

PENGARUH DIAMETER *INNER-HELICAL FIN* TERHADAP *CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE* *COUNTER FLOW HEAT EXCHANGER*

Muhamad Bula¹⁾, Slamet Wahyudi²⁾, Nurkholis Hamidi²⁾

1). Mahasiswa Prog. Magister dan Doktor Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya

2). Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya

Jl. MT Haryono No.167 Malang 65145

Hp : 081343213721¹⁾

E-mail : bulamuhamad@yahoo.co.id¹⁾

Abstract

The study of energy conservation using the heat exchanger with different fin shapes have been carried out, including research on the counter flow heat exchanger using a helical spiral-shaped fin is placed on the inner pipe. The problem lies in the acquisition of the influence of the diameter of the helical fin to the characteristic of performance counter flow heat exchanger. The diameter of the helical fin which the test is 8 mm, 12 mm and 16 mm. The objective is achieved, the effect of the diameter of the helical fin characteristic of performance counter flow heat exchanger in the increase of hot water discharge 400 liters / hour, 500 liters / hour, 600 liters / hour, 700 liters / hour, 800 liters / hr and 900 liters / hour. Method of design of experiments with laboratory-scale experiments using a set-up equipment double tube heat exchanger is the method used. The results obtained, the highest effectiveness for all types of helical fins found on discharge 400 liters / h with the order from highest to lower the effectiveness of internal diameter of 12 mm reached 17.66%, diameter of 8 mm effectiveness reaches 15.56% and the internal diameter of 16 mm effectiveness of achieving 14.29%. For the plain tube efektifitas obtained 11.48%.

Keywords : *heat exchanger, the diameter of the helical fin, hot water discharge, effectiveness*

PENDAHULUAN

Penelitian tentang pemenuhan energi dunia sedang diarahkan pada temuan energi alternatif diantaranya penelitian konservasi energi.

Berbagai penelitian konservasi energi yang dilakukan saat ini adalah dengan meningkatkan laju perpindahan kalor menggunakan *heat exchanger*. *Heat exchanger* merupakan alat penukar kalor yang tujuan utamanya mentransferkan kalor dari satu fluida ke fluida lain. Fluida yang biasa digunakan adalah air atau gas.

Energi yang dibawah oleh air atau gas ditransferkan melewati dinding pelat atau pipa untuk mendapatkan laju perpindahan kalor dan efektifitas *heat exchanger* sesuai yang diinginkan.

Untuk mendapatkan kinerja *heat exchanger* yang lebih efektif, maka perlu dilakukan pengujian terhadap parameter-parameter pendukung seperti fin. Fin adalah

alat yang ditempatkan pada bagian pipa dalam *heat exchanger* yang berfungsi untuk mendeformasi aliran dan memperluas daerah perpindahan kalor. Salah satu jenis fin yang biasa digunakan adalah *helical fin* yang berbentuk spiral. Parameter-parameter yang mendukung kinerja *helical fin* yaitu jarak *pitch*, jenis material, sudut kemiringan, dan diameter dalam *helical fin*.

Eksperimen terhadap pengaruh pemasangan *helical screw* tipe 17 mm dengan diameter inti 5 mm dengan jarak *helical screw* dengan diameter inti 4 mm dilakukan oleh Eiamsa-ard & Promvong [1]. Hasil yang diperoleh, terjadi peningkatan angka Nusselt rata-rata sebesar 230 % sampai dengan 340 % dari *double plain tube* tanpa turbulator, peningkatan efisiensi *heat exchanger* mencapai 1.00 sampai dengan 1.17.

Nuntapahn & Kiatsiriroat [2] melakukan eksperimen terhadap pengaruh pemasangan *helical fin* terhadap koefisien

perpindahan kalor (h) dan laju perpindahan kalor (Q). Aliran fluida pada *heat exchanger* berbentuk *crossflow* dengan hasil yang diperoleh berupa peningkatan nilai laju perpindahan kalor sangat tergantung pada ketinggian *helical fin*.

Murugesan *at al* [3], melakukan penelitian tentang karakteristik perpindahan kalor dan pengaruh *pressure drop* dari aliran turbulen dalam tabung. Plat berpilin berbentuk trapesium, berfungsi sebagai turbulator dan ditempatkan pada bagian dalam tabung. Data *heat exchanger* tanpa plat berpilin sebagai pembanding. Hasil yang diperoleh, laju perpindahan kalor meningkat sangat signifikan seiring dengan meningkatnya angka Nusselt sebesar 1.37 kali untuk pilinan 6.0. Angka Nusselt yang diperoleh lebih besar dari pada jenis *heat exchanger* tanpa turbulator yang hanya mencapai 1.72 kali untuk pilinan 4.4. Kenaikan laju perpindahan kalor mencapai 27 % hingga 41.8 % untuk pilinan 4.4 dan 6.0. Faktor gesekan yang diperoleh lebih besar daripada *heat exchanger* tanpa turbulator dengan rasio pilinan 4.4 adalah 2.85 kali, sedangkan 6.0 mencapai 1.97 kali.

Berbagai macam penelitian yang telah dikemukakan menunjukkan adanya peningkatan kinerja *heat exchanger*, walaupun terjadi peningkatan pada nilai *pressure drop*.

Penelitian ini dilakukan dengan alasan agar uap yang terbuang oleh air panas pada pipa dalam *heat exchanger* dapat dimanfaatkan kembali untuk meningkatkan temperatur air dingin yang mengalir melalui pipa luar *heat exchanger*.

Penelitian ini bertujuan mengetahui besar pengaruh diameter dalam *helical fin* terhadap *characteristic of performance counter flow heat exchanger*. *Helical fin* ditempatkan pada pipa bagian dalam *heat exchanger* yang dapat mendorong terjadinya turbulensi hingga mempengaruhi naiknya angka Reynolds seiring dengan naiknya angka Nusselt, laju perpindahan kalor aktual, *pressure drop*, faktor gesekan, dan efektifitas *heat exchanger*.

DASAR TEORI

Ketidakhorizontalan aliran merupakan efek yang ditimbulkan dari penempatan *helical fin* pada pipa dalam *heat exchanger*.

Aliran yang masuk kedalam pipa dalam menjadi turbulen hingga menyebabkan naiknya angka Reynolds seiring dengan naiknya angka Nusselt.

Untuk menentukan konstanta angka Nusselt dengan profil aliran yang telah terbentuk pada pipa dalam digunakan persamaan Ditus dan Boelter [4] yaitu :

$$Nu = 0,023 Re^{0,80} Pr^n \dots\dots\dots(1)$$

Dengan P_r adalah angka Prandtl antara 0.7 sampai dengan 160 untuk angka Renolds lebih dari 10000. Nilai eksponen n untuk aliran panas 0.40, untuk aliran dingin 0.30. Angka Reynolds sebagai perbandingan gaya inersia/kinetik dengan gaya viskos dalam aliran ditentukan dengan:

$$Re = \frac{D_h v \rho}{\mu} \dots\dots\dots(2)$$

dengan : $D_h = \frac{4A_c}{P}$

D_h adalah diameter hidraulik pipa (m), v kecepatan aliran (m/s), ρ densitas fluida (kg/m^3), μ viskositas dinamik aliran ($kg/m.s$), A_c luas penampang aliran (m^2) dan P perimeter basah (m), .

Perpindahan kalor pada *heat exchanger* terjadi dari fluida air panas ke fluida air dingin yang dibatasi oleh dinding pipa bagian dalam yang masing-masing fluida dinyatakan dengan [4] :

1. Untuk fluida air dingin.
 $\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{ph} (T_{c,out} - T_{c,in}) \dots\dots\dots(3)$
2. Untuk fluida air panas
 $\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,out} - T_{h,in}) \dots\dots\dots(4)$

Dengan \dot{m}_h, \dot{m}_c sebagai laju aliran massa fluida panas dan dingin (kg/s), C_{ph} panas spesifik fluida panas pada tekanan konstan, $T_{c,out}$ dan $T_{c,in}$ adalah temperatur keluar dan masuk fluida dingin ($^{\circ}C$), $T_{h,out}$ dan $T_{h,in}$ merupakan temperatur keluar dan masuk fluida panas ($^{\circ}C$). Perpindahan kalor air dingin (\dot{Q}_c) dan Perpindahan kalor air panas (\dot{Q}_h) memiliki satuan J/s atau Watt.

Bentuk persamaan kalor menyeluruh dinyatakan dengan [4] :

$$\dot{Q}_c = U A_o \Delta T_{lm} \dots\dots\dots(5)$$

Dengan U sebagai koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), A_o adalah luas penampang luar pipa bagian dalam (m^2) dan ΔT_{lm} merupakan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik ($^\circ C$) yang masing-masing ditentukan dengan [4] :

$$U = \frac{Q_c}{A_o \pi \Delta T_{lm}} \dots\dots\dots(6)$$

$$A_o = \pi D_o L_i \dots\dots\dots(7)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \dots\dots\dots(8)$$

dengan :

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

D_o merupakan diameter luar pipa dalam (m), L_i adalah panjang pipa dalam (m). Faktor gesekan pada pipa dalam dipengaruhi oleh besarnya *pressuer drop* dan gesekan antara fluida dengan dinding pipa dan *helical fin* hingga mempengaruhi kinerja pompa. Untuk menentukan besarnya nilai faktor gesekan digunakan persamaan [5] :

$$f = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2} \dots\dots\dots(9)$$

Welty *at al.* [6], metode analisis efektifitas panas yang memiliki hubungan dengan *Number of Transfer Units* (NTU) merupakan metode rasio transfer panas sesungguhnya dalam *heat exchanger* terhadap transfer panas maksimum yang mungkin akan terjadi jika luas permukaan infinit tersedia dengan kapasitas rasio rata-rata ditentukan dengan persamaan [7] :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \dots\dots\dots(11)$$

NTU merupakan angka tak berdimensi ditentukan dengan persamaan [7] :

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{min}} \dots\dots\dots(12)$$

dengan : $A_s = \pi D_i L_i$

A_s merupakan luas area perpindahan kalor menyeluruh (m^2), D_i adalah diameter dalam pipa bagian dalam (m). Efektifitas pada *Heat Exchanger* diperoleh dengan [7] :

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - 0,44 e^{-NTU(1-C)}} \dots\dots\dots(13)$$

METODE PENELITIAN

Penelitian yang dilakukan menggunakan metode eksperimental dengan rancangan percobaan berskala laboratorium menggunakan *double tube heat exchanger* dan bertempat di Laboratorium Mesin Fluida Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

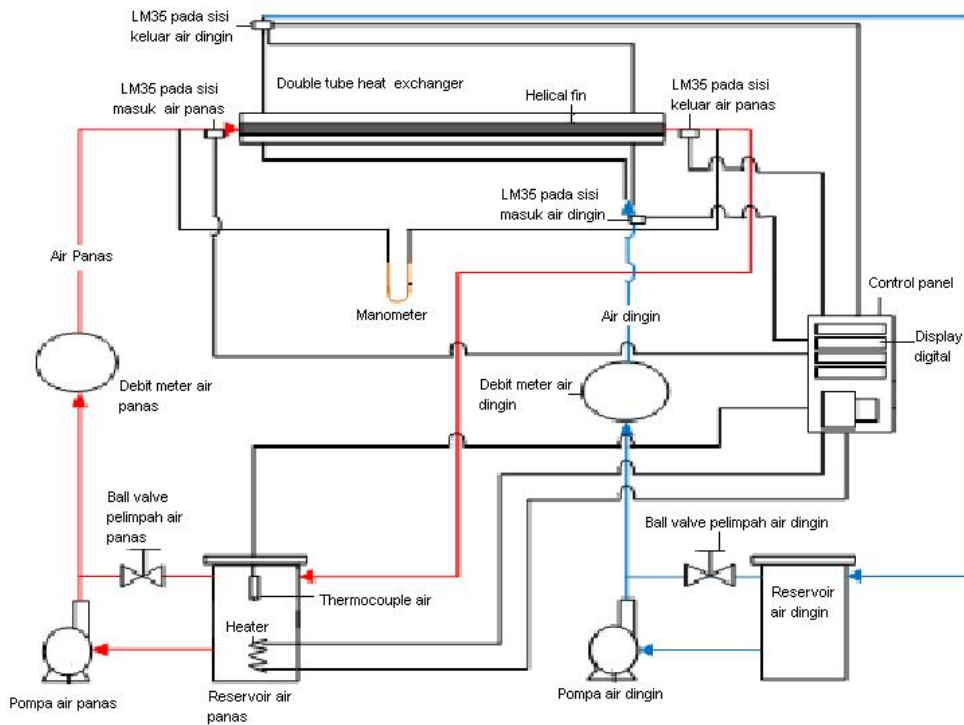
Peralatan penelitian digambarkan pada gambar 1 dengan bentuk *helical fin* dengan posisi terletak pada pipa bagian dalam *heat exchanger* digambarkan pada gambar 2.

Bentuk aliran yang mengalir pada sistem *double tube heat exchanger* adalah *counter flow*. Air panas dan dingin dipompakan dari reservoirnya melewati debit meter. Debit meter berfungsi untuk mengukur jumlah debit air yang masuk ke dalam *double tube heat exchanger*. Pada sisi masuk dan keluar air panas dan dingin terdapat *thermochouple* LM35 yang berfungsi untuk mengukur temperatur air dingin dan panas yang dapat dilihat pada indikator *display digital*.

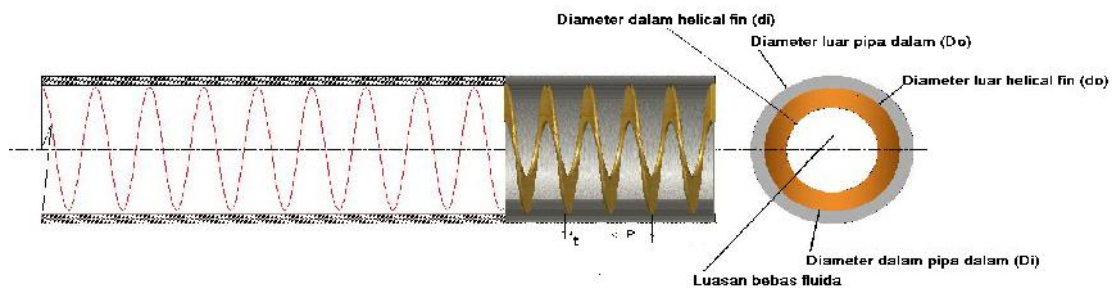
Pada pipa bagian dalam *heat exchanger* terdapat *helical fin*. Air panas akan keluar melalui sisi keluar pipa bagian dalam dan masuk kembali ke dalam reservoirnya. Di dalam reservoir air panas terdapat *heater*, berfungsi untuk mengkonversikan energi listrik menjadi energi panas.

Air dingin dipompakan menuju pipa bagian luar *heat exchanger*, di pipa tersebut air dingin akan menerima panas yang ditransferkan oleh air panas melalui dinding pipa bagian dalam. Air dingin akan keluar kembali menuju reservoirnya.

Helical fin merupakan spesimen uji dengan diameter dalam dijadikan sebagai variabel utama penelitian. *Helical fin* ada tiga jenis dengan diameter dalam *helical fin* (d_i) divariasikan yaitu 8 mm, 12 mm dan 16 mm. Diameter luar *helical fin* (d_o) konstan, menempel pada dinding pipa bagian dalam. Ukuran diameter luar *helical fin* (d_o) dengan diameter dalam pipa bagian dalam (D_i) sama yaitu 23.2 mm dengan panjang pipa bagian dalam (L_i) yaitu 1100 mm dan panjang pipa bagian luar (L_o) adalah 1000 mm. Tebal *helical fin* (t) 2 mm dengan jarak *pitch* (P) 5 mm.



Gambar 1 - Skema Instalasi Peralatan Penelitian



Gambar 2 - Bentuk Helical Fin pada Pipa Bagian dalam Heat Exchanger

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilainya ditentukan konstan atau tidak berubah. Variabel ini terdiri dari :

1. Debit fluida air dingin konstan sebesar 900 liter/jam dan debit air panas divariasikan dari 400 liter/jam sampai dengan 900 liter/jam dengan kenaikan rata-rata sebesar 100 liter/jam.

2. Temperatur reservoir panas pengujian dikondisikan konstan pada 50 °C dengan toleransi ± 1 °C.
3. Temperatur reservoir air dingin dikondisikan konstan pada 27 °C dengan toleransi ± 1 °C.

Proses pengambilan data dilakukan sebanyak tiga kali pengulangan untuk tiap

data pada saat temperatur air panas yang ditunjukkan oleh *display digital* benar-benar steady. Data hasil pengujian disajikan dalam bentuk tabel dan grafik.

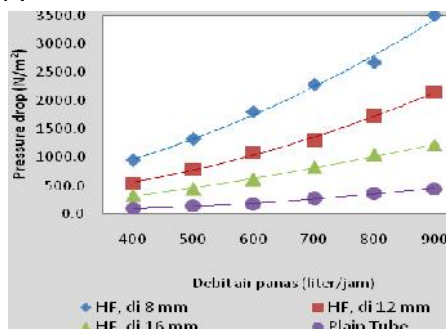
HASIL DAN PEMBAHASAN

Data yang dihasilkan dari pengujian terdiri dari data *plain tube*, yaitu data tanpa *helical fin* dan data yang menggunakan *helical fin* dengan diameter dalam *helical fin* (d_i) 8 mm, 12 mm dan 16 mm.

Dari data yang diperoleh selanjutnya dibuat grafik hubungan antara kenaikan debit air panas dengan nilai *pressure drop*, kenaikan air panas dengan daya pompa, kenaikan debit air panas dengan laju perpindahan kalor aktual, kenaikan debit air panas dengan angka Reynolds, angka Reynolds dengan angka Nusselt, angka Reynolds dengan faktor gesekan dan kenaikan debit air panas dengan efektifitas.

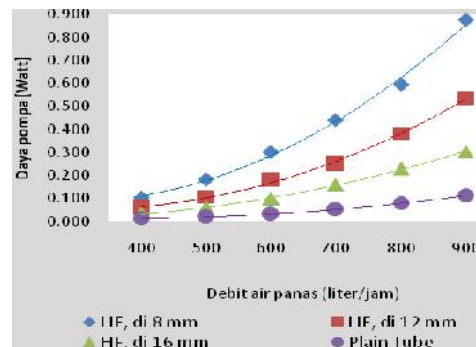
Gambar 3 menunjukkan bahwa *pressure drop* mengalami peningkatan dan paling tinggi diperoleh pada *helical fin* diameter dalam 8 mm. *Helical fin* diameter dalam 8 mm pada debit 900 liter/jam mencapai 3497.86 N/m^2 dan terendah pada diameter dalam 16 mm pada debit 400 liter/jam sebesar 325.89 N/m^2 . *Helical fin* diameter dalam 12 mm, perolehan nilai *pressure drop* terendah 539.31 N/m^2 pada debit 400 liter/jam dan tertinggi 2144.08 N/m^2 pada debit 900 liter/jam.

Untuk *plain tube*, nilai *pressure drop* lebih kecil dari yang menggunakan *helical fin*. Terbesar pada debit 900 liter/jam dan terkecil pada debit 400 liter/jam dengan masing-masing sebesar 445.447 N/m^2 dan 106.031 N/m^2 .



Gambar 3 – Grafik Pengaruh Diameter Inner-Helical Fin dan Plain Tube terhadap Perolehan Nilai Pressure Drop (N/m^2) di tiap Debit Air Panas

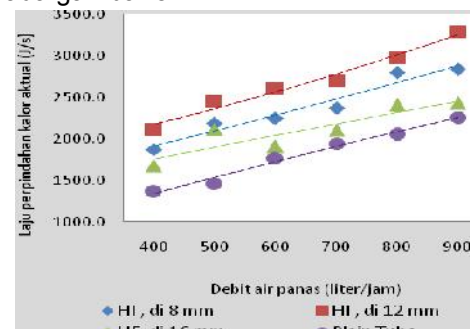
Gambar 4 merupakan pengaruh penggunaan *helical fin* dan *plain tube* terhadap daya pompa yang dibutuhkan untuk mengatasi *pressure drop* yang terjadi di tiap debit air panas. Daya pompa cenderung meningkat dan paling besar terdapat pada *helical fin* diameter dalam 8 mm.



Gambar 4 – Grafik Pengaruh Diameter Inner-Helical Fin dan Plain Tube terhadap Daya Pompa (watt) di Tiap Debit Air Panas

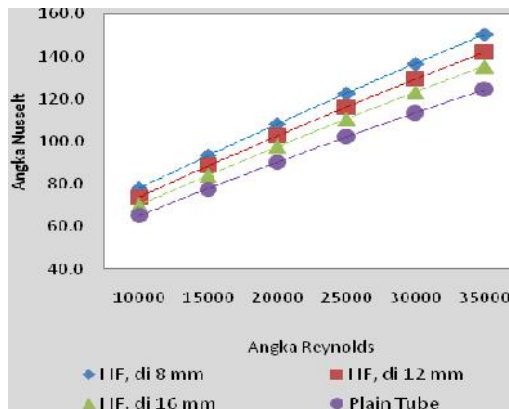
Untuk *helical fin* diameter dalam 8 mm merupakan spesimen dengan kebutuhan daya pompa paling tinggi mencapai 0.874 Watt dengan nilai *pressure drop* paling besar diantara yang lainnya yaitu 3497.86 N/m^2 . Diameter dalam 12 mm mencapai 0.060 Watt, diameter dalam 8 mm mencapai 0.036 Watt, *plain tube* sebesar 0.111 Watt dengan nilai *pressure drop* masing-masing mencapai 2144.08 N/m^2 , 1214.60 N/m^2 dan 445.447 N/m^2 .

Akibat dari adanya *helical fin* pada pipa dalam *heat exchanger*, maka akan mempengaruhi nilai laju perpindahan kalor aktual dan efektifitas yang digambarkan pada gambar 5.



Gambar 5 – Grafik Pengaruh Diameter Inner-Helical Fin dan Plain Tube terhadap Perolehan Laju Perpindahan Kalor Aktual (J/s) di tiap Debit Air panas

Laju perpindahan kalor aktual paling besar terdapat pada *helical fin* diameter dalam 12 mm mencapai 3291.38 J/s pada debit 900 liter/jam. Dengan debit yang sama, *helical fin* diameter dalam 8 mm, 16 mm, dan *plain tube* masing-masing hanya mencapai 2840.06 J/s, 2430.56 J/s dan 2263.98 J/s.



Gambar 6 – Grafik Pengaruh Diameter Inner-Helical Fin dan Plain Tube terhadap Perolehan Angka Reynolds dengan Peningkatan Angka Nusselt

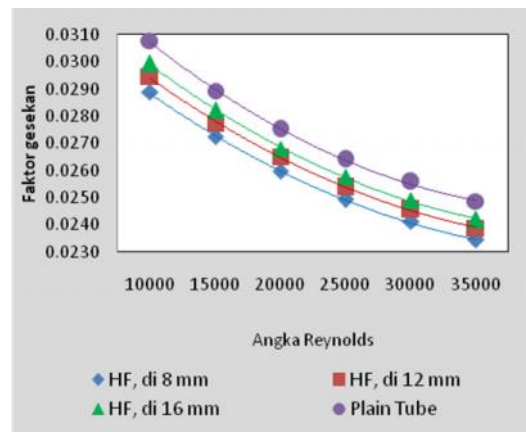
Gambar 6 menunjukkan perolehan angka Reynolds tertinggi terdapat pada seluruh *helical fin* bila dibandingkan dengan *plain tube*. Ini dikarenakan aliran fluida air panas pada pipa dalam bertubrukan dengan *helical fin* membentuk olakan-olakan turbulensi hingga meningkatkan angka Reynolds. Pada *plain tube*, walaupun terjadi turbulensi tetapi sangat kecil, karena tidak ada penghalang yang menghalangi pergerakan air panas. Aliran bersifat aksial mengikuti bentuk pipa.

Angka Nusselt tertinggi untuk semua jenis *helical fin* terdapat pada *helical fin* diameter dalam 8 mm mencapai 150.08 dengan perolehan angka Reynolds 30866.5, diameter dalam 12 mm mencapai 141.76 dengan perolehan angka Reynolds 28579.1 dan untuk diameter dalam 16 mm diperoleh 135.34 dengan angka Reynolds mencapai 27153.9. Pada debit yang sama untuk *plain tube* angka Nusselt mencapai 124.25 dengan perolehan angka Reynolds sebesar 24304.9.

Faktor gesekan pada gambar 7 mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya angka Reynolds dan paling rendah terdapat pada *helical fin* diameter

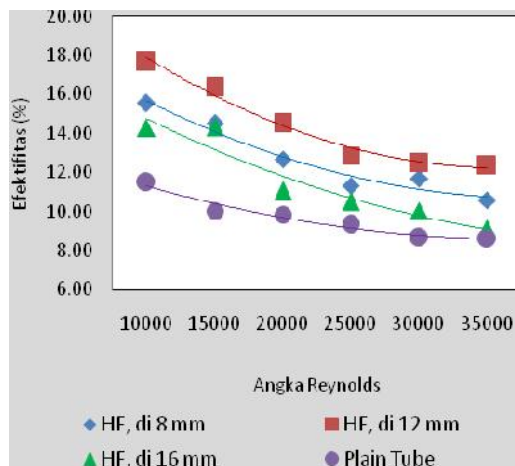
dalam 8 mm bila dibandingkan dengan *helical fin* diameter dalam 12 mm dan 16 mm. Pada *plain tube* perolehan nilai faktor gesekan paling tinggi bila dibandingkan dengan seluruh *helical fin*. Tertinggi mencapai 0.0308 dengan angka Reynolds mencapai 10789.9 seperti terdapat pada tabel 6.

Untuk semua *helical fin*, faktor gesekan paling tinggi pada diameter dalam 16 mm yaitu 0.0300 dengan angka Reynolds mencapai 11912.0, kemudian diameter dalam 12 mm yaitu 0.0295 dengan angka Reynolds 12645.7 dan terendah pada diameter dalam 8 mm yaitu 0.0289 dengan angka Reynolds mencapai 13606.6.



Gambar 7 – Grafik Pengaruh Diameter Inner-Helical Fin dan Plain Tube Terhadap Perolehan Angka Reynolds dengan Penurunan Nilai Faktor Gesekan

Nilai efektifitas pada gambar 8 menunjukkan terjadi penurunan seiring dengan meningkatnya angka Reynolds. Efektifitas tertinggi terdapat pada debit 400 liter/jam dengan perolehan efektifitas dari yang tertinggi ke yang rendah yaitu diameter dalam 12 mm sebesar 17.66 % dengan perolehan angka Reynolds mencapai 12645.71, untuk diameter dalam 8 mm mencapai 15.56 % dengan perolehan angka Reynolds sebesar 13606.60 dan untuk diameter dalam 16 mm efektifitas mencapai 14.29 % dengan angka Reynolds sebesar 11912.03. Untuk *plain tube*, efektifitas yang diperoleh 11.48 % dengan angka Reynolds mencapai 10789.96.



Gambar 8 – Grafik Pengaruh Diameter Inner-Helical Fin dan Plain Tube terhadap Perolehan Angka Reynolds dengan Nilai Efektifitas (%)

KESIMPULAN

Kesimpulan yang diperoleh setelah dilakukan pembahasan adalah perolehan efektifitas tertinggi terdapat pada debit 400 liter/jam untuk semua jenis *helical fin* dan *plain tube* dengan urutan mulai dari spesimen yang memperoleh efektifitas tertinggi sebagai berikut :

1. *Helical fin* 12 mm : efektifitas mencapai 17.66 %, laju perpindahan kalor aktual sebesar 2118.12 N/m² dengan perolehan angka Reynolds 12645.7, angka Nusselt 73.99, *pressure drop* 539.31 N/m², daya pompa 0.060 Watt dan faktor gesekan 0.0295.
2. *Helical fin* 8 mm : efektifitas mencapai 15.56 %, laju perpindahan kalor aktual sebesar 1875.13 N/m² dengan perolehan angka Reynolds 13606.6, angka Nusselt 78.23, *pressure drop* 943.33 N/m², daya pompa 0.105 Watt dan faktor gesekan 0.0289.
3. *Helical fin* 16 mm : efektifitas mencapai 14.29 %, laju perpindahan kalor aktual sebesar 1673.37 N/m² dengan perolehan angka Reynolds 11912.0, angka Nusselt 70.43, *pressure drop* 325.89 N/m², daya pompa 0.036 Watt dan faktor gesekan 0.0300.

4. *Plain tube* : efektifitas mencapai 11.48 %, laju perpindahan kalor aktual sebesar 1375.37 N/m² dengan perolehan angka Reynolds 10789.9, angka Nusselt 64.92, *pressure drop* 106.031 N/m², daya pompa 0.012 Watt dan faktor gesekan 0.0308.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Eiamsa-ard, S. & Promvong, P. (2006). Heat Transfer Characteristic in a Tube Fitted With Helical Screw-Tape With/Without Core-Rod Inset. *ASEAN Journal on Science and Technology for Development*, Bangkok : Department of Mechanical
- [2] Nuntaphan, A. & Kiatsiriroat, T. (2007). Air-Side Heat Transfer Coefficient of Thermosyphon Heat Pipe With Spiral Fin. *ASEAN Journal on Science and Technology for Development*, Bangkok : Department of Mechanical Engineering.
- [3] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S. & Srinivasan, P. S. S. (2009). Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Turbulen Flow Ain a Tube Fitted With Trapezoidal-Cut Twisted Tape Inset (Vol. 1). *International Journal of Academic Research*. (I) : 1.
- [4] Cengel, Y. A. (2002). *Heat Transfer a Partical Approach with EES CD*, New York : McGraw-Hill Science Engineering..
- [5] Koestoer, R. A. (2002). *Perpindahan Kalor*, Jakarta : Penerbit Salemba Teknika.
- [6] Welty, J. R., Wicks C. E., Wilson G. R. (2004). *Dasar-Dasar Fenomena Transport*, Jakarta : Penerbit Airlangga.
- [7] Incropera, F. P. & DeWitt, D. P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore : John Wiley & Sons.