰٫۰۲   | ۰٫۰۰۶   | ۰٫۰۰۵   | ۰٫۰۰۲   |
| گرمای مبادله شده (kW)  | ۱۳۴۹۹      | ۱۱۴۸۳  | ۱۰۷۱۹   | ۹۸۲۶۵   | ۸۶۱۲٫۷  |
| گرمای مبادله شده بر واحد افت فشار سمت پوسته (kWbar <sup>-1</sup> ) | ۸۹۹۳۳      | ۵۷۴۱۵۰ | ۱۷۸۶۵۰۰ | ۱۹۶۵۳۰۰ | ۴۳۰۶۳۵۰ |
| درصد افزایش گرمای مبادله شده بر واحد افت فشار نسبت به حالت مرجع    | -          | ۵۳۷٫۹۹ | ۱۸۸۵٫۱۵ | ۲۸۸۳٫۸۳ | ۴۶۸۵٫۱۹ |

جدول ۱۱ نشان می‌دهد که در بفل‌های حلزونی نسبت گرمای مبادله شده بر واحد افت فشار سمت پوسته به مراتب بیشتر از بفل‌های تکه‌ای است. به همین دلیل در یک افت فشار ثابت پوسته (یا در یک توان پمپاژ ثابت)، گرمای مبادله شده در مبادله کن‌های دارای بفل

جدول ۱۱ نشان می‌دهد که در بفل‌های حلزونی نسبت گرمای مبادله شده بر واحد افت فشار سمت پوسته به مراتب بیشتر از بفل‌های تکه‌ای است. به همین دلیل در یک افت فشار ثابت پوسته (یا در یک توان پمپاژ ثابت)، گرمای مبادله شده در مبادله کن‌های دارای بفل



ها پره‌دار باشند تنها ۰/۰۱ درصد افزایش یافته است. به همین دلیل میزان افزایش انتقال گرما نسبت به حالتیکه تنها لوله‌ها پره‌دار شوند، بسیار کم بوده و استفاده همزمان لوله‌های پره‌دار و نوار تابیده تاثیر چندانی بر افزایش انتقال گرما نخواهد داشت.

#### ۶- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این پژوهش بهبود عملکرد مبادله کن گرمای پوسته و لوله در واحد تقطیر نفت خام شرکت پالایش نفت امام خمینی (ره) سازند مد نظر قرار گرفت و جزئیات مربوط به معادلات حاکم بر عملکرد مبادله کن‌های گرما در شرایط مختلف ارائه شد. عملکرد مبادله کن با روش-ε NTU مدل‌سازی گردید و یک کد کامپیوتری به این منظور تهیه شد. صحت نتایج حاصل از مدل‌سازی بررسی گردید و نشان داده شد که نتایج حاصل از تحقیق حاضر با اندازه‌گیری‌های انجام شده در پالایشگاه و همچنین با نتایج حاصل از نرم افزار ASPEN HTFS+ مطابقت دارد. ویژگی اصلی کد توسعه یافته در پژوهش حاضر که آن را از نرم-افزارهای تجاری موجود در این زمینه متمایز می‌سازد، این است که این کد توانایی شبیه‌سازی عملکرد انواع ساختارها و هندسه‌های مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله را داراست. به عنوان مثال در مقایسه با نرم افزار ASPEN HTFS+، این کد قابلیت شبیه‌سازی مبادله کن‌های دارای بفل‌های حلزونی و یا دارای نوار تابیده با ضخامت‌های مختلف درون لوله‌ها را نیز دارد.

صرفه خواهد بود. همچنین در شرایطی که میزان رسوب ایجاد شده در سمت پوسته زیاد باشد نیز استفاده از بفل حلزونی پیشنهاد می‌شود. به علاوه یکی از مزیت‌های بفل‌های حلزونی ارتعاش و لرزش کمتر است. به همین دلیل در شرایطی که ارتعاشات زیادی در مبادله کن ایجاد شود (مانند مبادله کن‌هایی که در آنها جریان دوفاز وجود دارد) نیز تغییر بفل‌های تکه‌ای به بفل‌های حلزونی به عنوان یک راهکار می‌تواند مد نظر قرار گیرد. در مورد مبادله کن گرمای مورد بررسی، با توجه به کم بودن افت فشار پوسته، تغییر بفل‌های تکه‌ای موجود به بفل حلزونی توصیه نمی‌شود.

#### ۵-۶- بررسی تأثیر هم‌زمان استفاده از لوله‌های پره‌دار و استفاده از نوارهای تابیده در داخل لوله‌ها

نتایج به دست آمده از بررسی راهکارهای مختلف جهت بهبود عملکرد مبادله کن نشان دادند که تنها استفاده از لوله‌های پره‌دار و نوار تابیده منجر به افزایش انتقال گرما می‌شوند و دیگر راهکارها باعث بهبود چشمگیر عملکرد مبادله کن نخواهند شد. در هر یک از این دو روش نیز بهترین حالت استفاده از لوله‌های پره‌دار با چگالی پره ۱۰۲۴ در واحد متر و استفاده از نوار تابیده با نسبت چرخش ۶ و با ضخامت ۲ میلیمتر است. جدول ۱۲ تاثیر استفاده هم‌زمان از لوله‌های پره‌دار و نوار تابیده را بر عملکرد مبادله کن نشان می‌دهد. این جدول نشان می‌دهد که در صورتیکه از لوله‌های پره‌دار با چگالی پره ۱۰۲۴ در واحد متر استفاده شود و درون لوله‌ها نوار تابیده با نسبت چرخش ۶ و با ضخامت ۲ میلیمتر قرارداده شود، مقدار گرمای کل مبادله شده ۱۵۵۹۳ کیلووات خواهد بود که نسبت به مبادله کن گرما در حالتیکه تنها لوله-

جدول ۱۲- تأثیر استفاده از لوله‌های پره‌دار (چگالی پره ۱۰۲۴ در واحد متر) و نوار تابیده (نسبت چرخش ۶ و ضخامت ۲ میلیمتر) بر عملکرد مبادله کن

| نوع لوله                                   | ساده   | پره‌دار و بدون نوار تابیده | بدون پره و دارای نوار تابیده | پره‌دار و دارای نوار تابیده |
|--|--------|----------------------------|------------------------------|-----------------------------|
| افت فشار سمت پوسته (bar)                   | ۰/۱۵   | ۰/۱۹                       | ۰/۱۵                         | ۰/۱۹                        |
| افت فشار سمت لوله (bar)                    | ۰/۲۳   | ۰/۳۸                       | ۰/۴۹                         | ۰/۶۹                        |
| ضریب جابجایی سمت پوسته ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) | ۸۹۴/۳  | ۸۲۲/۷                      | ۸۹۴/۳                        | ۸۲۲/۷                       |
| ضریب جابجایی سمت لوله ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )  | ۱۲۲۸/۹ | ۱۵۱۰/۴                     | ۱۶۵۷/۳                       | ۲۱۱۲/۶                      |
| دمای خروجی سیال پوسته ( $^{\circ}C$ )      | ۱۱۷/۹  | ۹۴/۷۹                      | ۱۱۲/۶۷                       | ۹۴/۶                        |
| دمای خروجی سیال لوله ( $^{\circ}C$ )       | ۸۹/۳۹  | ۹۳/۳۴                      | ۹۰/۱۴                        | ۹۳/۳۷                       |
| گرمای مبادله شده (kW)                      | ۱۳۴۹۹  | ۱۵۵۷۸/۳                    | ۱۳۹۸۹                        | ۱۵۵۹۳                       |

گرم‌تر شد. همچنین افت فشار در هیچ یک از حالات، بیشتر از افت فشار مجاز نشد. با توجه به اینکه در سمت پوسته نفت سفید جریان دارد و میزان رسوب کم است، استفاده از لوله پره‌دار مشکلی از نظر تمیزکاری نیز به وجود نمی‌آورد. استفاده از نوارهای تابیده در داخل لوله‌ها نیز باعث افزایش ضریب انتقال گرمای جابجایی و افت فشار سمت لوله می‌گردد. بهترین عملکرد گرمایی در صورت استفاده از نوار تابیده نیز در حالتی است که از نوار تابیده با نسبت چرخش ۶ و با ضخامت ۲ میلیمتر استفاده گردد. در اینصورت مقدار گرمای کل مبادله شده به میزان ۴/۲ درصد نسبت به مبادله کن مرجع افزایش یافت. همچنین دمای خروجی سیال گرم ۶/۲ درجه سلسیوس خنک‌تر و دمای خروجی سیال سرد ۱/۱ درجه سلسیوس گرم‌تر شد. افت فشار نیز در هیچ یک از حالات بیشتر از افت فشار مجاز نگردید. البته نظر به اینکه درون لوله‌ها نفت خام جریان دارد و رسوب زیادی در لوله‌ها

با استفاده از کد تهیه شده راهکارهای مختلف برای افزایش انتقال گرما مبادله کن مذکور و تاثیر هر راهکار بر میزان انتقال گرما و افت فشار آن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده نشان دادند که تغییر فاصله بفل‌های تکه‌ای، تغییر درصد برش بفل‌ها و یا استفاده از بفل‌های حلزونی، تاثیر چشمگیری در بهبود عملکرد مبادله کن گرمای مورد بررسی نخواهند داشت. در صورتیکه اگر از لوله‌های پره‌دار استفاده شود گرمای مبادله شده به مراتب بیشتر از حالتی است که از لوله‌های ساده استفاده گردد. در لوله‌های پره‌دار مختلف نیز بیشترین انتقال گرما در لوله‌هایی با چگالی پره ۱۰۲۴ در واحد متر دیده شد. در این حالت مقدار گرمای کل مبادله شده به میزان ۱۵/۵ درصد نسبت به مبادله کن با لوله ساده افزایش یافت. دمای خروجی سیال گرم نیز ۲۲/۶ درجه سلسیوس خنک‌تر و دمای خروجی سیال سرد ۴ درجه سلسیوس

- continuous cut edges, *Journal of Energy Storage*, Vol. 19, pp. 10-14, 2018.
- [3] Cheng H., Luo T., et al., Experimental study of shell-and-tube phase change heat exchanger unit with/without circular fins, *Energy Procedia*, Vol. 152, pp. 990-996, 2018.
- [4] Taher F. N., Movassag S. Z., Razmi K., Tasouji Azar R., Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 44, pp. 143-149, 2012.
- [5] Zhang J.F., Li B., Huang W. J., Lei Y.G., He Y.L., Tao W.Q., Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles, *Chemical Engineering Science*, Vol. 64, pp. 1643-1653, 2009.
- [6] wen J., Gu X., et al., Multi-parameter optimization of shell-and-tube heat exchanger with helical baffles based on entransy theory, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 130, pp.804-813, 2018.
- [7] Yeap B.L., Wilson D.I., Polley G.T. and Pugh S.J., Incorporation of fouling models into the design of heat transfer networks, *Proc. Engineering Foundation Conf. on Heat Exchanger Fouling*, Davos, July 2001.
- [8] Kakaç S., Liu H., *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, CRC Press, 3<sup>rd</sup> Ed., 2012.
- [9] Thulukkanam K., *Heat Exchanger Design Handbook*, CRC press, 2<sup>nd</sup> Ed., 2013.
- [10] Serth R.W., *Design of shell-and-tube heat exchangers*, handbook of process heat transfer principles and applications. Oxford, Elsevier, 2007.
- [11] Manglik R., A. Bergles Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape inserts in isothermal tubes. Part II: turbulent flows, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 890-896, 1993.
- [12] Aspen Technology Inc., *Aspen plus user guide*, Cambridge, 2010.

تشکیل می‌شود، این روش جهت افزایش انتقال گرما در این مبادله کن در اولویت نخواهد بود. بررسی تأثیر استفاده هم‌زمان از لوله‌های پرده‌دار و نوارهای تابیده مذکور نیز نشان داد که میزان افزایش انتقال گرما نسبت به حالتیکه تنها لوله‌ها پرده‌دار شوند، بسیار کم بوده و استفاده هم‌زمان لوله‌های پرده‌دار و نوار تابیده تأثیر چندانی بر افزایش بیشتر انتقال گرما ندارد.

به این ترتیب با بررسی روش‌های مختلفی که جهت بهبود عملکرد مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله مطرح هستند، مشخص شد که موثرترین راهکار در مبادله کن گرمای مورد بررسی، استفاده از لوله‌های پرده‌دار است. ایجاد این تغییرات در مبادله کن گرمای مذکور می‌تواند تأثیر به‌سزایی در افزایش بار گرمایی مبادله کن، کاهش مصرف انرژی واحد تقطیر و کاهش آلاینده‌های زیست محیطی داشته باشد. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که شبیه‌سازی عملکرد مبادله کن‌های گرمای موجود در صنایع، ابزار مناسبی را جهت بررسی راهکارهای بهبود عملکرد آنها ارائه می‌کند. کد توسعه یافته در پژوهش حاضر می‌تواند به عنوان ابزاری مناسب در بررسی عملکرد و بهینه‌سازی مبادله کن‌های گرمای پوسته و لوله موجود در صنایع مختلف به کار گرفته شود.

## ۷- سپاسگزاری

این مقاله با کمک و پشتیبانی معاونت پژوهش و فناوری دانشگاه اراک بر اساس قرارداد شماره ۹۴/۹۳۳۳ انجام شده است.

## ۸- نمادها

|                   |  |
|-------------------|--|
| $A_i, A_o$        | مساحت سطح داخلی (i) یا خارجی (o) لوله‌ها ( $m^2$ ) |
| B                 | فاصله بین بفل‌ها یا گام حلزونی (m)                 |
| $h_{base}$        | ضریب جابجایی در مبادله کن مرجع ( $Wm^{-2}K^{-1}$ ) |
| L                 | طول لوله (m)                                       |
| $N_t, p, b$       | تعداد کل لوله‌ها/ گذرهای لوله/ تعداد بفل‌ها        |
| NTU               | عدد سطح انتقال گرما                                |
| $q_s$             | نرخ حجمی جریان سمت پوسته ( $m^3s^{-1}$ )           |
| $R_f$             | مقاومت رسوب ( $Km^2W^{-1}$ )                       |
| $U_o$             | ضریب کلی انتقال گرما ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )           |
| $U_m$             | سرعت متوسط جریان درون لوله‌ها ( $ms^{-1}$ )        |
| $\varepsilon$     | بازده انتقال گرما                                  |
| $\Delta p_t$      | افت فشار لوله ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )                 |
| $\Delta p_s$      | افت فشار سمت پوسته ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )            |
| $\Delta p_{base}$ | افت فشار در مبادله کن مرجع ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )    |

## ۹- مراجع

- [1] Master B.I., Chunangad K.S., Pushpanathan V., Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers, *Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications*, Santa Fe, pp. 317-322, 2003.
- [2] Sarviya R.M., Veeresh Fuskele, Heat transfer and pressure drop in a circular tube fitted with twisted tape insert having