

PENGARUH KETEBALAN INNER-HELICAL FIN TERHADAP CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA HEAD EXCHANGER

Ishak Usman ¹⁾, Slamet Wahyudi ²⁾, Bambang Dwi Argo ²⁾

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

2). Staf Pengajar Prog. Magister dan Doktor Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

Jl. MT Haryono No.167 Malang 65145

Hp : 081233721903 ¹⁾

E-mail : ishak_usman1974@yahoo.co.id ¹⁾

Abstract

Effect of inner-helical fin on the rate of heat transfer and flow friction factor in a double pipe heat exchanger (double tube heat exchanger) to make a split and disrupt the flow pattern of a streamlined flow of the fluid flowing in the pipe section in the (inner tube) that cause turbulence (molecule level of randomness good fluid) that can increase the heat transfer rate in the pipe. Inner-helical fin has a varied thickness of 1 mm, 22 mm and 3 mm are mounted on the pipe where the inside diameter of the inner-helical fin attached to the wall in the inner pipe. Hot water discharge on the inner pipe diteliti ranging from 400 to 900 liters / h with interval increase in 100 liter / hour and the volumetric flow rate of cold water on the outer tube (outer tube) is kept constant 900 liters / hour. The test results of each inner-helical fin thickness compared with the test results without the inner-helical fin (plain tube) and obtained the overall heat transfer rate has increased 60 to 65% of the plain tube, heat exchanger effectiveness of 58.56 to 63, 64% and friction factor of 63.13 to 63.51 of the plain tube.

Keywords : Inner-helical fin, Heat exchanger, rate of heat transfer, friction factor

PENDAHULUAN

Penggunaan energi yang berlebihan pada suatu peralatan dan sikap manusia yang kurang ramah akan ketersediaan sumber energi menuntut kepada kita untuk dicari terobosan-terobosan baru sebagai pengganti sumber energi takterbarukan. Energi angin, energi air, energi gelombang air laut merupakan beberapa contoh energi alternative yang diharapkan mampu mengurangi ketergantungan penduduk dunia terhadap energi takterbarukan yang pada suatu saat akan habis.

Salah satu cara untuk mengurangi ketergantungan ini, seperti dengan melakukan inovasi-inovasi baru dari peralatan penukar panas sehingga diperoleh penukar panas yang mempunyai efektivitas yang tinggi.

Besarnya laju perpindahan panas konveksi dipengaruhi oleh besarnya kecepatan aliran fluida. Semakin cepat aliran fluida, maka bilangan *Reynolds* akan meningkat pula begitu juga bilangan *Nusselt* yang nilainya berbanding lurus dengan

besarnya laju perpindahan panas konveksi [1,2,3,4].

Inovasi-inovasi yang dilakukan terhadap perpindahan panas dari penukar panas bertujuan untuk mengatasi masalah seperti laju perpindahan panas, faktor gesekan, pola aliran fluida, luas permukaan perpindahan panas, daya pompa, serta jenis material apa yang digunakan untuk memindahkan panas pada penukar panas.

Pengembangan penelitian tentang karakteristik perpindahan panas dalam pipa dengan pemasangan penghalang inti berulir (*with core*) maupun penghalang berulir (*without core*) ini telah dilakukan oleh beberapa peneliti, di mana hasil penelitian menunjukkan terjadi peningkatan efisiensi 1,00 sampai 1,17 dan *Nusselt Number* rata-rata 2,3 sampai 3,4 dari *double plain tube* (tanpa turbulator) [5]. Penelitian tentang perpindahan panas dan karakteristik koefisien gesek di dalam *double pipe heat exchanger* dengan pemasangan *louvered strip* ke dalam pipa bagian dalam Jika dibandingkan dengan *plain tube*, pemasangan *louvered strip* ke dalam pipa

bagian dalam penukar panas dapat meningkatkan bilangan Nusselt rata-rata dan kerugian gesek berturut-turut 2,63 dan 2,33 (pemasangan searah aliran fluida) serta 2,84 dan 4,13 (pemasangan berlawanan arah aliran fluida) [6].

Dengan menambahkan *inner-helical fin* pada alat penukar panas diharapkan dapat memperbesar luas permukaan perpindahan panas pada penukar panas, juga dapat mempengaruhi pola aliran fluida dan dapat membentuk pusaran (*vortex*).

Kecepatan akan mempengaruhi pencampuran fluida yang menyebabkan aliran menjadi acak yang pada akhirnya laju perpindahan panas pada penukar panas pun meningkat.

Atas dasar inilah, dipandang perlu untuk melakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh kecepatan aliran fluida terhadap *characteristic of performance* dari *heat exchanger* dengan pemasangan *inner-helical fin* dan dengan tanpa *inner-helical fin* sebagai pembanding.

Dalam penelitian ini tujuan yang ingin dicapai adalah untuk mengetahui bagaimana pengaruh ketebalan *inner-helical fin* yang dipasang kedalam pipa dalam *heat exchanger* terhadap laju perpindahan panas, efektivitas penukar panas, dan faktor gesekan dengan tanpa pemasangan *inner-helical fin* (*plain tube*).

DASAR TEORI

Bilangan Nusselt rata-rata dan faktor gesekan didasarkan pada diameter dalam pipa uji. Besarnya panas yang diserap oleh air dingin di anulus, Q_c dapat ditulis sebagai [2,7,8]

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \dots\dots\dots (1)$$

dengan :

\dot{m}_c = laju aliran massa air dingin(kg/s)

$c_{p,c}$ = kalor spesifik air (J/kg.⁰C)

$T_{c,in}$ & $T_{c,out}$ = temperatur masuk dan keluar air dingin (⁰C)

Panas yang disuplai (dilepaskan) dari air panas, Q_h dapat dihitung oleh [2,7,8]

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \dots\dots\dots (2)$$

di mana:

\dot{m}_h = laju aliran massa air panas (kg)

$c_{p,h}$ = panas spesifik air panas(J/kg.⁰C)

$T_{h,in}$ & $T_{h,out}$ = temperatur masuk dan keluar air panas (⁰C)

Panas yang dilepaskan oleh air panas melalui pipa bagian dalam (*inner tube*) harus lebih besar dari panas yang diserap oleh air dingin. Dengan demikian untuk menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan, U digunakan nilai rata-rata dari laju perpindahan panas yang disuplai air panas dan laju perpindahan panas yang diserap oleh air dingin.

$$Q_{ave} = \frac{Q_h + Q_c}{2} \dots\dots\dots(3)$$

Untuk fluida yang mengalir di dalam penukar panas pipa konsentrik, koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dihitung dari [3,4]

$$Q_{Ave} = U A_s \Delta T_{LMTD} \dots\dots\dots(4)$$

dengan

$$A_s = \pi D_i L$$

Untuk tabung pipa yang berbentuk konsentrik dan anulus *Nusselt number* (Nu) dapat dihitung dari persamaan Dittus-Boelter [1,7,8]

$$Nu = \frac{h D_h}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \dots\dots\dots(5)$$

atau

$$h = \frac{k}{D_h} Nu$$

Untuk anulus, diameter hidrolis, D_h diperoleh dari:

$$D_h = D_o - D_i$$

Konduktivitas termal lokal, k dari fluida dapat ditentukan dari sifat-sifat fluida berdasarkan temperatur bulb. Sedangkan untuk bilangan Reynolds ditentukan dari [1,7,8]

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \dots\dots\dots(6)$$

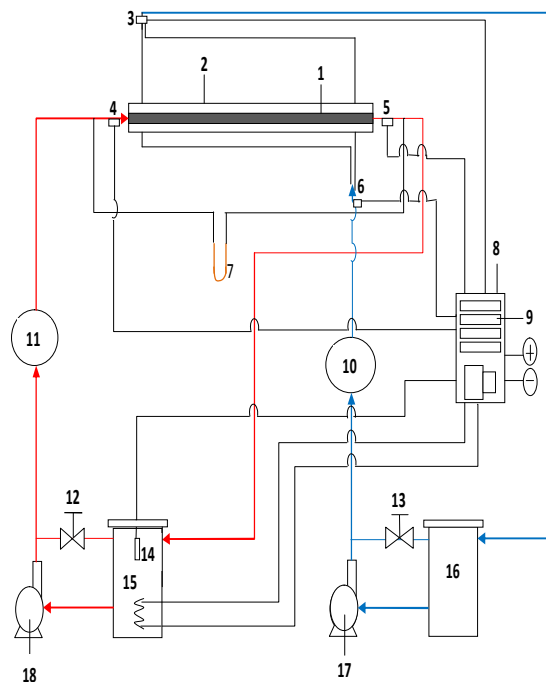
Dimana ρ dan μ masing-masing adalah kerapatan dan viskositas dinamik fluida. Faktor gesekan, f dapat dihitung dari [9,11]

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\left(\rho \frac{u^2}{2}\right)}$$

METODE PENELITIAN

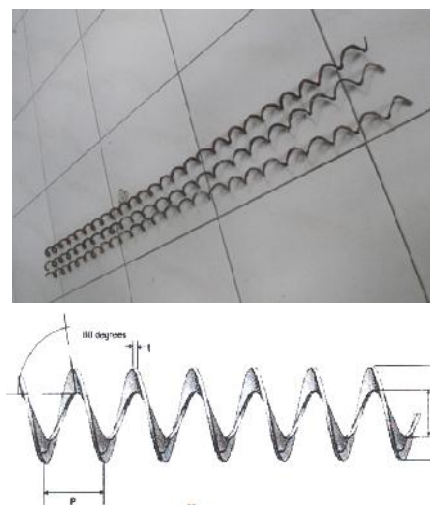
Peralatan Penelitian

Penelitian yang dilakukan ini menggunakan alat penukar panas pipa ganda (*double tube heat exchanger*) seperti terlihat pada Gambar 1, di mana pipa bagian luar (*outer tube*) terbuat dari bahan *stainless steel* yang berdiameter dalam 72 mm dan pipa bagian dalam (*inner tube*) yang panjangnya 1,1 m dari bahan tembaga yang berdiameter dalam dan luar masing-masing 23,2 dan 25,4 mm.



Gambar 1 - Skema Peralatan Penelitian, Ket. Gambar: 1 *Inner-helical fin*; 2 *Double tube heat exchanger*; 3,4,5 & 6 LM35; 7 Manometer; 8 Control panel; 9 *Display digital*; 10&11 Debit meter; 12&13 *Ball valve*; 14 *Thermocouple* tipe K; 15 & 16 *Reservoir* air panas dan air dingin; 17 & 18 Pompa

Fluida yang digunakan pada pipa bagian luar maupun pada pipa bagian dalam penukar panas adalah air, di mana air panas mengalir berlawanan (*counter flow*) arah dengan air dingin. Dalam penelitian ini kerugian panas akibat gesekan dan radiasi ke lingkungan diabaikan. Penurunan tekanan (*pressure drop*) pada pipa bagian dalam diukur dengan menggunakan manometer pipa (U). Air dingin yang dialirkan kedalam pipa luar dengan debit yang konstan, yakni 900 l/jam yang temperaturnya dijaga konstan 24°C. Sedangkan untuk pipa dalam dialirkan air dengan laju volumetric bervariasi dari 400 l/jam sampai 900 l/jam dengan kenaikan interval 100 l/jam dan temperatur reservoirnya dijaga konstan 50°C. Spesimen uji *inner-helical fin* terbuat dari bahan plat besi dengan variasi ketebalan 1 mm, 2 mm, dan 3 mm. Ukuran dan bentuk *inner-helical fin* seperti pada Gambar 2.



Gambar 2 - *Inner-Helical Fin*

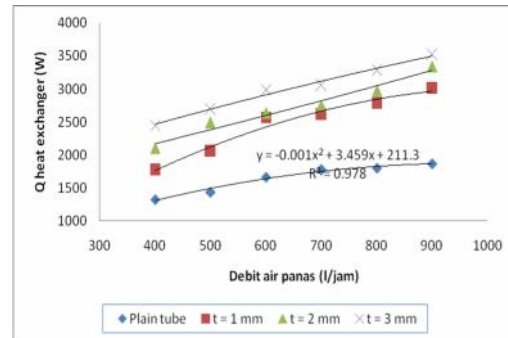
Prosedur Penelitian

Dalam penelitian ini air dimasukkan ke dalam reservoir air panas dan air dingin. Selanjutnya dilakukan kalibrasi debit air panas 400-900 l/jam dan air dingin 900 l/jam. Air pada reservoir air panas dipanaskan dengan *heater* hingga suhunya mencapai 50°C. Air yang ada di reservoir air panas selanjutnya dipompa untuk dialirkan ke pipa bagian dalam (*inner tube*) sampai kondisi *steady* pada temperatur 50°C ($T_{h,in}$).

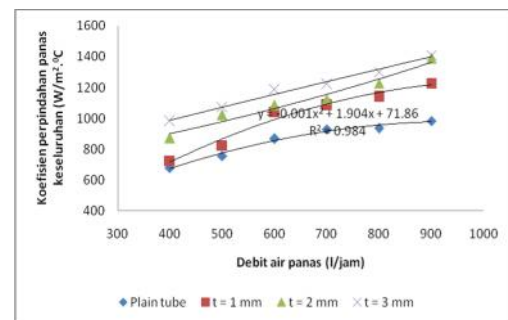
Kemudian air pada reservoir air dingin pada suhu 24°C ($T_{c,in}$) dialirkan ke dalam pipa luar (*outer tube*) melalui pompa air dingin. Dengan demikian akan terjadi perubahan temperatur air panas keluar ($T_{h,out}$) dan temperatur air dingin keluar ($T_{c,out}$). Perubahan temperatur $T_{h,in}$; $T_{h,out}$; $T_{c,in}$; dan $T_{c,out}$ akan terbaca pada *display digital* dan perbedaan ketinggian air pada pipa bagian dalam akan terukur di manometer. Selanjutnya dilakukan pencatatan dan pengambilan data sebanyak 5 kali dengan pengulangan 3 kali dari temperatur $T_{h,in}$; $T_{h,out}$; $T_{c,in}$; dan $T_{c,out}$ serta perbedaan ketinggian manometer (Δz). Prosedur penelitian ini dilakukan pada *plain tube* dan penukar panas dengan pemasangan *inner-helical fin* untuk setiap debit air 400, 500, 600, 700, 800, dan 900 l/jam.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari hasil penelitian pemasangan *inner-helical fin* dengan variasi ketebalan ke dalam pipa bagian dalam penukar panas pipa ganda, Gambar 3 menunjukkan bahwa terjadi peningkatan laju perpindahan panas rata-rata ($Q_{\text{heat exchanger}}$) seiring dengan naiknya variasi debit air panas yakni sebesar 60% untuk ketebalan *inner-helical fin* 1 mm, 62% untuk *inner-helical fin* 2 mm, dan 65% untuk *inner-helical fin* 3 mm dibanding laju perpindahan panas rata-rata tanpa pemasangan *inner-helical fin* (*plain tube*). Terjadinya kenaikan laju perpindahan panas ini diakibatkan oleh akumulasi dari kenaikan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang ditunjukkan pada Gambar 4, pengaruh perubahan temperatur akibat pencampuran fluida yang dapat mempengaruhi properties fluida tersebut (ΔT_{LMTD}) serta pengaruh penambahan luas permukaan perpindahan panas (A_s). Kenaikan laju perpindahan panas ini juga disebabkan oleh gerakan mencampurnya fluida akibat dari terjadinya peningkatan debit air panas dan adanya hambatan (*inner-helical fin*) yang dilalui oleh aliran fluida (air panas) yang menyebabkan turbulensi dapat terjadi pada bilangan Reynolds yang lebih rendah.



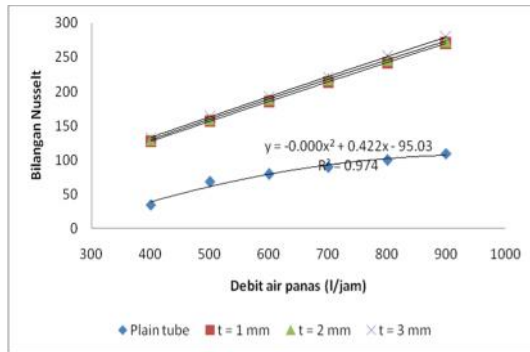
Gambar 3 - Variasi Dibit Air Panas terhadap Laju Perpindahan Panas



Gambar 4 - Variasi Dibit Air Panas terhadap Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

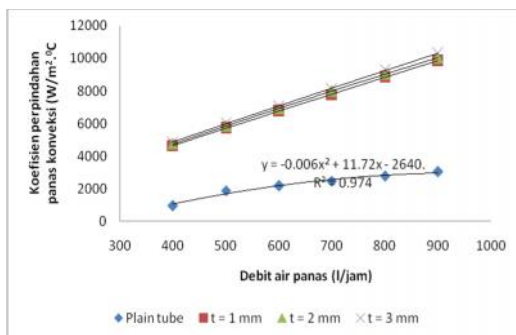
Pemasangan *inner-helical fin* pada pipa dalam (*inner tube*) pada penukar panas pipa ganda akan memperkecil luas bebas aliran yang dilalui fluida dan berdasarkan hukum kontinuitas maka kecepatan aliran akan bertambah pada area yang mengecil. Kecepatan fluida yang meningkat ini akan menyebabkan lapisan batas termal menipis sehingga akan mengganggu ketahanan fluida terhadap meningkatnya gaya geser yang diberikan. Kecepatan aliran fluida yang meningkat juga dapat menimbulkan gerak fluida semakin acak dan saling berinteraksi antara fluida dan dinding pipa yang mengakibatkan menurunnya viskositas fluida. Kecepatan aliran fluida ini akan meningkatkan kontak termal antara dinding pipa dan *inner-helical fin* dengan fluida yang mengalir yang menimbulkan tekanan lokal yang berbeda-beda sehingga mengakibatkan aliran fluida berpusar sepanjang *helical fin*. Gerakan fluida yang berpusar ini akan memperbesar bilangan Nusselt (Gambar 5) dan secara langsung dapat memperbesar koefisien perpindahan

panas konveksi (Gambar 6) serta gradien temperatur (ada pelepasan kalor yang besar ke sekitarnya) akibat dari pergerakan fluida yang memindahkan energinya keluar.



Gambar 5 - Variasi Dibit Air Panas terhadap Bilangan Nusselt

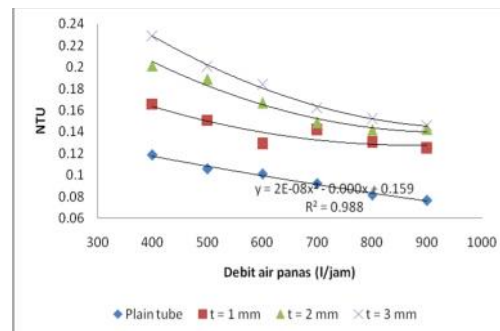
Gambar 5 menunjukkan perbandingan bilangan Nusselt yang dihasilkan oleh penukar panas pipa ganda dengan pemasangan *inner-helical fin* terhadap *plain tube* pada laju volumetrik aliran yang sama. Nampak bahwa bilangan Nusselt dengan pemasangan *inner-helical fin* mengalami kenaikan dari *plain tube* di mana bilangan Nusselt *helical fin* dengan ketebalan 3 mm nilainya lebih besar dari *helical fin* ketebalan 2 mm dan 1 mm ($Nu_{t=1mm} = 148,023\%$; $Nu_{t=2mm} = 152,164\%$; dan $Nu_{t=3mm} = 156,759\%$ dari $Nu_{plain tube}$).



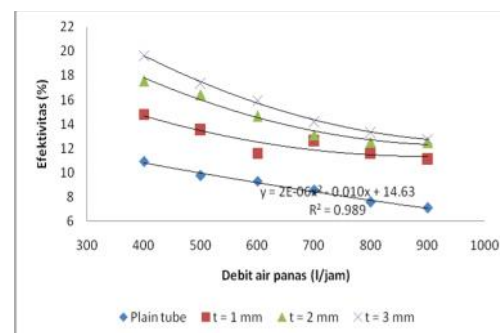
Gambar 6 - Variasi Dibit Air Panas terhadap Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Gambar 7 menggambarkan hubungan antara debit air panas terhadap *number of transfer unit* (NTU) di mana NTU untuk penukar panas yang dipasang *inner-helical fin* secara keseluruhan mengalami peningkatan dibandingkan dengan *plain tube* yang besarnya 46,246% untuk *helical fin*

ketebalan 1 mm, 71,833% untuk *helical fin* ketebalan 2 mm, dan 86,493% untuk *helical fin* ketebalan 3 mm. Peningkatan nilai NTU ini dipengaruhi oleh peningkatan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dan bertambahnya luas permukaan perpindahan panas (A_s). Efektivitas penukar panas juga mengalami peningkatan dengan adanya pemasangan *inner-helical fin* pada pipa dalam penukar panas jika dibandingkan dengan *plain tube* seperti terlihat pada Gambar 8. Besarnya peningkatan efektivitas rata-rata penukar panas dengan pemasangan *helical fin* ketebalan $t = 1$ mm, $t = 2$ mm, dan $t = 3$ mm berturut-turut adalah 41,290%, 62,998%, serta 75,042% dari efektivitas rata-rata tanpa pemasangan *helical fin* (*plain tube*).



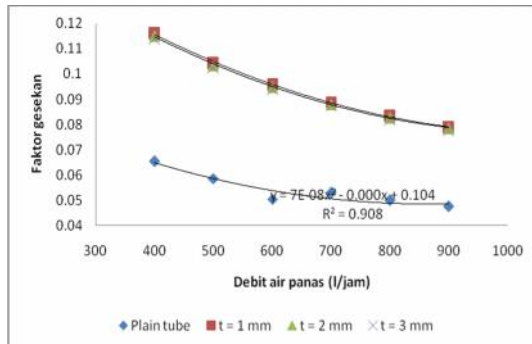
Gambar 7 - Variasi Dibit Air Panas terhadap NTU



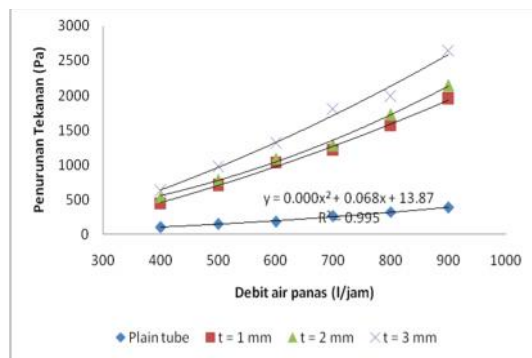
Gambar 8 - Variasi Dibit Air Panas terhadap Efektivitas

Pengaruh variasi ketebalan *inner-helical fin* terhadap faktor gesekan pada debit air panas yang sama dapat ditunjukkan pada Gambar 9, di mana faktor gesekan mengalami penurunan seiring dengan naiknya debit air panas. Sedangkan pengaruh variasi ketebalan *inner-helical fin*

terhadap penurunan tekanan (ΔP) pada debit air yang sama justru sebaliknya mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan laju aliran volumetrik air panas seperti dapat diperlihatkan pada Gambar 10.



Gambar 9 - Variasi Dibit Air Panas terhadap Efektivitas



Gambar 10 - Variasi Dibit aAr Panas terhadap Penurunan Tekanan

Bila dibandingkan, secara keseluruhan faktor gesekan untuk penukar panas yang pipa bagian dalamnya dipasang *inner-helical fin* adalah lebih besar dari *plain tube*. Begitu pula penurunan tekanan, untuk pipa dalam (*inner tube*) dengan pemasangan *inner-helical fin* penurunan tekanan yang terjadi lebih besar dari tanpa pemasangan *inner-helical fin*. Terjadinya peningkatan faktor gesekan dan penurunan tekanan pada penukar panas dengan pemasangan *inner-helical fin* disebabkan karena dengan adanya *inner-helical fin* yang ditempatkan di dalam *inner tube* akan mempersempit ruang aliran yang dilalui fluida dengan demikian kecepatan aliran fluida akan meningkat serta hambatan aliran fluida di dalam saluran pipa pun akan semakin besar maka dengan sendirinya

gesekan antar fluida dengan dinding pipa dan *helical fin* itu sendiri juga akan bertambah besar.

Penurunan faktor gesekan dan naiknya penurunan tekanan pada variasi kenaikan debit air panas ini sesuai dengan pers. (7) di mana jika kecepatan meningkat maka faktor gesekan akan menurun secara parabolik begitu juga penurunan tekanan akan meningkat juga secara parabolik karena penurunan tekanan merupakan fungsi dari kecepatan dipangkatkan dua. Faktor gesekan mengalami peningkatan rata-rata 74,047% untuk *inner-helical fin* ketebalan $t = 1$ mm, 72,685% untuk ketebalan $t = 2$ mm, dan 71,205% untuk ketebalan $t = 3$ mm dari *plain tube*. Sedangkan besarnya peningkatan rata-rata penurunan tekanan untuk *inner-helical fin* ketebalan $t = 1$ mm adalah 389,179%; ketebalan $t = 2$ mm adalah 434,379%, dan ketebalan $t = 3$ mm adalah 560,992% dari *plain tube*.

KESIMPULAN

Kesimpulan

Dari penelitian variasi ketebalan *inner-helical fin* ($t = 1$ mm, $t = 2$ mm, dan $t = 3$ mm) terhadap laju perpindahan panas dan faktor gesekan diperoleh:

1. Secara keseluruhan laju perpindahan panas di semua variasi ketebalan *inner-helical fin* mengalami peningkatan dibandingkan dengan *plain tube*. Untuk *inner-helical fin* dengan ketebalan $t = 3$ mm, laju perpindahan panas dan bilangan Nusselt rata-rata mengalami peningkatan berturut-turut sebesar 148,023%, 152,164 dan 156,759% dari *plain tube* pada laju aliran volumetrik air panas yang sama 900 l/jam.
2. Pada debit yang sama (900 l/jam) faktor gesekan juga mengalami peningkatan. Untuk *inner-helical fin* dengan ketebalan $t = 3$ mm faktor gesekan mengalami peningkatan rata-rata 63% dari *plain tube* tepatnya pada $f = 0,093$.

Saran

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk aliran air panas dan air dingin

- dalam arah yang sama (*parallel flow*) pada penukar panas pipa ganda.
2. Dapat dilakukan penelitian lebih lanjut dengan menggunakan fluida yang berbeda (selain air).

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bejan, Adrian & Kraus, Allan D., 2003, *Heat Transfer Handbook*, John Wiley and Sons, Inc., New Jersey.
- [2] Cengel, Yunus A., 2002, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2nd edition, McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- [3] Eiamsa-ard, Smith. Thianpong, C. Promvonge, P. ,2006, *Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Friction in a Circular Tube Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Element*, International Communications in Heat and Mass Transfer 33: 1225-1233.
- [4] Eiamsa-ard, Smith. & Promvonge, P. ,2007, *Heat Transfer Characteristic in a Tube Fitted with Helical Screw-Tape with/without Core-Rod Inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer 34: 176-185.
- [5] Eiamsa-ard, Smith. Pethkool, Somsak. Thianpong, Chinaruk. & Promvonge, P. ,2008, *Turbulent Flow Heat Transfers and Pressure Loss in a Double Pipe Heat Exchanger with Louvered Strip Inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer 35: 120-129.
- [6] Eiamsa-ard, Smith. Thianpong, C. Eiamsa-ard, P. Promvonge, P., 2010, *Thermal Characteristic in a Heat Exchanger Tube Fitted with Dual Twisted Tape Element in Tandem*, International Communications in Heat and Mass Transfer 37: 39-46.
- [7] Holman, J.P., 1988, *Perpindahan Kalor*, Edisi keenam. Terjemahan Ir. E. Jasfi, M.Sc., Erlangga, Jakarta.
- [8] Kreith, F. ,1997, *Prinsip Prinsip Perpindahan Panas*, Edisi ketiga. Terjemahan Arko Prijono, M.Sc., Erlangga, Jakarta.
- [9] Munson, Bruce R. & Young Donald F. 2002. *Fundamental of Fluid Mechanics*, 4nd edition. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [10] Murugesan, P, 2009, *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic of Turbulent Flow in a Tube Fitted with Trapezoidal-Cut Twisted Tape Insert*, International Journal of Academic Research. 1 (1): 123-128.
- [11] Olson, R. M. & Wright, S. J. ,1993, *Dasar Dasar Mekanika Fluida Teknik*, Edisi kelima. Terjemahan Alex Tri Kantjono Widodo, Gramedia Pustaka Utama., Jakarta.
- [12] Reynolds, William C. & Perkins Henry C. , 1991, *Termodinamika Teknik*, Edisi kedua. Terjemahan Filino Harahap, Erlangga Jakarta.