مرور و ارزیابی معادلات عملکردی و شبیه سازی جریان تک فاز در مبدل های حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستای کنیکس

مقدمه



شماره ۷۶ صفحه، ۱۰۹ ۹۲–۹۲ تاریخ دریافت مقاله: ۹۱/۴/۶ تاریخ پذیرش مقاله: ۹۱/۱/۱ هاله لطفعلینژاد' و محمدرضا جعفرینصر^{۳۵} ۱- دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، دانشکده فنی و مهندسی ۲-پژوهشگاه صنعت نفت nasrmrj@ripi.ir

مكيده

مبدلهای پوسته لولهای پر کاربردترین نوع مبدلها در صنایع میباشسند. با توجه به وسعت کاربرد ایس مبدلها محققین تلاش های فراوانی در جهت افزایش راندمان و کارایی آنها انجام دادهاند. یکی از موفق تریس روش های افزایش کارایی حرارتی نصب دستگاههای اختلاط ایستا درون لولههای مبدل است. در این مقاله ضمن ارزیابی معادلات عملکردی دستگاههای اختلاط کنیکس، با بهره گیری از محاسبات دینامیکی سیال (CFD) و شبیه سازی نحوه عملکرد دستگاههای اختللاط کنیکس در مبدلهای حرارتی پوسته لولهای برای معادلات لازم برای طراحی این نوع مبدل ها انتخاب و معرفی شده است. با استفاده از این روش میتوان تعداد واحد بهینه مورد نیاز از این نوع دستگاهها را برای یک عملکرد مشخص تعیین نمود.

واژههای کلیدی: مبدل پوسته لولهای، دستگاههای اختلاط ایستای کنیکس، معادلات عملکردی، شبیهسازی، جریان تک فاز آرام و درهم

مبدلهای حرارتی پوسته و لوله قدیمی ترین نسل مبدلهای حرارتمی میباشند که یکی از پرکاربردترین تجهیزات حرارتی در فرآیندهای شیمیایی مختلف محسوب می شوند. با این وجود راندمان پایین آنها مشکل ساز است. نصب وسایل آشفتهساز (توربولیتور) نظیر دستگاههای اختلاط ایستا یکی از روشهای مناسب برای افزایش راندمان و کارایی این نوع مبدلها می باشد. دستگاههای اختلاط ایستا در ابتدا برای اختلاط سیالات در جریان آرام ابداع شدند. سپس کاربردهای آنها در انتقال حرارت و رژیمهای درهم و چند فازی توسعه یافت. دستگاههای اختلاط ایستای اولیه برای دستیابی به اختلاط کامل در مقطع لوله دایرهای در جریان آرام طراحی شده بود. این کار به طور طبيعي افت فشار بيشتري نسبت به لوله خالي دارد. در جريان درهم، نفوذ گردابهها اختـلاط قابل قبولی را برای بیشتر فرآیندهای صنعتی ایجاد می کند. بنابراین دستگاههای اختلاط ایستا در شرایط جریان درهم کمتر مورد مطالعه و استفاده قـرار می گیرنـد. تولیدکنندگان تجهيزات اختلاط، عموماً اشاره مي كنند كه دستگاههاي

www.SID.ir

٩٢

اختلاط ایستا به میزان قابل توجهی زمان تماس را کاهش و میزان انتقال حرارت را در مقایسه با لولههای خالی افزایش میدهد. این موضوع اگر چه برای جریان آرام صحیح است، ولی برای جریان درهم کمتر به واقعیت نزدیک میباشد. دستگاههای اختلاط ایستا در افت فشار بالاتر، میزان درهم بودن جریان را درون یک لوله بدون تغییر قطر و دبی جریان افزایش میدهند. این وسایل به تدریج به عنوان وسایلی برای افزایش انتقال حرارت از نوع جابهجایی اجباری به خصوص در دامنه اعداد رینولدز پایین و پرانتل بالا استفاده شده است [1].

به کارگیری این وسایل و نصب آنها در داخل یک لوله تا حد بسیار بالایی ضریب انتقال حرارت را افزایش می دهد، به طوری که این اثر مثبت در جریان تک فاز و دو فاز برای الگوی جریان آرام و درهم به کار گرفته شده است [۲ و ۳]. شکل ۱ ساختمان یک واحد از اختلاط از نوع کنیکس و SMX را نشان می دهد.



لولەھاي مبدل نگاه اختلاط کلیکس اختلاط كليكس

شکل ۱– ساختار یک واحد اختلاط Kenics و SMX به همراه یک مبدل حرارتی مجهز به این دستگاهها

در داخل این دستگاه که به طور متوالی در طول لوله نصب می گردد، هیچ قطعه متحرکی وجود ندارد و در نتیجه جریانات در حال حرکت سیال به طور دائم با یکدیگر مخلوط می شوند. زمانی که سیال از داخل این دستگاه عبور می کند، جریان به دو قسمت تقسیم شده و به طور دائم عمل تقسیم جریان و اختلاط شعاعی صورت می پذیرد. در نتیجه به دلیل اختلاط شعاعی، اختلاف درجه حرارت، سرعت و ترکیب درصد مواد در جهت شعاع کاملاً ناچیز است [٤].

تلاش های زیادی در زمینه شبیهسازی و مطالعه دینامیک سیالات محاسباتی' جریان در داخل دستگاههای اختلاط www.SID.ir

ایستا طی سالهای ۱۹۸۰ گزارش شده است. در مطالعاتی که از روش CFD استفاده می شود، اثرات جریان سه بعدی و اثـرات ورودی و خروجی مد نظر قـرار می گیرد. اولین تلاش ها بـرای اسـتفاده از یک کد CFD تجاری توسط تانگای و همکارانش [۵] برای جریان سـیالات نیوتونی و غیر نیوتونی از میان دسـتگاههای اختلاط ایستای متفاوت در اعداد رینولدز پایین گزارش شـده است. باکر و لاروچ [۲] اولیـن محققینی بودند که نتایج حاصل از به کار بردن یک کـد CFD مدرن برای دسـتگاههای اختلاط ایسـتای مداونـی را گزارش دادند. بهتریـن مطالعات در این زمینه در پایاننامه دکتری برد [۷], هابز [۸] انجام شـده اسـت، همچنیـن یکی از مطالعات تانگای و همکارانش مربوط به عملکرد اختلاط پنج نوع دسـتگاه اختلاط ایستای متفاوت

کیت، رحمانی و ایاصوفی در سال ۲۰۰٤ جریان خزشی، آرام و درهم را برای سیالات نیوتونی و غیر نیوتونی درون ریزهمزن حلزونی مورد بررسی قرار دادند. تفاوت اصلی تحقیق آنها با دیگر تحقیقات انجام شده، در نظر گرفتن شهرایط انتقال حرارت علاوه بر اختلاط برای دستگاههای اختلاط ایستای حلزونی داخل لوله است [۱۰]. کومار و همکارانش نیز در سال ۲۰۰۸ عملکرد دستگاههای اختلاط ایستا کنیکس را برای اعداد رینولدز بین ۱ تا ۲۰۰۰۰ مورد بررسی قرار دادند و شبیهسازی CFD آن را در این محدوده انجام دادند. در این مطالعه با استفاده از سیال هوا و پس از مقایسه نتایج افت فشار حاصل شده با نتایج تجربی، یک رابطه جدید برای افت فشار ارائه دادند [۱۱].

لیسبوآ و همکارانیش نیز به بررسی CFD دستگاههای حلزونی کنیکس به عنوان مبدل حرارتی پرداختند. آنها در تحقیق خود راندمان مبدل حرارتی مجهز به کنیکس را برای سیال فوق بحرانی دی اکسید کربن در شرایط فشار بالا از طریق CFD مورد بررسی قرار دادند. در محاسبات، از سه مدل درهم استاندارد w-K و ع - RNG او ع-K برای مدل سازی جریان درهم و انتقال حرارت در شرایط فشار بالا استفاده گردید [۱۲].

^{1.} Computational Fluid Dynamic (CFD)

پژوشرنفت و شماره ۷۶

ط این نوع دستگاهها هم به صورت تحلیلی و تئوریک و همچنین به صورت تجربی انجام شده که دامنه کار تجربی به برخی از محققین بر روی این دستگاهها در جدول ۱ ارائه شده است [۱۵–۱۳]. جداول ۲ و ۳ نیز مهم ترین روابط نیمه تجربی گردآوری شده از سال ۱۹۹۰ به بعد در خصوص در روابط ضریب انتقال حرارت و افت فشار این دستگاهها را نشان می دهد [۱۲].

مروری بر تاریخچه توسـعه معادلات عملکردی مخلوط کنندههای ایستا

قدیمی ترین گزارشات تحقیقاتی مربوط به این دستگاهها به کمپانی کنیکس در سال ۱۹۷۷ میلادی برمی گردد. امروزه انواع گوناگونی نظیر سولزر و رز وجود دارد که اطلاعات عملکردی آنان نزد شرکتهای سازنده محفوظ مانده و در دسترس نمی باشد. مطالعات فراوانی برای تعیین عملکرد

جدول ۱- دامنه کاربرد معادلات پیش بینی کننده عملکرد دستگاههای اختلاط ایستا ارائه شده توسط محققین (از سال ۱۹۹۰ به بعد)

| | r | | | 1 | | |
|--------------------------------|--------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------------|-------------|-------------|
| نام پژوهشگر | نوع | نام سيال | نسبت پيچش | قطر داخلی (mm) | عدد رينولدز | L/D_i |
| Lejacks (19AV) | كنيكس | آب- آب و گلسیرین | ۳۰/۳، ۲/۰۲، ۲/۰۲ و ۵۰/٤ | ۲۱ | ٩٠-٥٨٠٠ | ٤٧/٦ |
| Yang et al (۱۹۹۰) | کنیکس | هوا (۷/۰) | ۱/۵ و ۲ | TT | 77 | ٥٤/٥ |
| (199.) Sestak | كنيكس | | 0 | | | ۲ |
| (1991) Shah | کنیکس | گلیسیرین ۲CMC (n=•/۷۷-۰/۵۸) | | ۲۱، ۲۲ و ٤٤ | آرام | ١/٥ |
| Ishikawa – Kamiya (۱۹۹٤) | کنیکس | آب- گلسيرين | ۲، ۱/۵ و ۱ | 17 | •/\-\ | ٤٤ |
| (1998) Brunat | كنيكس | نيوتنى- غير نيوتنى | | ٥/٦٦، ٥/٣٢ | •/A=1•••• | ۱/۷۸ و ۱/۷۸ |
| Lammers (1992) | کنیکس | | | | آرام | |
| (1990) Joshi | كنيكس | هوا (۲/۷) | ۲/۵ و ۱/۵ | ۲. | •/1-0•••• | تا ۲۵ |
| (1997) Li et al | SMX | آب- گلسيرين-CMC | | •/\٦ \.o>Pe>\o | •/1-1•••• | |
| (1997) Myers | كنيكس | | | | •/A=1•••• | |
| Rauline (199A) | SMX , ISG , LPD | | | | •/1-1•••• | |
| Cavatorta et al (۱۹۹۹) | SMV | | | | ۲۰-۱۰۰۰ | |
| Luong Thi Cam Tu (۲۰۰۲) | كنيكس | نیوتنی و غیرنیوتنی | | ٤٨ ،٤٦/٥ | •/1-1••• | ۲/۰۸ و ۲/۲ |
| -Mushtak Al Atabi (۲۰۰۷) | SMX | | | | 0 | |
| XU Guojun (1997) | کنیکس | سودو پلاستیک | | | •/••1-1••• | |
| S.Masiuk (Y···A) | مخروط دوگانه | آب- گلیسیرین-روغن-محلول ملاس | | 71>Pe>٣٢ | | ١. |
| Cybulski warner (۱۹۸۹) | کنیکس SMXL, SMX | | | | | |

| نام پژوهشگر | نوع المنت | ضریب اصطکاک و محدوده عدد رینولدز |
|----------------------------|---|--|
| (1991) N.F.Shah | کنیکس ۵ _{SM} =۱/۵ | $f = \frac{64.06n}{Re} + \frac{\frac{3.68 n^4}{n+1}}{\frac{1.36 n}{Re} \frac{n+3}{n+3}} Re = Laminar$ n=1 For Newtonian Fluids |
| (1998) M.Brunat | کنيکس ۵ _{SM} =۱/۸۲، ۱/۷۸ | f=1)]/VO/Re+ ·/O·YO ·/A < Re<) · · · |
| (१९९१) Ishikawa-Kamiya | کنیکس ۵/۵ م _{SM} | $\begin{aligned} Re_{cr}^{=1} \delta / \cdot 4 \alpha_{SM}^{-1/\cdot \xi} \\ Re < Re_{cr}^{} f=c/Re \\ c=\delta \tau / \Lambda \Lambda - 1/\delta \tau \delta \alpha_{SM}^{-1} + \tau / \xi \tau \tau \alpha_{SM}^{-\tau} + 1 \tau \delta / V \xi \alpha_{SM}^{-\tau} \\ Re > Re_{cr}^{} f=c/Re^{\cdot / \cdot 4\tau \lambda} \\ C = \frac{\pi^2}{4 \alpha_{SM}^2} (\cdot / V \delta \tau \delta - \tau / \tau \cdot \tau \alpha_{SM}^{-1} + \tau / \cdot 1 \Lambda \xi \alpha_{SM}^{-\tau} + \tau / \tau V \tau \times 1 \cdot \tau \alpha_{SM}^{-\tau}) \end{aligned}$ |
| (१९९०) Joshi et al | کنیکس ۵ _{SM} =۱/۵، ۲/۰، ۲/۵ | $f = \Upsilon \cdot /\Upsilon Re^{-1/2} \alpha_{SM}^{-1/2}$ |
| (19AV) Lejacks et al | کنیکس ۵ _{SM} =۳/۰۳، ٤/۰۵، ۵/۰۲ ۲/۰۲، | $f = \frac{1}{4} \left[\frac{213.5 + 224\alpha_{SM}^{-1}}{Re} - (-\cdot/\delta\xi + \xi/VV\delta \alpha_{SM}^{-1}) \right]$ |
| Loung Thi Cam Tu (۲۰۰۲) | کنیکس ۵ _{SM} =۱/۵ | f=VT/20 Re ⁻¹ +•/7T70 |

جدول ۲- معادلات پیشربینی کننده ضریب اصطکاک دستگاههای اختلاط ایستا

| نام پژوهشگر | نوع المنت | عدد ناسلت و محدوده عدد رینولدز |
|----------------------|--|--|
| (१९९०) Joshi et al | کنیکس ۵ _{SM} =۱/0, ۲/۰, ۲/۵ | $Nu=0.61^{3} \sqrt{\binom{Re \operatorname{Pr}^{D_{\ell}}/L}{Re^{-1/N}}} \frac{Re^{-1/N}}{Re^{-1/N}} \operatorname{Re}^{-1/N} \operatorname{Re}^{-1$ |
| (۱۹۸٤) Lejacks et al | کنیکس ۵ _{SM} =۲/۰۲ ،۳/۰۳ ،٤/۰۵ ۵/۰۲ | $Re < \Upsilon \cdot \cdot$ $Nu = 1/\Upsilon \Psi (RePr)^{./\Upsilon T} (\mu/\mu_w)^{./1 \epsilon}$ $Nu = 1/1 \Im (RePr)^{./\Upsilon T} (\mu/\mu_w)^{./1 \epsilon}$ $Nu = 1/1 \Upsilon (RePr)^{./\Upsilon T} (\mu/\mu_w)^{./1 \epsilon}$ $Nu = 1/ \cdot \Lambda (RePr)^{./\Upsilon T} (\mu/\mu_w)^{./1 \epsilon}$ |
| (१९९४) Myers et al | كنيكس | $\label{eq:Re} \begin{array}{ll} \operatorname{Re} < \Upsilon^{\gamma} \cdot \cdot \\ \operatorname{Non} \mbox{ edge seal unit } & \operatorname{Nu} = 1/\mathfrak{o}(\operatorname{RePr})^{\cdot/\Upsilon^{\gamma}} \\ \operatorname{Edge seal unit } & \operatorname{Nu} = 7/\Upsilon \mathfrak{o}(\operatorname{RePr})^{\cdot/\Upsilon^{\gamma}} \\ \operatorname{Nu} = \cdot / \cdot \vee \Lambda \operatorname{Re}^{\cdot/\Lambda} \operatorname{Pr}^{\cdot/\Upsilon^{\gamma}} \mbox{ Re } > \Upsilon^{\gamma} \cdot \cdot \end{array}$ |
| (199.) Sestak | كنيكس | $Nu = \epsilon (RePr)^{-1/rr} \alpha_{SM}^{-1/rr}$ |
| (1998) Lammers et al | كنيكس | $Nu=1/AVRe^{-i\pi}Pr^{-i\pi}$ |
| (१९९०) Yang `et al | کنیکس ۵٫۲۰، ۵/۲۰ | $\begin{aligned} & \forall \cdot \cdot \cdot < \operatorname{Re} < \forall \cdot \cdot \cdot \cdot \\ & \operatorname{Nu} = \cdot / \wedge \Lambda \operatorname{Pr}^{\cdot / \forall \forall} \operatorname{Re}^{\cdot / \lor \forall 4} (\mu / \mu_w)^{\cdot / \flat \epsilon} \\ & \operatorname{Nu} = \cdot / \wedge \Lambda \operatorname{Pr}^{\cdot / \forall \forall} \operatorname{Re}^{\cdot / \lor \forall 4} (\mu / \mu_w)^{\cdot / \flat \epsilon} \\ & \operatorname{Nu} = \cdot / \forall \Lambda \operatorname{Pr}^{\cdot / \lor \forall} \operatorname{Re}^{\cdot / \lor \forall \epsilon} (\mu / \mu_w)^{\cdot / \flat \epsilon} \end{aligned}$ |

جدول ۳- معادلات پیش بینی کننده ضریب انتقال حرارت دستگاه های اختلاط ایستا

٩۵

می کنند در حالی که در اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰ دقت محاسبه مقادير ضريب اصطكاك كمتر مى باشد. همان طور که مشاهده می شود رابطه جوشی در محدوده عدد رینولدز ۲۰ تا ۱۰۰۰ دادههای تجربی را به خوبی پیشبینی میکند. شکل ٤ اطلاعات تجربی لیونے تی کام تو [١٨] را برای محــدوده وسـيعي از اعداد رينولدز بيــن ١٠٠٠ تا ١٠٠٠٠ با معادلات دیگر محققین نشان میدهد. همان گونه که دیده می شود در عدد رینولدز ۱۰۰ و کو چک تر از آن، شاه مقادیر بسیار نزدیکی را به دادههای تجربی پیشبینی می نماید و رابطه جوشی نیز در اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰ عملکرد خوبی داشته و دادههای تجربی را به خوبی تخمین میزند. در شـکل ۵ اطلاعات تجربی مربوط به ایشـیکاوا و کامیا [۱۹] برای دستگاه کنیکس با نسبت پیچش ۱/۵ در محـدوده اعداد رینولدز بین ۷۰۰ تا ۱۰۰۰۰ نشـان داده شده است. مطابق شکل، همه معادلات پیش بینی کننده از جمله جوشي، ایشیکاوا و کامیا و سستک در اعداد رینولدز کوچکتر از ٤٠٠٠ مقادیر نزدیک به یکدیگر پیشبینی می کنند و عملکرد خوبی در تخمین عدد رینولدز دارند وللى در اعداد رينولــدز بالاتر از ٤٠٠٠ سســتک بهترين بهترین تخمین را داشته و به طور کلی پیش بینی های این رابطه به اطلاعات تجربی نزدیکتر است. K در این بخش . است. $\left(\frac{\mu}{\mu,...}\right)^{-14}$ معادل

ارزیابی و مقایسه معادلات عملکردی این تجهیزات

تلاش های بسیاری برای ارائه یک معادله کلی که مقادیر مختلفی از نسبت پیچش دستگاههای کنیکس را دربر گیرد، صورت گرفته که می توان به مطالعات جوشی، لیونگ ت_ى كام تو و ليجكس اش_اره نمود [١٧ و ١٨]. در ش_كل ۲ دادههای تجربی ایشی کاوا و کامیا [۱۹] برای دستگاه كنيكس با نسبت ييچش ١/٥ با معادلات ييش بيني كننده ضريب اصطکاک ديگر محققين مقايسه شده است. همانگونه که مشاهده می شود، رابطه لیونگ تی کام تو نزدیکترین مقادیر را نسبت به دادههای تجربی پیشبینی می کند و در مقادیر اعداد رینولدز بالاتر از ۱۰۰، بهتر از رابطه ایشی کاوا عمل می نماید. رابطه ارائه شده توسط شاه نیز در اعداد رینولدز کمتر از ۱۰۰ عملکردی بسیار نزدیک به رابطه لیونگ تمی کام تو دارد. برونات نیز روند تغییرات ضریب اصطکاک را به خوبی پیشبینی میکند، اما اعداد پیش بینی شده توسط او همواره بیش از مقادیر تجربي است.

در شکل ۳ نیز از دادههای تجربی لیجکس [۲۰] برای دستگاه کنیکس با نسبت پیچش ۲٬۰۲ استفاده شده است. همانگونه که مشاهده می شود، معادلات شاه و لیونگ تی کام تو در اعداد رینولدز حدود ۱۰۰ و کمتر از آن اطلاعات تجربی را با دقت بالا و نزدیک به هم پیشبینی







ری و رویدی **شکل ٤**- مقایسه معادلات ضویب اصطکاک با اطلاعات تجربی Loung Thi Cam Tu

در شکل ۲ اطلاعات تجربی جوشی [۱۷] برای دستگاه کنیکس و سیال هوا با عدد پرانتل ۱/۷ با نسبت پیچش ۲، با معادلات پیش بینی کننده دیگر محققین و رابطه خود او برای اعداد رینولدز بیشتر از ۱۰۰۰ مقایسه شده است. همانگونه که مشاهده می شود، دقت رابطه یانگ در تخمین اطلاعات تجربی بهتر از رابطه جوشی است و سایر روابط مقادیر کمتر و دورتری را پیش بینی می کنند. رابطه سستک در اعداد رینولدز کمتر از ۱۵۰۰، بهترین اعداد را تخمین می زند و در اعداد رینولدز بالاتر نیز عملکردی بهتر از رابطه جوشی دارد.



شبیهسازی مبدل حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستای کنیکس

در این مرحله هدف توسعه و معتبر سازی یک مدل CFD سه بعدی برای جریان آرام و درهم درون مخلوط کنندههای ایستا در شرایط وجود انتقال حرارت میباشد برای این منظور یک دستگاه اختلاط ایستای کنیکس دارای ٦ المنت مدل شده است. دستگاههای اختلاط ایستای کنیکس به صورت یک در میان در جهت و خلاف جهت حرکت عقربههای ساعت، ۱۸۰ درجه SID.ir



پیچانده شدهاند. این اجزا به نحوی در کنار هم قرار می گیرند که لبه ابتدایی یک جزء بر لبه انتهایی جزء کناری خود عمود باشـد [۲۱]. این مدل شامل یک لوله به قطر ۲۵/۶ mm و طول ۳۰ ٤/۸ mm است که درون آن ٦ دستگاه اختلاط ایستای کنیکس به طول ۳۸۱ mm قرار دارد. ابتدا و انتهای لوله به اندازه یک المنت اختلاط ایستای کنیکس خالی می باشد. چگالی سیال ورودی ۹۹۸/۲ kg/m³ و ویسکوزیته آن ۰/۰۰۱۰۰۳ kg/m.۶ است [۲۲] در این تحقیق الگوی جریان و توزیع دما برای رژیم جریان آرام و درهم مورد بررسی قرار می گیرد. در این راستا اعداد رینولدز ۱۰، ۱۰۰ و ۱۰۰۰ برای جریان آرام و عدد رینولدز ۵۰۰۰ برای جریان درهم در نظر گرفته شده است. شرط مرزی سرعت ثابت در ورودی برقرار است و با تغییر دبی جرمی ورودی، اعداد رینولدز متفاوت ایجاد می شود. دمای سیال ورودی در تمام حالتها ۲۹۸/۱۵ K است و سطح لوله در ورودی و خروجی که خالی از دستگاه است، آدیاباتیک و دمای سطح لوله در مقاطع دارای المنت در دمای ۳۹۳/۱۰ ثابت در نظر گرفته شده است. سطح دستگاههای اختلاط از فولاد ضدزنگ ۳۱۶L، با قابلیت انتقال حرارت و مناسب برای صنایع غذایی است و شرط عدم لغزش بر روی سطوح دستگاهها و تمام سطوح لوله فرض شده است. به منظور شبیهسازی عددی جریان و انتقال حرارت در دستگاههای اختلاط ایستای حلزونی، پس از ترسيم هندسه مسأله و تعريف مدل فيزيكي، خواص مواد و شرایط مرزی نسبت به حل مسأله در نرمافزار پردازشگر اصلی Fluent v 6.3.26 اقدام شـده است. هندسه مورد تحليل توسط نر مافزار Gambit به ۹۱۱۲۳۷ شبکه چهار وجهی مش بندی شده است. مدل در شکل ۷ نشان داده شده است.

پژوش نفت • شماره ۷۶

مدل مورد بررسی در شکل های ۸ تا ۱۱ رسم شده است و همانطور که مشاهده می شود، فشار استاتیک در انتهای لوله به مقدار حداکثر خود می رسد. با افزایش عدد رینولدز افزایش افت فشار به مقدار حداکثر میرسد. مطابق انتظار افت فشار با افزایش سرعت سیال افزایش می یابد. نتایج پیش بینی شده برای افت فشار در طول دستگاههای اختلاط ایستا با برخی از روابط محققین در جدول ٤ مقایسه شده است. در جدول ٥ نتایج پیش بینی شده برای افت فشار در طول دستگاههای اختلاط ایستا برای اعداد رینولدز مختلف با برخی از روابط ارائه شده در بخش های قبل مقایسه شده است. در عدد رینولدز ۱۰ توافق خوبی بین نتیجه پیشبینی شده توسط CFD و نتایج روابط ارائه شده توسط جوشی و ليونگ تي كام تو وجود دارد. در عدد رينولدز ۱۰۰، توافق خوبی بین نتیجه پیش بینی شده توسط CFD و نتیجه رابطه ارائه شــده توسط ليونگ تي كام تو مشــاهده مي شود. در عدد رینولدز ۱۰۰۰ نتیجه پیش بینی شده توسط CFD به نتایج روابط ارائه شــده توسط جوشی و برونات و در عدد رينولدز ٥٠٠٠ به نتايج ارائه شده توسط جوشي و ليونگ تی کام تو نزدیکتر است. به منظور تأیید نتایج ضریب اصطکاک پیش بینی شدہ توسط مدل CFD بے ای رفتار هیدرودینامیکی دستگاههای اختلاط ایستا، نمودار ضریب اصطکاک در برابر عدد رینولدز در محدوده اعدادرینولدز ۰/۱ تا ۱۰۰۰۰ برای دستگاههای اختلاط ایستای کینکس در شــكل ۱۲ رسم شده اسـت. مطابق شكل، تطابق خوبي بین نتایج مدل CFD و نتایج تجربی وجود دارد. این شکل نشان میدهد که نتایج تجربی به خوبی توسط مدل CFD باز تولید می شوند. بیشترین خطا در عدد رینولدز ۱۰۰۰ است، زیرا در این حالت، سیستم در حالت گذرا است و از رژیم آرام به درهم منتقل می شود که در مدل حل شده این موضوع در نظر گرفته نشده است.

انتقال حرارت

نتیجه حاصل از دینامیک محاسباتی سیالات برای توزیع دما در مدل بررسی شده برای انتهای هر المنت اختلاط در شکلهای ۱۳تا ۱۶ رسم شده است.



شکل۷- قسمتهایی از مدل مش بندی شده در شبیه سازی

معادلات استفاده شده در روش عددی

در این بخش معادلات حاکم بر جریان های تراکمناپذیر درون دستگاههای اختلاط ایستا و سیالات نیوتونی در سه بعد بيان مي شود: **قانون بقای جرم**: برای معادلات تراکم ناپذیر با خواص فيزيكمي ثابت، معادله قانون بقاي جرم به صورت معادله ۱ درمی آید: $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$ (1)قانون بقای مومنتوم: برای سیالات نیوتنی تراکمناپذیر با خواص فیزیکی ثابت، معادلات قانون بقای جرم به صورت معادلات ۲ تا ٤ مى باشد: (٢) $\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+u[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}]+\rho g_x$ (٣) $\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+u\left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right]+\rho g_y$ (٤) $\rho\big(\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z}\big) = -\frac{\partial p}{\partial z} + u\big[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\big] + \rho g_z$ **قانون بقای انرُژی**: بُرای سَـيالات نيوتنـّي تراکمناپذير با خواص فیزیکی ثابت، معادله قانون بقای انرژی به صورت رابطه ٥ نوشته می شود: $\rho Cp \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z}\right) =$ (0) $K\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] + \mu_v$ $\mu \mathscr{O}_v$ فر مباز شده پار امتر \mathscr{O}_v در رابطه ۲ داده شده است. عبارت عموماً قابل صرفنظر کردن است، مگر در سیستمهایی که گرادیان سرعت زیادی داشته باشد. $\phi_{v} = 2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^{2} + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^{2} + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^{2}\right] + \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right]^{2} + \left[\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial t}\right]^{2}$ (٦) $+\left[\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial t}\right]^2+\left[\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right]^2-\frac{2}{3}\left[\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right]$

افت فشار

با نصب دستگاههای اختلاط ایستا، افت فشار در لوله افزایش مییابد. نتیجه دینامیک محاسباتی سیالات برای www.SID.ir



٩٩

| | 1.95e+02 |
|----------|-----------|
| | 1.83e+02 |
| | 1.72e+02 |
| | 1.60e+02 |
| | 1.48e+02 |
| | 1.36e+02 |
| | 1.24e+02 |
| | 1.13e+02 |
| .) | 1.01e+02 |
| · 9 | 8.91e+01 |
| <u>ب</u> | 7.73e+01 |
| , , | 6.55e+01 |
| Pa | 5.37e+01 |
| \Box | 4.20e+01 |
| | 3.02e+01 |
| 1000 | 1.84e+01 |
| - 100 | 6.62e+00 |
| | -5.16e+00 |
| | -1.69e+01 |
| | -2.87e+01 |
| | -4.05e+01 |

X-z

پروشرنفت • شماره ۷۶



شکل ۱۱ افت فشار در سیستم برای عدد رینولدز ۵۰۰۰

| | | ای اختلاط ایستا | طول دستگاهه | ٤– افت فشار در | جدول | | |
|----------------------------|----------|---------------------|-----------------|----------------|---------|----------------------|---------|
| عدد رينولدز | Joshi .P | Loung Thi Cam Tu | Brunat | Sir & Lejacks | Grace | Cybulski & Warner | CFD |
| Re = \ • | •/•700 | •/•۲٩٩ | •/•٤٨١ | •/•٣٥١١ | •/• 557 | •/•٤٧٥ | •/• 792 |
| Re = \ • • | •/٨٣•• | •/٣٨٢١ | •/٦٦•• | •/٤٧٢٣ | •/\\\\ | •/77.0 | •/٣٩٩٧ |
| $Re = 1 \cdot \cdot \cdot$ | 22/91 | 17/•911 | Υ ξ/ΣΥΥΛ | 17/1101 | 17/7/1 | ٨/٣٣٨٢ | ۲۱/۷۰۰٤ |
| Re = • • • | ٤٣/٢٤٤٨ | ٤٨/٨٤٤٧ | 1.7/9.1 | ٧٠/٥٦٢٩ | M. 2001 | | ٤٥/٣٢٨٨ |
| | | | | | | | |

| ط ایستا | های اختلا | ر دستگاه | حرارت در | ضريب انتقال | جدول ٥- ہ |
|---------|-----------|----------|----------|-------------|-----------|
|---------|-----------|----------|----------|-------------|-----------|

| عدد رينولدز | Yang | Sestak | Myers | Lammers | Grace | Cybulski & Warner | Chen | Joshi .P | CFD |
|--------------|----------|----------|-----------|---------|----------|----------------------|---------|----------|----------|
| | | | | 1 | | a wanter | | | |
| Re = \ • | ١/٨٢ | 1 8/1871 | 1/111 | ٧/٥٨٤•٧ | 12/2292 | 0/12 • 1 | 71/00/ | 1/•798 | ٢/٨٣٠٤٣ |
| Re = \ • • | ٩/٧٦٦٤ | ٣٠/٠٦٣٦ | 17/901 | 17/7122 | 37/99511 | 17/277 | ٤٦/٠٩١٨ | 7/VOVE | 17/7717 |
| Re = \ • • • | ٥٢/٣٢٨ | 75/7751 | ۲٧/٧٠٤٦ | ٣٤/٦٦٥٩ | 77/٣٨٧٨٨ | ٩٨/٥٨٤٦ | 91/0277 | 27/073 | 1.7/1.7 |
| Re =•••• | 179/04.0 | 11.7828 | 132/71111 | | | 1 21/12200 | | 102/7717 | 101/VE07 |





1+1

شکل ۱٤- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰

پژوش نفت • شماره ۷۶



شکل 10- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰۰



شکل ۱٦- توزیع دما در مدل بررسی شده برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ٥٠٠٠

1+7

مربوط به روابط سیبولسکی و وارنر و ستارهها مربوط به نتایج CFD هستند. همانگونه که مشاهده می شود، نتایج CFD در محدوده روابط ارائه شده قرار دارد. اما در عدد رینولدز ۱۰۰۰ نتیجه CFD بیشتر از مقادیر تمام روابط است و بیشترین خطا در این ناحیه که عدد رینولدز در محدوده گذر قرار دارد، مشاهده می شود.

پروفایل سرعت

ب منظور مطالعه توزیع سرعت، برش های مختلفی در طول مسیر دستگاههای اختلاط ایستا در نظر گرفته شده تا پروفایل شعاعی سرعت بررسی شود. شکلهای ۱۸ تا ۱۲ به ترتیب پروفایل شعاعی سرعت برحسب sm را در مقاطع مختلف مربوط به انتهای هر دستگاه برای اعداد رینولدز ۱۰، ۱۰۰، ۱۰۰۰ و ۵۰۰۰ نشان می دهد. همان طور که می دانیم الگوی سرعت در جریان آرام قبل از ورود به دستگاهها به صورت سهموی است. اما بعد از برخورد با تقسیم می شود و دو نقطه با حداکثر سرعت در نزدیکی تقسیم می شود. دستگاههای کنیکس در لوله سبب می شود که جریان به علت جدایش و به هم پیوستن متناوب، مدام تغییر جهت دهد و همین امر سبب افزایش راندمان حرارتی و ایجاد یکنواختی دمایی در لولهها می شود.

مقایسه با مبدل حرارتی لولهای در این بخش عملکرد یک مبدل حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستای کینکس با مبدل حرارتی لولهای ساده با قطر و ابعاد یکسان (قطر داخلی m ۲۰۵۵/ و طول کلی m ۲۰۰٤/۸ مقایسه شده است. جدول ٦ نتایج مربوط به مقایسه را برای اعداد رینولدز و دبی جریانهای مختلف نشان می دهد. در همه اعداد رینولدز، ضریب انتقال حرارت مبدل حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستا، حدود ۸ برابر مبدل حرارتی خالی با ابعاد یکسان می باشد و عملکرد حرارتی آن حدود هشت برابر بهتر از مبدل حرارتی لولهای ساده می باشد.

همانگونه که ملاحظه می شود، هر چه به سمت انتهای مسیر حركت ميكنيم توزيع دما در مقاطع مختلف يكنواختتر می شود. در اعداد رینولدز پایین تر، توزیع سریع تر حاصل می شود و هرچه سرعت یکنواخت دما افزایش می یابد، سیال دیرتر به حالت دمای یکنواخت میرسد. با افزایش سرعت، دمای یکنواخت نهایی کاهش می یابد. در شکل ۱۳ که مربوط به عدد رینولدز ۱۰ میباشد، سیال بعد از المنت ششم با دمای کاملاً یکنواخت C ° ۹۰ از سیستم خارج می شود و به یکنواختی کامل میرسد. اما در اعداد رینولدز ۱۰۰، ۱۰۰ و ۵۰۰۰ (شکل های ۱۶ تا ۱۲)، سیال بعد از المنت ششم با دمای یکنواخت از سیستم خارج نمی شود. زيرا در مدل، انتقال حرارت در دسترس محدود است و دمای آن به میرزان محدودی بالا مرود و اگر بخواهیم به دمای خروجی کاملاً یکنواخت برسیم، لازم است از تعداد دستگاههای بیشتری استفاده کنیم. باید توجه داشت که در رسیدن به دمای خروجی کاملاً یکنواخت C° ۹۰، هر سرعتی امکانپذیر است، ولی در سرعتهای بالاتر به تعداد دستگاهها و سطح انتقال حرارت بیشتری نیاز داریم. در جدول ٥ نتایج پیش بینی ضریب انتقال حرارت در طول دستگاههای اختلاط ایستا برای اعداد رینولدز مختلف با روابط محققین مقایسه شده است در عدد رینولدز ۱۰ پیش بینی CFD کمتر از مقدار میرز و بیشتر از مقادیر یانگ و جوشی است، و در عدد رینولدز ۱۰۰ در حد فاصل نتايـج لامرز و ميرز اسـت. در عدد رينولـدز ۱۰۰۰ توافق خوبی بین نتیجه پیش بینی شده توسط مدل CFD و نتایج روابط ارائه شده توسط محققین به ویژه سیبولسکی و وارنر و چــن وجود دارد. لازم به ذکر اســت کــه نتایج پاول در تمام اعداد رینولدز برای نسبت پیچش ۱/۵ با نتایج چن برابر است. در عدد رینولدز ۵۰۰۰ توافق خوبی بین نتیجه پیش بینی شده توسط مدل CFD و نتایج روابط ارائه شده توسط محققین به ویژه جوشی، سیبولسکی و وارنر وجود دارد. در شکل۱۷ نمودار عدد ناسلت در برابر عدد رینولدز در محدوده رژیم جریان آرام و درهم برای دستگاههای اختلاط ایستای کینکس با نسبت چرخش ۱/۵ رسم شده است. در این شکل، خطوط مربوط به روابط محققین مختلف، نقطه چین ها مربوط به روابط میرز، خط تیره نقطه







۱۰۵

شکل ۱۹- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰



شکل ۲۰- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۱۰۰۰





شکل ۲۱- توزیع شعاعی سرعت در مدل برای مقاطع انتهای هر دستگاه برای عدد رینولدز ۵۰۰۰

| Re | hu _{empty} (W/m ² .k) | Nu _{empty} | hu _{mixer} (W/m ² .k) | Nu _{mixer} |
|---------|---|---------------------|---|---------------------|
| ۱. | V/EVE1 | ۰/۳۱٥٣ | $V/\cdot AVV$ | ٢/٨٣٠٤٣ |
| ۱ | EV/10AV | 1/9/91 | ٤١١/٥١٣١ | 17/7717 |
| 1 | TAV/001 | 17/0087 | 727./1709 | ۱۰۲/۱۰٦۸ |
| 0 • • • | ١•٧٨/٢٩٦ | £0/£988 | moq 1/V1•1 | 101/VE07 |

جدول ٦- نتایج مقایسه انتقال حرارت در مبدل حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستا و خالی

رینولدز ۰۰۰۰ تا حدود ۲۵ برابر در مقایسه با لولههای خالی افزایش می ابد. جدول ۷ این موضوع را نشان می دهد. مطابق انتظار، با افزایش سرعت در سیستم، افت فشار نیز افزایش می یابد. البته همان گونه که در تحقیقات پیشین گزارش شده، استفاده از این دستگاهها در سمت لوله توام با کاهش تعداد گذرها در طراحی مبدل می باشد [۳ و ۱۳]. با استفاده از دستگاههای اختلاط ایستا، توزیع دما در مبدلهای حرارتی بهبود مییابد و این موضوع سبب بهبود انتقال حرارت و افزایش راندمان عملکرد مبدلهای حرارتی تا حدود ۸ برابر می شود. حین استفاده از دستگاههای اختلاط، افت فشار در عدد رینولدز ۱۰ حدود ۲/۵، در عدد رینولدز ۱۰۰ حدود ۲، در عدد رینولدز ۱۰۰۰ حدود ۳۰۰ و در عدد

| ^ہ ِ ر کی | | |
|---------------------|------------------------|------------------------|
| Re | $\Delta P_{empty}(Pa)$ | $\Delta P_{mixer}(Pa)$ |
| ١. | •/••٦٣ | •/•٢٩٤ |
| ۱۰۰ | •/•٦٣٢ | •/٣٩٩٧ |
| ۱۰۰۰ | •/٣٦٢٣ | ۲١/٧٠٠٤ |
| 0 | ١/٨٥٦٤ | ٤ ٥/٣٢٨٨ |

جدول ۷- نتایج مقایسه افت فشار در مبدل حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستا و خالی

نتيجهگيرى

معادلات متنوعی برای تخمین عملکرد دستگاههای اختلاط ایستا از نوع کنیکس توسط محققین پیشنهاد شده است. ارزیابی و مقایسه معادلات با اطلاعات آزمایشگاهی نتایج زیر را به دنبال دارد:

در زمینه معادلات مربوط به ضریب اصطکاک ۱-معادله لیونگ تی کام تو بهترین تطابق کلی را با اطلاعات

تجربی نشان میدهد. ۲-رابطه جوشمی و همکاران برای محدوده اعداد رینولدز

۲ رابطه بوسطی و مماوران برای ماعاویه معاوری ویارد. ۲۰ تا ۱۰۰۰۰ تطابق خوبی با داده های تجربی دارد. ۳-رابطه شاه و همکارانش برای اعداد رینولدز کمتر از ۱۰۰ تطابق خوبی با داده های تجربی دارد.

در زمینه معادلات مربوط به ضریب انتقال حرارت

۱- معادله سستک بهترین تطابق کلی را با اطلاعات تجربی
 نشان میدهد، البت بهترین نتایج در اعداد رینولدز بین
 ۱۰۰۰ تا ۲۰۰۰ مشاهده می شود.

۲- استفاده از معادلات پیشنهادی توسط یانگ و همکارانش در اعـداد پرنتل کم و اعداد رینولـدز بالاتر از ۱۰۰۰ نتایج قابل قبولی دارد.

۳- معادله میرز در اعداد رینولدز کمتر از ۲۰۰ و معادله لامرز نیز در اعداد رینولدز بین ۳۰۰ تا ۵۰۰ تطابق بسیار خوبی با دادههای تجربی دارد.

پس از شبیه سازی یک مبدل حرارتی مجهز به دستگاههای اختلاط ایستا، مشاهده گردیدکه نتایج پیشبینی شده برای افت فشار توسط CFD با نتایج تجربی و نتایج حاصل از روابط محققین از جمله لیونگ تی کام تو و جوشی مطابقت خوبی دارد و مقادیر ضریب اصطکاک تجربی به خوبی توسط مدل باز تولید می شود. با توجه به توزیع دمای پیشبینی شده در مدل CFD، در عدد رینولدز ۱۰ در صورت

داشتن شش دستگاه اختلاط، سیال با دمای کاملاً یکنواخت C ۹۰ از لوله خارج می شود و یکنواختی کامل روی می دهد. بنابراین به کمک روش CFD تعداد بهینه دستگاههای مورد نیاز برای اختلاط قابل محاسبه است. با افزایش سرعت، به دلیل محدود بودن سطح انتقال حرارت، مدل دمای خروجی نهایی کمتر از C ۹۰ است و برای رسیدن به دمای یکنواخت به دستگاههای اختلاط بیشتری نیازمندیم. مبدل حرارتی مجهز به مبدل حرارتی حدود ۸ برابر مبدل حرارتی خالی با ابعاد یکسان دارد و عملکرد حرارتی آن مبدل حرارتی خالی با ابعاد یکسان دارد و عملکرد حرارتی آن مبدل حرارتی خالی با ابعاد یکسان دارد و مملکرد حرارتی آن در طراحی صنعتی این نوع مبدلها، طراحان می توانند مشکل افزایش افت فشار در سمت لوله را برطرف نمایند.

> علائم و نشانهها D: قطر لوله (mm) f: ضریب اصطکاک h: ضریب انتقال حرارت (W/m².K) L: طول (m) ΔP: افت فشار (Pa)

> > **حروف یونانی** α: نسبت پیچش *μ*: ویسکوزیته (kg/m.s)

زیرنویس SM: دستگاه اختلاط ایستا W: دیوار [1]. Masiuk S. and Rakoczy R., *Heat Transfer in a Static Mixer With a Novel Mixing Device*, 5th European Thermal Science Conference The Netherlands, 2008.

پروش نفت • شماره ۷۶

۲- جعفرینصر م.ر.، ذوقیع. ت. و خاکدامن ح.ر.، «توسعه یک شاخص مناسب به منظور ارزیابی عملکرد فناوری افزایش
 انتقال حرارت در طراحی مبدلهای حرارتی»، فصلنامه تحقیق، شماره ۲۵، زمستان ۱۳۸۰.
 ۳- جعفرینصر، م.ر. و علایی س. ه. «فناوریهای نوین در بهبود عملکرد مبدلهای حرارتی»، مرکز نشر پژوهشگاه صنعت نفت، ۱۳۹۰.

[4]. Raulin D., Le Blevec M., Bousquet J. and Tanguy P. A., "A Comparative Assessment of the Performance of the Kenics and SMX Static Mixers", Trans IChemE, Vol. 78, Part A, Apr. 2000.

[5]. Fradette L, Li H. Z, Choplin L. and Tanguy P, "3D finite Element Simulation of Fluids Flow Through a SMX Static Mixer", Comp Chem Eng, 22: S759-S761, 1998

[6]. Bakker A and LaRoche R, Flow and Mixing with Kenics Static Mixers, Cray Channels, 15: 25, 1993

[7]. Byrde O. and Sawley M. L., "Optimization of a Kenics Static Mixer for Non-Creeping Flow Conditions", Chem Eng J,72: 72: pp. 163-169, 1999

[8]. Hobbs D. M, Swanson P. D. and Muzzio F. J., "Numerical Characterization of Low Reynolds Number Flow in the Kenics Static Mixer" Chem Eng Sci, 53: pp. 1565-1584, 1998

[9]. Rauline D., Tanguy P. A., Blevec J. M. and Bousquet J., "*Numerical Investigation of the Performance of Several Static Mixers*", The Can J Chem Eng 78: 527-535, 1998

[10]. Khosravi Rahmain R., *Three – Dimensional Numerical Simulation and Performance Study of an Industrial Helical Static Mixer*, PhD Thesis, the University of Toledo, Dec. 2004.

[11]. kumar V., Shike V. and K. Nigam D. P., "*Performance of Kenics Static Mixer Over a Wide Range of Reynold Number*", Chemical Engineering Journal, Vol. 139, pp. 284 – 295, 2008.

[12]. Lisboa P. F., Fernandse J., Simoes P. C., Mota G. P. B. and Soatdjian E., "Computational Fluid Dynamics Study of Kenics Static Mixer as Heat Exchanger for Supercritical Carbon Dioxide", The Journal of Supercritical, Vol. 55, pp. 107 – 115, 2010.

[۱۳]- جعفرینصر م. ر.، اربابان ا. «ارزیابی معادلات عملکردی وسایل اختلاط استاتیکی و تأثیر به کارگیری آنها در طراحی مبدل حرارتی پوسته لولهای»، فرآیندنو ، شماره ۳، صفحات ۱۸-۲٤، ۱۳۸٤.

[14]. Al Atabi M., *Design and Assessment of a Novel Static Mixer Device*, International Conference on Energy and Environment, 2006.

[15]. Guojun X., Lianfang F., Yunming L. and Wang K., "Pressure Drop of Pseudo – Plastic Fluids in Static Mixers", Chinese Journal of Chemical Engineering, Vol. 1, pp. 93– 96, 1997.

[16]. Thakur R. K, Vial Ch., Nigam K. D. P. and Nauman E.B, "Static Mixers in the Process Industries-A Review", Institution of Chemical Engineering, Trans IChemE, Vol. 81, Part A, August, 2003.

[17]. Joshi P., Nigam K. P. D and Bruce Nauman E., "*The Kenics Static Mixers: New Data and Proposed Correlations*", The Chemical Engineering Journal, Vol. 59, pp. 265 – 271, 1995.

[18]. Luong Thi Cam Tu, "Pressure Drop and Heat Transfer for Laminar Flow in Kenics Static Mixers", Procesni a Zpracovatelska technika, Vol. 56, pp. 108-123, 2002.

[19]. Ishikawa T. and Kamiya T., "Limits of Reynolds Number for Effective Use of Heat Transfer Promoters -

۱۰۸

مراجع

Twisted Tape and Static Mixer", Heat transfer, Japanese research, Vol. 23, No. 2, pp. 185-197, 1994.

[20]. Lecjaks Z., Machac I., "*Pressure Loss in Fluids Flowing in Pipes Equipped with Helical Screws*", Int. Chem Eng, Vol. 27, No.2, pp. 205-209,1987.

[21]. Jaworski Z. and Pianko Oprysh P., "*Two – Phase, Laminar Flow Simulation in a Kenics Static Mixers, The Standard Eulerian and Lagrangian Approaches*", Chemical Engineering Research and Design, Vol. 80, pp. 910 – 916, November 2002.

[22]. Szalai E. S. and Muzzio F. J., "Validation of the ORCA CFD Software Using SMX and Kenics Static Mixer *Elements*", Vol. 67, pp. 234-254, also available in ww.acusim.com/paper/static_mixer.pdf, Jan. 2002.

