

Studi Eksperimental Pengaruh Bilangan Reynolds pada Koefisien Perpindahan Panas Lokal dan Rerata Sisi Permukaan Luar Berkas Tabung Eliptik

Budi Utomo Kukuh Widodo¹, Samsul Kama², Suhanan², I Made Suardjaja²

¹Jurusan Teknik Mesin FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Kandidat doktor Teknik Mesin Fakultas Teknik UGM.

²Jurusan Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik UGM

E-mail: buditem@me.its.ac.id

Abstrak

Distribusi koefisien perpindahan panas lokal pada berkas tabung eliptik berseling dikaji secara eksperimental. Berkas tabung ini tersusun atas 11 tabung eliptik berdiameter ekuivalen 0,75 " dalam konfigurasi 4-3-4. Sumbu major dan minor adalah 25 mm dan 10 mm, dan karena itu 'aspect ratio' (AR) tabung adalah 2,50. Parameter geometrik berkas adalah $S_T = 20$ mm, $S_L = 37,50$ mm dan daerah frontal minimal $B = 10$ mm. Tujuh tabung pemanas dipanaskan secara internal oleh pemanas listrik masing-masing berdaya 69,6 Watt. Percobaan dilakukan dalam terowongan angin sub sonik dan dijalankan dengan kecepatan angin 1 m/s - 6 m/s. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada semua kecepatan udara tabung baris pertama menghasilkan koefisien perpindahan panas terendah, sedangkan baris kedua tabung memiliki koefisien tertinggi. Nilai maksimum dari koefisien perpindahan panas lokal terjadi pada daerah resirkulasi dari tabung baris pertama dan tertinggi kedua adalah pada daerah celah tersempit tabung baris kedua. Koefisien konveksi lokal pada tabung baris terakhir (ketiga) relative konstan, meskipun titik ukur terakhir menghasilkan harga terendah. Harga koefisien perpindahan panas rerata berkurang secara gradual sejalan dengan peningkatan bilangan Reynolds.

Kata kunci: koefisien perpindahan panas, berkas tabung eliptik berseling, aspect ratio, parameter geometrik.

1. PENDAHULUAN

Dalam industri proses dan energi, pesawat penukar panas merupakan perangkat yang sangat dominan. Berdasarkan karakteristik proses yang direncanakan, maka terdapat sangat banyak varian pesawat penukar panas, dan oleh karena itu pesawat penukar kalor ini secara umum bersifat spesifik dan dibuat secara individual sesuai dengan kebutuhan pemesan. Dua kelompok besar pesawat penukar kalor yang paling banyak dipergunakan adalah kelompok penukar panas Cangkang dan Tabung (Shell and Tube Heat Exchanger) dan penukar panas Kompak (Compact Heat Exchanger). Kelompok yang pertama acapkali dipergunakan untuk proses yang relatif bertekanan sementara kelompok yang kedua dipergunakan bila salah satu fluida adalah gas dan ruang yang tersedia untuk instalasi penukar panas sangat terbatas. Penukar panas jenis kompak mempunyai karakteristik luas permukaan yang sangat besar dibandingkan dengan volumenya ($A/V \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Fluida gas biasanya

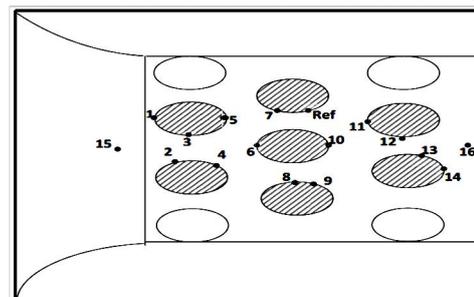
mengalir pada sisi luar tabung berdiameter hidraulik 5 mm dengan keadaan aliran (biasanya) laminar, sementara fluida cair mengalir dalam tabung. Penampang lintang tabung yang dipergunakan sebagian besar sirkular dengan diameter antara 0.375 inci hingga 0.75 inci sesuai dengan ketersediaan tabung di pasar. Penampang lintang tabung yang lain seperti ellips, bujur sangkar, persegi panjang dan lentikular atau profil aerodinamik praktis tidak dipergunakan. Karena koefisien perpindahan kalor pada sisi fluida gas relatif (sangat) kecil bila dibandingkan dengan sisi dalam tabung, maka keefektifan penukar kalor panas kompak sangat dipengaruhi oleh nilai koefisien perpindahan panas sisi gas. Peningkatan koefisien perpindahan panas sisi gas dapat dilakukan melalui beberapa cara diantaranya 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 tampang lintang tabung dan jarak antar tabung. Perubahan aspek

geometri ini juga akan mengubah penurunan tekanan yang terjadi pada sisi gas maupun sisi fluida cair. Penelitian yang berkaitan dengan perpindahan panas konveksi antara aliran fluida dengan permukaan luar tabung eliptik sudah banyak dilakukan orang, teristimewa 25 tahun terakhir. Ota, et al (1983) melakukan eksperimen mengkaji perilaku konveksi paksa pada tabung eliptik dengan aspect ratio 2 dan 3 pada bilangan Reynolds 5000-90000 sebagai fungsi sudut serang. G. P. Merker dan H. Hanke (1986) mengevaluasi perpindahan panas dan penurunan tekanan sisi *shell* pada berkas tabung oval (aspect ratio = 4) susunan berseling delapan kolom. Kecepatan udara bebas dirancang pada 0.3 – 30 m/s dan panjang karakteristik L_c adalah panjang busur tabung oval (31.6 mm). Para peneliti menyimpulkan bahwa perpindahan massa hanya bergantung pada *pitch longitudinal* relatif, sementara koefisien tekanan dipengaruhi oleh harga *pitch transversal* relatif. Saboya (2000) melakukan eksperimen penukar panas pelat dan tabung dengan susunan berkas tabung eliptik satu baris dan dua baris pada bilangan Reynolds 150 - 1300. Peneliti ini menyimpulkan bahwa bahwa pada celah $S/2b = 2.50$ dan *aspect ratio* 2 diperoleh sedikit peningkatan karakteristik perpindahan pada tabung eliptik. Penambahan '*flow passage*' justru menurunkan karakteristik perpindahan panas dan massa secara bermakna. Khan, et al (2004, 2005) melakukan eksperimen pendinginan aliran udara panas melintasi berkas 18 tabung eliptik (*aspect ratio* = 3.27) kolom tunggal dengan celah tersempit 6.1 mm. Para peneliti ini juga melakukan pendekatan analitik dengan pembatas '*axis ratio*' () rasio antara panjang sumbu minor dan major yang masing-masing berharga $\rightarrow 0$ untuk pelat datar berhingga dan $\rightarrow 1$ untuk tabung sirkular. Disimpulkan bahwa untuk $[0.25 \text{ (aspect ratio } 4)$ diperoleh parameter perpindahan kalor yang sama dengan pelat datar. Li, et al (2006) melakukan simulasi numerik medan aliran dan perpindahan kalor dari tabung eliptik dan lentikular dalam aliran lintang. Dalam simulasi ini dipilih '*aspect ratio*' () untuk tabung eliptik dan lentikular 0.3, 0.5 dan 0.8 dengan bilangan Reynolds 500–10000 serta asumsi suhu permukaan seragam. Diperoleh hasil bahwa tabung eliptik dengan $\circ = 0.5$ berhasil mengurangi penurunan tekanan hingga 30-40 % dibandingkan dengan tabung lingkaran. Disimpulkan juga bahwa bilangan Nusselt untuk tabung eliptik dan lentikular dengan $\circ = 0.3$ dan 0.5 lebih kecil 15-35% bila dibandingkan dengan tabung sirkular. Faruque et al (2007) melakukan

kajian numerik dengan perangkat lunak Fluent untuk pengaruh rasio sumbu pada aliran laminar sekitar tabung eliptik dengan *axis ratio* 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.75 dan 1 (tabung lingkaran). Sumbu major tabung eliptik dipasang searah dengan arah aliran fluida. Bilangan Reynolds = 40 didasarkan pada diameter hidraulik merujuk kepada bilangan Reynolds kritis yang diperoleh dari berbagai penelitian terdahulu. Bilangan Reynolds tersebut secara eksperimental terbukti menghasilkan '*steady state wake*'. Penurunan *aspect ratio* menggeser titik separasi makin kehilir. Secara khusus pada AR = 0.30 distribusi C_p cenderung sangat datar.

2. PROSEDUR EKSPERIMEN

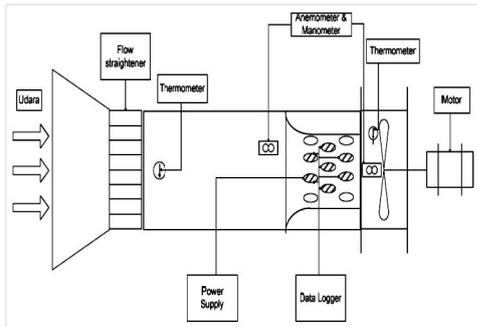
Eksperimen dilakukan pada model uji berupa 11 buah tabung eliptik tersusun berseling. Pemanas listrik dipasang pada tujuh tabung (berbaris) dengan konfigurasi: dua tabung di kolom pertama (baris kedua dan ketiga), tiga tabung di kolom kedua dan dua tabung (baris dua dan tiga) di kolom ketiga. Satu pengatur daya dipasang pada *power supply* untuk mengatur catu daya listrik yang dialirkan kedalam pemanas listrik. Laju aliran daya listrik ini dibatasi oleh termostat (Autonics TZN4S-14R) yang akan mempertahankan suhu permukaan tabung rujukan pada harga 332, dan 342 K. Suhu permukaan tabung yang 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 di daerah *wake*. Lima simpul lainnya (2, 5, 7, 9 dan 13) dipergunakan sebagai pembanding dan pembuatan medan suhu dalam berkas tabung.



Gambar 1. Titik ukur pada berkas tabung dan seksi uji

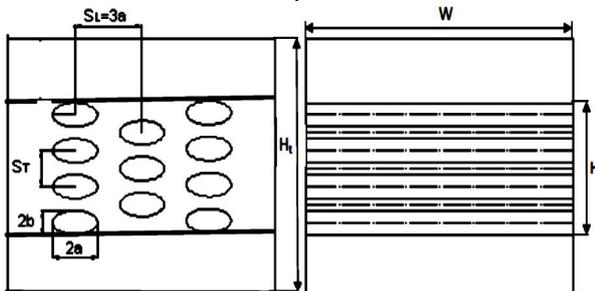
Model uji berkas tabung eliptik kemudian dimasukkan kedalam terowongan angin subsonik (A m field) dengan sumbu tabung mendatar dan

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 6 m/s. Variasi kecepatan diatas dengan panjang karakteristik lebar celah tersempit 10 mm akan menghasilkan bilangan Reynolds 530 hingga 3178.



Gambar 2. Susunan instalasi pengujian

Kecepatan angin bebas dalam terowongan angin diukur dengan Lutron hot wire anemometer pada posisi hulu. Penurunan tekanan (p) 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 Koffler rusatz Model 4u 5.



ASPECT RATIO (AR)	2.5
SUMBU MAJOR ($2a$)	25 mm
SUMBU MINOR ($2b$)	10 mm
LUAS PERMUKAAN (A_s)	$18313,29 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
PITCH LONGITUDINAL (S_L)	37.5 mm
PITCH TRANSVERSAL (S_T)	20 mm
TINGGI BERKAS (H)	70 mm
TINGGI TOTAL (H_t)	200 mm
LEBAR SEKSI UJI (W)	305 mm

Gambar 3. Dimensi berkas tabung.

Celah tersempit (β) yang terletak diantara dua tabung ditetapkan sebagai panjang karakteristik untuk menghitung bilangan Reynolds. Dengan demikian panjang karakteristik berkas tabung $B = S_T - 2b = 10 \text{ mm}$ dan bilangan Reynolds sebagai parameter dalam pengujian ini dihitung sebagai

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

Beban pemanas elektrik dihitung dengan menetapkan asumsi semua energi elektrik yang dialirkan diubah menjadi energi termal ($\xi_{os} = 1$) dengan persamaan

$$P_{elektrik} = V \cdot I \cdot \cos \phi = Q_{konveksi} \quad (2)$$

Selama pengujian tegangan listrik dan arus listrik dipertahankan tetap pada 227 V dan 0.3 A /tabung, oleh karena itu didapatkan hasil $P_{elec} = 68.1 \text{ W att}$. Fluks panas dari tabung berharga uniform dengan persamaan sebagai berikut:

$$q_s'' = P_{elec} / \text{Luas permukaan} \quad (3)$$

Untuk luas permukaan $A_s = 18313,29 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ maka didapatkan $q_s'' = 3718.61 \text{ W m}^2$.

Koefisien perpindahan panas lokal didefinisikan sebagai fluks panas dibagi dengan beda suhu lokal.

$$h_{(s)} = q_s'' / (T_s - T_{udara}) = q_s'' / (T_s - T_{udara}) \text{ W/m}^2 \cdot K \quad (4)$$

Sedangkan koefisien perpindahan panas rerata diperoleh dari kelestarian energi pada seluruh system,

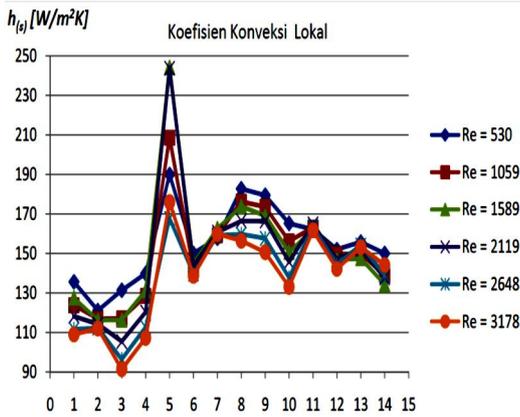
$$P_{elektrik} = V \cdot I \cdot \cos \phi = Q_{konveksi} = h A_s LMTD \quad (5)$$

3. HASIL UJI DAN DISKUSI

Hasil pengujian dan perhitungan koefisien perpindahan panas lokal dan rerata pada suhu setting 59 °C dan 69 °C disajikan dalam Tabel 1 dan 2, dan gambar 4, 5 dan 6 berikut ini.

Tabel 1. Koefisien konveksi lokal pada suhu setting 59

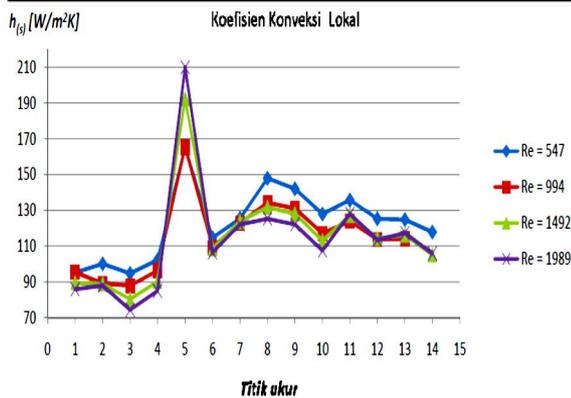
Titik ukur	Koefisien konveksi panas lokal [W/m ² K] pada Re					
	530	1059	1589	2119	2648	3178
1	135.62	123.79	127.42	118.18	111.63	108.98
2	121.06	116.86	116.11	114.20	112.23	111.98
3	131.26	117.10	116.34	105.42	96.40	91.35
4	139.84	128.51	131.15	120.28	112.64	107.23
5	189.91	208.58	244.11	243.84	167.66	176.00
6	150.00	141.89	144.99	143.67	139.53	138.65
7	157.67	159.13	162.47	160.76	159.15	159.90
8	182.73	176.18	173.86	166.41	159.76	156.41
9	179.43	173.56	169.03	166.42	157.57	150.58
10	165.15	156.13	150.68	145.62	137.66	133.05
11	162.23	163.09	161.79	164.85	163.42	161.68
12	152.02	149.57	146.59	147.02	144.39	142.23
13	155.75	149.94	147.44	152.16	154.20	153.19
14	149.98	138.90	134.30	137.64	138.94	144.09



Gambar 4. Koefisien konveksi lokal pada suhu setting 59 °C

Tabel 2. Koefisien konveksi lokal pada suhu setting 69 °C

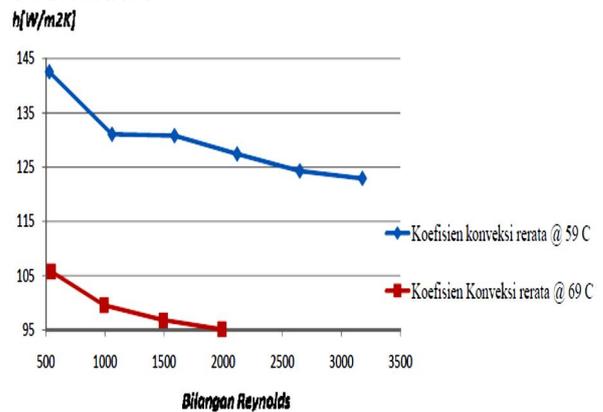
Koefisien konveksi panas lokal [W/m²K] pada Re				
Titik ukur	547	994	1492	1989
1	95.24	95.40	89.39	85.77
2	100.04	89.10	88.78	87.84
3	94.66	87.95	80.38	74.32
4	102.28	96.24	90.08	84.92
5	165.43	165.18	192.49	210.04
6	114.67	109.27	108.47	106.41
7	125.46	122.97	123.71	122.06
8	147.89	134.34	131.58	125.23
9	142.09	131.11	128.03	122.06
10	127.96	117.10	112.90	107.48
11	135.75	123.92	127.27	128.07
12	125.32	113.66	114.33	113.46
13	124.85	114.05	116.24	117.35
14	117.89	103.96	105.12	105.88



Gambar 5. Koefisien konveksi lokal pada suhu setting 69 °C

Dari kedua tabel dan gambar di atas terlihat bahwa distribusi koefisien konveksi lokal pada berkas tabung I relatif datar kecuali harga tertinggi pada titik ukur 5 di daerah resirkulasi. Berkas tabung II mempunyai distribusi harga koefisien konveksi lokal yang lebih tinggi dari pada rerata berkas I dan mencapai harga maksimum pada titik ukur 8 pada celah tersempit. Harga terendah terjadi di titik stagnasi sama seperti pada berkas tabung I. Pada berkas tabung III (terakhir) diperoleh

distribusi koefisien konveksi lokal yang cenderung menurun meskipun gradiennya sangat kecil. Secara keseluruhan harga koefisien konveksi lokal tertinggi terjadi pada berkas tabung yang ditengah (II) sedangkan berkas tabung I (di depan) mempunyai harga yang paling rendah. Perubahan bilangan Reynolds tidak mengubah distribusi koefisien konveksi lokal baik pada berkas tabung I, II maupun III. Secara umum peningkatan bilangan Reynolds menurunkan harga koefisien konveksi lokal meskipun tidak cukup bermakna.



Gambar 6. Koefisien konveksi rerata

Koefisien konveksi rerata sebagai fungsi bilangan Reynolds disajikan dalam gambar 6 di atas menunjukkan bahwa harga koefisien ini merupakan fungsi *power* dengan harga antara -0.07 sampai -0.08. Peningkatan bilangan Reynolds menyebabkan penurunan harga koefisien konveksi rerata. Peningkatan bilangan Reynolds hingga 7 kali lipat (dari 500 ke 3500) hanya menyebabkan penurunan koefisien konveksi rerata 13%. Secara umum peningkatan suhu setting dari 59 °C menjadi 69 °C menyebabkan penurunan koefisien konveksi rerata sekitar 30%.

4. KESIMPULAN

Pada suhu operasi 59 °C dan 69 °C) perubahan Re_B tidak berpengaruh pada pola distribusi $h(s)$. Untuk semua Re_B dan suhu operasi, harga $h(s)$ maksimum tercapai pada daerah resirkulasi berkas tabung I dan tertinggi kedua terjadi di daerah celah tersempit berkas tabung II. Berkas tabung III mempunyai harga $h(s)$ lebih kecil daripada berkas tabung II sedangkan berkas tabung I mempunyai $h(s)$ minimum. Harga koefisien konveksi rerata pada suhu setting 59 °C lebih besar 30% dibandingkan dengan suhu 69 °C. Harga koefisien ini mengikuti persamaan pangkat negatif 0.07 - 0.08.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. Faruquee, Zakir, David S.K. Ting, Amir Fartaj, Ronald M. Barron & Rupp Cariveau, 2007, The effect of axis ratio on laminar fluid flow around an elliptical cylinder, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol28, 1178-1189.
2. Khan Mesbah G., Amir Fartaj & David S.K. Ting, 2004, An experimental characterization of cross-flow cooling of air via an in-line elliptical tube array, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol25, 636-648.
3. Khan, W.A. Culham, J.R. & Yovanovich, M.M. 2005, Fluid Flow Around and Heat Transfer from Elliptical Cylinders: Analytical Approach, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.19, No2, 178-185.
4. Li, Zhihua, Jane Davidson & Susan Mantell, 2005, "Numerical Simulation of Flow cylinders in Crossflow", *Proceeding of HT2005, ASME Summer Heat Transfer Conference*.
5. Merker, G.P. and H. Hanke, 1986, Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes, *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol29, No.12, pp 1903-1909.
6. OTA, Terukazu, Shinya AIBA, Tsunehiko TSURUTA dan Masaaki KAGA, 1983, Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1.2, *Bulletin of the JSME*, Vol26, No212, pp 262-267.
7. OTA, Terukazu, Hideya NISHIYAMA dan Yukiyasu TAOKA, 1984, Heat Transfer and flow around an elliptic cylinder, *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol27, No.10, pp 1771-1779.
8. Saboya, Sergio M. & Francisco E.M. Saboya, 2001, Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.24, pp 67-75.