

Studi eksperimental pengaruh *slant angle* terhadap peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor pipa konsentrik dengan *louvered strip insert* susunan *forward*

Indra Setyawan¹, Agung Tri Wijayanta², Tri Istanto²

¹Program Sarjana Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret
Jl. Ir. Sutami 36A Surakarta tlp. 0271632163

²Staff Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret
Jl. Ir. Sutami 36A Surakarta tlp. 0271632163
Email korespondensi: indrasetyawan@gmail.com

Abstrak

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh sudut kemiringan (α) terhadap perpindahan panas pada penukar panas pipa konsentris dengan pengaturan *forward insert strip louvered*. Dalam penelitian ini, *insert strip louvered* divariasikan dengan $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ dan 25° . Cairan kerja di ban dalam adalah air panas dan annulus adalah air dingin, dengan arah aliran berlawanan. Pengujian dilakukan pada bilangan Reynolds (Re) 5300 - 17.500. Pada $5300 < Re < 17500$ nilai Nu pada pipa bagian dalam dengan penambahan *insert strip louvered* dengan kenaikan $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ dan 25° pada kisaran 19,04% - 22,86%, 48,09% - 54,83%, dan 67,43% - 77,02% dibandingkan dengan Nu tabung polos masing-masing. Pada Re 5300 $< Re < 17500$ Nilai faktor gesekan pada pipa bagian dalam dengan penambahan *insert strip louvered* dengan $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ dan 25° adalah 1,52, 2,56 dan 3,35 kali lebih besar dari pada faktor gesekan tabung polos. Rasio penambahan perpindahan panas dengan penambahan *insert strip louvered* dengan $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ dan 25° masing-masing pada kisaran 1.00 - 1.06, 1.02 - 1.08 dan 1.03 - 1.12.

Kata kunci: nano material, kekerasan, vickers, kestabilan belok dinamik.

Abstract

This study was conducted to investigate the effect of slant angle (α) on heat transfer enhancement in concentric pipe heat exchanger with forward arrangement of louvered strip insert. In this study, louvered strip insert is varied with $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ and 25° . The working fluid in the inner tube was hot water and in the annulus was cold water, with the flows direction were counterflow. Tests were conducted at a Reynolds number (Re) 5300 - 17,500. At $5300 < Re < 17500$ the value of Nu in the inner pipe with the addition of louvered strip insert with $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ and 25° increases in the range of 19.04% - 22.86%, 48.09% - 54.83%, and 67.43% - 77.02% compared with Nu of plain tube respectively. At Re 5300 $< Re < 17500$ The value of friction factor in the inner pipe with the addition of louvered strip insert with $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ and 25° is 1.52, 2.56 and 3.35 times greater than friction factor of plain tube respectively. Heat transfer enhancement ratio with addition of louvered strip insert with $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ and 25° in the range of 1.00 - 1.06, 1.02 - 1.08 and 1.03 - 1.12 respectively

Keywords: nano material, hardness, vickers, dynamic cornering stability.

1. Pendahuluan

Penukar kalor terkenal luas digunakan dalam industri dan aplikasi keteknikan. Prosedur desain penukar kalor cukup rumit, karena memerlukan analisis yang tepat dari laju perpindahan panas, efisiensi dan penurunan tekanan, terlepas dari isu-isu seperti unjuk kerja jangka panjang dan aspek ekonomi dari peralatan. Dalam hal mengurangi ukuran dan biaya penukar kalor dan penghematan energi, banyak teknik rekayasa telah dirancang untuk meningkatkan laju perpindahan panas dari dinding penukar kalor. Setiap kali teknologi sisipan (*insert*) digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas, bersama dengan peningkatan laju perpindahan panas, penurunan tekanan juga meningkat, yang mempengaruhi biaya pemompaan yang lebih tinggi. Karena itu perangkat

atau metode yang digunakan dalam penukar kalor harus dioptimalkan antara keuntungan dari kenaikan koefisien perpindahan panas dan biaya pemompaan yang lebih tinggi karena meningkatnya kerugian gesekan.

Teknik-teknik peningkatan perpindahan panas secara garis besar dapat diklasifikasikan dalam 3 macam: teknik pasif, teknik aktif dan teknik campuran. Teknik-teknik yang tidak memerlukan sumber daya tambahan disebut teknik pasif sebagai contoh: turbulator, pelapisan permukaan, permukaan yang diperkasar, variasi permukaan, dll. Pada sisi lain, teknik aktif memerlukan sumber daya tambahan seperti bantuan mekanis, getaran permukaan fluida, injeksi dan hisapan fluida dan penggunaan medan elektrostatik, dimana relatif sedikit menarik perhatian

dalam penelitian dan prakteknya, karena memerlukan biaya yang lebih tinggi daripada teknik pasif.

Dalam teknik pasif dengan menggunakan penyisipan pipa memberikan beberapa keuntungan dibandingkan dengan teknik peningkatan perpindahan panas lainnya, seperti dapat dipasang ke pipa halus yang terdapat di penukar kalor dan sisipan dapat mempertahankan kekuatan mekanis dari pipa halus tersebut. Pemasangan sisipan pipa mudah, biayanya murah dan relatif mudah diambil untuk proses pembersihan. Penyisipan pipa meliputi penyisipan *louvered strip*, *delta winglet*, *perforated twisted tape*, dll. Pemanfaatan elemen turbulator dalam meningkatkan perpindahan panas adalah salah satu aplikasi ini untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas dari permukaan aliran melalui kenaikan gerakan turbulen. Mekanisme umum dari peningkatan perpindahan panas dengan menggunakan sisipan pipa adalah turbulator dapat meningkatkan turbulensi dan juga dapat mengurangi tebal lapis batas termal.

2. Metode

Fluida air panas mengalir di pipa dalam (*inner tube*) pada lintasan tertutup. Air panas berasal dari tangki air panas yang dipompakan masuk ke pipa dalam penukar kalor, kemudian keluar dan kembali lagi ke tangki air panas. Digunakan *heater* untuk memanaskan air pada tangki air panas agar suhu air dipertahankan pada 60°C. Skema alat pengujian dapat dilihat pada gambar 1. Arah aliran fluida di pipa dalam dan *annulus* adalah berlawanan arah.

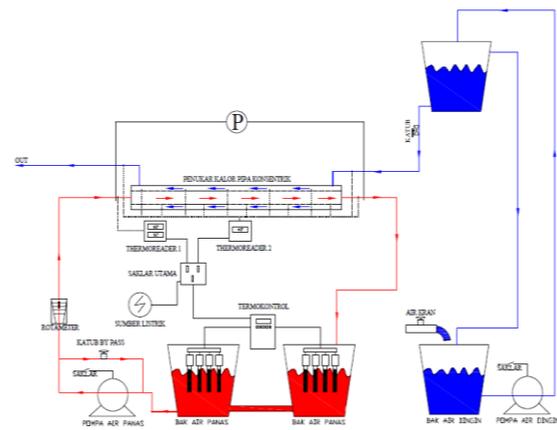
Air dingin dipompakan ke tangki air dingin yang berada di bagian atas. Ketinggian permukaan air di tangki air dingin dijaga tetap yang menyebabkan debit air dingin yang mengalir ke dalam *annulus* tetap konstan memanfaatkan gaya gravitasi. Air dingin mengalir di *annulus* merupakan lintasan terbuka sehingga langsung dibuang ke lingkungan. Temperatur masuknya air dingin ke dalam *annulus* dijaga ±28°C.

Manometer dengan bentuk U digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan pada air panas yang mengalir pada sisi masuk dan sisi keluar. Fluida air yang digunakan didalam manometer. Penjebak air digunakan untuk menampung air yang terbawa pada saat proses pengukuran tekanan di manometer agar tidak masuk kedalam manometer.

Penukar kalor berupa pipa konsentrik satu laluan dengan pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium. Adapun dimensi dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 2. Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, dinding luar pipa dalam, dan air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik, seperti terlihat pada gambar 2 yang disimbolkan dengan Tw.

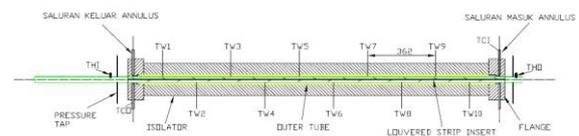
Pada penelitian pengaruh sudut serang *louvered strip insert* terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik ini, *louvered strip inserts* divariasi sudut serang (α) sebesar 15°, 20° dan 25° dengan jarak antar pitch sisipan 40 mm, skema pemasangan *louvered strip insert* dapat dilihat pada gambar 3.

Bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam divariasi dengan mengatur laju aliran 2-6 LPM untuk pipa dalam tanpa *louvered strip insert* (*plain tube*) dan pipa dalam dengan tambahan *louvered strip insert*. Data yang diambil merupakan data yang diperoleh yaitu temperatur air masuk dan keluar pipa dalam, temperatur air masuk dan keluar *annulus*, temperatur dinding luar pipa dalam, laju aliran massa air di pipa dalam dan *annulus*, dan penurunan tekanan (*pressure drop*) di pipa dalam. Untuk tiap variasi pengujian, data diambil setiap 10 menit hingga diperoleh kondisi tunak (*steady state*). Data pada kondisi tunak ini yang digunakan dalam perhitungan dan analisa data penelitian. Untuk perbandingan, dilakukan pengujian juga pada pipa dalam tanpa *louvered strip insert* dan dengan penambahan *louvered strip insert*, untuk validasi hasil Nusselt dan faktor gesekan juga dimasukkan data penelitian [1].



Gambar 1. Skema pengujian penukar kalor pipa konsentrik dengan *louvered strip insert*.

Perhitungan Karakteristik Perpindahan Panas, Faktor Gesekan dan Rasio Perpindahan Panas Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik



Gambar 2. Skema penukar kalor pipa konsentrik untuk *louvered strip insert*.

Laju perpindahan panas di pipa dalam dapat dinyatakan sebagai:

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,p}) = U_i A_i \Delta T_{LMTD} \quad (1)$$

Laju perpindahan panas ke air dingin di sisi *annulus* dapat dihitung dengan:

$$Q_c = \dot{m}C_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) = h_o A_o (\bar{T}_{w,o} - T_{b,c}) \quad (2)$$

dimana

$$T_{b,c} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \text{ dan } \bar{T}_{w,o} = \frac{\sum_{i=1}^{10} T_{w,i}}{10} \quad (3)$$

Persentase kehilangan panas (% Q_{loss}) dapat dihitung dengan:

$$\%Q_{loss} = \left[\frac{Q_h - Q_c}{Q_c} \right] \times 100\% \quad (4)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall*) berdasarkan luas permukaan dalam pipa dalam dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (5)[2]:

$$U_i = \frac{Q_h}{A_i \Delta T_{LMTD}} \quad (5)$$

dimana untuk penukar kalor dengan arah aliran fluida berlawanan arah (*counter flow*) nilai ΔT_{LMTD} dirumuskan dengan:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(T_2/T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (6)$$

dimana $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,o})$ dan $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,i})$

Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi *annulus* dapat dihitung dengan:

$$h_o = \frac{Q_c}{A_o (\bar{T}_{w,o} - T_{b,c})} \quad (7)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi pipa dalam dapat dihitung sebagai berikut:

$$\frac{1}{U_i A_i} = R_{total} \quad (8)$$

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (9)$$

dimana

$$A_i = \pi d_i L$$

$$A_o = \pi d_o L$$

Sehingga koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi pipa dalam adalah sebagai berikut:

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_p} \frac{d_i}{d_o h_o}} \quad (10)$$

Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_{fi}} \quad (11)$$

Efektivenes penukar kalor dapat dihitung dengan:

$$\varepsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maksimum}} = \frac{Q_h}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (12)$$

Penurunan tekanan (*pressure drop*) di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$\Delta P = \rho_m \cdot g \cdot \Delta h \quad (13)$$

Daya pemompaan (*pumping power*) dapat dihitung dengan:

$$W_{pompa} = V \cdot \Delta P \quad (14)$$

Faktor gesekan (*friction factor*) di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_c}{d_i}\right) \left(\frac{\rho V^2}{2}\right)} \quad (15)$$

Bilangan Reynolds aliran air panas di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$Re = \frac{\rho V d_i}{\mu} \quad (16)$$

dimana sifat-sifat air panas di pipa dalam (ρ , k_{fi} dan μ) dievaluasi pada temperatur air panas *bulk* rata-rata ($T_{b,h}$).

Rasio peningkatan perpindahan panas pada daya pemompaan yang konstan adalah perbandingan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan penambahan sisipan dengan *plain tube* dimana dapat ditulis sebagai berikut:

$$Rasio = \frac{h_s}{h_p} \Big|_{pp} \quad (17)$$

Karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan rasio peningkatan perpindahan panas dapat dinyatakan berturut-turut dengan grafik hubungan antara Nu dengan Re, f dengan Re dan rasio peningkatan perpindahan panas dengan Re. Validasi karakteristik perpindahan panas pipa dalam tanpa sisipan (*plain tube*) dengan menggunakan persamaan Petukhov dan Gnielinski:

Persamaan Petukhov:

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Persamaan Petukhov (18) berlaku untuk daerah berkembang penuh (*fully developed*) dan berlaku untuk nilai $0,5 \leq Pr \leq 2000$ dan $10^4 < Re < 5 \times 10^6$.

Persamaan Gnielinski:

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (19)$$

Persamaan Gnielinski (19) berlaku untuk daerah berkembang penuh (*fully developed*) dan berlaku untuk nilai $0,5 \leq Pr \leq 2000$ dan $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$. Pada persamaan (18) dan (19) nilai faktor gesekan (f) dinyatakan sebagai berikut:

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (20)$$

Validasi karakteristik perpindahan panas pipa dalam tanpa sisipan (*plain tube*) dengan menggunakan persamaan Blasius:

Persamaan Blasius:

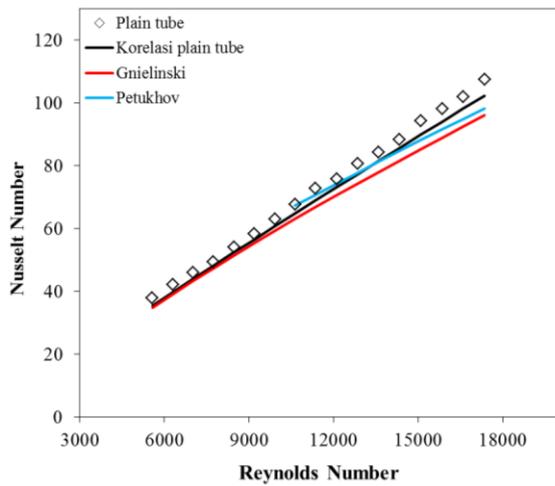
$$f = 0,3164 Re \quad (21)$$

Persamaan Blasius (21) berlaku untuk nilai $4 \times 10^3 < Re < 10^5$ [3]

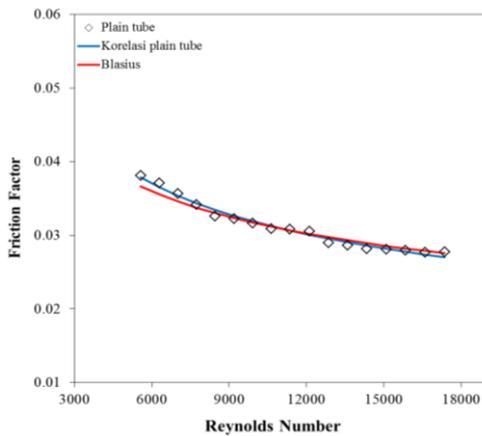
3. Hasil dan Pembahasan

Validasi Plain Tube

Pada penelitian ini dilakukan validasi karakteristik perpindahan panas untuk *plain tube* dengan korelasi-korelasi empirik Petukhov dan Gnielinski, juga dilakukan validasi karakteristik faktor gesekan untuk *plain tube* dengan korelasi empirik Blasius.



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

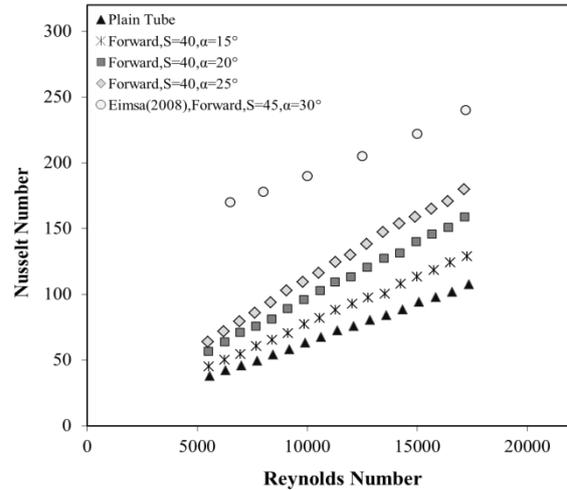


Gambar 6. Grafik hubungan f dengan Re untuk *plain tube*

Gambar 5-6 menunjukkan perbandingan antara Nu_i dan f dari *plain tube* dibandingkan dengan hasil perhitungan dari korelasi empirik. Penyimpangan bilangan Nusselt *plain tube* terhadap korelasi empirik Petukhov dan Gnielinski berturut turut sebesar kurang dari $\pm 7.9\%$ and $\pm 4.75\%$. Sedangkan untuk faktor gesekan *plain tube* penyimpangan terhadap korelasi Blasius adalah sebesar $\pm 1.67\%$.

Pengaruh Sudut Serang Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas Penukar Kalor Dengan Penambahan Louvered Strip Insert

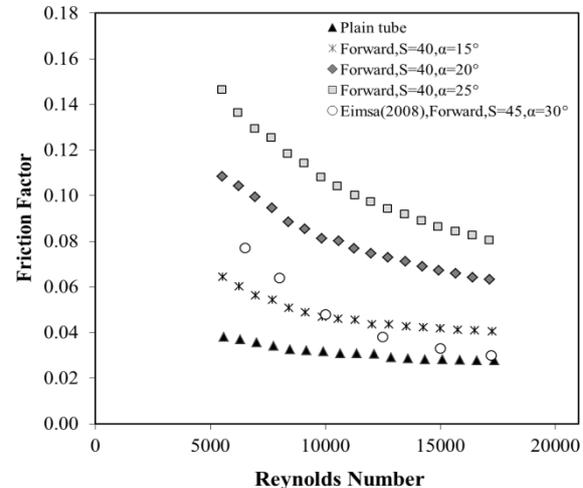
Karakteristik perpindahan panas pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik ini dapat dilihat pada gambar 7.



Gambar 7. Grafik hubungan Nu_i dengan Re

Dari gambar 7 terlihat bahwa bilangan Nusselt rata-rata (Nu_i) meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds. Hal ini terjadi untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert*. Bilangan Nusselt juga meningkat dengan kenaikan sudut kemiringan (*slant angle*) dan mempunyai nilai maksimum pada sudut kemiringan 25° , hal ini sesuai dengan penelitian dari [4][5][6]. Penambahan *louvered strip insert* di pipa dalam dapat meningkatkan bilangan Nusselt jika dibandingkan dengan *plain tube*. Hal ini disebabkan *louvered strip insert* membangkitkan intensitas turbulensi yang kuat, menyebabkan percampuran (*mixing*) fluida yang cepat terutama pada sudut kemiringan yang lebih tinggi dan mengganggu pertumbuhan lapis batas termal [5].

Pengaruh Sudut Serang Terhadap Karakteristik Faktor Gesekan Penukar Kalor Dengan Penambahan Louvered Strip Insert

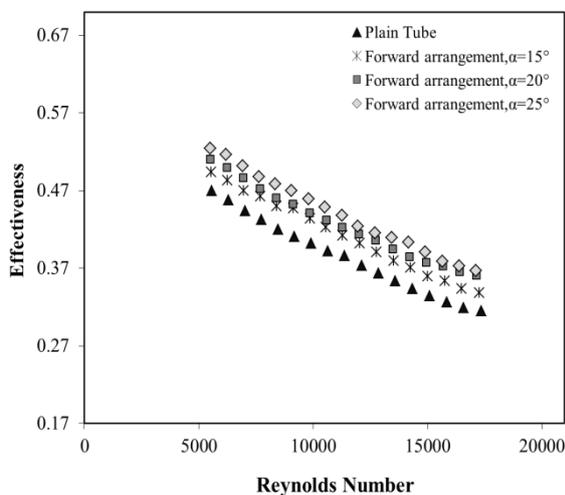


Gambar 8. Grafik hubungan faktor gesekan dengan Re

Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa nilai faktor gesekan (f) pipa dalam berkurang dengan kenaikan bilangan Reynolds (Re). Faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Faktor gesekan meningkat dengan kenaikan sudut kemiringan (α), hal ini disebabkan dengan semakin besar α , hambatan aliran semakin besar. Pada kisaran $5300 < Re < 17.500$ nilai faktor gesekan rata-rata di pipa dalam dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ dan 25° berturut-turut 1,52; 2,56; dan 3,35 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan *plain tube*. Nilai faktor gesekan rata-rata pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 25^\circ$ berturut-turut 2,20 dan 1,31 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 15^\circ$ dan $\alpha = 20^\circ$.

Dari gambar 8 juga dibandingkan hasil penelitian dengan eksperimen [5] pada kisaran $6200 < Re < 17.500$ didapatkan hasil nilai faktor gesekan pada kisaran 0,028 - 0,077, terlihat bahwa hasil penelitian yang dilakukan oleh Eimsa pada sudut $\alpha = 30^\circ$ terlihat lebih rendah dibandingkan penelitian saat ini ($\alpha=15^\circ, 20^\circ$ dan 25°), hal ini dikarenakan pada alat penukar kalor yang digunakan [5] memiliki diameter pipa dalam lebih besar dan jarak *pitch* antar sisipan memiliki jarak yang lebih jauh yaitu $S = 45$ mm dibandingkan dengan jarak antar *pitch* pada penelitian saat ini yaitu $S = 40$ mm, hal tersebut berakibat pada nilai perbedaan tekanan yang diteliti Eimsa memiliki nilai yang lebih rendah sedangkan nilai faktor gesekan berbanding lurus dengan nilai perbedaan tekanan di pipa dalam. Hal ini menunjukkan bahwa jarak antar *pitch* dan luas penampang di pipa dalam mempengaruhi nilai faktor gesekan, semakin kecil jarak *pitch* antar sisipan dan luas penampang di pipa dalam maka semakin tinggi nilai faktor gesekan.

Pengaruh Sudut Serang Terhadap Karakteristik Efektivenes Penukar Kalor Dengan Penambahan Louvered Strip Insert

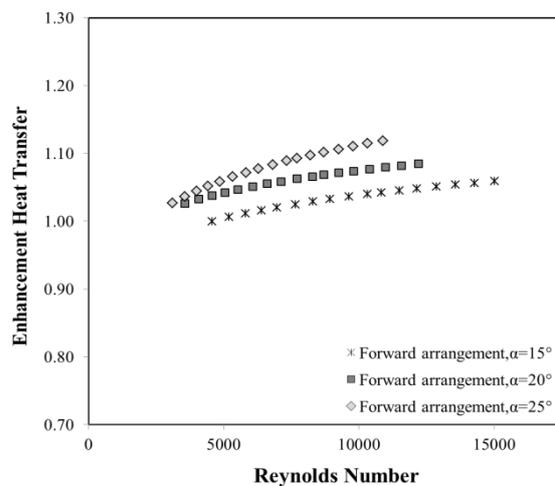


Gambar 9. Grafik hubungan *effectiveness* dan Re

Effectiveness sebuah penukar kalor merupakan suatu perbandingan laju perpindahan panas aktual yang terjadi dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin. Dari gambar 9 dapat dilihat bahwa *effectiveness* penukar kalor menurun dengan kenaikan bilangan Reynolds (Re). *Effectiveness* penukar kalor dengan sisipan *louvered strip insert* lebih tinggi dibandingkan *effectiveness* penukar kalor tanpa sisipan (*plain tube*). Dari gambar 9 terlihat bahwa *effectiveness* penukar kalor meningkat dengan kenaikan sudut kemiringan (α).

Dari gambar 9 didapatkan bahwa pada kisaran $5300 < Re < 17.500$, nilai *effectiveness* penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 15^\circ, 20^\circ$ dan 25° berturut-turut meningkat dalam kisaran 5,2% - 8,8%; 8,7% - 14,5%; dan 11,6, % - 17,5% dibandingkan dengan *plain tube*. Nilai *effectiveness* penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 25^\circ$ berturut-turut meningkat dalam kisaran 5,0% - 8,8%; dan 1,6% - 4,9% dibandingkan dengan penambahan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 15^\circ$ dan $\alpha = 20^\circ$.

Pengaruh Sudut Serang Terhadap Rasio Peningkatan Perpindahan Panas Louvered Strip Insert



Gambar 10. Grafik hubungan rasio peningkatan perpindahan panas dengan Re

Dari gambar 10 dapat dilihat bahwa pada $3000 < Re < 15.500$ rasio peningkatan perpindahan panas dari penukar kalor dengan sisipan *louvered strip insert* meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds. Rasio peningkatan perpindahan panas juga meningkat dengan kenaikan sudut kemiringan (α). Hal ini sesuai dengan penelitian [6], dalam penelitian fan terlihat pada bilangan Reynolds 10000 - 17.500 nilai rasio peningkatan perpindahan panas meningkat kemudian pada bilangan Reynolds diatas 17500 - 42.500 nilai rasio perpindahan panas menurun, hal ini dikarenakan pada bilangan Reynolds yang tinggi aliran masuk ke dalam pipa dalam bergerak dengan kecepatan tinggi kemudian bertemu dengan turbulensi yang kuat yang

sedang terjadi di pipa dalam dan saling bertumbukan sehingga mengakibatkan efek turbulensi di pipa dalam menjadi turun dan lapis batas menjadi lebih tebal diikuti menurunnya nilai perpindahan panas.

Rasio peningkatan perpindahan panas penukar kalor dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* dengan $\alpha = 15^\circ$, 20° dan 25° berturut-turut dalam kisaran 1,00 - 1,06; 1,02 - 1,08; dan 1,03 - 1,12. Hal ini berarti bahwa pada daya pemompaan yang sama, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* lebih besar dari nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata *plain tube*.

4. Kesimpulan

Bilangan Nusselt dan faktor gesekan penukar kalor dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* meningkat dengan kenaikan sudut serang (α). Penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* dengan variasi sudut serang 25° menghasilkan bilangan Nusselt, penurunan tekanan, faktor gesekan, efektifitas dan rasio peningkatan perpindahan panas tertinggi.

Daftar Pustaka

- [1] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Tianpong, P. Promvong, 2008, *Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 35, pp. 120–129
- [2] Y.A. Cengel, 2003, *Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd edition*, McGraw–Hill, New York J.P. Holman. 1986, *Heat Transfer, Sixth Edition*. McGraw-Hill, Inc., New York.
- [3] Y.A. Cengel, J.M. Cimbala, 2006, *Fluid Mechanics: Fundamental and Applications, 1st edition*, McGraw–Hill, New York
- [4] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, A. Ridluan, and P. Promvong, 2006, *Effect of louvered strips on heat transfer in a concentric pipe heat exchanger*, The 2nd Joint International Conference on “Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)”, 21-23 November 2006, Bangkok, Thailand
- [5] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Tianpong, P. Promvong, 2008, *Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 35, pp. 120–129
- [6] H.A. Mohammed, H.A. Hasan, M.A. Wahid, 2013, *Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 40, pp. 36–46