

PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK SALURAN ANNULAR DENGAN *ALTERNATE CLOCKWISE AND COUNTER CLOCKWISE TWISTED TAPE INSERT*

Sudardi Gus Utama¹, Tri Istanto², Wibawa Endra Juwana²

¹Mahasiswa Program Sarjana Jurusan Teknik Mesin – Universitas Sebelas Maret

²Staf Pengajar – Jurusan Teknik Mesin – Universitas Sebelas Maret

Keywords :

*Nusselt number
Reynolds number
Friction factor
Alternate clockwise and counter clockwise twisted tape insert
Twist angle*

Abstract :

This research was conducted to examine the characteristics of heat transfer and friction factor in the annular channel concentric tube heat exchanger with the addition of alternate clockwise and counter clockwise (C-CC) twisted tape insert with the twist angle variation (θ) = 30°, 45°, and 60°. Test section was the single pass concentric tube heat exchanger with inner tube and outer tube made of aluminum. Flows in the inner tube and in annulus were counter flow. Working fluid in the inner tube was hot water which its inlet temperature was maintained at 60°C, whereas the working fluid in the annulus was cold water with its inlet temperature of $\pm 28^\circ\text{C}$. Classic twisted tape insert and C-CC twisted tape inserts with twist angle (θ) = 30°, 45° and 60° installed in the inner tube of the concentric tube heat exchanger. For comparison, inner tube tested without twisted tape insert (plain tube) and with the addition of classic twisted tape insert. Classic twisted tape insert and C-CC twisted tape insert made of aluminum strip with a thickness of 0.7 mm, width 12.6 mm, which had a twist ratio of 4.0 and the pitch length of 50.3 mm. The research result has showed that the concentric tube heat exchanger with the addition of C-CC twisted tape insert with $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ and 60° into its inner tube produce Nusselt number, pressure drop, friction factor and thermal performance greater than the classic twisted tape insert. C-CC twisted tape insert with $\theta = 60^\circ$ has produced Nusselt numbers, pressure drop, friction factor and thermal performance higher than the C-CC twisted tape insert with $\theta = 30^\circ$ and 45° . The addition of C-CC twisted tape insert has resulted in enhancement heat transfer better than the classic twisted tape insert. At the same Reynolds number, the addition of classic twisted tape insert, C-CC twisted tape insert with $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ and 60° into the inner tube increase the average Nusselt numbers has been 45.82%, 51.34%, 60.23%, and 70.02% compared to the plain tube, respectively. At the same Reynolds number, the addition of classic twisted tape insert, C-CC twisted tape insert with $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ and 60° into inner tube has produced an average friction factor of 3.020; 3.223; 3.473; and 3.737 times than the friction factor of plain tube, respectively. The addition of classic twisted tape insert, C-CC twisted tape insert with $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ and 60° into the inner tube has produced an average thermal performance of 1.001; 1.011; 1.045; and 1.085, respectively.

PENDAHULUAN

Penukar kalor (*heat exchanger*) adalah sebuah alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua atau lebih fluida, baik fluida cair (panas atau dingin) maupun gas, dimana fluida-fluida tersebut mempunyai temperatur yang berbeda. Telah diketahui secara umum bahwa unjuk kerja penukar kalor, untuk aliran satu fase pada khususnya, dapat ditingkatkan dengan banyak teknik. Aplikasi teknik peningkatan perpindahan panas dapat meningkatkan unjuk kerja penukar panas secara signifikan, yang mengarah ke pengurangan ukuran penukar panas serta biaya operasi. Secara umum, teknik untuk

meningkatkan perpindahan panas dapat dibagi dalam 3 kelompok yaitu : metode aktif, metode pasif, dan metode gabungan.

Dalam metode aktif, peningkatan perpindahan panas dilakukan dengan memberikan tambahan energi dari luar; dalam metode pasif, peningkatan perpindahan panas diperoleh tanpa adanya tambahan energi dari luar; sedangkan dalam metode gabungan, dua atau lebih dari teknik aktif dan pasif digunakan secara simultan untuk menghasilkan peningkatan perpindahan panas. Metode pasif mencakup lapisan permukaan, permukaan bergelombang, permukaan kasar dan diperluas, *twisted tube*, aditif untuk cairan

dan gas, turbulator dan *swirl/vortex generator*. Alat-alat aliran berputar/vorteks membentuk sebuah kelompok penting dari teknik peningkatan perpindahan panas pasif. *Twisted tape* (pita terpilin) adalah salah satu anggota paling penting dari kelompok ini yang digunakan secara luas dalam banyak sistem pertukaran kalor seperti pemanas air surya, sistem penukar kalor, sistem pendinginan, dan industri proses kimia.

Penyisipan *twisted tape* dalam sebuah pipa adalah teknik pasif sederhana untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi di sisi pipa penukar panas. Penyisipan *twisted tape* menimbulkan aliran berputar (*swirl flow*), meningkatkan intensitas turbulensi dekat dinding pipa, mendorong percampuran fluida, dan mengurangi tebal lapis batas termal sehingga meningkatkan laju perpindahan panas konveksi. Karena murah dan kemudahan pembuatan, *twisted tape* telah banyak digunakan untuk menghasilkan penukar panas ringkas dan untuk meningkatkan unjuk kerja termal dari penukar kalor. Seiring dengan peningkatan perpindahan panas, gesekan di dalam pipa yang disisipi dengan *twisted tape* meningkat. Hal ini menyebabkan peningkatan daya pemompaan (*pumping power*), sehingga unjuk kerja termal pada daya pemompaan yang sama di bawah satu. Karena itu modifikasi desain *twisted tape* merupakan hal yang menantang untuk memenuhi kebutuhan peningkatan perpindahan panas yang memuaskan dengan peningkatan gesekan yang masih diterima, yang ditunjukkan oleh unjuk kerja termal di atas satu.

Penelitian yang luas telah dilakukan untuk memodifikasi *twisted tape* dalam rangka meningkatkan unjuk kerjanya. *Twisted tape* dengan geometri yang berbeda menawarkan unjuk kerja dan mekanisme perpindahan panas yang berbeda. Oleh karena itu, menarik untuk mengevaluasi potensi dari *twisted tape* desain baru dengan geometri menjanjikan untuk peningkatan perpindahan panas, sehingga penelitian mengenai peningkatan perpindahan panas pada sebuah penukar kalor dengan modifikasi *twisted tape insert* penting untuk dikembangkan. Peningkatan perpindahan panas sisipan *right-left helical screw* lebih tinggi daripada *straight helical twist* karena pengaruh pergerakan ke kanan-kiri berulang-ulang dari aliran fluida melalui pipa yang dipasang dengan *left-right twist tape* memberikan percampuran yang efisien dalam arah radial (Sivashanmugam, 2008). Kelakuan perpindahan panas dan gesekan aliran dalam sebuah pipa yang disisipi dengan *alternate clockwise and counter clockwise twisted tape* tidak banyak diteliti.

Beberapa peneliti yang meneliti tentang peningkatan perpindahan panas pada pipa dan penukar kalor menggunakan modifikasi *twisted tape insert* dan *alternate clockwise and counter clockwise twisted tape insert*. Naphon (2006) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan penurunan

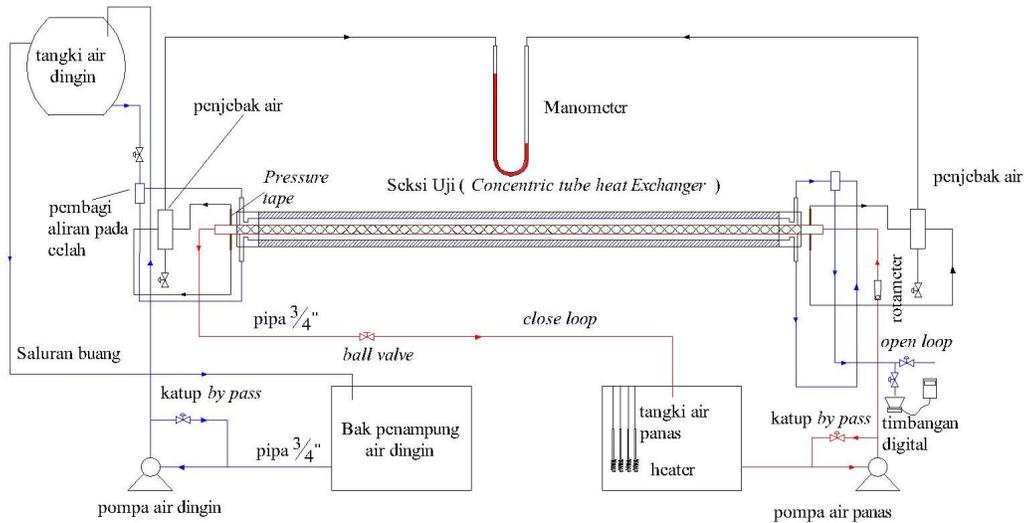
tekanan pada penukar kalor pipa ganda (*double pipes heat exchanger*) tanpa *twisted tape insert*, dan membandingkannya dengan menggunakan *twisted tape insert* dengan berbagai nilai *pitch*. Eiamsa et al (2010) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan gesekan aliran turbulen didalam pipa bulat dengan *alternate clockwise and counter clockwise twisted tape insert* dengan diberikan variasi *twist ratio* 3, 4, dan 5, dimana pada setiap *twist ratio* diberi lagi variasi *twist angle* ($\theta = 30^\circ, 60^\circ, \text{ dan } 90^\circ$). Wongcharee et al (2011) menyelidiki peningkatan perpindahan panas, faktor gesekan, dan unjuk kerja termal menggunakan *CuO/water nanofluid* divariasi 0.3%, 0.5%, dan 0.7% volume dan *twisted tape* dengan *alternate axis*. Wongcharee et al (2011) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada aliran berputar laminar yang melewati pipa bulat yang diberi sisipan *alternate clockwise and counter clockwise twisted tape insert*.

Penelitian ini dilakukan untuk menguji pengaruh variasi bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam (*inner tube*) dan pengaruh *alternate clockwise and counter clockwise (C-CC) twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekannya.

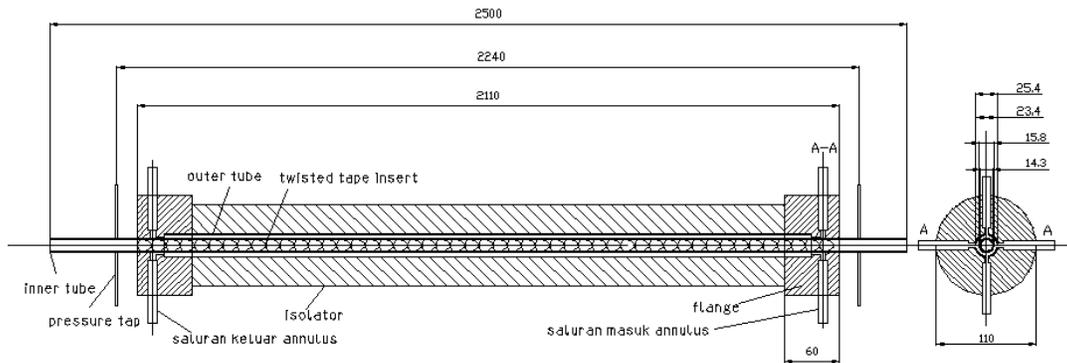
METODE PENELITIAN

Skema alat pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan C-CC *twisted tape insert* di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 1. Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem, yakni sistem pengukuran, sistem lintasan pipa dalam, dan sistem lintasan annulus. Lintasan aliran air panas di pipa dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas yang berada di tangki air panas digerakkan oleh pompa air, mengalir melewati pipa dalam dan kembali ke tangki air panas. Lintasan aliran air dingin di annulus adalah lintasan terbuka. Aliran air dingin menggunakan metode gravitasi, yaitu aliran air dingin berasal dari tandon air yang dipasang diatas. Air dingin yang keluar dari annulus langsung dibuang.

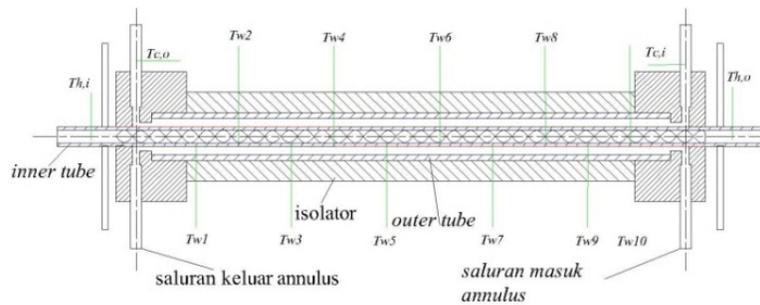
Skema seksi uji dapat dilihat pada gambar 2. Penukar kalor berupa pipa konsentrik satu laluan dengan arah aliran fluida di pipa dalam dan di *annulus* berlawanan arah (*counter flow*). Pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium, dengan panjang berturut-turut 2.500 mm dan 1.940 mm. Dimensi pipa luar; diameter luar 25,4 mm dan diameter dalam 23,4 mm, dan dimensi pipa dalam; diameter luar 15,8 mm dan diameter dalam 14,3 mm. Panjang penukar kalor 2.110 mm dan jarak pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.240 mm. Ukuran celah *annulus* 3,8 mm dengan diameter hidrolis 7,6 mm. Pengujian dilakukan dengan arah penukar kalor mendatar. Fluida kerja di pipa dalam adalah air panas yang temperatur masukannya dijaga konstan 60°C , sedangkan fluida kerja di *annulus* adalah air dingin dengan temperatur masukan $\pm 28^\circ\text{C}$.



Gambar 1. Skema alat uji penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpilin



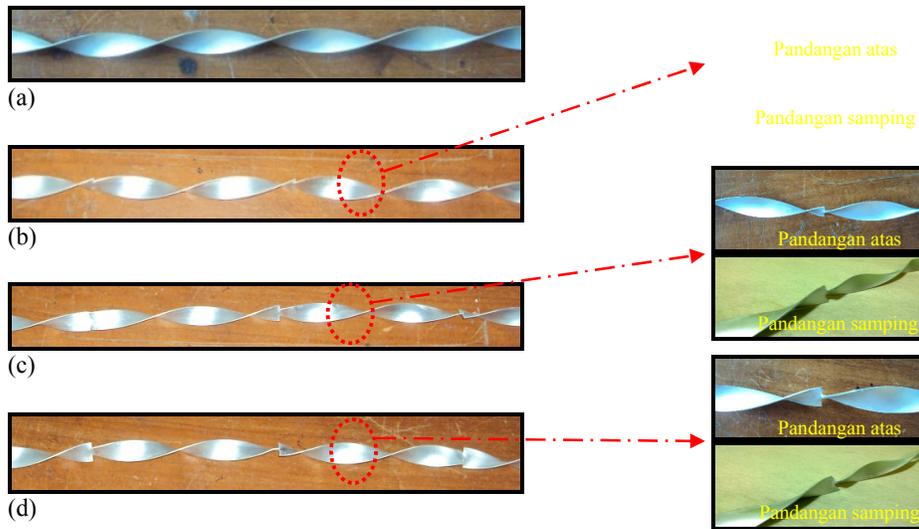
Gambar 2. Skema penukar kalor pipa konsentrik



Gambar 3. Letak termokopel-termokopel di seksi uji

Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, dinding luar pipa dalam, dan air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik, seperti terlihat pada gambar 3. Penelitian dilakukan dengan bervariasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam dengan menjaga temperatur masukannya konstan sebesar 60°C, sedangkan laju aliran volumetrik air dingin di *annulus* dijaga konstan. Laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam diukur dengan *flowmeter*. Temperatur air panas masukan di pipa dalam dijaga

konstan diperoleh dengan menggunakan pemanas air elektrik yang dikontrol dengan *thermocontroller*. Pada pengujian penambahan C-CC *twisted tape insert* dengan *twist angle* (θ) = 30°, 45° dan 60°, untuk perbandingan diuji juga pipa dalam tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*) dan dengan penambahan *classic twisted tape insert*. Pengukuran beda tekanan di pipa dalam menggunakan manometer pipa U dengan fluida manometer adalah air. Data yang dipakai untuk analisa adalah data pada saat sistem penukar kalor mencapai kondisi tunak.



Gambar 4. Sisipan pita terpilin a) *Classic twisted tape insert*; b) *C-CC twisted tape insert* dengan $\theta = 30^\circ$; c) *C-CC twisted tape insert* dengan $\theta = 45^\circ$; d) *C-CC twisted tape insert* dengan $\theta = 60^\circ$

Classic twisted tape insert terbuat dari aluminium strip dengan tebal 0,7 mm dan lebar 12,6 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga membentuk sebuah pilinan yang mempunyai panjang *pitch* 50,3 mm sehingga rasio pilinan (*twist ratio*) sebesar 4,0. Sedangkan *C-CC twisted tape insert* terbuat dari bahan dan ukuran yang sama dengan *classic twisted tape insert* dengan panjang *pitch* 50,3 mm dan rasio pilinan 4,0. Kedalaman pemotongan *twisted tape* adalah 2,5 mm dengan sudut pilinan (*twist angle*) divariasikan sebesar 30° , 45° dan 60° . Keempat jenis *twisted tape insert* yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 4.

Perhitungan Perpindahan Panas

Untuk aliran-aliran fluida dalam sebuah penukar kalor pipa konsentrik, seperti terlihat pada gambar 1, laju perpindahan panas dari air panas di pipa dalam dapat dinyatakan sebagai :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (1)$$

Laju perpindahan panas dari air dingin di annulus

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

$$Q_c = h_o \cdot A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - T_{b,o}) \quad (3)$$

Perbedaan antara laju perpindahan panas dari persamaan (1) dan (2,3) menunjukkan kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*) dari penukar kalor, dimana dapat diabaikan jika penukar kalor diisolasi dengan baik.

$$Q_{loss} = |Q_h - Q_c| \quad (4)$$

Dalam penelitian ini penukar kalor diisolasi dengan baik sehingga persentase $Q_{loss} \leq 10\%$.

Koefisien perpindahan panas rata-rata di *annulus* dapat ditentukan dari persamaan (2) dan (3) :

$$h_o = \frac{\dot{m}_c C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in})}{A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - T_{b,o})} \quad (5)$$

Persamaan (1) dapat juga dinyatakan dengan menggunakan parameter koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam :

$$Q_h = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (6)$$

Koefisien perpindahan panas *overall* U_i , pada penukar kalor pipa konsentrik dinyatakan dengan :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_i} + \frac{d_i}{d_o h_o}} \quad (7)$$

Dari persamaan (1) dan (6), maka nilai U_i dapat dihitung :

$$U_i = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (8)$$

Dengan diperoleh nilai h_o dari persamaan (5) dan U_i dari persamaan (8), maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam, h_i , dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_i} + \frac{d_i}{d_o h_o}} \quad (9)$$

Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam, Nu_i , dapat dihitung dengan persamaan :

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_i} \quad (10)$$

Bilangan Reynolds (Re) aliran air panas di pipa dalam, dihitung dengan persamaan :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu} \quad (11)$$

Perhitungan Faktor Gesekan (*Friction Factor*)

Penurunan tekanan (ΔP) yang terjadi pada aliran air di pipa dalam ditentukan dengan manometer pipa U. Faktor gesekan dihitung menggunakan persamaan :

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{d_i}\right) \left(\rho \frac{V^3}{2}\right)} \quad (12)$$

Jika ΔP telah diketahui, maka daya pemompaan di pipa dalam, dapat ditentukan dari :

$$W_{pump} = V \cdot \Delta P \quad (13)$$

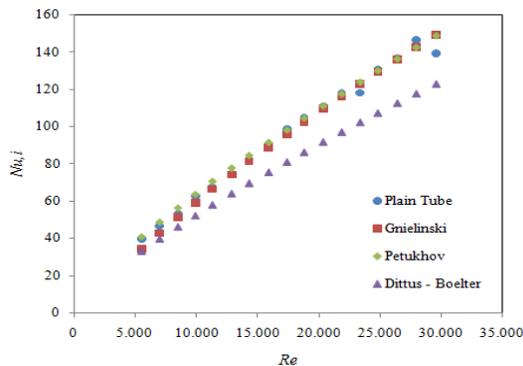
Unjuk kerja termal didefinisikan sebagai perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan *twisted tape insert* dengan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam tanpa *twisted tape insert (plain tube)* pada daya pemompaan yang sama.

$$\eta = \left(\frac{h_a}{h_p} \right)_{PP} \quad (14)$$

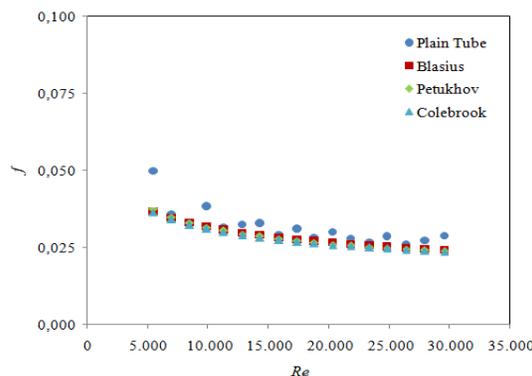
HASIL DAN PEMBAHASAN

Validasi karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan di *plain tube*

Dilakukan validasi karakteristik perpindahan panas (Nu_i) dan faktor gesekan (f) *plain tube* dengan korelasi-korelasi empirik untuk perpindahan panas dan faktor gesekan yang telah ada. Karakteristik perpindahan panas *plain tube* dibandingkan dengan korelasi Gnielinski, Petukhov dan Dittus Boelter, sedangkan untuk karakteristik faktor gesekan dibandingkan dengan persamaan Blasius, Pethukov, dan Colebrook.



Gambar 5. Hubungan Nu_i dengan Re untuk *plain tube*



Gambar 6. Hubungan f dengan Re untuk *plain tube*

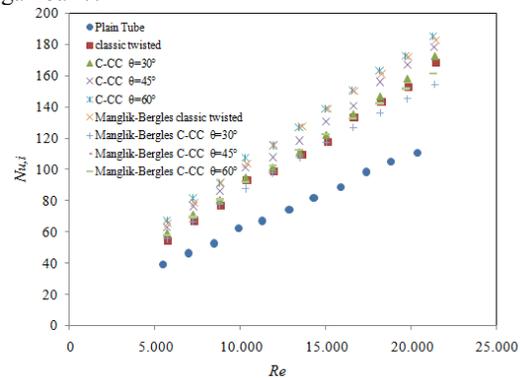
Dari gambar 5, penyimpangan rata-rata nilai aktual Nu_i dari *plain tube* dengan korelasi Dittus-Boelter sebesar 18,99%, dengan korelasi Gnielinski sebesar 1,80%, dan dengan korelasi Petukhov sebesar 2,35%. Penyimpangan rata-rata nilai Nu_i dibandingkan dengan korelasi Gnielinski dan Petukhov cukup kecil, sehingga nilai Nu_i aktual di

plain tube adalah valid. Korelasi Dittus-Boelter mempunyai akurasi $\pm 25\%$ (Incropera, 2006), sehingga nilai aktual Nu_i di *plain tube* adalah valid.

Dari gambar 6, nilai f *plain tube* rata-rata menyimpang rata-rata sebesar 10,31% dari persamaan Blasius, 11,45% dari persamaan Pethukov, dan 13,02% dari persamaan Colebrook. Rata-rata penyimpangan f pada $Re < 10.000$ cukup besar (14,88%), hal ini terjadi karena pada kisaran Re tersebut aliran dalam daerah transisi. Sedangkan pada daerah $Re > 10.000$ terjadi penyimpangan rata-rata cukup kecil (10,58%). Sehingga f aktual *plain tube* adalah valid.

Karakteristik perpindahan panas pada bilangan Reynolds yang sama

Karakteristik perpindahan panas pipa dalam dari penukur kalor pipa konsentrik ini dapat dilihat pada gambar 7.



Gambar 7. Grafik hubungan Nu_i dengan Re

Manglik dan Bergles (1993) mengembangkan korelasi untuk *classic twisted tape insert* di pipa bulat dalam daerah turbulen dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Dari hasil pengujian, perbedaan nilai rata-rata Nu_i pipa dalam dengan persamaan Manglik-Bergles adalah sebesar 7,85% untuk *classic twisted tape insert*, 8,35% untuk C-CC $\theta = 30^\circ$, 11,27% untuk C-CC $\theta = 45^\circ$, dan 14,33% untuk C-CC $\theta = 60^\circ$. Perbedaan nilai Nu_i dengan korelasi Manglik-Bergles cukup kecil sehingga data nilai Nu_i pipa dalam dengan *twisted tape insert* adalah valid. Fenomena ini serupa dengan penelitian Eiamsa et al (2010) yang membandingkan data penelitiannya dengan korelasi empirik Manglik-Bergles, dan diperoleh penyimpangan sebesar $\pm 20\%$.

Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar Re , maka Nu_i akan semakin naik. Kenaikan Nu_i berarti terjadi kenaikan perpindahan panas di pipa dalam. Hal ini terjadi untuk *plain tube*, pipa dalam dengan *classic twisted tape insert*, C-CC dengan $\theta = 30^\circ, 45^\circ$, dan 60° . Dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinyu dari sisi masuk sampai sisi keluar pipa dalam. Karena komponen kecepatan tangensial dan luas penampang aliran yang lebih rendah, pencampuran fluida antara

fluida di daerah dinding dan fluida di daerah inti yang ditimbulkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan mempunyai kemampuan yang signifikan untuk meningkatkan laju perpindahan panas. Hal ini berfungsi untuk menambah panjang aliran di pipa dalam, mengurangi tebal lapis batas termal, dan meningkatkan pencampuran fluida antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa dalam.

Pada Re yang sama, pipa dalam dengan *classic twisted tape insert*, Nu_i meningkat rata-rata sebesar 45,82% dibandingkan dengan *plain tube*. Pada Re yang sama, pipa dalam dengan C-CC $\theta = 30^\circ$ Nu_i meningkat rata-rata sebesar 3,84% dibandingkan *classic twisted tape insert* dan 51,34% dibandingkan dengan *plain tube*. Pada Re yang sama, pipa dalam dengan C-CC $\theta = 45^\circ$ Nu_i meningkat rata-rata sebesar 9,95% dibandingkan *classic twisted tape insert* dan 60,23% dibandingkan dengan *plain tube*. Pada Re yang sama, pipa dalam dengan C-CC $\theta = 60^\circ$ Nu_i meningkat rata-rata sebesar 16,69% dibandingkan *classic twisted tape insert* dan 70,02% dibandingkan dengan *plain tube*. Nu_i rata-rata dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ$, 45° , dan 60° lebih besar dibandingkan dengan *classic twisted tape insert*.

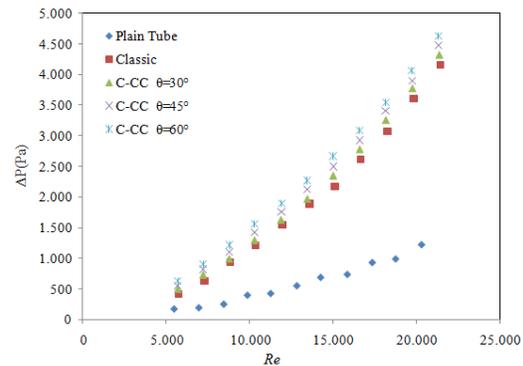
Berdasarkan penelitian-penelitian terdahulu, pengaruh dari *clockwise - counter clockwise* menyebabkan perubahan periodik dari arah putaran pada bagian dekat dinding dan juga terjadi tumbukan fluida yang kuat antara celah yang berada dilokasi perubahan arah putaran, sehingga memberikan pencampuran fluida yang lebih baik dan pada akhirnya memberikan perpindahan panas yang lebih besar. Penambahan C-CC $\theta = 60^\circ$ menghasilkan bilangan Nusselt tertinggi dibandingkan dengan C-CC $\theta = 30^\circ$ dan C-CC $\theta = 45^\circ$ dan *classic twisted tape insert*, hal ini dikarenakan pada C-CC $\theta = 60^\circ$ mempunyai sudut putaran yang lebih besar bila dibandingkan dengan C-CC $\theta = 30^\circ$ dan C-CC $\theta = 45^\circ$ sehingga fluida yang diarahkan ke sisi yang berlawanan dilokasi perubahan mempunyai porsi yang lebih besar, jadi dapat memperbesar pencampuran fluida dan memperkuat intensitas turbulensi di dekat dinding. Hal ini serupa dengan penelitian Eiamsa et al (2010).

Karakteristik faktor gesekan pada bilangan Reynolds yang sama

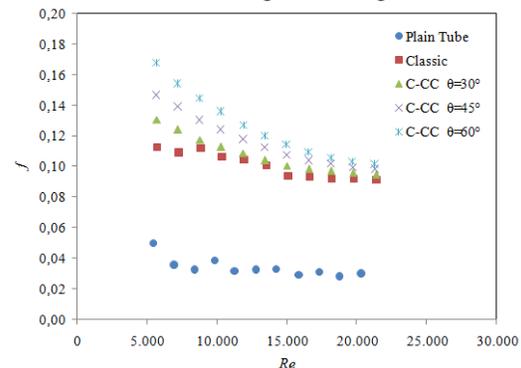
Penambahan *classic twisted tape insert*, C-CC $\theta = 30^\circ$, 45° , dan 60° di pipa dalam memberikan tambahan tahanan aliran dari air yang mengalir. Hal ini akan menimbulkan penurunan tekanan (ΔP) di pipa dalam yang lebih besar bila dibandingkan dengan *plain tube*.

Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar Re , maka semakin besar pula ΔP di pipa dalam. Fenomena ini terjadi pada pipa dalam dengan *classic twisted tape insert*, C-CC $\theta = 30^\circ$, 45° , dan 60° maupun pada *plain tube*. Pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta =$

30° , 45° , dan 60° menghasilkan ΔP lebih tinggi dibandingkan *plain tube*. Penambahan C-CC $\theta = 60^\circ$ di pipa dalam menghasilkan ΔP paling besar dibandingkan dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ$, C-CC $\theta = 45^\circ$ dan *plain tube*. Pada Re yang sama, nilai ΔP di pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape* adalah 2,381 kali lebih tinggi dari *plain tube*, sedangkan dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ$, 45° , dan 60° nilai ΔP di pipa dalam berturut-turut 2,609; 2,890; dan 3,185 kali lebih tinggi dari *plain tube*. Kenaikan ΔP ini merupakan hal yang merugikan, karena akan meningkatkan daya pemompaan untuk mempertahankan aliran dengan laju aliran volumetrik yang sama.



Gambar 8. Hubungan ΔP dengan Re



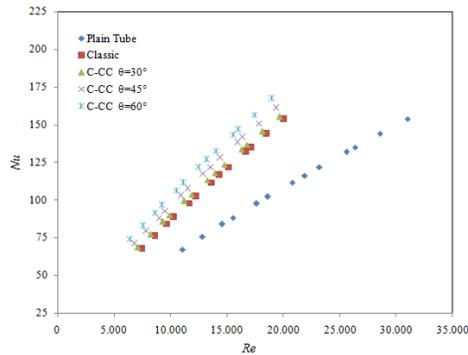
Gambar 9. Hubungan f dengan Re

Karakteristik faktor gesekan (f) di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 9. Dari gambar 9 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan Re , nilai f di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik semakin berkurang. Hal ini terjadi untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta = 30^\circ$, 45° , dan 60° . Hal ini disebabkan dengan semakin tinggi Re , maka kecepatan aliran air di pipa dalam akan semakin tinggi, dimana nilai f berbanding terbalik dengan nilai kuadrat dari kecepatan aliran air di pipa dalam. Nilai f pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta = 30^\circ$, 45° , dan 60° lebih besar dibanding *plain tube*. Pada Re yang sama, penambahan *classic twisted tape* menjadikan f rata-rata pipa dalam 3,020 kali lebih tinggi dari f *plain tube*. Sedangkan dengan

penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$, f rata-rata pipa dalam berturut-turut sebesar 3,223; 3,473; dan 3,737 kali lebih tinggi dari f *plain tube*.

Karakteristik perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama

Karakteristik perpindahan panas dari penukar kalor pipa konsentrik pada daya pemompaan yang sama dapat dilihat pada gambar 10.

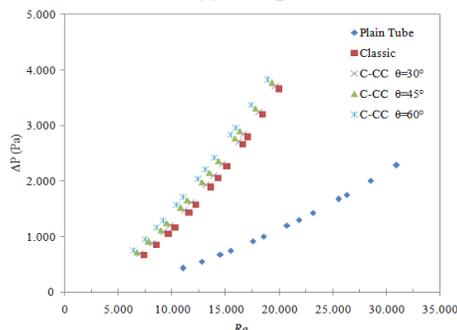


Gambar 10. Hubungan Nu_i dengan Re pada daya pemompaan yang sama

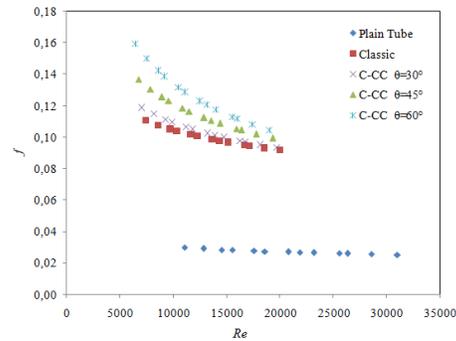
Dari gambar 10, dapat dilihat bahwa pada daya pemompaan yang sama Nu_i dengan penambahan *classic twisted tape* naik rata-rata 0,54% dibanding *plain tube*, sedangkan dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$, Nu_i naik berturut-turut rata-rata sebesar 1,59%, 5,00%, dan 9,02% dibandingkan *plain tube*. Penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ di pipa dalam menguntungkan dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape*, karena dapat meningkatkan perpindahan panas lebih besar pada daya pemompaan yang sama.

Karakteristik faktor gesekan pada daya pemompaan yang sama

Karakteristik penurunan tekanan (ΔP) di pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ pada daya pemompaan dapat dilihat pada gambar 11. Pada daya pemompaan yang sama, nilai ΔP dengan penambahan *classic twisted tape* adalah 0,586 kali lebih tinggi dari *plain tube*, sedangkan dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ nilai ΔP berturut-turut adalah 0,609; 0,656; dan 0,704 kali lebih tinggi dari *plain tube*.



Gambar 11. Hubungan ΔP dengan Re pada daya pemompaan yang sama

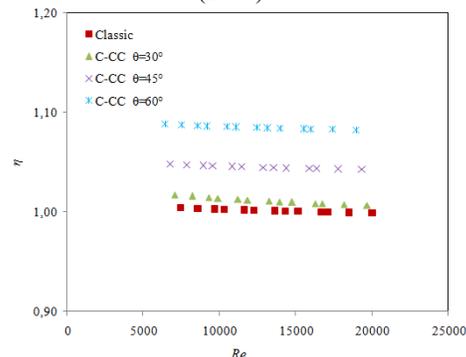


Gambar 12. Hubungan f dengan Re pada daya pemompaan yang sama

Karakteristik faktor gesekan (f) pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ pada daya pemompaan dapat dilihat pada gambar 12. Pada daya pemompaan yang sama, dengan penambahan *classic twisted tape*, f rata-rata pipa dalam 2,659 kali lebih tinggi dari f *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$, f rata-rata pipa dalam berturut-turut sebesar 2,816; 3,209; dan 3,637 kali lebih tinggi dari f *plain tube*.

Karakteristik unjuk kerja termal (η)

Karakteristik unjuk kerja termal (η) untuk pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ dapat dilihat pada gambar 13. Dari gambar 13, dapat dilihat bahwa Nilai η rata-rata pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape* adalah 1,001. Sedangkan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ di pipa dalam dapat meningkatkan η rata-rata berturut-turut sebesar 1,011, 1,045, dan 1,085. Penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ, \text{ dan } 60^\circ$ di pipa dalam menghasilkan η yang lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape*. Penambahan C-CC $\theta = 60^\circ$ menghasilkan η yang lebih tinggi dibandingkan dengan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ$. Hal ini dikarenakan penambahan C-CC $\theta = 60^\circ$ insert menghasilkan efek turbulensi yang lebih besar daripada C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ maupun *classic twisted tape* yang disebabkan oleh geometri *twist angle*. C-CC $\theta = 60^\circ$ mempunyai geometri lebih besar daripada C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ$ sehingga lebih efektif. Hal ini serupa dengan penelitian Eimsa et al (2010).



Gambar 13. Hubungan η dengan Re

KESIMPULAN

Penyuar kalor pipa konsentrik dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ,$ dan 60° di pipa dalam menghasilkan bilangan Nusselt, penurunan tekanan, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih besar daripada *classic twisted tape insert*. C-CC $\theta = 60^\circ$ menghasilkan bilangan Nusselt, penurunan tekanan, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih tinggi dibandingkan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ$. Unjuk kerja termal rata-rata dengan penambahan *classic twisted tape*, C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ,$ dan 60° di pipa dalam berturut-turut sebesar 1,001, 1,011, 1,045, dan 1,085. Penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ,$ dan 60° menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan *classic twisted tape insert*. Ini mengindikasikan bahwa penyuar kalor dengan penambahan C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ,$ dan 60° lebih ringkas dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape*, sehingga C-CC $\theta = 30^\circ, 45^\circ,$ dan 60° dapat menggantikan *classic twisted tape insert* untuk mengurangi ukuran dari penyuar kalor.

DAFTAR NOTASI

A_i = luas permukaan dalam pipa dalam (m^2)
 A_o = luas permukaan luar pipa dalam (m^2)
 $C_{p,c}$ = panas jenis air dingin ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
 $C_{p,h}$ = panas jenis air panas ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
 d_i = diameter dalam pipa dalam (m)
 d_o = diameter luar pipa dalam (m)
 f = faktor gesekan
 h_i = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 h_o = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di *annulus* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 h_p = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa tanpa *twisted tape insert* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 h_s = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan *twisted tape insert* ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 k_i = konduktivitas termal rata-rata air panas di pipa dalam ($W/m \cdot ^\circ C$)
 L_t = panjang pengukuran penurunan tekanan di pipa dalam (m)
 \dot{m}_c = laju aliran massa air dingin (kg/s)
 \dot{m}_h = laju aliran massa air panas (kg/s)
 Nu_i = bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam
 Nu_o = bilangan Nusselt rata-rata di *annulus*
 Q_c = laju perpindahan panas di *annulus* (W)
 Q_h = laju perpindahan panas di pipa dalam (W)
 Q_{loss} = kehilangan panas konveksi di pipa dalam (W)
 Re = bilangan Reynolds
 $T_{b,o}$ = temperatur bulk rata-rata di *annulus* ($^\circ C$)
 $T_{c,in}$ = temperatur air dingin masuk *annulus* ($^\circ C$)
 $T_{c,out}$ = temperatur air dingin keluar *annulus* ($^\circ C$)
 $T_{h,in}$ = temperatur air panas masuk pipa dalam ($^\circ C$)
 $T_{h,out}$ = temperatur air panas keluar pipa dalam ($^\circ C$)

$\bar{T}_{w,o}$ = temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam ($^\circ C$)
 U_i = koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 U_o = koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan luar pipa dalam ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 V = kecepatan rata-rata air panas di pipa dalam (m/s)
 \dot{V} = laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam (m^3/s)
 W_{pump} = daya pemompaan (W)
 ρ = densitas air panas di pipa dalam (kg/m^3)
 η = unjuk kerja termal
 μ = viskositas dinamik air panas di pipa dalam ($kg/m \cdot s$)
 ΔP = penurunan tekanan (Pa)
 ΔT_{LMTD} = beda temperatur rata-rata logaritmik ($^\circ C$)

DAFTAR PUSTAKA

Chang, S.W., Yang, T.L., Liou, J.S., 2007, Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 489–501
Eiamsa-ard, S., and Promvong, P., 2010, Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 1364–1372
Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., 2010, Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 53–62
Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., 2010, Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 1151–1161
Eiamsa-ard, S., Promvong, P., 2010, Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1673–1682.
Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., 2010, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 310–318
Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape insert in isothermal tubes. Part 1: laminar flows. *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 116, 881–889.
Manglik, R. K. and Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for

- twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II: Transition and turbulent flows. *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 890–896.
- Naphon, P., 2006, Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 166-175
- Seemawute, P., Eiamsa-ard, S., 2010, Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 652–659
- Sivashanmugam, P., Nagarajan, P.K., Suresh, S., 2008, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with right and left helical screw-tape inserts, *Chem. Eng. Commun.* Vol. 195, pp. 977–987.
- Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S., 2011, Enhancement of heat transfer using CuO/water nanofluid and twisted tape with alternate axis, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 742-748
- Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S., 2011, Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through the round tubes inserted with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 348-352.