

KARAKTERISTIK HIDRAULIK ALIRAN DUA FASA PADA PIPA KAPILER

Basri¹

¹Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Tadulako

Abstrak

Penelitian ini bertujuan (1) Mendapatkan karakteristik hydraulic, yaitu koefisien gesek dalam hubungannya dengan bilangan Reynolds aliran dua fasa pada pipa kapiler, (2) Hubungan antara koefisien gesek dengan bilangan Reynolds untuk aliran dua fasa pada pipa kapiler. Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Teknik Pendingin Universitas Tadulako. Metode pengujian yang digunakan dalam penelitian adalah pengujian secara eksperimen. Pengambilan data dilakukan dengan mengambil sejumlah data pengujian langsung pada alat uji. Data dianalisis secara teoritis berdasarkan data pengujian eksperimen. Hasil penelitian ini, yaitu bahwa hubungan antara koefisien gesek dengan bilangan Reynolds untuk aliran dua fasa pada pipa kapiler adalah $\hat{f}_m = 10.84 Re_m^{-0.86}$.

Kata kunci : *Koefisien Gesek*

I. LATAR BELAKANG

Salah satu bahan teknik yang berbentuk saluran yang mendapat perhatian dewasa ini adalah saluran yang berdiameter mikro. Hal ini disebabkan karena semakin sempitnya lahan yang dapat digunakan, jadi alat-alat yang diproduksi diusahakan mempunyai dimensi yang kecil tapi mempunyai kemampuan yang sama dengan alat-alat yang berdimensi besar.

Pengujian tentang saluran yang berdiameter mikro telah banyak dilakukan, terutama untuk aliran satu fasa. Seperti yang dilakukan oleh Mala dan Li [5] yang melakukan eksperimen untuk mengetahui karakteristik pipa yang diameter antara 50 μm sampai 250 μm dengan mengalirkan air kedalam pipa tersebut. Hasil dari eksperimen tersebut adalah bahwa aliran transisi terjadi ada bilangan Reynolds antara 300 sampai 900, sedang aliran turbulen penuh terjadi pada bilangan Reynold 1000 sampai 1500. Xu et al [6] melakukan eksperimen dengan mengalirkan air pada saluran mikro yang berdiameter hidrolis antara 50 μm sampai 300 μm dengan bilangan Reynolds antara 50 sampai 1500. Hasil dari eksperimen ini adalah bahwa tidak terjadi aliran transisi pada bilangan Reynolds antara 50 sampai 1500, dan untuk saluran yang berdiameter hidrolis 100 μm keatas factor geseknya sama dengan teori yang dikemukakan oleh Hagen–Poiseuille.

Untuk melengkapi pengujian-pengujian di atas, maka perlu dilakukan pengujian karakteristik hidraulik aliran dua fasa, yaitu cair dan uap pada pipa kapiler. Selain itu mempelajari aliran dua fasa sangat penting untuk perpindahan kalor dan mekanisme aliran. Dengan tujuan untuk menggambarkan daya guna atau prestasi seperti penurunan tekanan, fraksi hampa, koefisien perpindahan panas dan massa [7].

II. RUMUSAN MASALAH

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan di atas, maka pengujian ini dititikberatkan pada masalah:

1. Bagaimana mendapatkan karakteristik hidraulik, yaitu koefisien gesek aliran dua fasa pada pipa kapiler.
2. Bagaimana mendapatkan hubungan antara koefisien gesek dengan bilangan Reynolds untuk aliran dua fasa pada pipa kapiler.

III. TUJUAN

Tujuan dari pengujian ini adalah mendapatkan :

1. Karakteristik hidraulik, yaitu koefisien gesek aliran dua fasa pada pipa kapiler.
2. Hubungan antara koefisien gesek dengan bilangan Reynolds untuk aliran dua fasa pada pipa kapiler.

IV. TEORI DASAR

IV.1 Sifat – Sifat Fisik Fluida

1. Viskositas

Fluida adalah zat yang berubah bentuk secara kontinu (terus – menerus) jika terkena tegangan geser, betapapun kecilnya tegangan geser itu. Tegangan geser adalah gaya geser dibagi dengan luas permukaan tempat bekerjanya gaya geser tersebut. Gaya geser adalah komponen gaya yang menyinggung permukaan.

Diantara semua sifat – sifat fluida, viskositas memerlukan perhatian yang terbesar dalam mempelajari aliran fluida. Viskositas adalah sifat fluida yang mendasari diberikannya tahanan terhadap tegangan geser oleh fluida tersebut. Besar kecilnya viskositas fluida tergantung pada suhu fluida tersebut. Untuk fluida cair, makin tinggi suhunya, maka viskositasnya makin kecil, sedang untuk fluida gas, makin tinggi suhunya, maka viskositasnya makin besar. Viskositas fluida dibedakan atas 2 macam yaitu :

- a. Viskositas mutlak atau viskositas dinamik dengan simbol μ dan satuannya adalah $\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$.
- b. Viskositas kinematik dengan simbol ν dan satuannya adalah $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$. Viskositas kinematik biasa juga disebut difusivitas momentum karena merupakan ukuran laju perpindahan momentum antara molekul-molekul fluida.[11]

2. Densitas

Densitas atau biasa juga disebut dengan kerapatan suatu fluida didefinisikan sebagai massanya per satuan volume. Simbol dari densitas adalah ρ dengan satuan $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. [11]

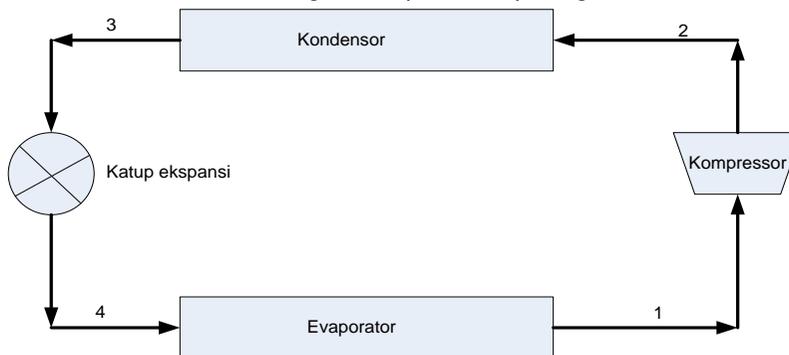
IV.2 Penurunan Tekanan pada Pipa

Berdasarkan hasil pengujian dari HGL. Hagen (1839), penurunan tekanan berubah secara linier dengan kecepatan (v) sampai kira-kira 0,33 m/s.

Namun di atas sekitar 0,66 m/s penurunan tekanan hampir sebanding dengan kuadrat kecepatan ($\Delta P \propto v^{1.75}$) [15].

IV.3 Mesin Refrigerasi

Mesin refrigerasi adalah mesin yang mempunyai fungsi utama untuk mendinginkan zat sehingga temperaturnya lebih rendah dari temperature lingkungan. Komponen utama dari mesin refrigerasi, yaitu compressor, kondensor, alat ekspansi, evaporator dan refrigerant sebagai fluida kerja. Skema sederhana dari mesin refrigerasi dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 1. Komponen utama dari mesin refrigerasi

Untuk menganalisis mesin refrigerasi, maka yang perlu diperhatikan adalah sifat – sifat dari fluida kerjanya, seperti :

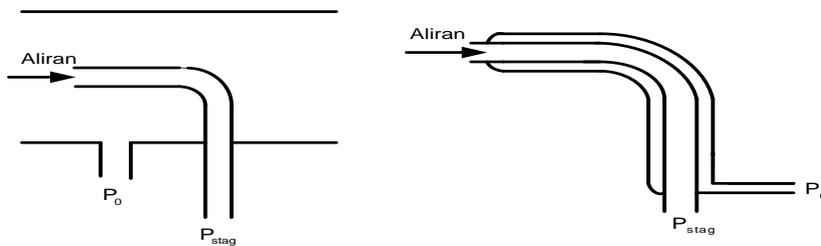
1. Suhu, yaitu menyatakan keadaan termal dari suatu bahan dan kemampuannya untuk bertukar energy dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya.
2. Tekanan, yaitu gaya normal (tegak lurus) yang diberikan oleh suatu fluida per satuan luas benda yang terkena gaya tersebut.
3. Kalor spesifik, yaitu jumlah energy yang diperlukan suatu bahan untuk menaikkan suhu satu satuan massa bahan tersebut sebesar 1 K.
4. Volume spesifik, yaitu volume yang diisi satu satuan massa [9].

Mesin refrigerasi yang berukuran kecil atau mesin refrigerasi dengan kapasitas 10 kW ke bawah pada umumnya menggunakan alat ekspansi pipa kapiler. Pipa kapiler umumnya mempunyai panjang 1 sampai 6 meter dengan diameter dalam 0,5 mm sampai 2 mm. Cairan refrigerant memasuki pipa kapiler dan mengalir hingga tekanannya berkurang disebabkan oleh gesekan dan percepatan refrigerant. Sejumlah cairan refrigerant berubah menjadi uap ketika mengalir pada pipa kapiler ini. Perubahan fase ini terjadi akibat adanya penurunan tekanan dan temperatur pada fluida sementara entalpinya tidak turun, bahkan cenderung bertambah karena terjadinya perpindahan kalor dari lingkungan ke fluida sebab temperatur lingkungan lebih tinggi dari pada temperatur fluida. Keuntungan menggunakan pipa kapiler adalah bahwa pipa kapiler mempunyai bentuk yang sederhana, tidak ada bagian-bagian yang bergerak dan tidak mahal serta pipa kapiler juga memungkinkan tekanan dalam sistim merata selama sistim tidak bekerja sehingga motor penggerak

kompressor mempunyai momen gaya awal yang kecil. Sedang kerugian jika menggunakan pipa kapiler adalah bahwa pipa kapiler tidak dapat diatur terhadap beban yang berubah-ubah, mudah terganggu oleh adanya penyumbatan dan memerlukan pengisian refrigeran berada dekat batas. Persamaan dasar yang digunakan untuk pemilihan pipa kapiler adalah sebagai berikut :

1. Kecepatan aliran refrigeran dalam pipa kapiler

Untuk mendapatkan kecepatan aliran mesin refrigerasi maka terlebih dahulu diukur tekanan stagnasi dan tekanan statiknya. Tekanan statik atau tekanan termodinamika pada persamaan Bernoulli adalah tekanan fluida yang diukur oleh alat yang bergerak bersama dengan fluida. Kondisi ini sangat sulit diwujudkan. Namun dengan kenyataan bahwa tidak ada variasi tekanan pada arah penampang tegak lurus aliran, maka tekanan statik dapat diukur dengan membuat lubang kecil pada dinding aliran sedemikian rupa sehingga sumbuinya tegak lurus dinding aliran (wall pressure tap). Cara lain adalah dengan memasang probe atau tabung pitot pada aliran fluida jauh dari dinding aliran seperti ditunjukkan gambar dibawah ini.



Gambar 2. Wall pressure tap dan tabung pitot

Pengukuran tekanan statis dilakukan oleh lubang kecil dibagian bawah dinding tabung. Tekanan Stagnasi adalah tekanan fluida yang diukur pada aliran fluida yang diperlambat sampai diam, $v = 0$ dengan kondisi aliran tanpa gesekan. Pengukuran tekanan stagnasi pada tabung pitot diukur oleh lubang kecil di mulut tabung yang akan tepat tegak lurus terhadap garis arus dari aliran. Untuk aliran tak mampu mampat dapat diterapkan persamaan Bernoulli pada kondisi tanpa perubahan ketinggian. Jika P_0 adalah tekanan statik pada penampang dengan kecepatan fluida adalah v dan P_{stag} adalah tekanan stagnasi dimana kecepatan stagnasi aliran fluida $v_{stag} = 0$, maka dapat dihitung :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} = C \tag{1}$$

$$\frac{P_{stag}}{\rho} + \frac{v_{stag}^2}{2} = \frac{P_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} \text{ atau } P_{stag} = P_0 + \rho \frac{v_0^2}{2} \tag{2}$$

Suku kedua, $\rho \frac{v_0^2}{2}$ adalah tekanan dinamik yaitu tekanan akibat kecepatan fluida, yakni selisih antara tekanan stagnasi dengan tekanan statis. Dari persamaan 16, maka kecepatan aliran refrigerant adalah :

$$v_0 = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{stag} - P_0)} \quad 3)$$

2. Laju aliran refrigerant (\dot{m}) diperoleh menggunakan persamaan :

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v_0 \quad 4)$$

Dimana :

A = Luas penampang dimana tabung pitot ditempatkan (m^2)

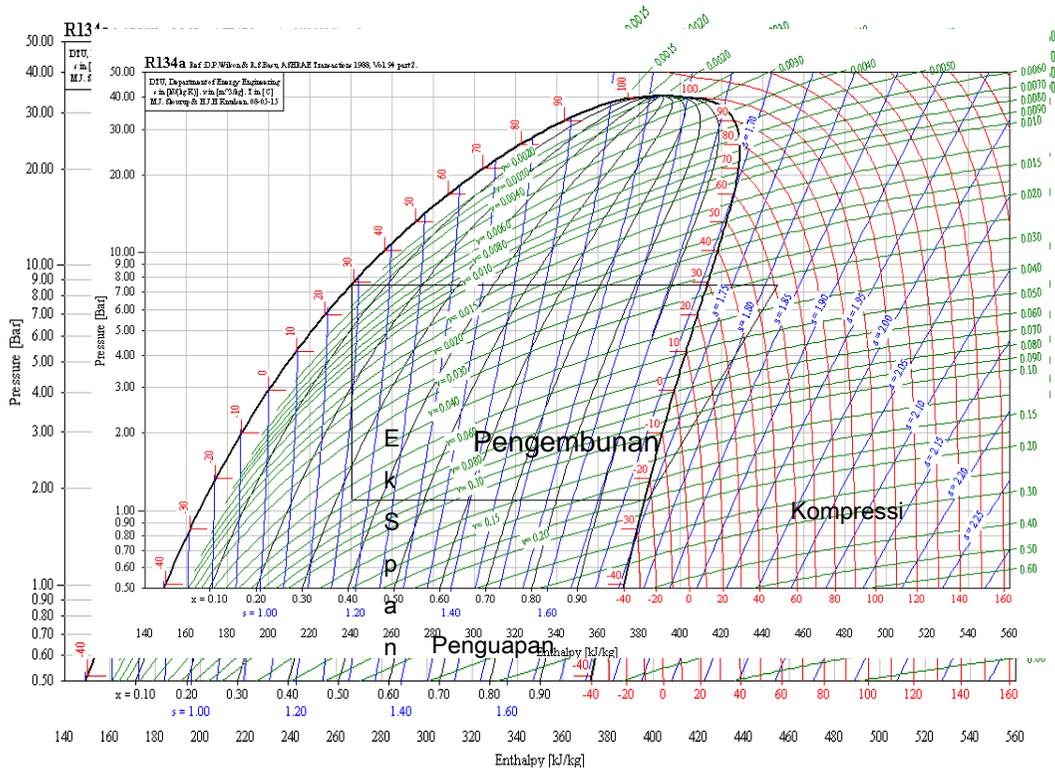
3. Kecepatan rata – rata refrigerant pada pipa kapiler (v_m) diperoleh dengan persamaan :

$$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{cm} \cdot A} \quad 5)$$

Dimana :

A = Luas penampang pipa kapiler (m^2)

Cara kerja mesin refrigerasi yang ideal dapat digambarkan dengan diagram P – H, yaitu :



Gambar 3. Diagram P – H

V. METODE PENELITIAN

Eksperimen ini bertujuan untuk mendapatkan karakteristik hidraulik aliran dua fasa pada pipa kapiler. Karakteristik hidraulik digambarkan oleh karakteristik koefisien gesek. Untuk

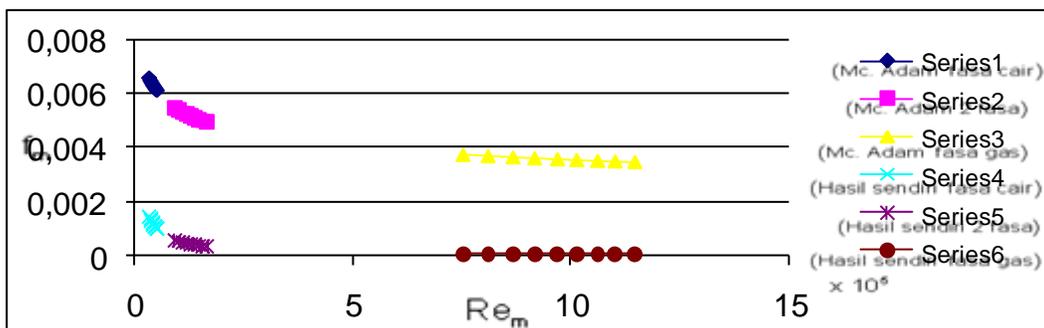
mendapatkan variasi parameter – parameter tersebut di atas dilakukan dengan jalan merubah laju aliran massa refrigerant dengan cara mengatur bukaan katup.

Pengambilan data pada pengujian ini dilakukan dengan dua cara, yaitu mengambil data secara langsung dan tidak langsung. Pengambilan data secara langsung, yaitu semua variable diukur langsung saat melakukan pengujian. Tahap–tahap yang dilakukan dalam melakukan pengujian adalah sebagai berikut :

1. Pasang alat pengukur tekanan stagnasi dan statis pada alat uji.
2. Pasang manometer pada alat pengukur tekanan stagnasi dan statis.
3. Pasang pengukur temperatur (T_{stag}) dan tekanan (P_{stag}) pada tempat alat pengukur tekanan stagnasi dan statis dipasang
4. Alat uji dipasang pengukur tekanan dan temperature pada titik 1, 2, 3 dan 4 ($P_1, T_1, P_2, T_2, P_3, T_3$ dan P_4, T_4)
5. Pasang alat pengukur temperatur (T_{heater}) pada permukaan heater.
6. Pasang heater pada pipa kapiler kemudian isolasi.
7. Sambungkan heater dengan pengatur tegangan.
8. Pasang pengukur temperatur pada permukaan isolasi bagian luar ($T_{iso\ bgn\ luar}$) dan isolasi bagian dalam ($T_{iso\ bgn\ dalam}$).
9. Alat uji dijalankan sampai aliran refrigerannya stabil
10. Catat tekanan dan temperature yang ditunjukkan oleh pengukur tekanan dan temperature.
11. Catat selisih tekanan stagnasi dan statisnya (ΔH).
12. Atur laju aliran refrigerant dan lakukan prosedur pengujian 10, 11.

VI. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada pengujian ini diperoleh hasil hubungan antara koefisien gesek rata – rata (f_m) dengan bilangan Reynolds rata – rata (Re_m) pada pipa kapiler dalam bentuk grafik dibawah ini.



Gambar 4 . Hubungan antara koefisien gesek (f_m) dengan bilangan Reynolds (Re_m)

Pada grafik di atas diperlihatkan 6 series. Series 1 sampai series 3 merupakan hasil dari Mc. Adam dengan persamaan $\hat{f}_m = 0,044 Re_m^{0,1818}$, dimana series 1 merupakan aliran yang diasumsi berupa cairan, series 2 merupakan aliran 2 fasa dan series 3 merupakan aliran yang diasumsi

berupa gas. Series 4 sampai series 6 merupakan hasil sendiri yang diperoleh dengan cara statistik dimana persamaan yang diperoleh, yaitu $\hat{f}_m = 10.84 \cdot Re_m^{-0.86}$ dan koefisien korelasi (R^2) adalah 0.995, dimana series 4 merupakan aliran yang diasumsi berupa cairan, series 5 merupakan aliran 2 fasa dan series 6 merupakan aliran yang diasumsi berupa gas.

Dari gambar 4 diatas terlihat bahwa makin besar bilangan Reynolds rata-rata, maka koefisien gesek rata-ratanya makin kecil. Hal yang menyebabkan ini terjadi adalah jika bilangan Reynolds rata-rata makin besar, maka suhu refrigerant juga bertambah. Perubahan suhu ini terjadi karena jika bilangan reynolds rata-rata bertambah berarti kecepatan aliran fluidanya juga bertambah yang menyebabkan laju perpindahan momentum molekulernya bertambah, sehingga pencampuran antara refrigerant panas dengan refrigeran dingin makin cepat. Semakin cepatnya pencampuran inilah yang menyebabkan suhu refrigerant bertambah. Dari tabel hasil perhitungan dapat dilihat bahwa untuk perubahan kecepatan rata-rata refrigerant dari $32.79 \frac{m}{s}$ menjadi $35.615 \frac{m}{s}$, maka perubahan suhu refrigerant saat masuk pipa kapiler adalah dari $24.82 \text{ }^\circ\text{C}$ menjadi $26.19 \text{ }^\circ\text{C}$. Berdasarkan [11] menyatakan bahwa sifat fisik fluida yang menyebabkan tahanan fluida terhadap tegangan geser adalah viskositas, dimana nilainya sangat tergantung pada suhu fluida. Untuk fluida cair, maka makin besar viskositasnya makin besar pula tahanannya, demikian pula sebaliknya makin kecil viskositasnya makin kecil pula tahanannya.

Dari gambar 4 di atas juga terlihat bahwa fasa cair lebih besar koefisien gesek rata – ratanya dari pada fasa campuran, sedang fasa campuran lebih besar koefisien gesek rata - ratanya dari pada fasa gas. Hal ini terjadi karena fasa cair lebih besar viskositasnya dari pada fasa campuran, sedang fasa campuran lebih besar viskositasnya dari fasa gas. Dari software coolpack diperoleh untuk temperatur $11.8 \text{ }^\circ\text{C}$, maka viskositas untuk fasa cair adalah $23.53 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}$, sedang viskositas untuk fasa gas adalah $1.19 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}$ dan dari hasil perhitungan untuk dua fasa diperoleh viskositasnya adalah $8.36 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}$

Untuk bilangan Reynolds yang sama, maka fenomena kecendrungan garis koefisien gesek rata – rata untuk hasil sendiri sama dengan kecendrungan garis koefisien gesek rata – rata penelitian yang dilakukan oleh Mc Adam. Adanya perbedaan karena obyek penelitian yang berbeda, yaitu untuk penelitian sendiri obyeknya adalah aliran dua fasa sedang Mc. Adam obyeknya adalah aliran satu fasa.

VII. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian diatas, maka dapat ditarik kesimpulan, yaitu :

1. Makin besar bilangan Reynolds rata – rata, maka koefisien gesek rata – ratanya makin kecil.
2. Hubungan antara bilangan Reynolds rata – rata dengan Koefisien gesek rata – rata, yaitu

$$\hat{f}_m = 10.84 \cdot Re_m^{-0.86}$$

VIII. DAFTAR PUSTAKA

1. Bruce R. Munson, Donald F. Toung, Theodore H. Okiishi, Diterjemahkan Harinaldi., Budiarmo., 2003, *Mekanika fluida*, Penerbit Erlangga.
2. Ekadewi A., H., Agus Lukito, 2002, *Analisis Pengaruh Pipa Kapiler yang Dililitkan pada Line Suction Terhadap Performansi Mesin Pendingin*, <http://puslit.petra.ac.id/journal/mechanical/>, vol. 4, Oktober 94 – 98.
3. Z.X.Li, D.X., Du, Z.Y. Guo, 2000, *Experimental study on flow characteristics of liquid in circular microtubes*, *Proc. Of the Int. Conference of Heat Transfer and Transport Phenomena in microscale*, Banff, Canada, October 15 – 20.
4. Gh.M.Mala, D.Q.Li, 1999, *Flow characteristics in microtubes*, *int.J.*, Heat Fluid Flow 20, 142–148
5. B.Xu, K.T.Ooi, N.T. Wong, C.Y. Liu, W.K. Choi, 1999, *Liquid flow in microchannel*, *Proc. Of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, San Diego, California, March 15–19.
6. N.Henry. Ir. MT., 1998, *Aliran Dua Fasa (Cair – Gas)*, FTI Universitas Bung Hatta Padang.
7. Warren M.R.; James P.H.; Young I.C.; 1998; *Handbook of Heat Transfer; Third edition; MCGRAW_HILL*
8. X.F. Peng, G.P. Peterson, 1996, *Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures*, *Int. J. Heat Mass Transfer* 39(12), 2599 – 2608
9. Frank P. Incropera, David P. Dewitt, 1996, *Introduction to Heat Transfer, third edition*, John Wiley & Sons, New York . Chichester . Brisbane . Toronto . Singapore
10. Victor L.S.; E. Benjamin W.; diterjemahkan Arko Priyono; 1996; *Mekanika Fluida jilid I*; edisi delapan; Penerbit Erlangga, Jakarta
11. D.Yu, R.Warrington, R.Barron, T.Ameel, 1995, *An experimental and theoretical investigation of fluid flow and heat transfer in microtubes*, in : ASME/JSME Thermal Engineering Conference, vol. 1, ASME.
12. Monji. H., Matsui, G. and Saito, T., 1995, *Pressure Drop Reduction of Liquid – Particles Two Phase Flow with Nearly Equal Density*, *Proceeding of the 2th Interational Conf on Multiphase Flow*, Kyoto, Japan.
13. X.F. Peng, B.X. Wang, 1993, *Forced Convection and fluid flow boiling heat transfer for liquid flowing microchannels*, *Int.J.*, Heat Transfer 36(14), 3421 – 3427
14. Stoecker, W., Jones., 1992, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, edisi kedua*, penerbit Erlangga, Jakarta
15. Raldi Artono Koestoer. DR. Ir., Sasanti Proborini., 1992, *Aliran Dua Fase dan Fluks Kalor Kritis*, PT. Pradnya Paramita
16. Watanabe, K., 1991, *Hydraulic and Pneumatic Conveyances of solid Particles by a Spiral Tube*, The fourth Korea – Japan Powder Tecnology Seminar, pp. 117 – 124

17. Frank K.; Diterjemahkan Arko Prijono; 1986; *Prinsip – Prinsip Perpindahan Panas; Edisi ketiga; Penerbit Erlangga, Jakarta*
18. Philip M.G.; Richard J.G.; John I.H.; 1985; *Fundamentals of Fluid Mechanics; Second edition; Addison Wesley Publising Company*