

PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK DENGAN SISIPAN PITA TERPILIN BERLUBANG

Tri Istanto¹, Wibawa Endra Juwana¹

¹Staf Pengajar – Jurusan Teknik Mesin – Universitas Sebelas Maret

Keywords :

Nusselt number
Reynolds number
friction factor
perforated twisted tape insert

Abstract :

This research was conducted to examine the characteristics of heat transfer and friction factor in the annular channel concentric tube heat exchanger with a classic twisted tape insert and perforated twisted tape inserts. Test section was the single pass concentric tube heat exchanger with inner tube and outer tube made of aluminum. Dimensions of outer tube; outer diameter of 21.87 mm and inner diameter of 20.67 mm, and dimensions of inner tube, outer diameter of 15.84 mm and inner diameter of 14.34 mm. The length of heat exchanger was 2,000 mm and the length of pressure drop measurement in the inner tube was 2,010 mm. Flows in the inner tube and in annulus was counter flow. Working fluid in the inner tube was hot water which its inlet temperature was maintained at 60°C, whereas in the annulus was cold water at 28°C. Both of classic twisted tape insert and perforated twisted tape insert with a twist ratio of 4.0 were made of aluminum strips with a thickness of 0.76 mm and width of 12.61 mm which it was twisted so forming twist with the length of pitch was 50.35 mm. Perforated twisted tape inserts were varied with holes diameter of 4 mm and 6.5 mm, respectively, where the distance between the center holes of 4 cm. Twisted tape insert installed in the inner tube of the concentric tube heat exchanger. The results showed that at the same Reynolds number, the addition of classic twisted tape insert and perforated twisted tape insert with holes diameter of 4 mm and 6.5 mm in the inner tube increasing the average Nusselt numbers were 79,20%, 68,7%, and 57,8% than the inner tube without a twisted tape insert (plain tube), respectively. At the same pumping power, the average Nusselt number in the inner tube with the addition of perforated twisted tape inserts with holes diameter of 6.5 decreased 1.62%, whereas the addition of perforated twisted tape inserts with holes diameter of 4 mm classic twisted tape inserts increased the average Nusselt number were 3.2% and 5,84% compared with plain tube, respectively. At the same Reynolds number, the addition of classic twisted tape inserts and perforated twisted tape insert with holes diameter of 4 mm and 6,5 mm in the inner tube increased the average friction factor 339.25%, 298.49% and 269.6% than plain tube, respectively. At the same pumping power, the addition of classic twisted tape inserts and perforated twisted tape insert with holes diameter of 4 mm and 6.5 mm in inner tube increased the average friction factor 485.39%, 416.48 % and 362.72% than plain tube, respectively.

PENDAHULUAN

Penukar kalor (*heat exchanger*) adalah sebuah alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua atau lebih fluida. Perkembangan alat penukar kalor menuju keringkasan ukuran, tetapi dengan kemampuan pertukaran kalornya yang semakin meningkat. Perbaikan peningkatan kuantitas laju perpindahan panas dari semua jenis penukar kalor telah diaplikasikan dalam dunia industri, diantaranya dalam: proses pengambilan panas kembali (*heat recovery processes*), pendingin udara dan sistem refrigerasi, dan reaktor-reaktor kimia. Sampai saat ini beberapa teknik peningkatan

perpindahan panas pada penukar kalor telah banyak dikembangkan.

Efektivitas perpindahan panas dari sebuah penukar kalor dipengaruhi oleh banyak hal, salah satunya adalah jenis aliran dalam pipa penukar kalor. Aliran yang turbulen diketahui memiliki nilai perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan jenis aliran laminar. Dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida dalam pipa penukar kalor, diharapkan koefisien perpindahan panas konveksinya akan meningkat. Salah satu cara untuk meningkatkan turbulensi aliran fluida dalam pipa penukar kalor adalah dengan menggunakan sisipan (*insert*), yaitu

isian material yang dapat membuat aliran di dalam pipa penukar kalor menjadi lebih turbulen. Di sisi lain, semakin turbulen sebuah aliran fluida maka penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi antara sisi masuk dan sisi keluar dari aliran fluida tersebut semakin besar.

Penurunan tekanan berpengaruh pada besarnya energi yang harus diberikan pompa atau fan untuk mengalirkan fluida dalam penukar kalor atau disebut daya pemompaan (*pumping power*). Semakin besar penurunan tekanan, maka semakin besar daya pemompaan yang diperlukan. Penurunan tekanan fluida mempunyai hubungan langsung dengan perpindahan panas dalam penukar kalor, operasi, ukuran, dan faktor – faktor lain, termasuk pertimbangan ekonomi. Oleh sebab itu peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida dalam pipa penukar kalor harus dikaitkan dengan besarnya penurunan tekanan yang dihasilkan. Efektivitas optimum dari modifikasi ini adalah nilai koefisien perpindahan panas konveksi yang tinggi diikuti dengan kenaikan penurunan tekanan yang minimum.

Salah satu jenis sisipan yang banyak digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor adalah sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*). Pipa penukar kalor dengan penambahan sisipan pita terpilin telah digunakan secara luas sebagai alat pemutar aliran secara kontinyu untuk meningkatkan laju perpindahan panas. Penambahan sisipan pita terpilin dalam sebuah pipa penukar kalor merupakan metode pasif, dimana tidak memerlukan tambahan energi dari luar. Sisipan pita terpilin sering digunakan dalam penukar kalor karena harganya murah, perawatannya mudah, dan ringkas.

Banyak peneliti yang menyelidiki tentang peningkatan perpindahan panas pada sebuah pipa atau pada penukar kalor menggunakan sisipan pita terpilin. Sarma et al (2002) menyelidiki pendekatan baru untuk memprediksi koefisien perpindahan panas konveksi dalam sebuah pipa dengan penambahan sisipan pita terpilin untuk berbagai perbandingan nilai *pitch* dan diameter. Naphon (2006) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda dengan dan tanpa sisipan pita terpilin. Noothong et al (2006) menyelidiki pengaruh penambahan sisipan pita terpilin terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan dalam sebuah penukar kalor pipa konsentrik. Rahimi et al (2009) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched* dan *jagged twisted tape insert*. Ahamed et al (2007) menyelidiki perpindahan panas aliran turbulen pada sebuah pipa dengan penambahan sisipan pita terpilin berlubang.

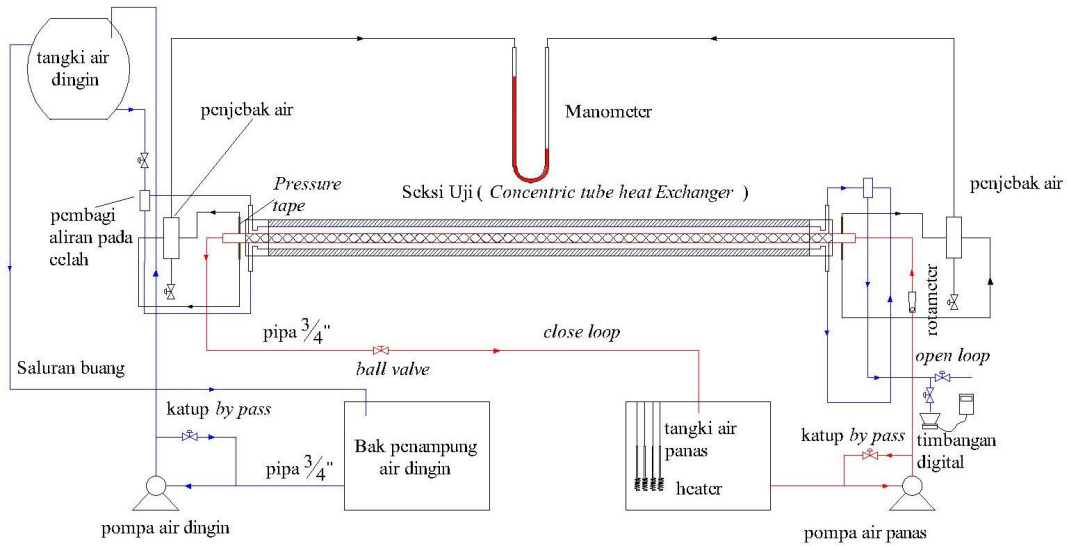
Istanto et al (2011) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan sisipan pita terpilin panjang setengah penuh dan panjang penuh. Istanto et al (2011) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran persegi dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik dan berlubang. Istanto et al (2011) menyelidiki pengaruh rasio pilinan (*twist ratio*) terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan sisipan pita terpilin.

Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri pipa dalam (*inner tube*) dan pipa luar (*outer tube*) adalah *annular* dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik dan sisipan pita terpilin berlubang di pipa dalam.

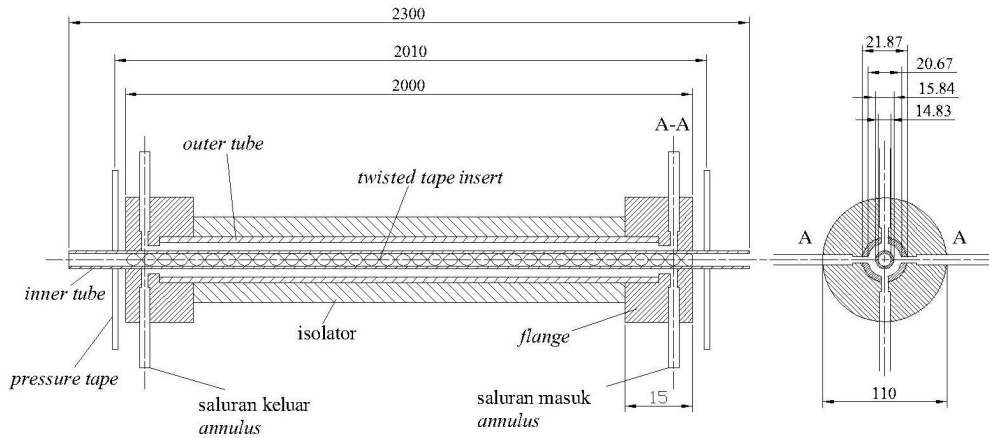
METODE PENELITIAN

Skema alat pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan sisipan pita terpilin 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 tangki air dingin yang diletakkan di pada ketinggian tertentu. 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-aliran fluida melalui pipa dalam dan *annulus* berlawanan arah (*counter flow*). Pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium, dengan panjang berturut-turut 2.300 mm dan 1.940 mm. Dimensi pipa luar; diameter luar 21,87 mm dan diameter dalam 20,67 mm, dan dimensi pipa dalam; diameter luar 15,84 mm dan diameter dalam 14,34 mm. Panjang penukar kalor 2.000 mm dan jarak pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.010 mm. Ukuran celah *annulus* 2,42 mm dengan diameter hidrolis 4,83 mm. Panjang pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.002 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 $\pm 28^{\circ}\text{C}$.



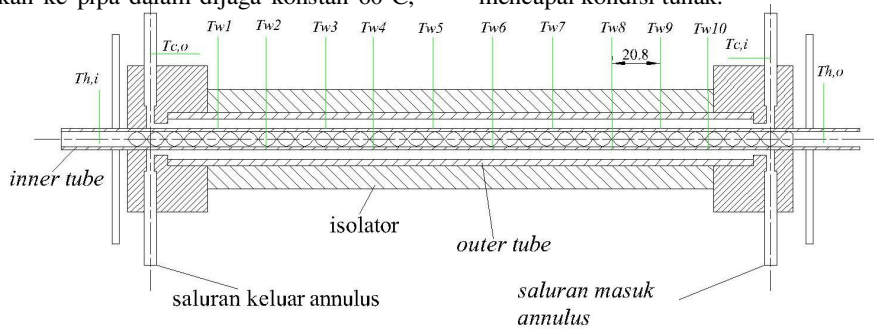
Gambar 1. Skema alat uji penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpilin



Gambar 2. Skema penukar kalor pipa konsentrik

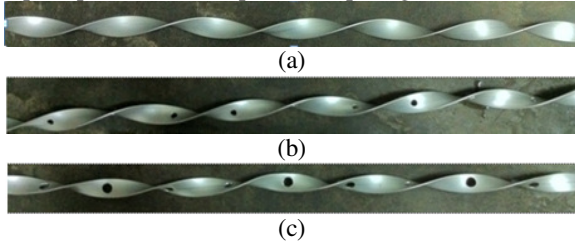
Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur dinding luar pipa dalam, dan temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik, seperti terlihat pada gambar 3. Penelitian dilakukan 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 *flowmeter*. Temperatur air panas masukan ke pipa dalam dijaga konstan 60°C,

dengan menggunakan pemanas air elektrik yang dikontrol dengan *thermocontroller*. Penelitian dilakukan untuk pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa penambahan sisipan pita terpilin (*plain tube*) dan pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik dan sisipan pita terpilin berlubang. 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 3. Letak termokopel-termokopel di seksi uji

Sisipan pita terpilin klasik 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 rasio pilinan sebesar 4,0. Sedangkan sisipan pita terpilin berlubang dibuat dari material dan ukuran yang sama dengan sisipan pita terpilin klasik, dengan panjang *pitch* 50,35 mm dan rasio pilinan 4,0 dimana divariasi ukuran diameter lubang sebesar 6,5 mm dan 4 mm. Sisipan pita terpilin dipasang di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Sisipan pita terpilin klasik dan berlubang yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 4.



Gambar 4. Sisipan pita terpilin;(a) klasik; (b)berlubang dengan diameter lubang 4 mm; (c) berlubang dengan diameter lubang 6,5 mm

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 ke 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 besar 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 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 :

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

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 :

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

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 :

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

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 :

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

Jika ΔP telah diketahui, maka daya pemompaan, 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 sisipan pita terpilin dengan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam tanpa sisipan pita terpilin (*plain tube*) pada daya pemompaan yang sama.

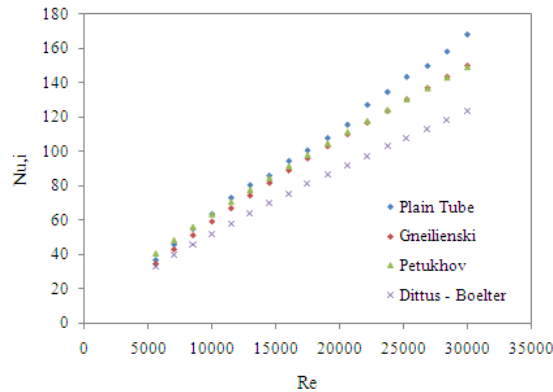
$$\eta = \left(\frac{h_s}{h_p} \right)_{pp} \quad (14)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

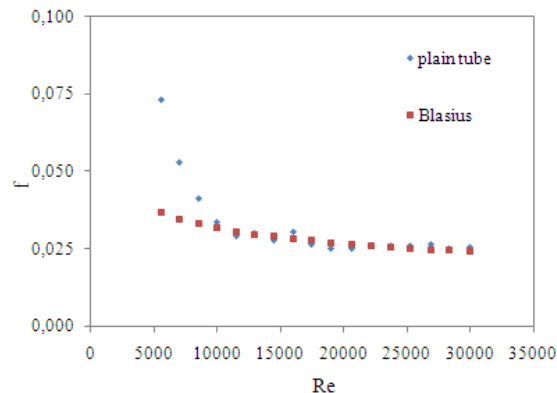
a. Validasi karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan di *plain tube*

Dilakukan validasi karakteristik perpindahan panas (Nu) dan faktor gesekan (f) pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa sisipan pita terpilin (*plain tube*) dengan korelasi-korelasi empirik untuk perpindahan panas dan faktor gesekan yang telah ada. Karakteristik perpindahan panas dari *plain tube* dibandingkan dengan korelasi Gnielinski, Petukhov dan Dittus Boelter, sedangkan untuk karakteristik faktor gesekan dibandingkan dengan persamaan Blasius.

Dari gambar 5, penyimpangan rata-rata nilai aktual Nu_i dari *plain tube* dengan korelasi Dittus-Boelter sebesar 24,57%, dengan korelasi Gnielinski sebesar 7,3%, dan dengan korelasi Petukhov sebesar 5,6%. 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.



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



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

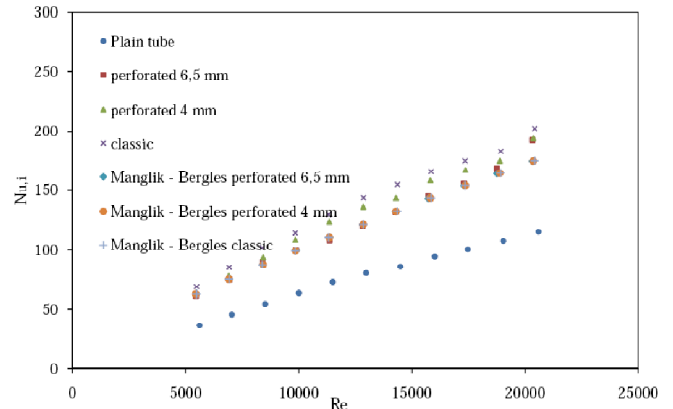
Dari gambar 6, nilai f dari *plain tube* menyimpang rata-rata sebesar 11,09% dari persamaan Blasius. Nilai penyimpangan f rata-rata ini cukup kecil, sehingga data aktual f di *plain tube* adalah valid.

b. Karakteristik perpindahan panas pada bilangan Reynolds yang sama

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

Manglik dan Bergles (1993) mengembangkan korelasi untuk sisipan pita terpinil klasik di pipa bundar dalam daerah turbulen dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Dari hasil pengujian, nilai bilangan Nusselt rata-rata pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpinil klasik dan sisipan pita terpinil berlubang dengan diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm jika dibandingkan dengan korelasi Manglik - Bergles memiliki penyimpangan rata-rata berturut-turut sebesar 14,78%, 8,16%, dan 2,25%. Nilai penyimpangan ini cukup kecil sehingga data nilai Nu di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpinil adalah valid. Fenomena ini serupa dengan penelitian Murugesan (2009) yang membandingkan data penelitiannya dengan korelasi Manglik-Bergles, dan diperoleh penyimpangan sebesar $\pm 10\%$.

aliran volumetrik yang sama. Grafik pengaruh Re dan penambahan sisipan pita terpinil terhadap nilai ΔP di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 8.



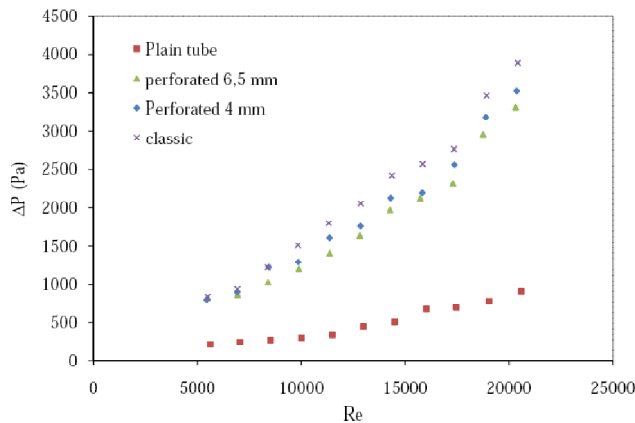
Gambar 7. Grafik hubungan Nu_i dengan Re

Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar Re , maka Nu_i rata-rata akan semakin naik. Kenaikan Nu_i berarti juga terjadi kenaikan perpindahan panas yang terjadi di pipa dalam. Hal ini terjadi untuk ke semua kasus, yaitu untuk *plain tube*, dan pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpinil. Dengan penambahan sisipan pita terpinil 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 aliran di pipa dalam, mengurangi tebal lapis batas termal, dan meningkatkan percampuran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa dalam.

Pada bilangan Reynolds yang sama, pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpinil klasik bilangan Nusselt rata-rata meningkat 79,20 % dibandingkan dengan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan sisipan pita terpinil diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm kenaikan bilangan Nusselt rata-rata berturut-turut sebesar 68,7% dan 57,8% dibandingkan dengan *plain tube*. Penambahan sisipan pita terpinil klasik di pipa dalam menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih besar daripada sisipan pita terpinil berlubang. Hal ini disebabkan karena pada sisipan pita terpinil berlubang aliran di bagian tengah tengah tidak berputar sebagai akibat dari adanya lubang yang menyebabkan berkurangnya aliran berputar (*swirl flow*) sehingga mengurangi perpindahan panas. Fenomena ini serupa dengan penelitian Rahimi dkk (2009), bahwa dengan penambahan sisipan pita terpinil klasik menghasilkan kenaikan perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan sisipan pita terpinil berlubang.

c. Karakteristik faktor gesekan pada bilangan Reynolds yang sama

Penambahan sisipan pita terpinil di pipa dalam memberikan tambahan tahanan aliran. Hal ini menimbulkan ΔP yang lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Kenaikan ΔP merugikan, karena meningkatkan daya pemompaan untuk mempertahankan aliran di pipa dalam dengan laju

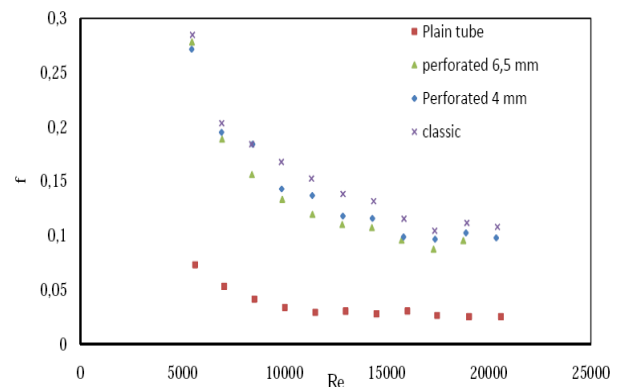
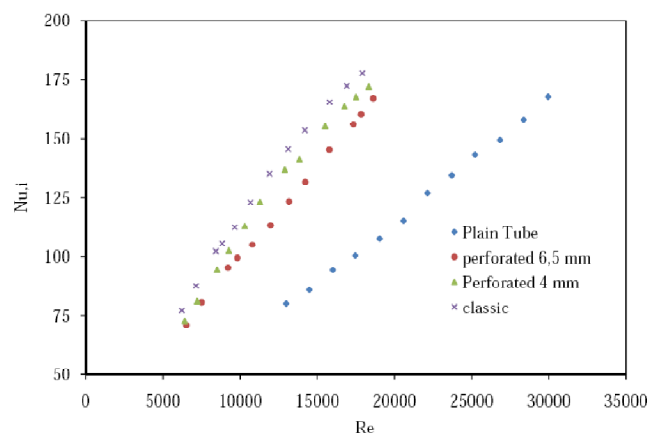
Gambar 8. Hubungan ΔP dengan Re

Nilai ΔP dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik meningkat 339,47% dari *plain tube*, sedangkan dengan penambahan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm nilai penurunan tekanan berturut-turut meningkat sebesar 298,7% dan 270,17% dari *plain tube*. Penambahan sisipan pita terpilin klasik di pipa dalam menghasilkan penurunan tekanan paling besar dibandingkan dengan penambahan sisipan pita terpilin berlubang dan *plain tube*. Hal ini terjadi karena kecepatan radial aliran fluida akibat sisipan pita terpilin klasik lebih besar dari sisipan pita terpilin berlubang, dimana lubang pada sisipan pita terpilin berlubang mengurangi halangan aliran sehingga kecepatan radial aliran berkurang.

Karakteristik f di pipa dalam 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 sisipan pita terpilin. Nilai f dari pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpilin mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan *plain tube*. Dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik, faktor gesekan rata-rata pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik meningkat 339,25% dari faktor gesekan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm, faktor gesekan rata-rata berturut-turut meningkat 298,49% dan 269,60% dari faktor gesekan *plain tube*.

d. Karakteristik perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama

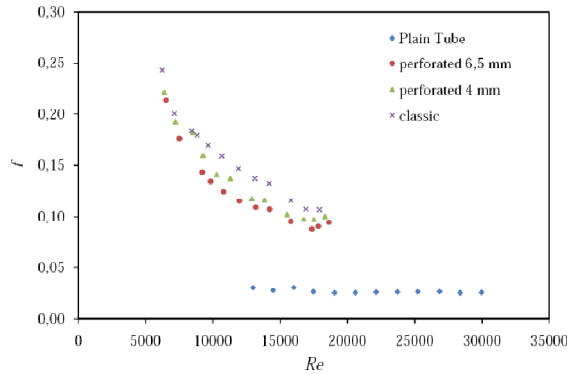
Pengaruh penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam terhadap karakteristik perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama dapat dilihat pada gambar 10.

Gambar 9. Hubungan f dengan Re Gambar 10. Hubungan Nu_i dengan Re pada daya pemompaan yang sama

Dari gambar 10, Nu_i rata-rata untuk pipa dalam dengan sisipan pita terpilin klasik naik rata-rata 5,84% dibandingkan *plain tube*, untuk pipa dalam dengan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 4 mm Nu_i rata-rata naik rata-rata 3,2% dibandingkan *plain tube*, sedangkan untuk pipa dalam dengan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 6,5 mm Nu_i rata-rata turun rata-rata 1,62% dibandingkan *plain tube*.

e. Karakteristik faktor gesekan pada daya pemompaan yang sama

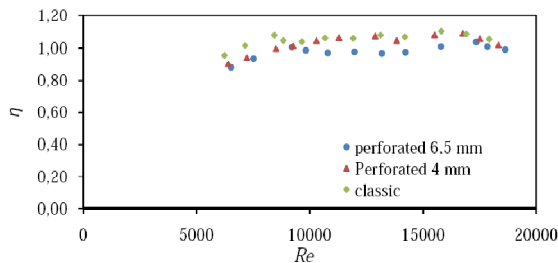
Karakteristik f untuk pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpilin pada daya pemompaan yang sama dapat dilihat pada gambar 11. Dengan penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam, menjadikan nilai f lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Pada daya pemompaan yang sama, dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik f rata-rata pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik meningkat 485,39% dari f *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm f rata-rata dari pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik berturut-turut meningkat 416,48 % dan 362,72% kali lebih tinggi daripada f *plain tube*.



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

e. Karakteristik unjuk kerja termal (η)

Karakteristik unjuk kerja termal untuk pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpilin dapat dilihat pada gambar 12. Dari gambar 12, dapat dilihat bahwa penambahan sisipan pita terpilin klasik di pipa dalam menghasilkan η yang lebih baik dibandingkan penambahan sisipan pita terpilin berlubang. Nilai η rata-rata pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpilin klasik adalah 1,05, sedangkan penambahan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 4 mm, η rata-rata sebesar 1,03. Sedangkan untuk penambahan sisipan pita terpilin diameter lubang 6,5 mm, η rata-rata sebesar 0,98. Penambahan sisipan pita terpilin klasik di pipa dalam menghasilkan η terbesar. Fenomena ini serupa dengan penelitian Rahimi dkk (2009). Hal ini menunjukkan bahwa sisipan pita terpilin klasik lebih baik sebagai turbulator untuk pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dalam meningkatkan perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama.



Gambar 12. Hubungan η dengan Re

KESIMPULAN

Penambahan sisipan pita terpilin klasik di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* menghasilkan laju perpindahan kalor, penurunan tekanan, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih besar dibandingkan dengan penambahan sisipan pita terpilin berlubang untuk keseluruhan nilai bilangan Reynolds. Penambahan sisipan pita terpilin berlubang dapat menghasilkan penurunan tekanan yang lebih kecil dibandingkan penambahan sisipan pita terpilin klasik. Nilai unjuk kerja termal untuk penambahan sisipan pita terpilin

klasik dan sisipan pita terpilin berlubang diameter lubang 4 mm di pipa dalam lebih besar dari 1,0, hal ini mengindikasikan bahwa pengaruh peningkatan perpindahan panas karena sisipan pita terpilin lebih dominan dibandingkan pengaruh kenaikan faktor gesekan. Sisipan pita terpilin klasik lebih baik sebagai turbulator untuk meningkatkan perpindahan panas daripada sisipan pita terpilin berlubang, sehingga dapat digunakan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* untuk mengurangi ukuran penukar 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 di *annulus* ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
- $C_{p,h}$ = 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_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 dalam tanpa sisipan pita terpilin ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- h_s = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan sisipan pita terpilin ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- 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 di *annulus* (kg/s)
- \dot{m}_h = laju aliran massa air panas di pipa dalam (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)
- \dot{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 ($kg/m.s$)
- ΔP = penurunan tekanan (Pa)
- ΔT_{LMTD} = beda temperatur rata-rata logaritmik ($^\circ C$)

DAFTAR PUSTAKA

- Ahamed, J.U., Rashid Sarkar, M.A., Khan, M.H., Wased, M.A., 2007, Heat transfer in turbulent flow through tube with perforated twisted tape insert, *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering (ICME2007)* 29-31 Desember 2007, Dhaka, Bangladesh.
- Incropera, Frank, P., David P. De Witt, 2007, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th Edition, John Wiley & Sons
- Istanto, T., Juwana, W.E., Yaningsih, I., (2011), Pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan *half length* dan *full length twisted tape insert*, *Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin 6*, Universitas Kristen Petra Surabaya, 16 Juni 2011.
- 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*, *Prosiding Seminar Nasional Thermofluid 2011*, Jurusan Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik UGM Yogyakarta, 4-5 Oktober 2011
- Istanto, T., Juwana, W.E., Yaningsih, I., (2011), Pengaruh *twist ratio* terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan *twisted tape insert*, *Prosiding Seminar Nasional Teknoin 2011*, Fakultas Teknologi Industri UII, 19 November 2011
- Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape insert in isothermal tubes. Part I: laminar flows. *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 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.
- Murugesan, P, Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., 2009, Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a tube fitted with trapezoidal-cut twisted tape insert, *International Journal of Academic Research*, 1, 123-128
- Naphon, P., 2006, Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 166–175
- Noothong, W., Eiamsa-ard, S., and Promvongse, P., 2006, Effect of Twisted-tape Inserts on Heat Transfer in a Tube, *The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)*, 21-23 November 2006, Bangkok, Thailand
- Rahimi, Masoud, Sayed Reza Shabaniana, Ammar Abdulaziz Alsairafib, 2009, 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.
- 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*, 41, 955–960.