

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH VARIASI KETEBALAN
TURBULATOR (TIPE STRAIGHT TAPE STRIP) TERHADAP
KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS ALIRAN SILANG
SUSUNAN SILINDER STAGGERED**Syamsul Hadi¹, Danardono¹¹ Staf Pengajar - Jurusan Teknik Mesin - Fakultas Teknik UNS**Keywords :**

Turbulator
Straight- Tape Strip
Staggered Tube
Cross Flow
Nusselt Number
Pressure drop

Abstract :

The purpose of this research is to conduct experimental studies on the influence of variations in the thickness of the straight tape strip type turbulator to the average convection heat transfer coefficient, the average Nusselt numbers, pressure drop and the formulation of empirical Nusselt number average on the composition of the staggered cylinders in cross flow. The material used is ϕ 7/8 inches copper pipe and $\pm 60^\circ\text{C}$ hot air flow. Turbulator material is mica sheet with a length of 150 mm and width 5 mm, turbulator variation thickness are 3.3, 2.6, 1.9, 1.2, 0.5 mm and without a turbulator. Turbulator installation done symmetrically at an angle of 70o to the direction of flow. Tests using Multi Purpose Air Duct with air flow velocity variations of 1.0, 1.5, 2.0 and 2.5 m/s.

The results showed that the thickening turbulator will increase the value of convection heat transfer coefficient and average pressure drop. In variations of 3.3 mm thickness showed turbulator heat transfer coefficient of convection largest average for all variations of Reynolds number in the amount of 64,947.06 W/m².K, 66,973.51, 75,156.10, and 303,222.49 W/m².K. And the largest pressure drop of every variations of Reynolds number were 11.36, 22.72, 42.19 and 63.29 Pa. The experiments resulted formulation of empirical average Nusselt number $Nu = 5.12 Re^{1.4} Pr^{4.69}$.

PENDAHULUAN

Dalam dunia industri banyak peralatan – peralatan yang bekerja berdasarkan prinsip perpindahan panas (*heat exchange*), seperti ketel boiler, unit *condenser & evaporator* pada mesin *chiller, heater*, dll. Dimana alat tersebut secara umum terdiri dari *shell and tube*. Telah banyak dikembangkan penelitian untuk meningkatkan efek perpindahan panas guna memperbesar efektivitas alat tersebut, baik pada struktur aliran secara searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*), ataupun aliran melintang (*cross flow*). Untuk aliran melintang (*cross flow*) banyak dipakai dalam peralatan pemanas dan pendingin udara atau gas, dalam hal ini udara atau gas dialirkan menyilang terhadap pipa (*tube*) sedangkan fluida lain dialirkan di dalam pipa untuk memanaskan atau mendinginkan.

Untuk meningkatkan perpindahan panas pada struktur aliran melintang (*cross flow*) salah satu cara yang telah dikembangkan adalah dengan penambahan alat pengganggu aliran separasi yang disebut *turbulator* yang dipasangkan pada posisi depan daerah separasi, dengan alat ini aliran *laminar* dipaksa untuk berubah menjadi aliran *turbulent* sebelum terjadi separasi sehingga akan ada

penambahan energi pada aliran yang menyebabkan aliran udara menjadi lebih sulit untuk terlepas dari permukaan silinder. Kondisi aliran pada susunan silinder tersebut dipengaruhi oleh separasi lapis batas dan intensitas *turbulensi*, yang merupakan fungsi dari kecepatan fluida, ukuran, dan susunan silinder yang akan mempengaruhi besarnya perpindahan panas.

Sampai saat ini belum pernah ada penelitian yang dikembangkan mengenai pengaruh dari ketebalan *turbulator* tersebut. Oleh karena itu perlu dikembangkan penelitian lebih lanjut yang berhubungan dengan pengaruh variasi ketebalan *turbulator* tipe pita lurus (*straight tape strip*) terhadap karakteristik perpindahan panas pada aliran melintang (*cross flow*) susunan silinder *staggered*.

Perumusan Masalah

Dari latar belakang masalah di atas timbul permasalahan yaitu bagaimana pengaruh variasi ketebalan *turbulator* tipe pita lurus (*straight tape strip*) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata, bilangan *Nusselt* rata - rata, penurunan tekanan (*pressure drop*) dan perumusan empirik bilangan *Nusselt* rata-rata pada susunan silinder

staggered dengan arah aliran secara melintang (*cross flow*).

Tujuan dan Manfaat Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini yaitu :

1. Mengetahui pengaruh variasi ketebalan *turbulator* terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata dan bilangan *Nusselt* rata - rata.
2. Mengetahui pengaruh variasi ketebalan *turbulator* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*).
3. Memprediksikan perumusan empirik bilangan *Nusselt* rata - rata untuk variasi ketebalan *turbulator*.

TINJAUAN PUSTAKA

Pethkool Somsak dkk (2006), melakukan penelitian tentang pengaruh penambahan "*louvered*" *strip* pada *a concentric pipe heat exchanger* terhadap perpindahan panas. Dari penelitian yang dilakukan diperoleh bahwa dengan penambahan "*louvered*" *strip turbulator* pada *parallel - flow concentric double pipe heat exchanger* dengan sudut 31° memberikan nilai bilangan *Nusselt* dan *heat transfer coefficient* yang maksimum untuk semua variasi bilangan *Reynolds* dibandingkan dengan sudut 17° dan 26°, dengan *trend line* peningkatannya adalah linier, dimana bilangan *Nusselt* terendah terlihat pada *plain tube (smooth - surface circular tube)*. Dengan penambahan "*louvered*" *turbulator* tersebut akan meningkatkan resirkulasi aliran *turbulent* dan meningkatkan gangguan pada lapis batas (*boundary layer*). Dengan penambahan "*louvered*" *strip turbulator* juga akan meningkatkan *pressure drop*, dengan *trend line* non linear terhadap peningkatan bilangan *Reynolds*.

Yongsiri Kittisak dkk (2006), melakukan penelitian tentang pengaruh dari aliran *turbulent* yang berputar terhadap peningkatan perpindahan panas dalam suatu tabung. Dari penelitian yang dilakukan diperoleh bahwa dengan pembangkitan pusaran akan menghasilkan aliran *turbulent* atau aliran yang berputar sehingga akan dapat memperpanjang waktu kontak udara dalam seksi uji dan dapat meningkatkan laju perpindahan panas dan *friction loss*. Diperoleh juga bahwa dengan penambahan *D-nozzle turbulator* maka bilangan *Nusselt* dan *friction loss* terbesar terjadi pada *pitch ratio turbulator* yang terkecil.

Hussein M Fahmy dkk (1989), melakukan studi eksperimental mengenai perpindahan panas dan penurunan tekanan untuk beberapa konfigurasi yang berbeda (*surface extended*) pada susunan rangkum tabung *in - line* dan *staggered* dengan arah aliran udara secara menyilang. Dari penelitian yang dilakukan diperoleh bahwa dengan perluasan area permukaan (*surface extended*) akan dapat meningkatkan perpindahan panas tetapi juga akan meningkatkan penurunan tekanan (*pressure drop*).

Pada susunan silinder *staggered*, terjadi peningkatan perpindahan panas dan penurunan tekanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan susunan silinder *in - line*.

Anggoro Wisnu (2008), melakukan penelitian tentang pengaruh letak *turbulator* terhadap perpindahan panas pada aliran silang susunan silinder *staggered*. Dengan penambahan *turbulator* tidak akan selalu dapat meningkatkan laju perpindahan panasnya, tetapi laju perpindahan panas akan bertambah nilainya jika *turbulator* ditempatkan pada sudut yang tepat yaitu antara 70° - 80° (sebelum separasi) dan pada kondisi kecepatan aliran udara yang rendah.

DASAR TEORI

Lapis Batas (*Boundary layer*)

Boundary layer pertama kali dikemukakan oleh Ludwig Prandtl pada Konggres Matematika di Heidelberg, Jerman pada tahun 1904. Ketika suatu aliran fluida mengalir melewati suatu permukaan dinding, fluida tersebut akan berkurang kecepatannya akibat adanya gaya geser antara fluida yang mempunyai viskositas dengan permukaan dinding. Bahkan kecepatan fluida tersebut adalah nol pada permukaan dinding, namun tebal perbedaan kecepatan ini adalah sangat tipis.

Jadi lapis batas (*boundary layer*) adalah lapisan tipis dari aliran fluida yang berdekatan dengan permukaan benda yang dilewatinya, dimana aliran menjadi lambat karena adanya gesekan antara fluida dan permukaan benda tersebut.

Lapis batas (*boundary layer*) mungkin dapat berupa aliran *laminar* atau *turbulent* ditentukan oleh besarnya bilangan *Reynolds*.

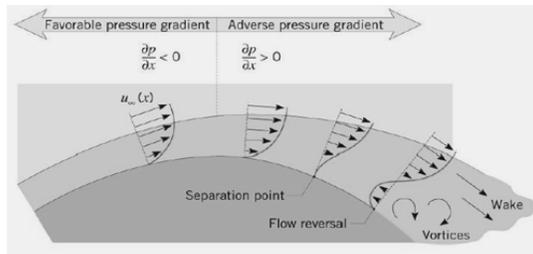
- *Laminar Boundary Layer*. Pada lapis batas *laminar* alirannya *steady* dan halus. Sebagai hasilnya, lapisannya sangat tipis, dan *skin friction* sangat kecil.
- *Turbulent Boundary Layer*. Pada lapis batas *turbulen* alirannya *unsteady* dan tidak halus, lapisannya sangat tebal dan *skin friction* besar.

Separasi

Bila energi kinetik fluida di dalam lapis batas tidak mampu lagi mengatasi gradien tekanan dari arah yang berlawanan, maka akan terjadi pembalikan lokal aliran di dalam lapis batas tersebut, di dekat titik ini lapis batas akan memisahkan diri (*separation*). Di belakang titik perpisahan, aliran di dekat permukaan terdiri dari pusaran - pusaran yang sangat tidak teratur (*turbulen*). Pada umumnya, lapis batas *turbulen* ini tidak akan mudah berpisah seperti lapis batas *laminar* karena memiliki energi kinetik partikel - partikel fluida yang lebih besar daripada lapisan batas *laminar*.

- Pada daerah *favorable pressure gradient* terjadi kenaikan kecepatan ($du_x/dx > 0$) yang akan menyebabkan penurunan tekanan ($dp/dx < 0$).

- Pada daerah *adverse pressure gradient* terjadi penurunan kecepatan ($du_x/dx < 0$) yang berarti terjadi kenaikan tekanan ($dp/dx > 0$).
- Titik separasi terjadi apabila $(du/dy)_s = 0$.



Gambar 1. Profil kecepatan aliran melewati silinder (Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 1996).

Reattachment

Lapis batas aliran udara *laminar* yang melewati permukaan silinder, umumnya pada titik tertentu akan mengalami transisi dari aliran *laminar* ke aliran *turbulent*. Pada daerah transisi ini seringkali diikuti terjadinya fenomena yang disebut sebagai gelembung separasi (*bubble separation*). Tiga karakteristik dari gelembung separasi adalah titik separasi, gelembung separasi dan titik *reattachment*. Gelembung separasi adalah gelembung yang disebabkan oleh terjadinya gradien tekanan aliran yang meningkat pada lapis batas.

Ketika separasi terjadi, gangguan pada lapis batas menjadi besar dan terbentuk *bubble separation* sementara gradien tekanan akan semakin besar, kemudian lapis batas akan menempel kembali ke permukaan silinder (*reattachment*) dalam bentuk aliran *turbulent*. Terjadinya gelembung separasi ini akan menambah gaya hambat bentuk (*form drag*) dan berkurangnya gaya angkat (*lift*). Dan fenomena ini sering terjadi pada beberapa aplikasi dengan angka *Reynolds* yang rendah.

Turbulator

Turbulator adalah sebuah alat pengganggu aliran. Dalam hal aliran *laminar* melintasi permukaan silinder, *turbulator* ditempatkan pada daerah sebelum separasi untuk memaksa aliran *laminar* terseparasi lebih awal hingga aliran akan menempel kembali ke permukaan (*reattachment*) dalam bentuk aliran *turbulent*.

Karakteristik aliran melintasi *staggered tube bundle* secara melintang (*cross flow*)

Perpindahan panas melewati berkas pipa (*tube bundle*) bergantung sebagian besar pada pola aliran serta derajat *turbulensinya*, yang pada gilirannya merupakan fungsi dari kecepatan fluida, ukuran serta susunan pipa - pipa tersebut.

Perhitungan besarnya angka *Reynold* (Re_D) pada konfigurasi ini adalah berdasarkan atas kecepatan

maximum yang terjadi pada *tube bundle* yaitu kecepatan yang melalui bidang aliran minimum. Sehingga rumusan $Re_{D, \text{maximum}}$ adalah :

$$Re_{D, \text{max}} = \frac{V_{\text{max}} D}{\nu} \quad (1)$$

Apabila

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} > \frac{S_T + D}{2} \quad (2)$$

Maka kecepatan fluida maximum (V_{max}) di hitung menggunakan rumus :

$$V_{\text{max}} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (3)$$

Parameter - parameter tanpa dimensi adalah parameter yang sangat penting dalam analisa perpindahan panas. Parameter - parameter ini digunakan untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas. Dengan diketahuinya koefisien perpindahan panas maka keefektifitasan suatu alat penukar kalor dapat diketahui.

Parameter - parameter terkait tersebut adalah :

1. Bilangan *Reynolds* (*Reynolds Number*)
Bilangan *Reynolds* dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara gaya inersia dengan gaya kekentalan, didalam kecepatan pada lapis batas.
2. Bilangan *Prandtl* (*Prandtl Number*)
Bilangan *Prandtl* dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara diffusifitas momentum (ν) dengan diffusifitas termal (α).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu / \rho}{k / \rho C_p} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4)$$

(Incropera, F.P., dan DeWitt, D.P., 1996)

3. Bilangan *Nusselt* (*Nusselt Number*)
Bilangan *Nusselt* adalah bilangan tanpa dimensi yang menyatakan gradien temperatur pada suatu permukaan. Bilangan ini menyediakan sebuah pertimbangan tentang transfer panas konveksi yang terjadi pada permukaan.

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (5)$$

(Incropera, F.P., dan DeWitt, D.P., 1996)

Kajian Eksperimental Penentuan Koefisien Perpindahan Panas.

a. Persamaan yang dipergunakan untuk variasi ketebalan *turbulator*

Dalam pengujian karakteristik perpindahan panas konveksi aliran udara dalam *duct*, menggunakan metode pengukuran temperatur dinding (*wall temperature measuring method*) yaitu proses perpindahan panas konveksi yang terjadi dari permukaan dinding luar pipa ke fluida udara yang mengalir di dalam saluran *duct* pada kondisi *steady*.

Proses perpindahan panas *steady state* yang terjadi, dengan asumsi bahwa konduktivitas termal material pipa (k) dianggap konstan, isolasi pada seksi uji dianggap sempurna. Dengan persamaan energinya adalah :

$$\begin{aligned} Q_{konveksifluidapanas-dinding} &= Q_{konduksidindingpipa} \\ &= Q_{konveksidinding-udara} = Q_{udara} \end{aligned}$$

Besar perpindahan panas Q pada kondisi *steady* adalah konstan, maka besar perpindahan panas :

$$Q_{konduksidindingpipa} = Q_{konveksidinding-udara}$$

dimana perumusan untuk $Q_{konduksi \text{ dinding pipa}}$ silinder berrongga adalah :

$$Q_{konduksi} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot (T_{wi} - T_{wo}) \quad (6)$$

(Holman, J. P., 1994)

Untuk $Q_{konveksi \text{ dinding pipa-udara}}$ adalah dikurangi dengan lebar pemasangan *turbulator* sehingga persamaannya :

$$Q_{konveksi \text{ dinding -udara}} = h_{c\theta} \cdot A_w \cdot (T_{wo} - T_{\infty}) \quad (7)$$

(Holman, J. P., 1994)

$$Q_{konveksidinding-udara} = h_{c\theta} \cdot \{ (2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot L) - (2 \cdot l \cdot L) \} \cdot (T_{wo} - T_{\infty}) \quad (8)$$

Sehingga untuk menentukan besarnya koefisien perpindahan panas konveksi lokal adalah dengan mensubstitusikan Persamaan 6 dan 7 menjadi :

$$h_{c\theta} = \frac{2 \pi \cdot k}{(2 \pi \cdot r_o - 2 \cdot l) \cdot \ln \frac{r_o}{r_i}} \cdot \frac{(\bar{T}_{wi} - \bar{T}_{wo})}{(\bar{T}_{wo} - \bar{T}_{\infty})} \quad (9)$$

Dan koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\bar{h}_c = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N h_{c\theta} \quad (10)$$

Bilangan *Nusselt* dapat diperoleh dengan persamaan:

$$Nu_{\theta} = \frac{h_{c\theta} \cdot D_o}{k_f} \quad (11)$$

Untuk mencari temperatur *film* digunakan persamaan:

$$T_f = \frac{\bar{T}_{wo} + \bar{T}_{\infty}}{2} \quad (12)$$

Dan bilangan *nusselt* rata - rata ditentukan dengan:

$$\bar{Nu} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N Nu_{\theta} \quad (13)$$

b. Persamaan yang dipergunakan untuk variasi tanpa *turbulator*

Pada dasarnya perhitungan sama dengan persamaan dengan variasi *turbulator*, yang membedakan adalah pada $Q_{konveksi \text{ dinding-udara}}$ tidak dikurangi dengan lebar pemasangan *turbulator*. Sehingga penurunan persamaannya adalah :

Persaman untuk $Q_{konduksi \text{ dinding pipa}}$ silinder berrongga adalah :

$$Q_{konduksi} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot (T_{wi} - T_{wo}) \quad (14)$$

Persamaan untuk $Q_{konveksi \text{ dinding pipa-udara}}$ tanpa *turbulator* adalah :

$$Q_{konveksi \text{ dinding -udara}} = h_{c\theta} \cdot A_w \cdot (T_{wo} - T_{\infty}) \quad (15)$$

(Holman, J. P., 1994)

Sehingga untuk menentukan besarnya koefisien perpindahan panas konveksi lokal tanpa pemasangan *turbulator* adalah dengan mensubstitusikan Persamaan 14 dan 15 menjadi :

$$h_{c\theta} = \frac{k}{r_o \cdot \ln \frac{r_o}{r_i}} \cdot \frac{(\bar{T}_{wi} - \bar{T}_{wo})}{(\bar{T}_{wo} - \bar{T}_{\infty})} \quad (16)$$

METODOLOGI PENELITIAN

Alat Penelitian

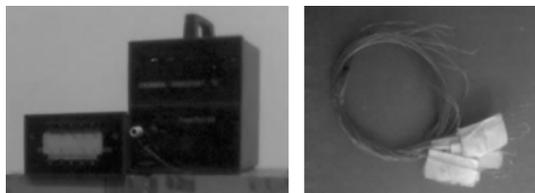
a. *Multi Purpose Air Duct* (MPAD)

Multi purpose air duct adalah alat yang dapat dipakai untuk berbagai macam percobaan. Terbuat dari kayu dimana pada bagian permukaannya dilapisi dengan cat tahan panas. Ukuran penampang melintang saluran ini 300 mm x 150 mm. *Multi purpose air duct* dilengkapi dengan *fan centrifugal* tipe TKE dengan kapasitas 2500ft³/menit pada tekanan $P_s = 112,8 \text{ mmH}_2\text{O}$. daya motor 1.1 kW, 3 ϕ , 380 V, 2820 r/min



Gambar 2. *Multi purpose air duct*.

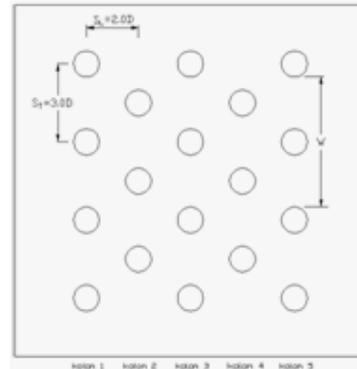
- b. Pemanas air (*Boiler*)
 Digunakan sebagai penyedia fluida panas untuk proses perpindahan kalor. *Boiler* terbuat dari bahan *stainless steel* dengan ukuran 400mm x 400mm x 400mm. Dilengkapi dengan pemanas listrik sebesar 3 x 1 kW, 3 ϕ , 380 V.
- c. *Automatic thermo - controller*
 Digunakan sebagai alat untuk *setting* temperatur air *boiler*, digunakan tipe - IL.70.110/220V dengan IL - 80 EN *Control* egp, dilengkapi dengan *magnetic contactor* mitsubishi S - K20 dan 2 buah termometer digital untuk pengukuran temperatur air masuk dan keluar seksi uji, digunakan merek ST-2 dengan ketelitian 0,1 °C, range -50°C s/d 70 °C.
- d. Pompa air
 Digunakan untuk mensirkulasikan fluida panas melewati alat uji. Pompa air yang digunakan adalah DAB, kapasitas 42 L/menit, *heat* total 33 m, daya 125 W, rpm 2850, 220V/50 Hz/1Ph.
- e. *Rotometer*
 Sebagai alat untuk mengukur debit aliran fluida panas. *Rotometer* yang digunakan adalah tipe SK - 11.
- f. Instrumentasi & alat pengukur temperatur
 Dalam penelitian ini digunakan 6 buah termokopel untuk pengukuran temperatur dinding luar pipa dan 2 buah termokopel untuk pengukuran temperatur udara *duct*. Termokopel yang digunakan untuk adalah tipe T berdiameter 0.1 mm. Dilengkapi dengan *conector*, *selector* dan *reader indikator* temperatur merek OMEGA. Pemasangan termokopel pada dinding luar pipa menggunakan lem *Araldite* yang terdiri dari pengeras (*hardener*) warna merah dan *resin* (warna putih).



Gambar 3. Instrumentasi dan alat pengukur temperatur.

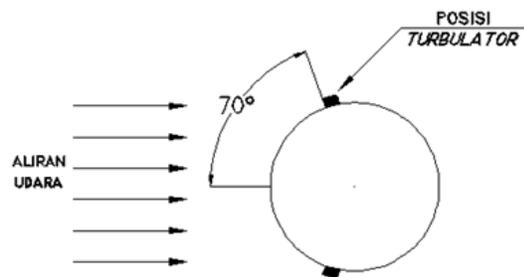
- g. *Anemometer* Digital
Anemometer adalah alat untuk mengukur kecepatan udara. Spesifikasinya adalah :
 - Merek : Lutron® Seri AM-4202
 - Tipe : *vane probe*
 - Ketelitian : 0,1 m/s
- h. *Manometer* miring
 Digunakan untuk mengukur *pressure drop* dengan skala pembacaan Δh .
- i. *Stopwatch*
 Digunakan untuk mengukur waktu.

- j. Susunan pipa pada seksi uji



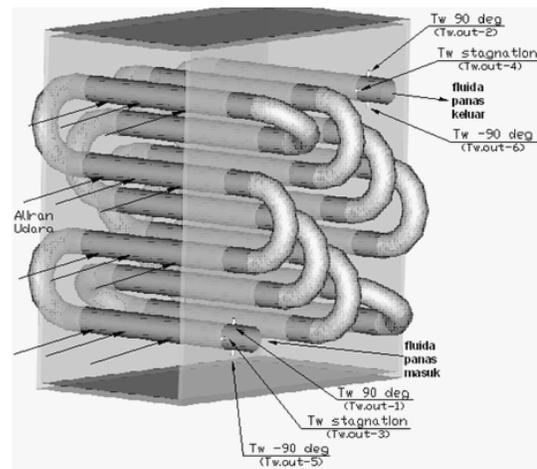
Gambar 4. Skema susunan pipa pada seksi uji.

- k. Skema pemasangan *turbulator*



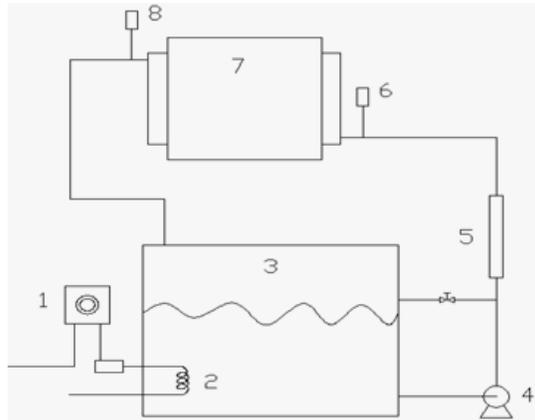
Gambar 5. Skema pemasangan *turbulator*.

- 1. Pemasangan termokopel
 Cara pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur dinding luar pipa adalah dengan membuat alur (titik) pada permukaan pipa sebesar ujung dari termokopel, setelah itu termokopel ditempatkan pada alur tersebut kemudian direkatkan dengan lem *Araldite*.

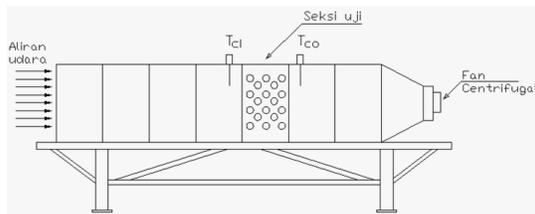


Gambar 6. Gambar pemasangan termokopel.

Skema Prinsip Kerja Alat Uji



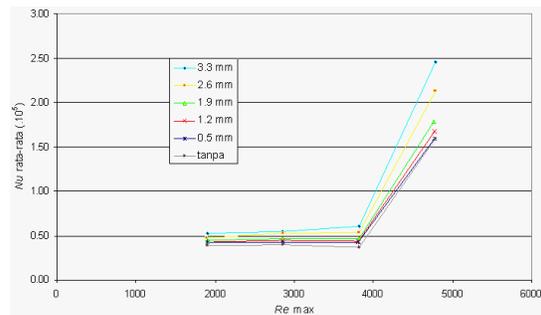
Gambar 7. Skema prinsip kerja alat uji.



Gambar 8. Skema alat uji.

HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Pengaruh variasi ketebalan *turbulator* terhadap bilangan *Nusselt* rata - rata



Gambar 9. Grafik bilangan *Nusselt* rata - rata vs bilangan *Reynolds*.

Pada Gambar 9 terlihat bahwa semakin tebal ukuran *turbulator* maka akan memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata yang semakin tinggi pula.

Untuk variasi ketebalan *turbulator* 3.3 mm pada variasi kecepatan udara 1.0 m/s, 1.5 m/s dan 2.0 m/s memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata berturut - turut sebesar 52507.55 $W/m^2.K$, 54146.54 $W/m^2.K$ dan 60836.50 $W/m^2.K$. Terlihat bahwa dengan bertambahnya kecepatan udara hanya memberikan peningkatan bilangan *Nusselt* rata - rata yang cukup kecil. Tetapi pada variasi kecepatan udara 2.5 m/s terlihat adanya peningkatan bilangan

Nusselt rata - rata yang cukup berarti yaitu sebesar 245612.20 $W/m^2.K$.

Untuk variasi ketebalan *turbulator* 2.6 mm pada variasi kecepatan udara 1.0 m/s dan 1.5 m/s memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata sebesar 47590.72 $W/m^2.K$ dan 52894.40 $W/m^2.K$, terlihat bahwa hanya terjadi peningkatan yang sangat kecil sedangkan pada variasi kecepatan udara 2.0 m/s peningkatan bilangan *Nusselt* rata-rata yang terjadi semakin kecil apabila dibandingkan pada variasi ketebalan *turbulator* 3.3 mm yaitu sebesar 53411.13 $W/m^2.K$. Akan tetapi pada variasi kecepatan udara 2.5 m/s memberikan peningkatan nilai bilangan *Nusselt* rata-rata yang cukup berarti yaitu sebesar 213356.08 $W/m^2.K$.

Untuk variasi ketebalan *turbulator* 1.9 mm pada variasi kecepatan udara 1.0 m/s dan 1.5 m/s memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata-rata sebesar 44614.56 $W/m^2.K$ dan 46985.10 $W/m^2.K$, terlihat bahwa hanya terjadi peningkatan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata yang sangat kecil sedangkan pada variasi kecepatan udara 2.0 m/s justru terjadi sedikit penurunan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata yaitu sebesar 46712.77 $W/m^2.K$. Dan setelah itu pada variasi kecepatan udara 2.5 m/s terjadi peningkatan yang cukup berarti yaitu sebesar 178311.57 $W/m^2.K$.

Trend yang sama juga masih terlihat pada variasi ketebalan *turbulator* 1.2 mm, 0.5 mm dan pada variasi tanpa *turbulator*. Untuk variasi ketebalan *turbulator* 1.2 mm pada variasi kecepatan udara 1.0 dan 1.5 m/s memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata 42867.92 $W/m^2.K$ dan 44221.18 $W/m^2.K$ terlihat bahwa hanya terjadi peningkatan yang sangat kecil sedangkan pada variasi kecepatan udara 2.0 m/s justru terjadi sedikit penurunan nilai bilangan *Nusselt* rata-rata yaitu sebesar 43290.45 $W/m^2.K$. Setelah itu pada variasi kecepatan udara 2.5 m/s terjadi peningkatan yang cukup berarti yaitu sebesar 166564.61 $W/m^2.K$.

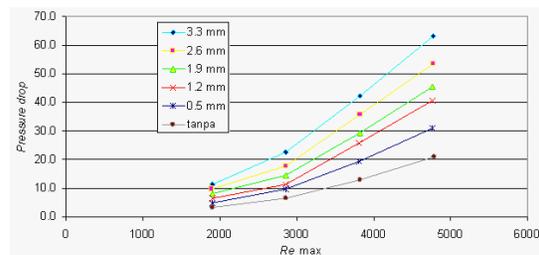
Sedangkan untuk variasi ketebalan *turbulator* 0.5 mm pada variasi kecepatan udara 1.0 m/s dan 1.5 m/s memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata-rata sebesar 42645.19 $W/m^2.K$ dan 42926.05 $W/m^2.K$, terlihat bahwa hanya terjadi peningkatan yang sangat kecil sedangkan pada variasi kecepatan udara 2.0 m/s justru terjadi sedikit penurunan nilai bilangan *Nusselt* rata-rata yaitu sebesar 42074.25 $W/m^2.K$. Akan tetapi pada variasi kecepatan udara 2.5 m/s terjadi peningkatan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata yang cukup berarti yaitu sebesar 158960.31 $W/m^2.K$.

Dan untuk variasi tanpa *turbulator* pada variasi kecepatan udara 1.0 m/s dan 1.5 m/s memberikan nilai bilangan *Nusselt* rata-rata sebesar 38683.39 $W/m^2.K$ dan 39731.63 $W/m^2.K$, terlihat peningkatan yang terjadi sangat kecil sedangkan pada variasi kecepatan udara 2.0 m/s justru terjadi sedikit penurunan nilai bilangan *Nusselt* rata - rata yaitu sebesar 36767.64 $W/m^2.K$. Setelah itu pada variasi kecepatan udara 2.5 m/s terjadi peningkatan nilai

bilangan *Nusselt* rata - rata yang cukup berarti yaitu sebesar $158660.62 \text{ W/m}^2.K$.

Dari hasil tersebut diatas terlihat bahwa grafik bilangan *Nusselt* rata - rata identik sama dengan grafik koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata, hal tersebut disebabkan oleh nilai konduktivitas termal udara yang tidak jauh berbeda dari tiap - tiap sudut pengukuran maupun perubahan variasi (ketebalan ataupun kecepatan udara). Sehingga analisa hasil penelitian bilangan *Nusselt* rata - rata adalah sama dengan analisa hasil untuk koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata.

b. Pengaruh variasi ketebalan *turbulator* terhadap penurunan tekanan (*Pressure drop*)



Gambar 10. Grafik *Pressure drop* vs bilangan *Reynolds*.

Gambar 10 menunjukkan bahwa semakin tebal ukuran *turbulator* yang digunakan akan memberikan *pressure drop* yang semakin tinggi pula.

Terlihat pada variasi ketebalan *turbulator* 3.3 mm memberikan *pressure drop* terbesar dibandingkan pada variasi ketebalan 2,6 mm, 1,9 mm, 1,2 mm, 0,5 mm dan tanpa *turbulator*. Pada grafik terlihat adanya perbedaan *pressure drop* yang cukup besar pada tiap - tiap variasi ketebalan *turbulator* dan juga pada tiap variasi kecepatan udara. *Pressure drop* untuk variasi kecepatan udara berturut-turut 1.0 m/s, 1.5 m/s, 2.0 m/s dan 2.5 m/s pada variasi ketebalan *turbulator* 3.3 mm yaitu sebesar 11.36 Pa, 22.72 Pa, 42.19 Pa dan 63.29 Pa. Sedang pada variasi ketebalan *turbulator* 2.6 mm yaitu sebesar 9.74 Pa, 17.85 Pa, 35.70 Pa dan 53.55 Pa. Pada variasi ketebalan *turbulator* 1.9 mm yaitu sebesar 8.11 Pa, 14.61 Pa, 29.21 Pa dan 45.44 Pa. Pada variasi ketebalan *turbulator* 1.2 mm yaitu sebesar 6.49 Pa, 11.36 Pa, 25.96 Pa dan 40.57 Pa. Pada variasi ketebalan *turbulator* 0.5 mm yaitu sebesar 4.87 Pa, 9.74 Pa, 19.47 Pa dan 30.83 Pa. Dan pada variasi tanpa *turbulator* sebesar 3.25 Pa, 6.49 Pa, 12.98 Pa dan 21.10 Pa.

Dari hasil penelitian tersebut diatas terlihat bahwa semakin tebal ukuran *turbulator* yang digunakan maka akan memberikan *pressure drop* yang semakin tinggi pula. Hal tersebut terjadi karena semakin besar pula perbedaan tekanan antara daerah *favorable pressure gradient* dengan daerah *adverse*

pressure gradient sehingga akan mengakibatkan peningkatan *pressure drop*.

Dari hasil penelitian tersebut mengindikasikan bahwa hasil penelitian identik sama dengan penelitian yang dilakukan oleh Hussein M Fahmy dkk, (1989) tentang pengaruh perluasan area permukaan (*surface extended*) terhadap perpindahan panas dan penurunan tekanan, dimana dinyatakan bahwa dengan perluasan area permukaan (*surface extended*) akan dapat meningkatkan perpindahan panasnya tetapi juga akan meningkatkan penurunan tekanan (*pressure drop*).

Dan dengan bertambahnya variasi kecepatan aliran udara maka penurunan tekanan (*pressure drop*) juga akan meningkat, hal tersebut terjadi karena adanya *turbulensi* aliran yang semakin besar pada daerah *adverse pressure gradient* sehingga akan meningkatkan penurunan tekanan (*pressure drop*). Hasil penelitian tersebut juga identik dengan penelitian yang dilakukan oleh Pethkool Somsak dkk, (2006) tentang pengaruh penambahan "Lowered" *turbulator* terhadap perpindahan panas dan penurunan tekanan, dimana dinyatakan bahwa *trend line* meningkatnya penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah non linear terhadap peningkatan bilangan *Reynolds*.

KESIMPULAN

Dari perbandingan hasil yang diperoleh pada tiap - tiap variasi ketebalan *turbulator* dan variasi tanpa *turbulator* dapat disimpulkan hal - hal sebagai berikut :

1. Pengaruh variasi ketebalan *turbulator* terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata adalah dengan semakin bertambahnya variasi ketebalan *turbulator* maka koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata juga akan semakin meningkat. Pada variasi ketebalan *turbulator* 3.3 mm menunjukkan koefisien perpindahan panas konveksi rata - rata terbesar untuk semua variasi bilangan *Reynolds* yaitu sebesar $64947,06 \text{ W/m}^2.K$, $66973,51 \text{ W/m}^2.K$, $75156,10 \text{ W/m}^2.K$ dan $303222,49 \text{ W/m}^2.K$.
2. Pengaruh variasi ketebalan *turbulator* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah dengan semakin bertambahnya variasi ketebalan *turbulator* maka penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi juga akan semakin besar. Pada variasi ketebalan *turbulator* 3.3 mm menunjukkan penurunan tekanan (*pressure drop*) terbesar untuk semua variasi bilangan *Reynolds* yaitu sebesar 11.36 Pa, 22,72 Pa, 42.19 Pa dan 63.29 Pa.
3. Diperoleh perumusan empirik bilangan *Nusselt* rata-rata hasil eksperimen untuk variasi ketebalan *turbulator* 3,3 mm adalah :

$$\overline{Nu} = 5.12 Re^{1.4} Pr^{4.69}$$

SARAN

Untuk lebih mengembangkan penelitian ini, penulis menyarankan perlu adanya pengujian dengan variasi bilangan *Reynolds* yang lebih tinggi agar diperoleh *trend line* yang lebih memuaskan.

DAFTAR PUSTAKA

- Anderson, J.D., 1985, *Fundamentals of Aerodynamics*, International Edition, McGraw Hill Inc, USA.
- Anggoro, Wisnu, 2008, *Pengaruh Letak Turbulator Terhadap Perpindahan Panas Aliran Silang di dalam Susunan Silinder Staggered*, Universitas Sebelas Maret, Surakarta
- Cesini, G., Ricci, R., Montelpare, S., Silvi, E., 2001, *A Thermographic Method to Evaluate Laminar Bubble Phenomena on Airfoil Operating at Low Reynolds Number*, 56^o Cong. Naz. ATI, Naples.
- Holman, J. P., 1994, *Heat Transfer*, 6th edition, McGraw - Hill, Ltd.
- Holman, J. P., and Lloyd, J.R. 1994, *Experimental Methods for Engineers*, McGraw - Hill, Co, New York.
- Hussein M Fahmy dkk, 1989, *Experimental Investigation of the Effect of Extended Surface on The Performance of Tube Banks in Cross Flow*, Mechanical Engineering Department, College of Engineering, King Saud University, P.O. Box 800, Riyadh 11421, Saudi Arabia.
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.Pd, 1996, *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley and Sons Inc., USA.
- Munson B. R., Young D. F., and Okiishi T. H., 2002, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 4th edition, John Wiley and Sons, Inc., USA.
- Pethkool Somsak dkk, 2006, *Effect of Lowered Strip on Heat Transfer in a Concentric Pipe Heat Exchanger*, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand.
- Yongsiri Kittisak dkk, 2006, *Effect of Turbulent Decaying Swirl Flow on Heat Transfer Enhancement in a Tube*, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand.