

Studi Eksperimental Pengaruh Bilangan Reynolds pada Keefektifan dan Koefisien Tekanan Penukar Panas Berkas Pipa Eliptik Susunan Berseling

Budi Utomo Kukuh Widodo^{1)*}, Samsul Kamal²⁾, Suhanan³⁾, I Made Suardjaja⁴⁾

¹⁾Kandidat Doktor Teknik Mesin FT UGM
Jl. Grafika No. 2 Kampus UGM, Yogyakarta 55281
Email: buditem@mail.ugm.ac.id, buditem@me.its.ac.id
^{2, 3, 4)}Jurusan Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik UGM

Abstrak

Telah dilakukan studi eksperimental pada berkas tabung eliptik dengan diameter ekuivalen 0.75 inci dan *aspect ratio* (AR)= 2. Berkas tabung disusun secara berseling dengan konfigurasi 4-3-4 dan *pitch lateral* (S_L) = 1.5 X sumbu major. Sementara itu *pitch transversal* (S_T) divariasikan 1.5 dan 2 X sumbu minor. Pengujian dilakukan dalam terowongan angin subsonik dengan kecepatan angin 1 m/s - 12.6 m/s yang menghasilkan bilangan Reynolds $Re_B = 346 - 6904$ dan suhu operasi 49 °C, 59 °C dan 69 °C. Tujuh tabung disisipi pemanas elektrik yang menghasilkan uniform heat flux 3718 W/m² - 3751 W/m². Diperoleh hasil bahwa keefektifan penukar panas (Q/P) bervariasi dari 3799 hingga 15, menurun secara eksponensial pada bilangan Reynolds rendah dan cenderung asimtotik pada bilangan Reynolds diatas 1000. Sementara itu harga koefisien tekanan ($\Delta p/0.5\rho V^2$) dengan harga 3.4 - 10 menurun secara kontinu pada bilangan Reynolds rendah dan asimtotik pada harga bilangan Reynolds yang tinggi. Secara umum berkas dengan S_T yang lebih kecil mempunyai keefektifan yang lebih besar dan rentang koefisien tekanan yang lebih lebar. Perubahan suhu operasi praktis tidak berpengaruh terhadap Keefektifan dan Koefisien Tekanan pada bilangan Reynolds yang tinggi.

Kata kunci: berkas tabung eliptik berseling, keefektifan, koefisien tekanan

Abstract

Experimental studies have been conducted on the elliptic tube bundle with a diameter equivalent to 0.75 inches and the aspect ratio (AR) = 2. Tube bundle arranged alternate with 4-3-4 configuration and pitch lateral (SL) = 1.5 X axis major axis. Meanwhile pitch transverse (ST) varied 1.5 and 2 X minor axis. The Testing was carried out in a subsonic wind tunnel with wind speeds of 1 m / s - 12.6 m / s resulting Reynolds number $Re_B = 346-6904$ and operating temperature 49 oC, 59 oC and 69 oC. Seven tubes inserted an electric heater produces uniform heat flux 3718 W/m² - 3751 W/m². The results show that the effectiveness of the heat exchanger (Q / P) varied from 3799 to 15, decreases exponentially at low Reynolds number and tends to asymptotic at Reynolds number above 1000. Meanwhile, the value pressure coefficient ($\Delta p/0.5\rho V^2$) with value 3.4-10 decreased continuously at low Reynolds numbers and asymptotic at high Reynolds number. In general, a bundle with a smaller S_T has greater effectiveness and the pressure coefficient ranges is wider. Changes in operating temperature consequently no effect on the effectiveness and the pressure coefficient at high Reynolds number.

Key words: Section having an alternate elliptical tube, the effectiveness, pressure coefficient

1. PENDAHULUAN

Penukar panas merupakan pesawat yang banyak dipakai dalam industri proses dan sistem energi termal. Salah satu jenis penukar panas yang mempunyai karakteristik luas permukaan perpindahan panas yang sangat besar dibandingkan dengan volumenya (*area to volume ratio*) adalah penukar panas jenis kompak (*Compact heat exchanger*). Sesuai dengan sifat yang dimilikinya, fluida gas mengalir dengan keadaan aliran (biasanya) laminar pada sisi luar tabung yang berdiameter hidraulik ≤ 5 mm, sementara fluida cair mengalir dalam tabung. Peningkatan luas permukaan perpindahan panas dilakukan dengan melekatkan sirip, yang pada umumnya pelat kontinu, pada sisi luar tabung. Penampang lintang tabung yang umum dipergunakan adalah sirkular dengan diameter antara 0.375 inci hingga 0.75 inci sesuai dengan ketersediaan tabung di pasar. Penampang lintang tabung yang lain seperti elips, bujur sangkar, persegi panjang dan lentikular atau profil aerodinamik sangat jarang dipergunakan.

Berdasarkan konfigurasi itu, maka koefisien penukar panas sisi luar tabung (sisi gas) cukup rendah dengan penurunan tekanan yang cukup bermakna. Dengan demikian keefektifan penukar panas kompak sangat dipengaruhi oleh nilai koefisien perpindahan panas sisi gas. Peningkatan koefisien perpindahan panas sisi gas dapat dilakukan dengan dua cara yaitu meningkatkan kecepatan aliran gas, dan melakukan perbaikan pada aspek geometri permukaan tabung. Peningkatan kecepatan aliran gas akan berakibat langsung pada peningkatan daya fan yang diperlukan untuk mengalirkannya, sementara perbaikan aspek geometri dapat dilakukan dengan mengubah penampang lintang tabung dan jarak antar tabung.

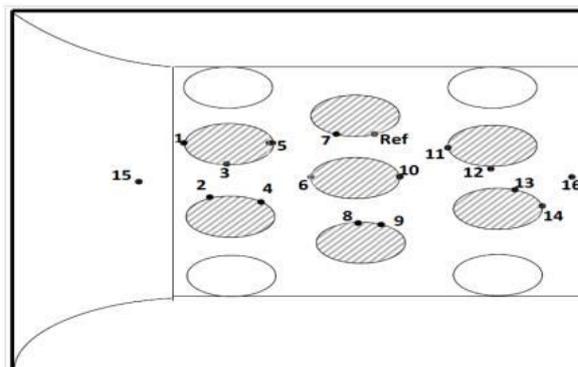
Banyak sudah penelitian yang membahas perpindahan panas konveksi antara fluida dengan permukaan tabung eliptik, terutama pada 25 tahun terakhir. Penelitian pada tabung eliptik tunggal, menghasilkan harga bilangan Nusselt (Nu) terbaik pada *aspect ratio* (AR) = 2 - 2.50. Penambahan *aspect ratio* selanjutnya tidak

* Penulis korespondensi, phone: 0274-513665, Fax: 0274-589659
buditem@mail.ugm.ac.id, buditem@me.its.ac.id

menunjukkan peningkatan bilangan Nusselt secara bermakna dan sudah berperilaku sebagai pelat datar[1]. Sejumlah penelitian tentang perpindahan panas melintas berkas tabung melaporkan bahwa susunan berkas tabung berseling memberikan bilangan Nusselt merata yang lebih besar bila dibandingkan dengan susunan berkas tabung sebaris [2,3]. Fenomena ini terjadi pada semua variasi *pitch ratio* dan bilangan Reynolds [4,5]. Beberapa studi numerik mengindikasikan sejumlah keistimewaan pemakaian tabung berpenampang eliptik dengan *inverse aspect ratio* 0.3, 0.4, 0.5, 0.6 dan 0.75 dari pada tabung yang berpenampang sirkular [6,7]. Harga koefisien tekanan tabung eliptik lebih kecil pada titik stagnasi di bagian hulu ($\alpha \approx 0^\circ$) hingga $\alpha \approx 60^\circ$ daripada tabung sirkular [1,3].

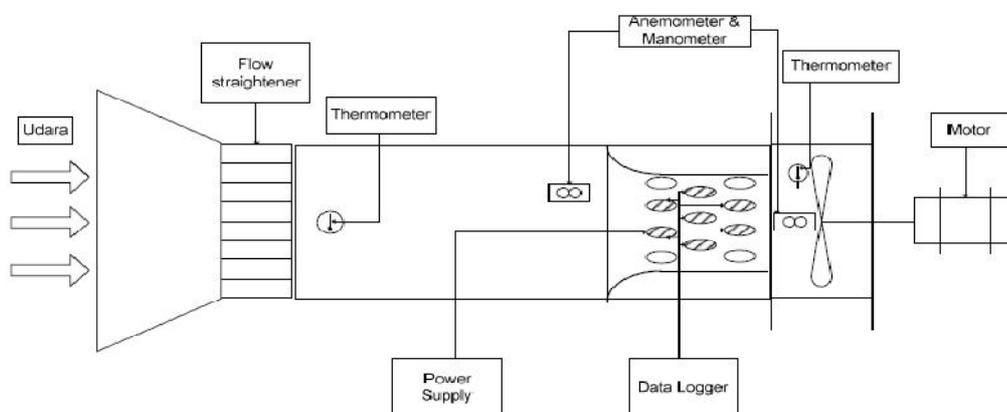
2. METODE

Eksperimen dilakukan pada model uji berupa 11 buah tabung eliptik tersusun berseling. Pemanas listrik dipasang pada tujuh tabung (bersisir) dengan konfigurasi: dua tabung di kolom pertama (baris kedua dan ketiga), tiga tabung di kolom kedua dan dua tabung baris dua dan tiga di kolom ketiga. Satu pengatur daya dipasang pada *power supply* untuk mengatur catu daya listrik yang dialirkan kedalam pemanas listrik. Laju daya listrik ini akan dibatasi oleh termostat (Autonics TZN4S-14R) yang akan mempertahankan suhu permukaan tabung rujukan pada harga 322, 332, dan 342 K. Suhu permukaan tabung diukur pada 14 titik ukur (simpul) dan suhu udara masuk (simpul 15) dan keluar (simpul 16) diukur secara serempak dan disimpan dalam *data logger* Advantech Adam-4018 Data Acquisition Modules. Simpul 1, 6 dan 11 mewakili suhu titik stagnasi, sementara simpul 3, 8 dan 12 mewakili suhu permukaan tabung di celah tersempit dan tiga simpul terakhir (4, 10 dan 14) mewakili suhu permukaan tabung didaerah *wake*. Lima simpul lainnya (2, 5, 7, 9 dan 13) dipergunakan sebagai pembanding dan pembuatan medan suhu dalam berkas tabung.



Gambar 1. Simpul pada berkas tabung dan seksi uji

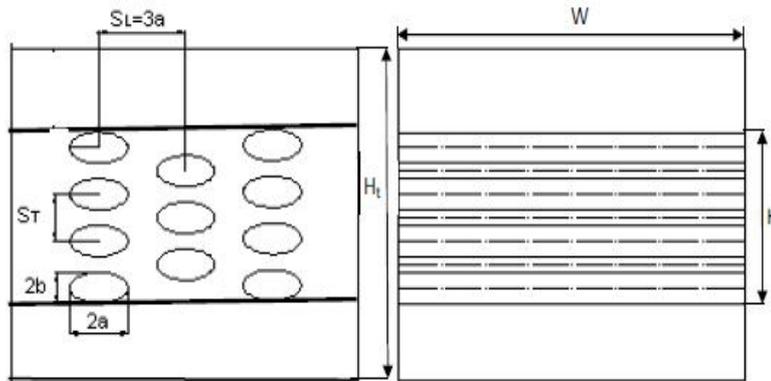
Model uji berkas tabung eliptik kemudian dimasukkan kedalam terowongan angin subsonik (Armfield) dengan sumbu tabung mendatar dan arah aliran udara melintang terhadap berkas tabung. Saluran ini berfungsi untuk memastikan bahwa aliran udara yang akan melintasi model uji benar-benar searah (satu dimensi). Laju alir udara yang melintasi model uji dikendalikan oleh motor listrik penggerak kipas angin yang dipasang pada bagian hilir terowongan angin. Melalui Regavolt transformer 115 skala, daya motor diatur sedemikian agar diperoleh kecepatan aliran udara bebas dalam terowongan angin sebelum melintasi model uji pada 1 hingga 12 m/s. Variasi kecepatan diatas dengan panjang karakteristik lebar celah tersempit 6.2 mm (konfigurasi 1C) dan 12.4 mm (konfigurasi 2D) akan menghasilkan bilangan Reynolds 307 hingga 6904 yang dapat mewakili lapis batas laminar dan turbulen.



Gambar 2. Susunan instalasi pengujian

Kecepatan angin bebas dalam terowongan angin diukur dengan Lutron *hot wire* anemometer pada posisi hulu. Penurunan tekanan (Δp) dalam eksperimen ini diukur melalui 'static pressure taps' di daerah sebelum dan sesudah seksi uji. Penurunan tekanan aliran udara didalam terowongan angin sebelum dan sesudah melintasi berkas tabung diukur dengan menggunakan mikromanometer Kofferprüfsatz Modell 4u.5.

Dua konfigurasi berkas tabung 1C dan 2D dengan aspect ratio (AR)=2 mempunyai dimensi sebagai berikut:



KONFIGURASI	1C	2D
ASPECT RATIO (AR)	2	
SUMBU MAJOR ($2a$)	24.7 mm	
SUMBU MINOR ($2b$)	12.4 mm	
PITCH LONGITUDNAL (S_L)	37.1 mm	
PITCH TRANSVERSAL (S_T)	18.6 mm	24.7 mm
TINGGI BERKAS (H)	68.8 mm	86.9 mm
TINGGI TOTAL (H_t)	200 mm	
LEBAR SEKSI UJI (W)	305 mm	

Gambar 3. Dimensi berkas tabung

Celah tersempit (B) yang terletak diantara dua tabung.ditetapkan sebagai panjang karakteristik untuk menghitung bilangan Reynolds. Dengan demikian panjang karakteristik berkas tabung $B = S_T - 2b = 6.2$ mm pada konfigurasi 1C dan 12.3 mm pada konfigurasi 2D. Bilangan Reynolds sebagai sebagai parameter dalam pengujian ini dihitung sebagai

$$Re_B = V_{ud} \cdot B / \nu \quad (1)$$

Beban pemanas elektrik dihitung dengan mengasumsikan semua energi elektrik yang dialirkan diubah menjadi energi termal ($\cos \Phi = 1$) dengan persamaan

$$P_{elektrik} = V \cdot I \cdot \cos \Phi \text{ Watt} \quad (2)$$

Dengan mengasumsikan semua panas dari pemanas elektrik diserap oleh aliran udara, maka berlaku hubungan

$$P_{elektrik} = V \cdot I \cdot \cos \Phi = Q_{konveksi} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (3)$$

Keefektifan penukar panas didefinisikan sebagai ratio antara laju perpindahan panas dan daya penggerak kipas untuk mengalirkan udara. Dengan menganggap bahwa aliran udara dalam penukar panas adalah inkompresibeldan sifat fluida konstan serta keadaan tunak, maka daya pemompaan aliran udara dapat dinyatakan sebagai

$$P = \dot{V} \times \Delta p \text{ Watt} \quad (4)$$

Dengan demikian keefektifan penukar panas dapat dirumuskan sebagai

$$\epsilon = \frac{Q_{konv}}{P_{fan}} = \frac{\bar{h} \times A_s (T_s - T_\infty)}{\Delta p \times \dot{V}} = \frac{\dot{m} \times c_p \times \Delta T}{\Delta p \times \dot{V}} = \frac{\rho \times c_p \times \Delta T}{\Delta p} \quad (5)$$

Koefisien tekanan didefinisikan sebagai rasio antara penurunan tekanan (Δp) dan tekanan dinamik ($0.5 \rho V_\infty^2$) aliran udara pada saat melintasi berkas tabung.

$$C_p = (\Delta p) / (0.5 \rho V_\infty^2) \quad (6)$$

Kedua parameter (Keefektifan dan koefisien tekanan) seperti disebutkan diatas dipergunakan sebagai indikator performansi suatu penukar panas.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

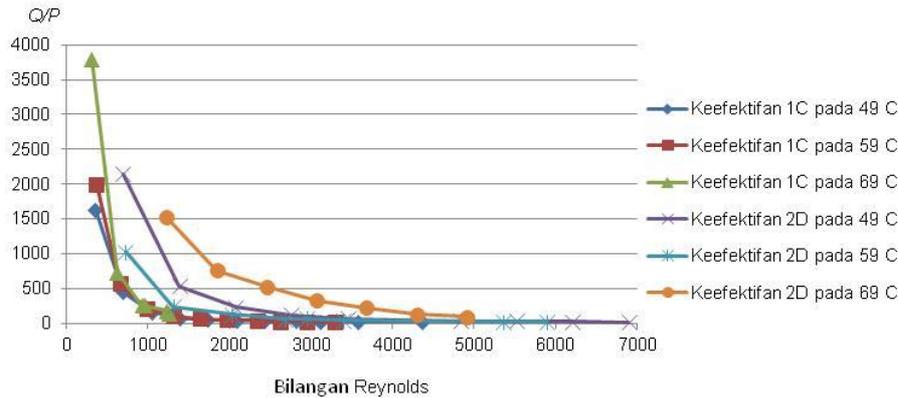
Hasil pengujian dan perhitungan Keefektifan penular panas dan koefisien tekanan untuk kedua konfigurasi (1C dan 2D) pada suhu setting 49 °C, 59 °C dan 69 °C disajikan dalam Tabel 1 dan 2, dan gambar 4 dan 5 berikut ini.

Tabel 1. Hasil uji konfigurasi 1C

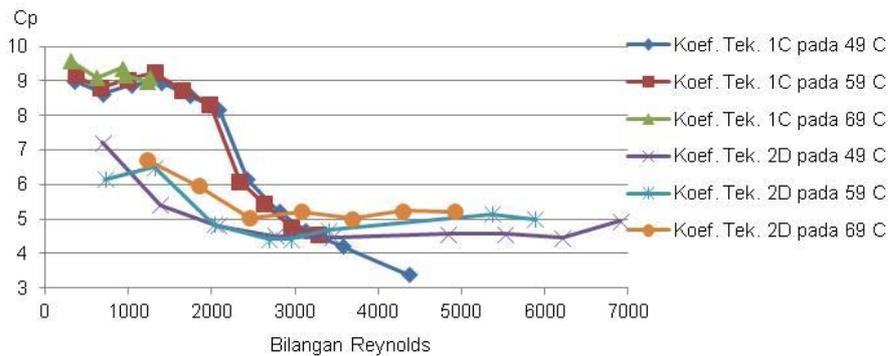
$T_{setting}$	V [m/s]	Re_B	ΔT [K]	Δp [Pa]	C_p	Q/P
49 °C	1.1	346.2	8.83	6	9.0	1631.00
	2	693.24	7.65	19	8.6	446.23
	3	1039.86	6.55	44	8.9	164.90
	4	1386.48	5.33	79	9.0	74.71
	5	1733.1	5.05	118	8.6	47.41
	6	2079.72	5.45	162	8.2	37.27
	7	2426.34	5.25	166	6.2	35.03
	8.1	2807.63	5.19	188	5.2	30.58
	9	3119.58	5.05	208	4.7	26.89
	10.3	3570.19	5.25	246	4.2	23.64
	12.6	4367.42	5.55	296	3.4	20.77
V [m/s]	Re_B	ΔT [K]	Δp [Pa]	C_p	Q/P	
59 °C	1.1	361.23	11.06	6	9.2	1997.31
	2	656.78	10.01	19	8.8	570.58
	3	985.17	8.81	44	9.1	216.83
	4	1313.56	7.32	80	9.3	99.14
	5	1641.95	7.48	118	8.7	68.65
	6	1970.34	7.28	162	8.3	48.66
	7.1	2331.57	5.79	166	6.1	37.76
	8	2627.12	4.69	188	5.4	27.04
	9	2955.51	4.56	208	4.8	23.76
	10	3283.90	4.10	246	4.6	18.05
V [m/s]	Re_B	ΔT [K]	Δp [Pa]	C_p	Q/P	
69 °C	1	307.28	18.09	5	9.6	3799.33
	2	614.56	13.27	19	9.1	733.44
	3	921.84	10.64	44	9.4	254.06
	3.1	952.57	11.27	46	9.2	257.41
	4	1229.12	12.65	75	9.0	177.12
	4.1	1259.84	10.50	80	9.1	137.86

Tabel 2. Hasil uji konfigurasi 2D

$T_{setting}$	V [m/s]	Re_B	ΔT [K]	Δp [Pa]	C_p	Q/P
49 °C	1	690.45	7.67	4	7.21	2144.44
	2	1380.89	5.78	12	5.41	538.31
	3	2071.34	5.03	24	4.80	234.23
	4	2761.78	4.34	40	4.50	121.22
	5	3452.23	3.60	62	4.47	64.89
	7	4833.12	3.60	124	4.56	32.45
	8	5523.55	5.10	162	4.56	35.19
	9	6214.01	4.36	200	4.45	24.39
	10	6904.45	3.74	274	4.94	15.26
	V [m/s]	Re_B	ΔT [K]	Δp [Pa]	C_p	Q/P
59 °C	1.1	719.54	7.62	4	6.14	1032.23
	2	1308.26	6.26	14	6.51	242.18
	3.1	2027.81	5.88	25	4.84	127.52
	4.1	2681.94	4.54	40	4.42	61.49
	4.5	2943.59	6.13	48	4.41	69.24
	5.2	3401.48	4.54	68	4.67	42.40
	8.2	5363.88	4.60	186	5.14	26.80
	9	5887.18	4.24	218	5.00	21.06
V [m/s]	Re_B	ΔT [K]	Δp [Pa]	C_p	Q/P	
69 °C	2	1278.12	20.28	14	6.71	1521.58
	3	1842.18	20.28	28	5.97	760.79
	4	2456.25	21.07	42	5.03	526.82
	5	3070.31	20.86	68	5.22	322.26
	6	3684.37	19.76	94	5.01	220.79
	7	4798.43	16.42	134	5.24	128.77
	8	4912.49	15.42	174	5.21	93.09



Gambar 3. Keefektifan penukar panas fungsi bilangan Reynolds



Gambar 4. Koefisien tekanan fungsi bilangan Reynolds

Dari tabel 1 dan 2, dan Gambar 3 diatas terlihat bahwa, keefektifan penukar panas dengan celah yang sempit (konfigurasi 1C) mempunyai harga yang besar pada bilangan Reynolds rendah dan berkurang dengan angka arah yang sangat besar (hampir -10) hingga mencapai harga 165-254 pada bilangan Reynolds sekitar 1000. Pada bilangan Reynolds yang lebih besar perubahan ini tidak cukup bermakna. Konfigurasi dengan celah yang lebih besar (2D), menunjukkan penurunan keefektifan yang lebih landai dengan harga angka arah merentang antara -1.2 hingga -2.3 pada bilangan Reynolds < 3000 . Kecenderungan untuk asimtotik (keefektifan konstan) terjadi pada bilangan Reynolds > 3000 . Perubahan suhu *setting* tidak memberikan pengaruh yang bermakna, kecuali pada konfigurasi 2D. Hal ini menunjukkan bahwa konfigurasi 2D mempunyai keefektifan yang lebih baik daripada konfigurasi 1C, teristimewa pada bilangan Reynolds > 1000 dan suhu setting $69\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Untuk koefisien tekanan sebagaimana dapat dilihat dari tabel 1 dan 2 dan Gambar 4. diatas terungkap bahwa gradien koefisien tekanan untuk konfigurasi 1C lebih besar (negatif) daripada konfigurasi 2D. Hal ini menunjukkan bahwa konfigurasi 2D mempunyai koefisien tekanan yang tidak terpengaruh oleh perubahan bilangan Reynolds. Patut dicatat, bahwa pada bilangan Reynolds 2500-3500 harga koefisien tekanan konfigurasi 2D mencapai harga terendah. Perubahan suhu setting juga tidak banyak mempengaruhi harga koefisien tekanan pada kedua konfigurasi dan semua bilangan Reynolds. Hal diatas tidak berbeda dengan kecenderungan yang diamati oleh G.P. Merker dan H. Hanke [4]

4. SIMPULAN

Dalam studi ini telah dikaji pengaruh Re_B dan suhu setting pada konfigurasi 1C dan 2D terhadap keefektifan penukar panas dan koefisien tekanan. Keefektifan penukar panas konfigurasi 1C menurun sangat cepat dari 3800 pada Re_B 307 hingga 165-254 pada Re_B sekitar 1000 akibat peningkatan Re_B . Pada Re_B yang lebih besar perubahan keefektifan sudah tidak cukup bermakna. Fenomena yang sama juga tampak pada konfigurasi 2D, dengan perbedaan pada gradien perubahan keefektifan sebagai fungsi Re_B . Gradien perubahan keefektifan 2D mempunyai harga 20% dari gradient konfigurasi 1C pada $Re_B < 3000$.

Koefisien tekanan pada kedua konfigurasi mempunyai karakteristik yang sama. Konfigurasi 2D mempunyai koefisien tekanan yang lebih rendah 50 % daripada konfigurasi 1C, pada $Re_B < 3000$ meskipun perbedaan harga tersebut tidak terlalu besar. Pengaruh Re_B pada koefisien tekanan sangat kecil oleh karenanya dapat diabaikan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] OTA, Terukazu, Shinya AIBA, Tsunehiko TSURUTA dan Masaaki KAGA, ***Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2***, Bulletin of the JSME, Vol.26, No.212, pp 262-267, 1983.
- [2] Matos, R.S. Vargas, J.V.C. Laursen, T.A. & Saboya, F.E.M., ***Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection***, International Journal Heat and Mass Transfer, Vol.44, No.2, 3953-3961, 2001.
- [3] Matos, R.S. Vargas, J.V.C. Laursen, T.A. & Bejan, A., ***Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection***, International Journal Heat and Mass Transfer, Vol.47, 1347-1359, 2004.
- [4] Merker, G. P. and H. Hanke, ***Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes***, International Journal Heat Mass Transfer, Vol.29, No.12, pp 1903-1909, 1986.
- [5] Zakir Faruquee, David S-K. Ting, Amir Fartaj, Ronald M. Barron & Rupp Carriveau, ***The effect of axis ratio on laminar fluid flow around an elliptical cylinder***, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.28, 1178-1189, 2007.
- [6] Khan, W.A. Culham, J.R. & Yovanovich, M.M., ***Fluid Flow Around and Heat Transfer from Elliptical Cylinders: Analytical Approach***, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.19, No.2, 178-185, 2005.
- [7] Zhihua Li, Jane Davidson & Susan Mantell, ***Numerical Simulation of Flow Field and Heat Transfer of Streamlined Cylinders in Crossflow***, *Proceeding of HT2005*, ASME Summer Heat Transfer Conference, 2005.