

Studi Eksperimental Karakteristik Perpindahan Kalor dan Faktor Gesekan Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Dengan Modifikasi Sisipan Pita Terpilin

Tri Istanto^{1*)}, Indri Yaningsih¹⁾

¹⁾Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret
Jl. Ir. Sutami No. 36A Kington Surakarta 57126
E-mail : triis_meuns2000@yahoo.com¹⁾, minding87@yahoo.com²⁾

Abstrak

Pengaruh modifikasi sisipan pita terpilin terhadap karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik telah diteliti. Penelitian dilakukan dengan menggunakan tiga modifikasi sisipan pita terpilin yang berbeda, yaitu *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert*. *Classic twisted tape insert* juga diteliti untuk perbandingan. Semua pita terpilin yang digunakan dipilin pada *twist pitch* konstan sebesar 50,35 mm, bersesuaian dengan *twist ratio* konstan 4,0. Pengujian dilakukan menggunakan air sebagai fluida uji dengan bilangan Reynolds berkisar antara 4500 dan 20.000. Hasil menunjukkan bahwa perpindahan panas dan faktor gesekan dihubungkan dengan semua pita terpilin secara konsisten lebih besar dibandingkan dengan tanpa sisipan pita terpilin (*plain tube*). Di bawah kondisi operasi yang serupa, bilangan Nusselt, faktor gesekan dan juga unjuk kerja termal yang diberikan oleh *jagged twisted tape* lebih besar daripada yang diberikan oleh pita terpilin yang lain. Nilai-nilai rata-rata bilangan Nusselt dan faktor gesekan yang diberikan oleh *jagged twisted tape* berturut-turut 35,42% dan 275% lebih tinggi daripada *plain tube*, dan 7,76% dan 20% lebih tinggi daripada *classic twisted tape*. Unjuk kerja termal rata-rata adalah 1,191 didapatkan dengan penggunaan *jagged twisted tape insert*.

Kata kunci : Bilangan nusselt, *jagged twisted tape*, *notched twisted tape*, *perforated twisted tape*

Abstract

The effects of modified twisted tape insert on heat transfer, friction factor and thermal performance characteristics in the inner tube of a concentric tube heat exchanger are investigated. The experiments are performed using three different modified twisted tape insert, namely perforated, notched and jagged twisted tape insert. The classic twisted tape insert is also studied for comparison. All twisted tape used are twisted at constant twist pitch of 50.35 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 4500 and 20,500. The result show that heat transfer rate and friction factor associated by all twisted tape consistently higher than those without twisted tape insert (plain tube). Under the similar operating conditions, Nusselt number, friction factor as well as thermal performance given by the jagged twisted tape is higher than those given by the others. Mean values of Nusselt number and friction factor given by the jagged twisted tape are respectively, 35.42% and 275% higher than those in the plain tube, and 7.76% and 20% higher than those in classic twisted tape. The mean thermal performance of 1.191 is found with the use of jagged twisted tape insert.

Keywords : Nusselt number, jagged twisted tape, notched twisted tape, perforated twisted tape.

1. PENDAHULUAN

Teknik peningkatan perpindahan panas dapat meningkatkan unjuk kerja penukar kalor secara signifikan, yang menyebabkan pengurangan ukuran dan juga biaya operasi penukar kalor. Peningkatan perpindahan panas dalam penukar kalor dapat dicapai dengan banyak teknik. 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. Hal ini dikarenakan dalam teknik aktif 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 pasif, penambahan sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*) adalah salah satu teknik yang paling menjanjikan. Pipa dengan sisipan pita terpilin 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. Seiring dengan peningkatan perpindahan panas, gesekan dalam pipa yang dilengkapi dengan sisipan pita terpilin tak dapat dihindari juga akan meningkat.

Banyak penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa unjuk kerja peningkatan perpindahan panas dengan penyisipan pita terpilin sangat tergantung pada geometri pita terpilin. Desain yang tepat dari sisipan pita terpilin memberikan peningkatan laju perpindahan panas dengan nilai penurunan tekanan dalam batas yang dapat diterima, sehingga mempengaruhi penghematan energi. Oleh karena itu optimasi desain sisipan pita terpilin adalah tugas menantang untuk memenuhi kebutuhan peningkatan perpindahan panas yang memuaskan dengan

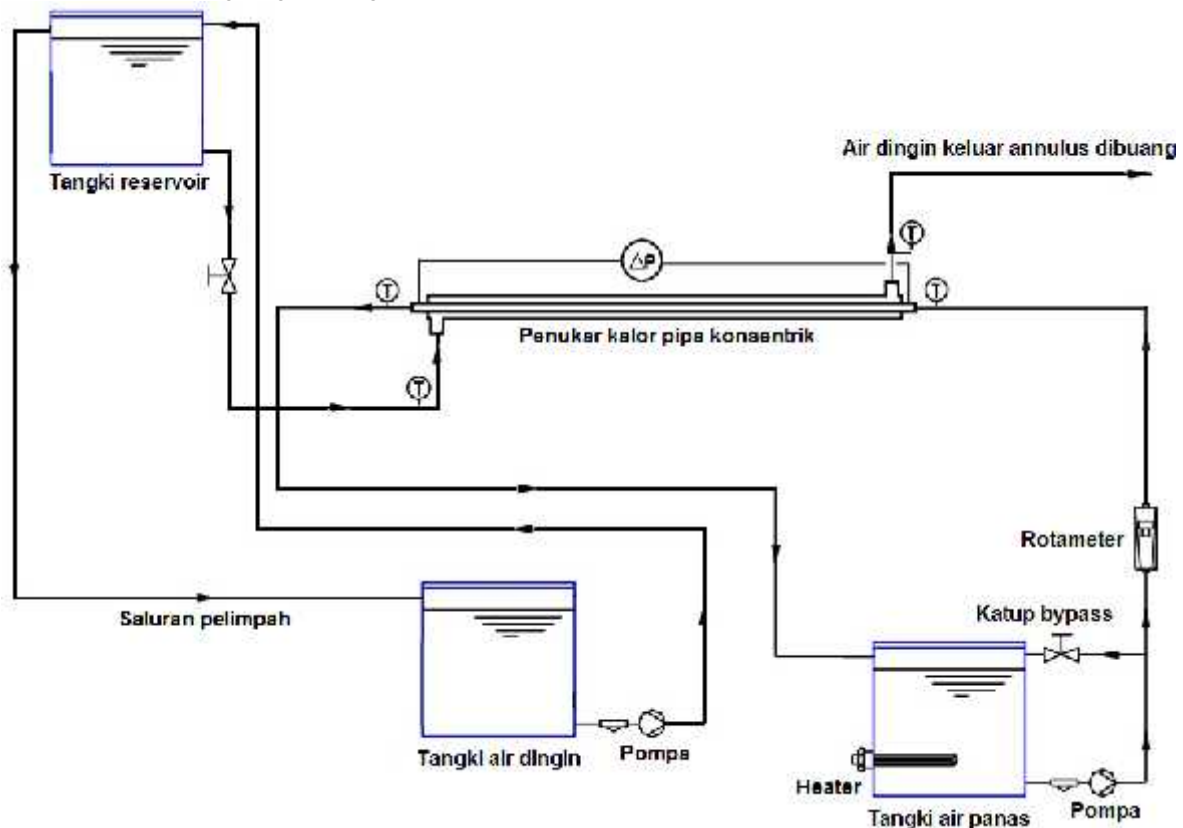
* Penulis korespondensi, phone : +62-0271-632163
Email : triis_meuns2000@yahoo.com

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 [1-15].

Naphon, [1] meneliti karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda dengan *classic twisted tape insert*. Ray dkk [2,3] menyelidiki secara numerik karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada pipa saluran persegi dengan penambahan *twisted tape insert*. Patil dkk [4] melakukan penelitian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa dalam (*inner tube*) adalah persegi empat dan pipa luar (*outer tube*) adalah lingkaran menggunakan *full length twisted tape insert*. Saha dkk [5] melakukan penelitian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran laminar melalui saluran persegi dan bujursangkar yang disisipi dengan *full-length twisted tape*, *short length twisted tape* dan *regularly spaced twisted-tape*. Rahimi dkk [6] meneliti secara ekperimental dan modeling Computational Fluid Dynamics (CFD) perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada sebuah pipa bengkok yang dilengkapi dengan *classic*, *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert*. Shabani dkk [7] meneliti secara ekperimental dan modeling CFD perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada pipa pendingin udara yang dilengkapi dengan *butterfly*, *classic* and *jagged twisted tape*. Unjuk kerja *perforated twisted tape insert* sebagai pembangkit aliran berputar dalam pipa dengan fluida udara dan air telah diteliti oleh beberapa peneliti [8,9,10,11]. Beberapa eksperimen telah dilakukan untuk mendapatkan peningkatan perpindahan panas dalam sebuah pipa menggunakan *delta-winglet twisted tape insert* [12,13]. Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa dalam dan pipa luar adalah bujursangkar dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert*.

2. METODE

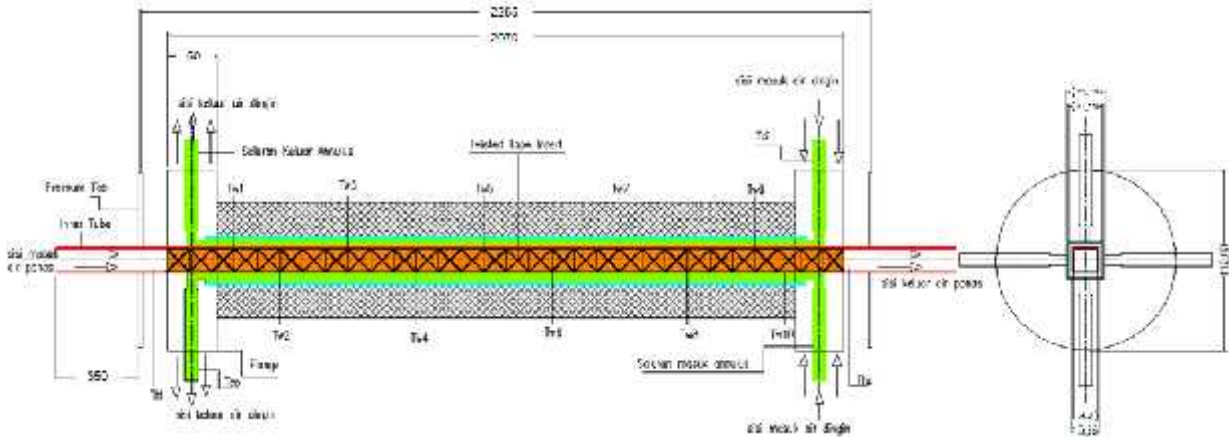
Skema alat pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 1. Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem, yakni sistem pengukuran, sistem lintasan pipa dalam, dan sistem lintasan *annulus*. Lintasan aliran air panas di pipa dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas dari 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 tangki air yang diletakkan pada ketinggian tertentu. Air dingin yang keluar dari *annulus* langsung dibuang.



Gambar 1. Skema alat penelitian

Skema penukar kalor pipa konsentrik yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2. Penukar kalor berupa pipa konsentrik satu laluan dengan arah aliran-aliran fluida melalui pipa dalam dan *annulus* berlawanan arah (*counter flow*). Pipa dalam dan pipa luar berpenampang bujursangkar terbuat dari aluminium,

dengan panjang berturut-turut 2.955 mm dan 2.070 mm. Ukuran penampang pipa dalam; panjang sisi luar 15,90 x 15,90 mm dan panjang sisi dalam 14,80 mm x 14,80 mm. Ukuran penampang pipa luar; panjang sisi luar 22,70 mm x 22,70 mm dan panjang sisi dalam 21,70 mm x 21,70 mm. Ukuran celah *annulus* 5,80 mm dengan diameter hidrolik *annulus* 11,60 mm. Panjang pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.255 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 dan penempatan termokopel

Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur dinding luar pipa dalam, dan temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik, seperti terlihat pada gambar 2. Penelitian dilakukan dengan bervariasi 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*. Pengujian dilakukan untuk pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa penambahan *twisted tape insert (plain tube)*, dan pipa dalam dengan penambahan *classic, perforated, notched* dan *jagged 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 penukar kalor mencapai kondisi tunak.

Classic twisted tape insert dibuat dari aluminium strip dengan tebal 0,76 mm dan lebar 12,61 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga membentuk sebuah pilinan yang mempunyai panjang *pitch* 50,35 mm dan *twist ratio* sebesar 4,0. Sedangkan *perforated, notched* dan *jagged twisted tape insert* dibuat dari material dan ukuran yang sama dengan *classic twisted tape insert*. Panjang *twist pitch* dan *twist ratio* untuk *perforated, notched* dan *jagged twisted tape insert* dibuat sama dengan *classic twisted tape insert*. Pada *perforated twisted tape insert* dilubangi dengan diameter lubang sebesar 6,5 mm, dan jarak antar pusat lubang 50,3 mm pada garis tengah *twisted tape insert*, sehingga untuk setiap jarak satu *pitch* terdapat 2 lubang. Pada *notched twisted tape insert* di bagian tepi *twisted tape insert* dilubangi setengah lingkaran dengan diameter 6,5 mm, dan jarak antar pusat lubang 50,3 mm, sehingga untuk setiap jarak satu *pitch* terdapat 2 lubang. Pada *jagged twisted tape insert* di satu bagian tepi *twisted tape insert* dipotong dengan kedalaman 6,5 mm yang kemudian dilengkungkan ke atas dan jarak antar pusat tekukan 50,3 mm, sehingga untuk setiap jarak satu *pitch* terdapat 2 tekukan. *Classic, perforated, notched* dan *jagged twisted tape insert* yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3. Variasi *twisted tape insert* a.) *Classic twisted tape insert*; b.) *Notched twisted tape insert*; c.) *Perforated twisted tape insert*; d.) *Jagged twisted tape insert*

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 ke air dingin di *annulus*

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

atau

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

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 :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{a \cdot \ln(b/a)}{2k_m} + \frac{a}{b \cdot h_o}} \quad (7)$$

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 :

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} - \frac{a \cdot \ln(b/a)}{2k_m} - \frac{a}{b \cdot h_o}} \quad (9)$$

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

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot D_h}{k_f} \quad (10)$$

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

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

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

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

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 dan faktor gesekan (f) yang digunakan untuk validasi perpindahan panas dan faktor gesekan di *plain tube* adalah sebagai berikut : [16]

Persamaan Dittus-Boelter :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (15)$$

Persamaan Gnielinski :

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (16)$$

Persamaan Petukhov :

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

Persamaan Blasius :

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (18)$$

Persamaan Petukhov :

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (19)$$

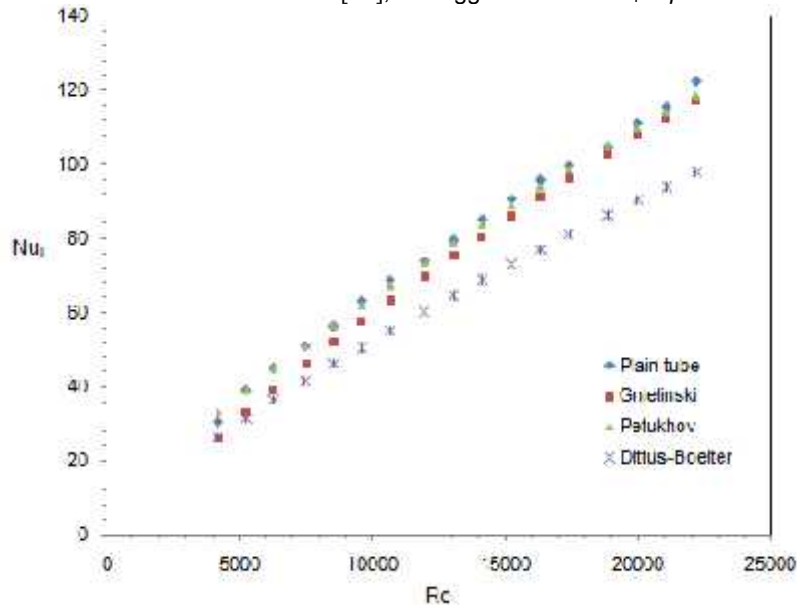
Persamaan Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (20)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

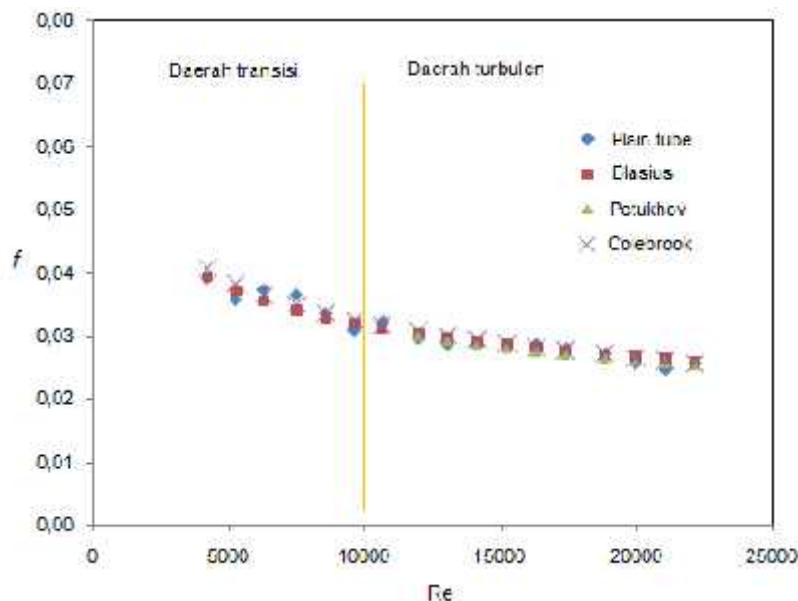
3.1 Validasi Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan di Plain Tube

Karakteristik perpindahan panas (Nu_i) 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 23,08%, Gnielinski sebesar 7,96%, sedangkan dengan korelasi Petukhov sebesar 1,56%. Penyimpangan rata-rata nilai Nu_i dibandingkan dengan korelasi Dittus-Boelter cukup besar, akan tetapi korelasi Dittus-Boelter mempunyai akurasi sebesar $\pm 25\%$ dari nilai aktual [16], sehingga data nilai Nu_i di *plain tube* adalah valid.



Gambar 4. Grafik hubungan bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds untuk plain tube

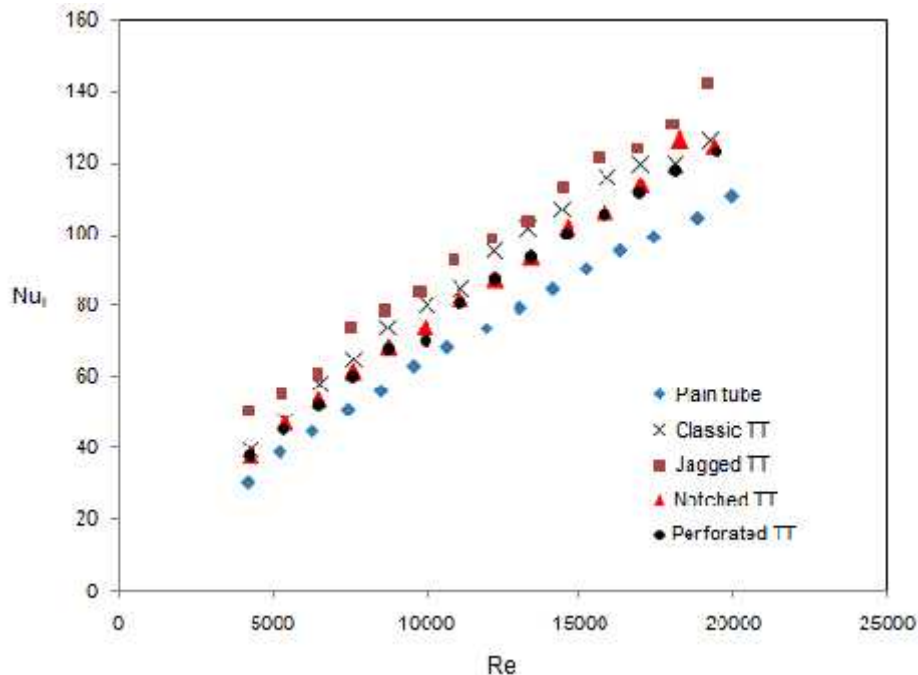
Grafik validasi karakteristik faktor gesekan *plain tube* dapat dilihat pada gambar 5. Dari gambar 5, nilai faktor gesekan *plain tube* menyimpang rata-rata sebesar 2,77% dari persamaan Blasius, 3,21% dari persamaan Petukhov dan 2,34% dari persamaan Colebrook. Nilai penyimpangan rata-rata faktor gesekan pada bilangan Reynolds < 10.000 cukup besar (4,48%), 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 (2,7%). Sehingga data faktor gesekan *plain tube* adalah valid.



Gambar 5. Grafik hubungan faktor gesekan dengan bilangan Reynolds untuk plain tube

3.2. Pengaruh Modified Twisted Tape Insert Terhadap Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan

Pengaruh penambahan *classic twisted tape insert*, dan modifikasi *classic twisted tape insert* yaitu *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert* 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_i akan semakin naik. Kenaikan Nu_i berarti juga terjadi kenaikan perpindahan panas di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Kenaikan Nu_i 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 *classic*, *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert*. Dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinu 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.



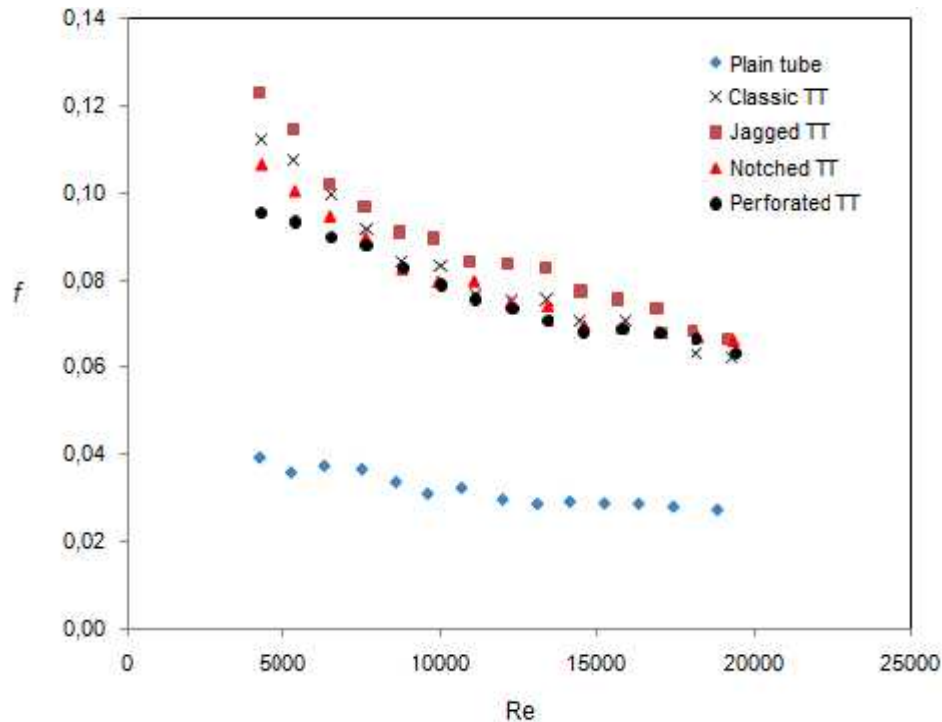
Gambar 6. Grafik hubungan antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds

Dari gambar 6 dapat dilihat bahwa Nu_i dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* lebih tinggi dibandingkan dengan *plain tube*. Ini dapat disebabkan karena kenaikan komponen kecepatan tangensial, pengurangan luas penampang aliran sehingga fluida berputar di dalam pipa dengan kecepatan yang lebih tinggi. Hal ini dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi dan juga gradien temperatur di dekat dinding [6]. Pada kondisi operasi yang serupa ($Re = 4500-20.000$), pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert*, Nu_i meningkat 25,6% dibandingkan dengan *plain tube*. Sedangkan untuk penambahan *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* kenaikan Nu_i di pipa dalam berturut-turut sebesar 17,8%, 20,2% dan 35,42% jika dibandingkan dengan *plain tube*. Jika dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*, pipa dalam dengan penambahan *perforated* dan *notched twisted tape insert* mengalami penurunan nilai Nu_i , berturut-turut rata-rata sebesar 6,26% dan 4,33%. Penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam menghasilkan Nu_i tertinggi dibandingkan *twisted tape insert* yang lain. Fenomena ini serupa dengan penelitian Rahimi dkk [6].

Jika dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*, kenaikan Nu_i rata-rata di pipa dalam dengan penambahan *jagged twisted tape insert* sebesar 7,76%. Hal ini disebabkan karena *jagged twisted tape insert* dapat memperbaiki percampuran fluida dan memperkuat intensitas turbulensi di dekat dinding karena adanya *jagged* (tekukan pada *jagged twisted tape* mengganggu gerakan fluida dekat dinding pipa) dan menghilangkan *viscous sub layer* di dinding pipa sehingga dapat meningkatkan perpindahan panas, walaupun pola aliran berputar yang ditimbulkan oleh *jagged twisted tape* sedikit lebih rendah dibandingkan *classic twisted tape insert* [6]. Dari gambar 6 terlihat bahwa nilai Nu_i di pipa dalam menurun berturut-turut untuk penambahan *classic*, *notched* dan *perforated twisted tape insert* jika dibandingkan dengan penambahan *jagged twisted tape insert*. Fenomena ini serupa dengan penelitian Rahimi dkk [6]. Hal ini disebabkan dengan adanya lubang-lubang pada *perforated twisted tape insert* menyebabkan aliran di bagian tengah *tape* tidak berputar sehingga menyebabkan berkurangnya aliran berputar (*swirl flow*) tetapi meningkatkan aliran aksial yang mengurangi intensitas turbulensi dan percampuran fluida, sehingga mengurangi laju perpindahan panas. Penambahan *notched twisted tape insert* menunjukkan hasil bilangan Nusselt yang sedikit lebih baik jika dibandingkan dengan penambahan *perforated twisted tape insert*. Penambahan lubang-lubang setengah lingkaran di bagian tepi pada *notched twisted tape insert* memiliki fungsi mengurangi efek halangan pada dinding *tape*. Akan tetapi, hal tersebut mengakibatkan meningkatnya aliran aksial di pipa dalam yang menurunkan intensitas aliran berputar sehingga diperoleh kenaikan bilangan Nusselt rata-rata di bawah *classic twisted tape insert*. Penambahan

perforated twisted tape insert menghasilkan Nu_i paling kecil dibandingkan penambahan *twisted tape insert* yang lain, hal ini serupa dengan penelitian Rahimi dkk [6].

Grafik pengaruh bilangan Reynolds dan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* 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 *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert*. 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.



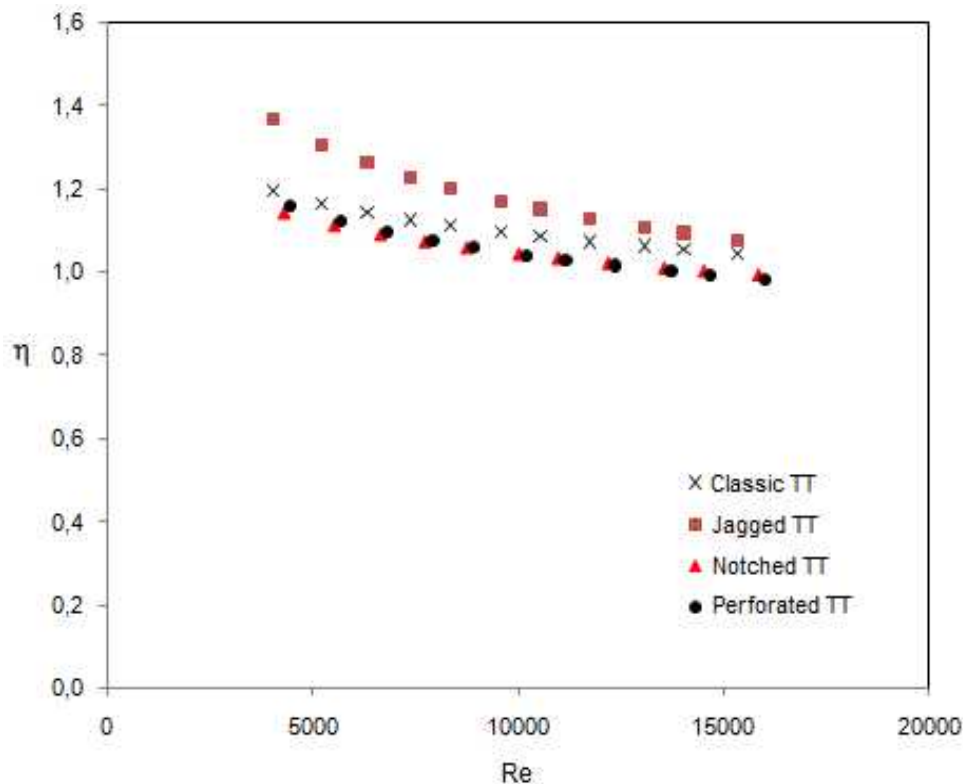
Gambar 7. Grafik hubungan faktor gesekan dengan bilangan Reynolds

Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa nilai f dari pipa dalam dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* lebih besar dibandingkan f *plain tube*. Pada kondisi operasi yang serupa ($Re = 4500-20.000$), penambahan *classic twisted tape insert*, menjadikan f rata-rata pipa dalam 2,55 kali lebih tinggi daripada f *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert*, nilai f rata-rata pipa dalam berturut-turut adalah 2,42; 2,51 dan 2,75 kali lebih tinggi daripada f *plain tube*. Hasil penelitian serupa dengan penelitian Rahimi dkk [6]. Penambahan *perforated twisted tape insert* di pipa dalam menghasilkan nilai f terkecil dibandingkan dengan penambahan *classic*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert*. Hal ini disebabkan karena lubang-lubang pada *perforated twisted tape insert* menurunkan efek halangan pada dinding *insert* dan juga menurunkan aliran berputar [6]. Pada penambahan *notched twisted tape insert*, nilai f pipa dalam lebih kecil dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*, dimana dengan alasan yang sama seperti penambahan *perforated twisted tape insert* yang menyebabkan rendahnya nilai f tersebut. Nilai f pipa dalam tertinggi diperoleh untuk penambahan *jagged twisted tape insert*. Kenaikan nilai f pipa dalam dengan penambahan *jagged twisted tape insert* adalah 20% lebih tinggi dibandingkan nilai f pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert*.

3.2. Pengaruh Modified Twisted Tape Insert Terhadap Unjuk Kerja Termal

Pada penelitian ini dianalisis unjuk kerja termal (η) dari pipa dalam dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert*. Karakteristik η untuk pipa dalam dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* 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 berkecepatan rendah memiliki pengaruh yang lebih signifikan dibandingkan pada aliran fluida berkecepatan tinggi [7]. Penambahan *jagged twisted tape insert* pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik menghasilkan unjuk kerja termal yang paling tinggi dibandingkan dengan penambahan *classic*, *perforated* dan *notched twisted tape insert*. Sedangkan penambahan *perforated* dan *notched twisted tape insert* tidak menunjukkan unjuk kerja termal yang lebih baik dari penambahan *classic twisted tape insert*. Nilai η rata-rata pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert* adalah 1,105. Sedangkan penambahan *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert* di pipa dalam menghasilkan η rata-rata berturut-turut sebesar 1,053, 1,056 dan 1,191. Jika dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*, unjuk kerja termal dengan penambahan *perforated* dan *notched twisted*

tape insert turun berturut-turut rata-rata sebesar 4,68% dan 4,43%, sedangkan dengan penambahan *jagged twisted tape insert* η naik sebesar 7,79%. Penambahan *perforated* dan *notched twisted tape insert* menghasilkan η rata-rata yang lebih kecil dibandingkan pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert*. Sedangkan *jagged twisted tape insert* menghasilkan η rata-rata yang lebih besar dari *classic twisted tape insert*, hal ini serupa dengan penelitian Rahimi dkk [6].



Gambar 8. Grafik hubungan antara unjuk kerja termal dengan bilangan Reynolds

4. SIMPULAN

Penambahan *jagged twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa bujursangkar menghasilkan bilangan Nusselt, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan *perforated*, *notched* dan *classic twisted tape insert*. Penambahan *perforated* dan *notched twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik menghasilkan bilangan Nusselt, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih kecil dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*. *Perforated* dan *notched twisted tape insert* menghasilkan faktor gesekan yang lebih kecil daripada *classic twisted tape insert*. Ini menunjukkan bahwa *perforated* dan *notched twisted tape insert* menguntungkan dalam hal pengurangan penurunan tekanan, tetapi dalam hal perpindahan panas dan unjuk kerja termal masih di bawah *classic twisted tape insert*. Nilai unjuk kerja termal dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert* di pipa dalam lebih besar dari 1,0, hal ini mengindikasikan bahwa pengaruh peningkatan perpindahan panas karena penambahan *twisted tape insert* lebih dominan dibandingkan pengaruh kenaikan faktor gesekan. Penambahan *jagged twisted tape insert* di pipa dalam menghasilkan kenaikan bilangan Nusselt rata-rata sebesar 7,76% dan kenaikan unjuk kerja termal sebesar 7,79% dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*. Ini menunjukkan bahwa *jagged twisted tape insert* lebih baik sebagai turbulator untuk meningkatkan perpindahan panas, sehingga dapat digunakan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik untuk mengurangi ukuran penukar kalor.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Naphon, P., *Heat Transfer And Pressure Drop in The Horizontal Double Pipes With and Without Twisted Tape Insert*, International Communication in Heat and Mass Transfer, 33:166-175, 2006.
- [2] Ray, S., Date A.W., *Laminar Flow and Heat Transfer Through Square Duct with Twisted Tape Insert*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 22:460-472, 2001
- [3] Ray, S., Date A.W., *Friction and Heat Transfer Characteristics of Flow Through Square Duct with Twisted Tape Insert*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 46:889-902, 2003
- [4] Patil, S.V., Babu Vijay, P.V., *Experimental Studies on Heat Transfer And Friction Factor Through Isothermal Square Duct with Twisted Tape Insert*, Proceeding of the International Conference on Advanced Science, Engineering and Information Technology 2011, Malaysia, 14-15 January 2011
- [5] Saha, S.K., Mallick D.N., *Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics of Laminar Flow In Rectangular and Square Plain Ducts and Ducts With Twisted-Tape Inserts*, Transaction of ASME, Journal of Heat Transfer, 127:966-977, 2005.
- [6] Rahimi, M., Shabanian, S.R., Alsairafi, A.A., *Experimental and CFD Studies On Heat Transfer and Friction Factor Characteristics Of A Tube Equipped with Modified Twisted Tape Inserts*, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 48:762-770, 2009.

- [7] Shabaniyan, S.R., Rahimi, M., Shahhosseini, M., Alsairafi, A.A., **CFD and Experimental Studies on Heat Transfer Enhancement in An Air Cooler Equipped with Different Tube Inserts**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 38: 383–390, 2011.
- [8] Ahamed, J.U., Rashid Sarkar, M.A., Khan, M.H., Wazed, M.A., **Heat Transfer in Turbulent Flow Through Tube With Perforated Twisted Tape Insert**, Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering (ICME2007) Dhaka, Bangladesh, 29-31 Desember 2007
- [9] Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Eiamsa-ard, S., **Heat Transfer and Thermal Performance Characteristics of Heat Exchanger Tube Fitted with Perforated Twisted-Tapes**, Heat Mass Transfer, 48:881-892, 2011.
- [10] Bhuiya, M.M.K., Chowdhury, M.S.U., Saha, M., Islam, M.T., **Heat Transfer and Friction Factor Characteristics in Turbulent Flow Through A Tube Fitted With Perforated Twisted Tape Inserts**, International Communications in Heat and Mass Transfer, 46:49-57, 2013
- [11] Istanto, T., Juwana, W.E., Yaningsih, I., **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, tanggal 4 Oktober 2011
- [12] Istanto, T., Juwana, W.E., **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, tanggal 21 Juni 2012
- [13] Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., **Heat Transfer Enhancement in A Tube Using Delta-Winglet Twisted Tape Inserts**, Applied Thermal Engineering, 30:310–318, 2010.
- [14] Manglik, R. M. and Bergles, A. E., **Heat Transfer and Pressure Drop Correlations For Twisted Tape Insert Isothermal Tubes. Part 1: laminar flows**, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 116:881–889, 1992
- [15] Manglik, R. K. and Bergles, A. E., **Heat Transfer and Pressure Drop Correlations For Twisted-Tape Inserts in Isothermal Tubes: Part II: Transition And Turbulent Flows**, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 115:890–896, 1993
- [16] Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 6th ed, John Willey and Sons, New York, 2006

DAFTAR NOTASI

A_i	= luas permukaan dalam pipa dalam [m^2]
A_o	= luas permukaan luar pipa dalam [m^2]
a	= setengah panjang sisi dalam pipa dalam [m]
b	= setengah panjang sisi luar pipa dalam [m]
$C_{p,c}$	= 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]
D_h	= diameter hidrolik [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 <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> [$^\circ C$]
$T_{h,in}$	= temperatur air panas masuk pipa dalam [$^\circ C$]
$T_{h,out}$	= temperatur air panas keluar pipa dalam [$^\circ C$]
T_w	= temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam [$^\circ C$]
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{Q} = 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.s]
 ΔP = penurunan tekanan [Pa]
 ΔT_{LMTD} = beda temperatur rata-rata logaritmik [$^{\circ}\text{C}$]