

STUDI EKSPERIMENTAL KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK DENGAN PERIPHERALLY-CUT TWISTED TAPE INSERT WITH ALTERNATE-AXIS

Indri Yaningsih¹, Tri Istanto²

^{1,2}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret Surakarta
Jl. Ir Sutami No 36A Kentingan Surakarta 57126 Telp 0271 632163
Email: minding87@yahoo.com¹, triis_meuns2000@yahoo.com²

Abstract

Effect of peripherally-cut twisted tape insert with alternate axis (PT-A) on heat transfer, friction factor and thermal performance characteristics in the inner tube of a concentric tube heat exchanger is investigated. For comparison, the experiments using a peripherally-cut twisted tape insert (PT), a typical twisted tape insert (TT) and a plain tube are also tested in similar conditions. All twisted tape used are twisted at constant twist pitch of 50.3 mm, corresponding to a constant twist ratio of 4.0. Test runs are conducted using water as a testing fluid with Reynolds number range between 5800 and 21,500. The result show that heat transfer rate and friction factor associated by all twisted tape insert consistently higher than those plain tube. Under the similar conditions, heat transfer rate, friction factor as well as thermal performance in the inner tube fitted with PT-A are consistently higher than those in the inner tube equipped with PT, TT and also in the plain tube. Mean values of Nusselt number and friction factor given by PT-A are respectively, 94.37% and 414.2% higher than those in the plain tube, 32.40% and 119.3% higher than those in TT, and 31.95% and 80.8% higher than those in PT. In the present Reynolds number range tested, the PT-A, PT and TT offer the maximum thermal performances at constant pumping power of 1.37, 1.23 and 1.13, respectively.

Keywords : *friction factor; Nusselt Number; peripherally-cut twisted tape; peripherally-cut twisted tape with alternate-axis; Reynolds number*

Pendahuluan

Unjuk kerja penukar kalor dapat ditingkatkan dengan sejumlah teknik peningkatan perpindahan panas. Tujuan umum dari teknik peningkatan perpindahan panas ini adalah untuk mengurangi ukuran penukar kalor yang diperlukan untuk suatu proses tertentu, untuk meningkatkan kapasitas penukar kalor yang ada dan untuk mengurangi daya pemompaan (*pumping power*). Teknik-teknik ini dapat diklasifikasikan dalam 3 kelompok, yaitu; teknik pasif, teknik aktif, dan teknik campuran. Pada teknik pasif, peningkatan perpindahan panas diperoleh tanpa menyediakan tambahan energi aliran. Sedangkan pada teknik aktif, peningkatan perpindahan panas dapat dilakukan dengan memberikan tambahan energi aliran ke fluida, yang tentunya hanya menarik sedikit perhatian dalam penelitian, karena memerlukan biaya yang lebih tinggi daripada teknik pasif. Dalam teknik campuran, dua atau lebih dari teknik aktif dan pasif digunakan secara simultan untuk menghasilkan peningkatan perpindahan panas, dimana peningkatan perpindahan panas lebih tinggi daripada jika teknik-teknik peningkatan perpindahan panas dioperasikan secara terpisah.

Di antara teknik-teknik pasif, penyisipan *twisted tape insert* adalah salah satu teknik yang paling menjanjikan. Pipa dengan penambahan *twisted tape insert* telah banyak digunakan sebagai alat pemutar aliran yang kontinyu untuk meningkatkan laju perpindahan panas dalam pipa penukar kalor, dan diterapkan dalam banyak aplikasi industri seperti; *heat recovery processes*, pengkondisian udara dan sistem refrigerasi, pendinginan peralatan elektronik modern, dan reaktor-reaktor kimia. Aliran berputar menginduksi turbulensi dekat dinding pipa, menghasilkan lintasan aliran fluida yang lebih panjang dalam pipa, memperbaiki pencampuran fluida, dan mengurangi ketebalan lapis batas termal, dengan demikian meningkatkan laju perpindahan panas konveksi. Pipa dengan penambahan *twisted tape insert* sering digunakan dalam sistem penukar panas karena itu murah, pemeliharaan mudah dan ringkas. Seiring dengan peningkatan perpindahan panas, gesekan dalam pipa yang dilengkapi dengan *twisted tape* tak dapat dihindari juga akan meningkat.

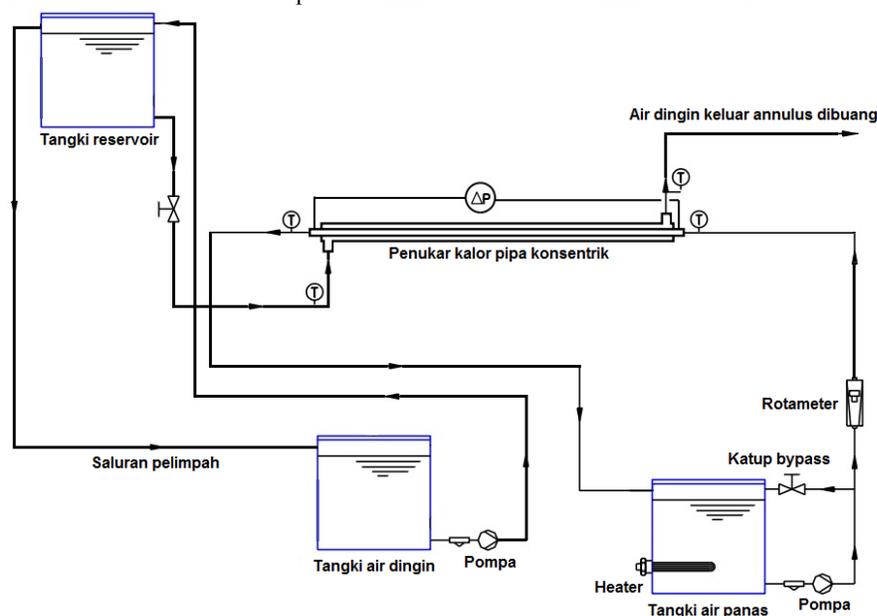
Banyak penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa unjuk kerja peningkatan perpindahan panas dengan penambahan *twisted tape insert* sangat tergantung pada geometri *twisted tape insert*. Desain yang tepat dari *twisted tape insert* memberikan peningkatan laju perpindahan panas dengan nilai penurunan tekanan dalam batas yang dapat

diterima, sehingga mempengaruhi penghematan energi. Oleh karena itu optimasi desain *twisted tape insert* adalah tugas menantang untuk memenuhi kebutuhan peningkatan perpindahan panas yang memuaskan dengan peningkatan gesekan yang dapat diterima, ditunjukkan oleh nilai unjuk kerja termal di atas satu. Banyak penelitian terutama ditujukan untuk menemukan kompromi terbaik antara perpindahan panas dan gesekan dalam sistem untuk beberapa aplikasi.

Istanto dkk (2011; 2012) meneliti karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan modifikasi *typical twisted tape* berupa *perforated* dan *delta winglet twisted tape insert*. Yaningsih dkk (2013) meneliti karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert*. Chang dkk (2007) dan Eiamsa-ard dkk (2010) meneliti karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada sebuah pipa yang dilengkapi dengan sisipan pita terpilin bergerigi tajam di kedua tepi pita (*serrated twisted tape insert*). Disimpulkan bahwa gerigi yang kasar dari *serrated twisted tape* memainkan peran sebagai turbulator untuk meningkatkan intensitas turbulensi dan menyebabkan sel-sel aliran yg berpusar di balik setiap gerigi yang bertanggung jawab untuk peningkatan perpindahan panas. Akan tetapi, modifikasi *typical twisted tape* ini menyebabkan penurunan tekanan yang besar, sehingga mengakibatkan unjuk kerja termal yang tidak menarik (kebanyakan di bawah satu). Chang dkk (2007;2009) meneliti karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada sebuah pipa yang dilengkapi dengan *broken twisted tape insert* dan *spiky twisted tape insert* pada daerah laminar dan turbulen. Pipa dengan penambahan *broken* atau *spiky twisted tape* dapat memperkuat turbulensi dan vortisitas. Sehingga koefisien perpindahan panas dan unjuk kerja termal meningkat dibandingkan dengan penambahan *typical twisted tape insert*. Eiamsa-ard dkk (2010) meneliti pengaruh *twisted tape with alternate-axis* terhadap peningkatan perpindahan panas. Didapatkan bahwa *twisted tape with alternate-axis* menghasilkan laju perpindahan panas dan juga unjuk kerja termal yang lebih tinggi dibandingkan dengan *typical twisted tape insert*. Eiamsa-ard dkk (2010) meneliti pengaruh *peripherally-cut twisted tape insert* terhadap karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada sebuah pipa bulat. Diperoleh bahwa laju perpindahan panas dan unjuk kerja termal meningkat dibandingkan *typical twisted tape insert*. Berdasarkan literatur di atas, penelitian ini akan menguji modifikasi *typical twisted tape* yaitu berupa *peripherally-cut twisted tape insert with alternate-axis* (PT-A), yaitu kombinasi antara *peripherally-cut twisted tape insert* dan *twisted tape with alternate-axis*, dimana diharapkan akan menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik. Untuk perbandingan, eksperimen menggunakan *peripherally-cut twisted tape insert* (PT), *typical twisted tape insert* (TT) dan pipa tanpa penambahan *twisted tape insert* (*plain tube*) juga dilakukan.

Bahan dan Metode Penelitian

Skema alat pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan TT, PT dan PT-A 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.

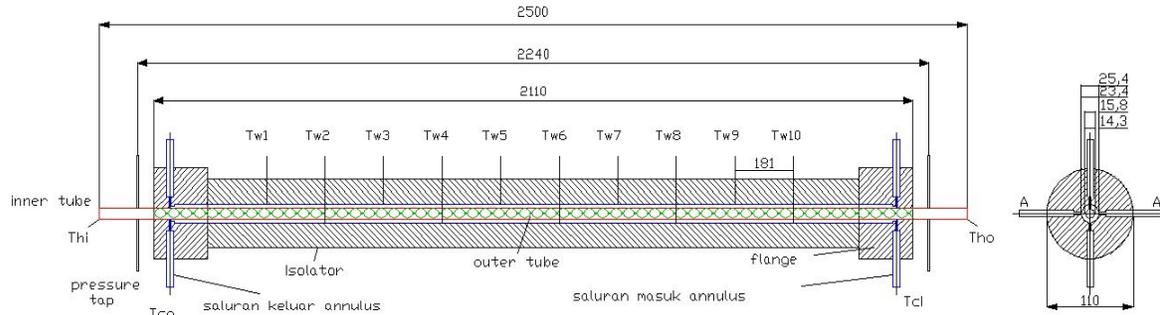


Gambar 1. Skema alat penelitian

Air panas dari tangki air panas digerakkan oleh pompa air, mengalir melewati pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 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 tangki air yang diletakkan pada ketinggian tertentu. Air dingin yang keluar dari *annulus* langsung dibuang.

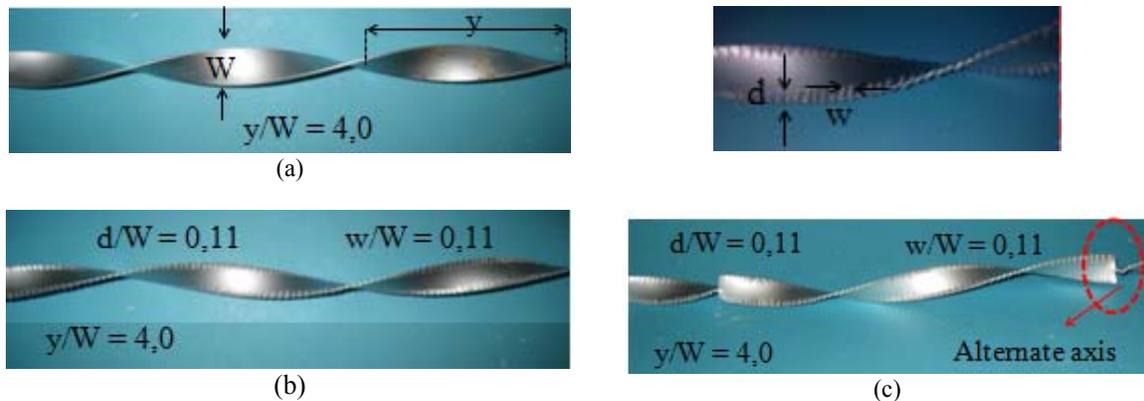
Skema penukar kalor pipa konsentrik satu laluan dengan arah aliran-aliran fluida melalui pipa dalam dan *annulus* berlawanan arah (*counter flow*). Pipa dalam dan pipa luar berpenampang lingkaran terbuat dari aluminium, dengan panjang berturut-turut 2.500 mm dan 1.940 mm. Ukuran penampang pipa dalam; diameter dalam 14,30 mm dan diameter luar 15,80 mm. Ukuran penampang pipa luar; diameter dalam 23,40 mm dan diameter luar 25,40 mm. Ukuran celah *annulus* 3,80 mm dengan diameter hidrolis *annulus* 7,60 mm. Panjang pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.240 mm. Pengujian dilakukan dengan arah penukar kalor mendatar. Temperatur masukan air panas melalui pipa dalam dijaga konstan 60°C, sedangkan temperatur masukan air dingin di *annulus* adalah ± 28°C.



Gambar 2. Skema penukar kalor pipa konsentrik satu laluan dengan penempatan termokopel

Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik secara selang-seling, dan temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur-temperatur tersebut dapat dilihat pada gambar 2. Penelitian dilakukan dengan memvariasi laju aliran air panas di pipa dalam, sedangkan laju aliran air dingin di *annulus* dijaga konstan. Laju aliran air panas di pipa dalam diukur dengan rotameter. Temperatur air panas masukan ke pipa dalam dijaga konstan 60°C, dengan menggunakan pemanas air elektrik yang dikontrol dengan *thermocontroller*. Pengukuran beda tekanan di pipa dalam menggunakan manometer pipa U dengan fluida manometer adalah air. Data yang dipakai untuk analisa adalah data pada saat alat penukar kalor mencapai kondisi tunak.

TT dibuat dari aluminium strip dengan tebal (δ) 0,76 mm dan lebar (W) 12,61 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga membentuk sebuah pilinan yang mempunyai *twist pitch* (y) 50,35 mm dan *twist ratio* (y/W) sebesar 4,0. Sedangkan PT dan PT-A dibuat dari material dan ukuran yang sama dengan TT. *Twist pitch* dan *twist ratio* untuk PT dan PT-A dibuat sama dengan TT. Kedalaman pemotongan (d) untuk PT dan PT-A sebesar 1,4 mm dengan *depth ratio* (d/W) sebesar 0,11. Jarak pemotongan (w) PT dan PT-A sebesar 1,4 mm dengan *width ratio* (w/W) sebesar 0,11. PT-A dirubah arah putaran searah dan berlawanan arah jarum jam setiap dua kali *twist pitch* dengan sudut puntiran (*twist angle*) sebesar 90°. TT, PT dan PT-A yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3. (a) TT; (b) PT; (c) PT-A

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 :

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

Laju perpindahan panas ke air dingin di *annulus*

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

atau

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

Perbedaan besar laju perpindahan panas dari persamaan (1) dan (2) 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 konveksi rata-rata di *annulus* dapat ditentukan dari persamaan (2) dan (3) :

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

Laju perpindahan panas pada 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 ini dinyatakan dengan :

$$U_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{d_i \cdot \ln(d_o / d_i)}{2k_m} + \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (7)$$

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 :

$$h_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o / d_i)}{2k_m} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (9)$$

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

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

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

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

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

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

Jika ΔP telah diketahui, maka daya pemompaan (*pumping power*), dapat ditentukan dari :

$$\dot{W}_{pump} = \dot{V} \cdot \Delta P \quad (13)$$

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

$$\eta = \left(\frac{h_s}{h_p} \right)_{pp} \quad (14)$$

Korelasi-korelasi empirik perpindahan panas dalam hal ini adalah bilangan Nusselt yang digunakan untuk validasi di *plain tube* adalah persamaan Dittus-Boelter, Petukhov, dan Gnielinski, sedangkan untuk faktor gesekan

menggunakan persamaan Blasius, Petukhov dan Colebrook (Incropera, 2006). Validasi karakteristik perpindahan panas pipa dalam dengan penambahan *typical twisted tape insert* menggunakan korelasi Manglik-Berges (Sarma dkk, 2002).

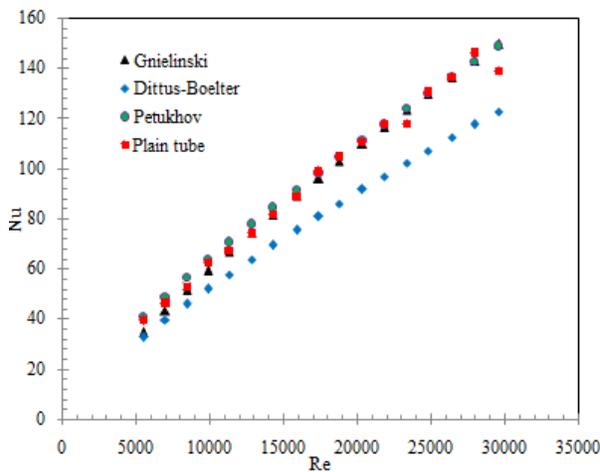
$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left[1 + 0,769 \cdot \frac{2di}{H} \right] \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left(\frac{\pi + 2-2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2} \tag{15}$$

Hasil dan Pembahasan

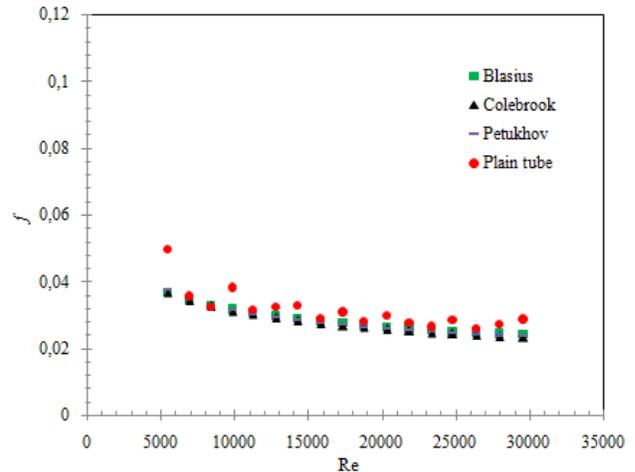
Validasi Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan di Plain Tube

Karakteristik perpindahan panas (Nu) di *plain tube* dibandingkan dengan persamaan Dittus-Boelter, Gnielinski dan persamaan Petukhov, sedangkan karakteristik faktor gesekan (f) dibandingkan dengan persamaan Blasius, Petukhov dan Colebrook. Grafik validasi karakteristik perpindahan panas *plain tube* dapat dilihat pada gambar 4. Dari gambar 4, penyimpangan rata-rata nilai aktual Nu_i dari *plain tube* dengan korelasi Dittus-Boelter sebesar 19,02%, Gnielinski sebesar 1,80%, sedangkan dengan korelasi Petukhov sebesar 2,32%. Penyimpangan rata-rata nilai Nu dibandingkan dengan korelasi Dittus-Boelter cukup besar, akan tetapi korelasi Dittus-Boelter mempunyai akurasi sebesar ± 25% dari nilai aktual (Incropera, 2006), sehingga data nilai Nu di *plain tube* adalah valid.

Grafik validasi karakteristik faktor gesekan *plain tube* dapat dilihat pada gambar 5. Dari gambar 5, nilai faktor gesekan *plain tube* menyimpang rata-rata sebesar 10,31% dari persamaan Blasius, 10,76% dari persamaan Petukhov dan 12,89% dari persamaan Colebrook. Nilai penyimpangan rata-rata faktor gesekan pada bilangan Reynolds < 10.000 cukup besar (15,4%), hal ini terjadi karena pada kisaran bilangan Reynolds tersebut aliran dalam daerah transisi, dan tidak ada persamaan yang berlaku secara umum pada daerah transisi. Sedangkan pada daerah Re > 10.000 terjadi penyimpangan rata-rata cukup kecil (12,1%). Sehingga data faktor gesekan *plain tube* adalah valid.



Gambar 4. Grafik hubungan Nu dengan Re untuk *plain tube*



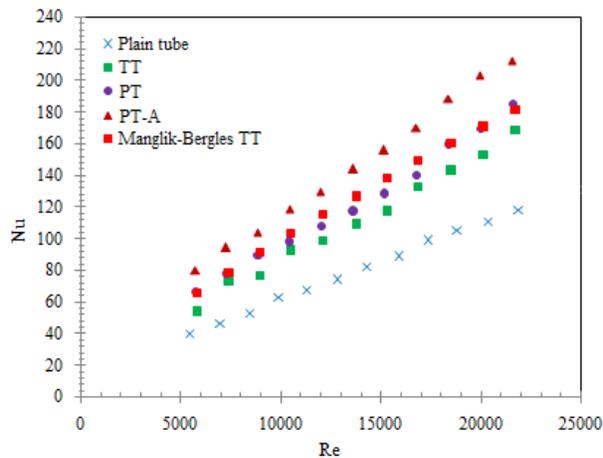
Gambar 5. Grafik hubungan f dengan Re untuk *plain tube*

Pengaruh Twisted Tape Insert Terhadap Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan

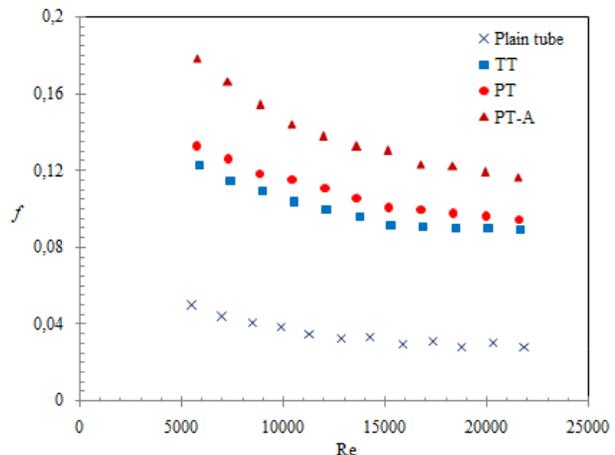
Pengaruh penambahan TT, PT dan PT-A di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 6. Dari gambar 6 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar Re, maka Nu akan semakin naik. Kenaikan Nu berarti juga terjadi kenaikan perpindahan panas di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Kenaikan Nu menunjukkan kenaikan koefisien perpindahan panas (h) karena kenaikan konveksi. Hal ini terjadi untuk ke semua kasus, yaitu untuk *plain tube* maupun untuk pipa dalam dengan penambahan TT, PT dan PT-A. Dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinyu dari sisi masuk sampai sisi keluar penukar kalor. Hal ini berfungsi untuk menambah panjang lintasan aliran fluida di pipa dalam, mengurangi tebal lapis batas termal, dan meningkatkan percampuran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa dalam.

Validasi karakteristik perpindahan panas di pipa dalam dengan penambahan TT dengan korelasi dari Manglik-Berges (Sarma, 2002). Manglik dan Bergles mengembangkan korelasi untuk TT di pipa bulat dalam daerah turbulen dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Dari hasil pengujian, perbedaan nilai rata-rata Nu di pipa dalam dengan penambahan TT dengan persamaan Manglik-Bergles adalah sebesar 12,029%. Perbedaan nilai Nu dengan korelasi Manglik-Bergles cukup kecil sehingga data nilai Nu di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan *twisted tape insert* adalah valid. Fenomena ini serupa dengan penelitian S.Eimsa-Ard

dkk (2010) yang membandingkan data penelitiannya dengan korelasi empirik Manglik-Berges, dan diperoleh penyimpangan sebesar $\pm 20\%$.



Gambar 6. Grafik hubungan Nu dengan Re



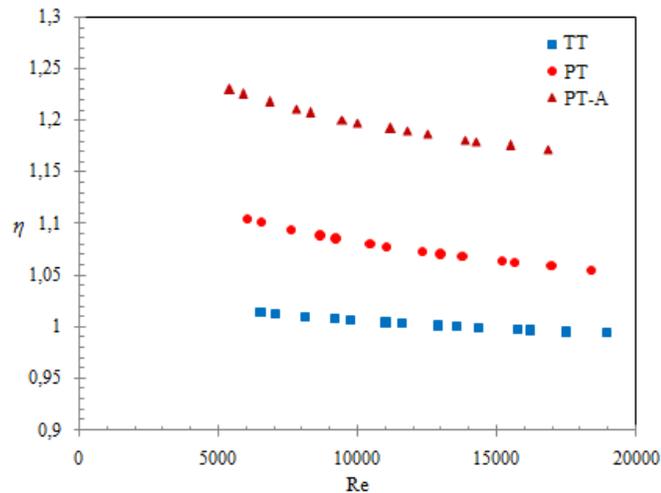
Gambar 7. Grafik hubungan f dengan Re

Pada bilangan Reynolds 5800-21.500, pipa dalam dengan penambahan TT, bilangan Nusselt rata-rata meningkat sebesar 46,969% dibandingkan dengan *plain tube*. Pengaruh penambahan PT di pipa dalam digunakan untuk melakukan proses pencampuran (*mixing*) yang lebih baik daripada penambahan TT karena terjadi penambahan turbulensi di dekat dinding pipa dan menghilangkan *viscous sub layer* di dinding pipa sehingga dapat meningkatkan perpindahan panas. Selain itu aliran vorteks juga terjadi akibat kedalaman pemotongan tepi dari PT (Eiamsa-Ard dkk, 2010). Dari hasil pengujian pipa dalam dengan penambahan PT, bilangan Nusselt yang dihasilkan meningkat rata-rata sebesar 10,636 % dibandingkan dengan pipa dalam dengan penambahan TT dan 62,418 % dibandingkan dengan *plain tube*. Hasil ini sesuai dengan penelitian Eiamsa,dkk (2010) dimana perpindahan panas meningkat dengan penambahan PT dibandingkan TT dan *plain tube*. Sedangkan pengaruh penambahan PT-A di pipa dalam adalah adanya penambahan gangguan aliran tambahan dengan tabrakan yang kuat dari penggabungan kembali aliran-aliran di belakang titik pergantian sumbu. Pada pengujian penambahan PT-A, bilangan Nusselt yang dihasilkan 32,394% lebih tinggi daripada pipa dalam dengan penambahan TT dan 94,336% dibandingkan dengan *plain tube*. Hasil ini sesuai dengan penelitian Seemawute (2010) yang menyatakan bahwa perpindahan panas di pipa dengan penambahan PT-A lebih besar dibandingkan dengan penambahan PT, TT dan *plain tube*.

Grafik pengaruh bilangan Reynolds dan penambahan TT, PT dan PT-A terhadap karakteristik faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 7. Dari gambar 7 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 TT, PT dan PT-A. Hal ini sesuai dengan penelitian Seemawute (2010) dan Eiamsa-ard (2010) yang menyatakan bahwa faktor gesekan naik seiring dengan penurunan bilangan Reynolds. 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 rata-rata aliran air di pipa dalam. Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa nilai faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan TT, PT dan PT-A mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Dengan penambahan TT, menjadikan faktor gesekan rata-rata pipa dalam 2,949 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan PT dan PT-A, faktor gesekan rata-rata pipa dalam meningkat berturut-turut 3,254 dan 4,142 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Pada bilangan Reynolds 5800-21.500, faktor gesekan dengan penambahan TT, PT dan PT-A lebih besar daripada *plain tube* karena adanya aliran berputar (*swirl flow*) atau pembentukan aliran turbulen untuk menghilangkan tekanan dinamis fluida saat kerapatan fluida besar di dinding pipa. Adanya gaya tekan berupa gaya inersia di lapis batas (*boundary layer*) dan perubahan bentuk aliran saat perubahan sumbu menjadikan PT-A mempunyai faktor gesekan yang besar (Seemawute, 2010 dan Eiamsa-ard, 2010)

Pengaruh Twisted Tape Insert Terhadap Unjuk Kerja Termal

Pada penelitian ini dianalisis unjuk kerja termal (η) dari pipa dalam dengan penambahan TT, PT dan PT-A. Karakteristik unjuk kerja termal untuk pipa dalam dengan penambahan TT, PT dan PT-A dapat dilihat pada gambar 8. Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, unjuk kerja termal menunjukkan penurunan. Hal ini mengindikasikan bahwa penambahan *twisted tape insert* pada aliran fluida kecepatan rendah memiliki pengaruh yang lebih signifikan dibandingkan pada aliran fluida kecepatan tinggi.

Gambar 8. Grafik hubungan η dengan Re

Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa penambahan PT-A di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik menyebabkan unjuk kerja termal yang paling baik. Hasil ini serupa dengan penelitian Seemawute (2010). Pada daya pemompaan yang sama, PT-A, PT dan TT menghasilkan unjuk kerja maksimum berturut-turut 1,37; 1,23 dan 1,13. Nilai unjuk kerja termal rata-rata pipa dalam dengan penambahan TT, PT dan PT-A berturut-turut sebesar 1,003; 1,077 dan 1,197.

Kesimpulan

Di bawah kondisi $Re = 5800 - 21.500$, laju perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan PT-A secara konsisten lebih besar daripada dengan penambahan PT, TT dan *plain tube*. Bilangan Nusselt dan faktor gesekan rata-rata dengan penambahan PT-A berturut-turut 94,37% dan 414,2% lebih tinggi dari *plain tube*, 32,40% dan 119,3% lebih tinggi dari TT dan 31,95% dan 80,8% lebih tinggi dari PT. Unjuk kerja termal rata-rata pipa dalam dengan penambahan TT, PT dan PT-A berturut-turut 1,003; 1,077 dan 1,197.

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 di <i>annulus</i> , $kJ/kg \cdot ^\circ C$
$C_{p,h}$	= panas jenis air panas di pipa dalam, $kJ/kg \cdot ^\circ C$
d_i	= diameter dalam pipa dalam, m
d_o	= diameter luar pipa dalam, m
f	= faktor gesekan
H	= panjang <i>twist</i> , m
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 <i>annulus</i> , $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_p	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam tanpa <i>twisted tape insert</i> , $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_s	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan <i>twisted tape insert</i> , $W/m^2 \cdot ^\circ C$
k_i	= konduktivitas termal rata-rata air panas di pipa dalam, $W/m \cdot ^\circ C$
k_m	= konduktivitas termal material 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 di <i>annulus</i> , kg/s
\dot{m}_h	= laju aliran massa air panas di pipa dalam, kg/s
Nu_i	= bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam
Pr	= bilangan Prandtl
Q_c	= laju perpindahan panas di <i>annulus</i> , 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 <i>bulk</i> rata-rata di <i>annulus</i> , $^\circ C$
$T_{c,in}$	= temperatur air dingin masuk <i>annulus</i> , $^\circ C$

$T_{c,out}$	= temperatur air dingin keluar <i>annulus</i> , °C
$T_{h,in}$	= temperatur air panas masuk pipa dalam, °C
$T_{h,out}$	= temperatur air panas keluar pipa dalam, °C
$T_{w,r}$	= temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam, °C
t	= tebal <i>twisted tape</i> , m
U_i	= koefisien perpindahan panas <i>overall</i> berdasarkan permukaan dalam pipa dalam, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
U_o	= koefisien perpindahan panas <i>overall</i> 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
\dot{W}_{pomp}	= 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, °C

Daftar Pustaka

- Chang, S.W., Jan, Y.J., Liou, J.S., (2007), "Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 506–518
- 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
- Chang, S.W., Lees, A.W., Chang, H.T., (2009), "Influence of spiky twisted tape insert on thermal fluid performances of tubular air–water bubbly flow", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 2341–2354
- 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., Seemawute, P., Wongcharee, K., (2010), "Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 711–719
- Eiamsa-ard, S., 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
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., (2006), "*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*", 6th ed, John Willey and Sons, New York
- Istanto, T., Juwana, W.E., Yaningsih, I., (2011), "Pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan classic twisted tape insert dan perforated twisted tape insert", *Proceeding Seminar Nasional Thermofluid 2011*, Jurusan Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik UGM Yogyakarta
- Istanto, T., Juwana, W.E., (2012), "Pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan straight dan oblique delta winglet twisted tape insert", *Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin 7*, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, UK Petra Surabaya
- Sarma, P.K., Subramanyam, T., Kishore, P.S., Dharma Rao, V., Kakac, S., (2002), "A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 41, pp. 955–960
- 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
- Yaningsih, I., Istanto, T., (2013), "Studi eksperimental karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan perforated, notched dan jagged twisted tape insert", *Prosiding Seminar Nasional Teknoin 2013*, Fakultas Teknologi Industri Universitas Islam Indonesia Yogyakarta