

## PENGARUH *DEPTH RATIO V-CUT TWISTED TAPE INSERT* TERHADAP KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK

Indri Yaningsih<sup>1,\*</sup>, Agung Tri Wijayanta<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret  
Jl. Ir Sutami No 36A Ketingan Surakarta 57126, Indonesia

\*Corresponding author : indriyaningsih@staff.uns.ac.id

### Abstrak

Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan *V-cut twisted tape insert* (VTT). VTT merupakan modifikasi dari *typical twisted tape insert* (TT) dengan memotong tepi *tape* bagian atas dan bawah berbentuk huruf V secara selang-seling dengan variasi dimensi kedalaman, untuk meningkatkan percampuran fluida di dekat dinding pipa. VTT di pasang pada sisi pipa dalam. VTT divariasi nilai *depth ratio* ( $d_e/W$ ) pada *tape-twist ratio* ( $y/W$ ) yang konstan. *Depth ratio* ( $d_e/W$ ) divariasi pada nilai 0,32; 0,39 dan 0,48. Penelitian ini dilakukan pada rentang bilangan Reynolds 5400 - 17350. Sebagai perbandingan, pada penelitian ini juga diuji penukar kalor tanpa sisipan (*plain tube*) dan dengan penambahan sisipan TT. Fluida kerja di pipa dalam adalah air panas dan di *annulus* adalah air dingin, dengan arah aliran berlawanan arah. Hasil penelitian menunjukkan bahwa menggunakan sisipan VTT, meningkatkan bilangan Nusselt ( $Nu$ ), faktor gesekan ( $f$ ) dan unjuk kerja termal ( $\eta$ ) dibandingkan dengan *plain tube* dan penggunaan TT. Karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal penukar kalor dengan penggunaan sisipan VTT meningkat dengan kenaikan nilai  $d_e/W$  dan mempunyai nilai maksimum pada nilai  $d_e/W = 0,48$ . Bilangan Nusselt rata-rata pipa dalam ( $Nu_i$ ) dengan penambahan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ; 0,39 dan 0,48 berturut-turut meningkat dalam kisaran 46% - 55%; 68% - 72% dan 86% - 97% dibandingkan dengan *plain tube* dan berturut-turut meningkat dalam kisaran 13% - 15%; 26% - 30% dan 41% - 45% dibandingkan dengan penambahan sisipan TT. Faktor gesekan rata-rata pipa dalam dengan penambahan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ; 0,39 dan 0,48 berturut-turut meningkat 3,10; 3,26 dan 3,48 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan *plain tube* dan berturut-turut 1,16; 1,21 dan 1,29 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan pipa dalam dengan TT. Unjuk kerja termal penukar kalor dengan penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ; 0,39 dan 0,48 berturut-turut dalam kisaran 1,135-1,193; 1,252-1,262 dan 1,366-1,394.

**Kata kunci :** *V-cut twisted tape insert*, *V-cut tape depth ratio*, *friction factor*, Nusselt number

### Pendahuluan

Teknik peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor secara luas dimanfaatkan untuk aplikasi pemanasan ataupun pendinginan di dunia industri dengan tujuan untuk mengurangi berat dan ukuran dari penukar kalor atau meningkatkan unjuk kerja dari penukar kalor tersebut. Teknik ini secara umum diklasifikasikan menjadi dua yaitu teknik pasif dan aktif. Teknik aktif membutuhkan daya eksternal seperti *surface vibration* dan pemanfaatan medan magnet atau listrik, sedangkan teknik pasif membutuhkan gangguan terhadap aliran dengan tujuan untuk membangkitkan turbulensi. Teknik pasif

dianggap lebih menguntungkan dibandingkan dengan teknik aktif, karena proses manufaktur sisipan sederhana dan teknik ini dapat secara mudah diterapkan ke suatu penukar kalor. Peningkatan turbulensi aliran pada teknik pasif diharapkan mampu meningkatkan koefisien perpindahan panas secara konveksi sehingga dapat meningkatkan unjuk kerja dari penukar kalor tersebut. Salah satu pembangkit turbulensi yang sedang populer pada saat ini adalah metode sisipan (*insert*) pada aliran dalam pipa. Beberapa teknik pasif dengan metode sisipan yang sering digunakan adalah *Twisted tape*, *helical screw tape*, *wire coils*, *ribs*, *fins*, *dimples*, *mesh insert* dan *louvered*

*strip insert*. Sisipan dengan *twisted tape* dan *wire coil insert* merupakan metode pasif yang dianggap paling ekonomis dalam teknik peningkatan perpindahan panas [1]. Aliran berputar yang dihasilkan oleh *twisted tape* menginduksi turbulensi dekat dinding pipa, menghasilkan lintasan aliran fluida yang lebih panjang dalam pipa, memperbaiki pencampuran fluida, dan mengurangi ketebalan lapis batas termal, dengan demikian meningkatkan laju perpindahan panas konveksi. Seiring dengan peningkatan perpindahan panas, gesekan dalam pipa yang dilengkapi dengan *twisted tape* tak dapat dihindari juga akan meningkat. Sehingga dalam merancang penukar kalor dengan menggunakan teknik ini, analisis laju perpindahan panas dan juga faktor gesekan harus dilakukan.

Beberapa penelitian dilakukan untuk menemukan hubungan terbaik antara peningkatan perpindahan panas dengan kenaikan gesekan untuk beberapa aplikasi [2-6]. Unjuk kerja penukar kalor dengan sisipan *twisted tape* sangat tergantung pada geometri *twisted tape*. Desain yang tepat dari *twisted tape* memberikan peningkatan laju perpindahan panas dengan nilai penurunan tekanan dalam batas yang dapat diterima, sehingga mempengaruhi penghematan energi.

Modifikasi *twisted tape insert* berupa potongan-potongan kecil (*small cuts*) pada tepi *tape* dilakukan sebagai salah satu usaha untuk meningkatkan laju perpindahan panas dalam pipa. Penelitian yang terkait diantaranya Murugesan dkk meneliti secara eksperimental karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan aliran turbulen pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*) dan dengan *trapezoidal-cut twisted tape insert* [2], *square-cut twisted tape insert* (STT) dan *plain twisted tape insert* (PTT) [3], *U-cut twisted tape insert* (UTT) dan membandingkannya dengan *plain twisted tape insert* (PTT) [4], *V-cut twisted tape insert* (VTT) dan membandingkannya dengan *plain twisted tape insert* (PTT) [5]. Salam dkk [6] meneliti secara eksperimen karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal aliran turbulen dalam sebuah pipa bulat dengan *rectangular-*

*cut twisted tape insert*. Literatur – literatur tersebut menunjukkan bahwa modifikasi berupa potongan-potongan kecil (*small cuts*) ini memberikan jaminan untuk peningkatan laju perpindahan panas dan unjuk kerja termal. Alasan di balik unjuk kerja termal yang tinggi adalah celah-celah kecil membawa penurunan tekanan dalam sistem ke tingkat yang wajar.

Berdasarkan konsep ini, maka penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan *V-cut twisted tape insert*. *V-cut twisted tape insert* adalah modifikasi *twisted tape insert* berupa potongan-potongan kecil berbentuk huruf V secara bergantian di daerah tepi *tape*.

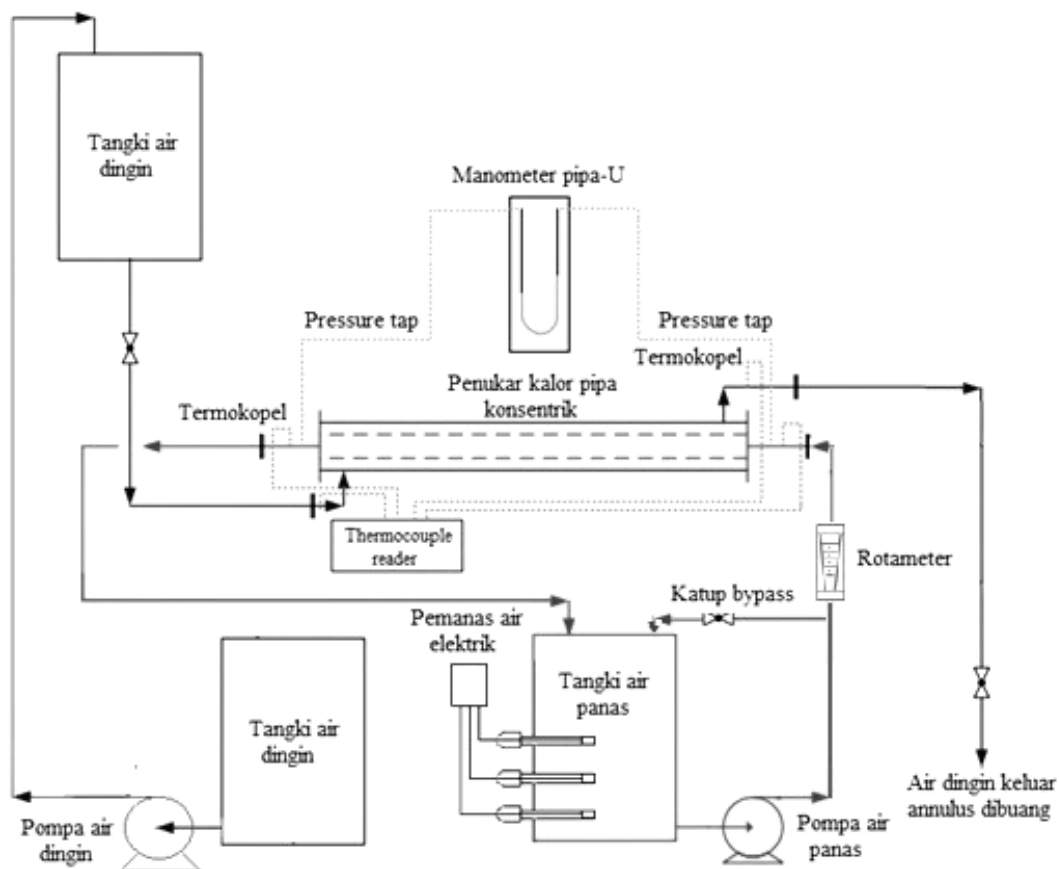
### Metodologi

Skema alat penelitian pegujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan menggunakan VTT dan TT di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 1. Alat penelitian ini terdiri dari tiga sistem, yakni seksi uji, sistem aliran fluida dan sistem pengukuran data. Seksi uji merupakan penukar kalor pipa konsentrik satu laluan yang terdiri dari pipa dalam dan pipa luar. Pipa dalam dan pipa luar berpenampang lingkaran dan terbuat dari aluminium, dengan panjang berturut-turut 2.500 mm dan 1.940 mm. Ukuran pipa dalam; diameter dalam 14,30 mm dan diameter luar 15,80 mm. Ukuran pipa luar; diameter dalam 23,40 mm dan diameter luar 25,40 mm. Bagian luar pipa diisolasi menggunakan *glass wool* untuk mengurangi adanya *heat losses*. Penukar kalor diorientasikan mendatar. Penelitian ini dilakukan pada dua kondisi yaitu dengan menggunakan sisipan dan tanpa sisipan (*plain tube*). VTT dan TT yang digunakan berada pada bagian pipa dalam.

Sistem fluida kerja terdiri dari air panas yang mengalir di pipa dalam dan air dingin yang mengalir di bagian *annulus*. Arah aliran fluida kerja adalah berlawanan arah (*counter flow*). Temperatur air panas masukan ke pipa dalam dijaga konstan pada suhu 60°C, dengan menggunakan pemanas air elektrik yang dikontrol dengan *thermocontroller*. Laju aliran massa air panas di pipa dalam divariasi pada nilai 0,0329 kg/s - 0,0986 kg/s sehingga

didapatkan bilangan Reynolds pada rentang 5400 – 17.350. Air panas di sirkulasi setelah melewati seksi uji. Air dingin di *annulus* dijaga pada laju aliran massa konstan sebesar 0,1027 kg/s. Air dingin setelah melewati seksi uji akan dibuang ke lingkungan. Sistem pengukuran data terdiri dari pengukuran laju aliran fluida, tekanan dan temperatur. Rotameter digunakan untuk mengukur besarnya laju aliran massa air panas yang masuk ke dalam seksi uji. Dua *pressure tap* dipasang pada sisi masuk dan sisi

keluar dari pipa dalam. *Pressure tap* dihubungkan dengan manometer pipa U untuk mengetahui beda tekanan yang terjadi. Fluida dalam manometer adalah air. Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik secara selang-seling, dan temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*. Data yang dipakai untuk analisa adalah data pada saat penukar kalor mencapai kondisi tunak.



Gambar 1. Skema alat penelitian

*Twisted tape insert* yang digunakan dalam penelitian ini terbuat dari bahan aluminium strip dengan tebal ( $\delta$ ) = 0,7 mm dan lebar ( $W$ ) = 12,6 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga berbentuk sebuah pilinan yang mempunyai panjang *pitch* ( $y$ ) = 50 mm dan nilai *tape-twist ratio* ( $y/W$ ) sebesar 3,97. Nomenklatur TT dapat dilihat pada gambar 2. VTT divariasi nilai *depth ratio* ( $d_e/W$ ) pada *tape-twist ratio* ( $y/W$ ) yang konstan, dimana  $d_e$  adalah kedalaman V-cut,  $w$  adalah lebar V-cut dan  $W$  adalah lebar *tape* (*tape width*).

Nomenklatur *V-cut twisted tape insert* dapat dilihat pada gambar 3.



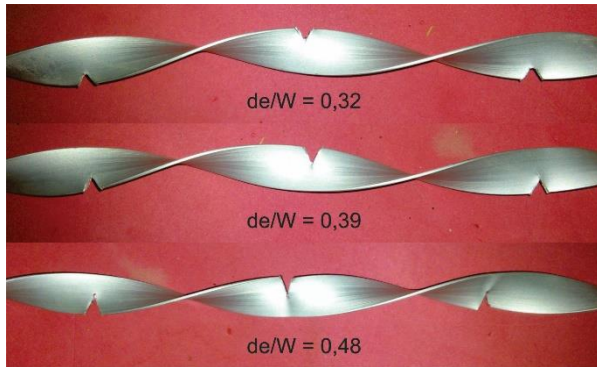
Gambar 2. Nomenklatur *Twisted tape insert*



Gambar 3. Nomenklatur *V-cut twisted tape insert*

Pengaruh *depth ratio* ( $d_e/W$ ) dilakukan pada  $y/W$  yang konstan. Nilai  $d_e$  divariasi sebesar 4

mm, 5 mm dan 6 mm dengan nilai  $w$  konstan sebesar 4 mm. Sehingga pada penelitian ini  $d_e/W$  divariasi sebesar 0,32, 0,39 dan 0,48. VTT dengan variasi  $d_e/W$  0,32, 0,39 dan 0,48 dapat dilihat pada gambar 4.



Gambar 4. VTT dengan variasi  $d_e/W$  pada  $y/W = 3,97$

Data eksperimen pada kondisi tunak digunakan untuk menghitung bilangan Nusselt, faktor gesekan dan faktor unjuk kerja termal pada bilangan Reynolds ( $Re$ ) yang berbeda dalam daerah aliran turbulen di sisi pipa dalam untuk kasus VTT, TT dan *plain tube*. Langkah pertama, laju perpindahan panas di pipa dalam dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1)$$

Laju perpindahan panas ke air dingin di sisi *annulus* dapat dihitung dengan:

$$Q_c = \dot{m} \cdot C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = h_o \cdot A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - \bar{T}_{b,o}) \quad (2)$$

dimana

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \text{ dan } \bar{T}_{w,o} = \frac{\sum T_{w,o}}{10} \quad (3)$$

$\bar{T}_{w,o}$  adalah temperatur rata-rata dari 10 titik pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam.  $T_{b,o}$  adalah temperatur *bulk* rata-rata air dingin dihitung dari temperatur rata-rata air dingin masuk dan keluar *annulus*. Perbedaan antara dua laju perpindahan panas pada persamaan (1) dan (2) menunjukkan kehilangan panas dari penukar kalor, dimana dapat diasumsikan diabaikan dalam penelitian ini karena penukar kalor diisolasi:

$$Q_{\text{loss}} = Q_h - Q_c \quad (4)$$

Persentase kehilangan panas (%  $Q_{\text{loss}}$ ) melalui isolasi dapat dihitung dan diperkirakan < 5% dari total panas yang disuplai.

Laju perpindahan panas rata-rata,  $Q_{\text{ave}}$  digunakan dalam perhitungan ditentukan dari sisi air panas dan sisi air dingin sebagai berikut:

$$Q_{\text{ave}} = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (5)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh di pipa dalam,  $U_i$ , dapat ditentukan dari:

$$Q_{\text{ave}} = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{\text{LMTD}} \quad (6)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam,  $h_i$  didapatkan dari tahanan termal total yang terdiri dari tiga tahanan dalam susunan seri; tahanan termal konveksi pada pipa dalam, tahanan termal konduksi dari dinding pipa dalam dan tahanan termal konveksi pada sisi *annulus*.

$$\frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (7)$$

Sehingga  $h_i$  dapat dihitung dari persamaan (7) sebagai berikut:

$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2k_p} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (8)$$

Bilangan Nusselt rata-rata di sisi pipa dalam dihitung dari koefisien perpindahan konveksi rata-rata di pipa dalam sebagai berikut:

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_i} \quad (9)$$

Faktor gesekan di pipa dalam,  $f$ , dapat dihitung dari:

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho u^2/2)(L/d_i)} \quad (10)$$

Bilangan Reynolds ( $Re$ ) aliran air panas di pipa dalam dihitung dengan:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d_i}{\mu} \quad (11)$$

Semua sifat-sifat termofisik fluida air panas ditentukan berdasarkan temperatur fluida *bulk* rata-rata ( $T_b$ ).

Faktor unjuk kerja termal ( $\eta$ ) adalah salah satu parameter kunci dalam desain penukar kalor. Salah satu metode untuk mengevaluasi potensi aplikasi praktis dari *twisted tape* adalah membandingkan koefisien perpindahan panas

konveksi dalam sebuah pipa yang dilengkapi *twisted tape* dengan *plain tube* di bawah kondisi daya pemompaan yang sama. Untuk daya pemompaan yang konstan [7]:

$$(\dot{V} \cdot \Delta P)_p = (\dot{V} \cdot \Delta P)_t \quad (12)$$

dan hubungan antara faktor gesekan dengan bilangan Reynolds untuk *plain tube* dan pipa dalam dengan penambahan *twisted tape* dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$(f \cdot Re^3)_p = (f \cdot Re^3)_t \quad (13)$$

Faktor unjuk kerja termal pada daya pemompaan yang konstan adalah perbandingan koefisien perpindahan panas konveksi dari pipa dalam dengan penambahan *twisted tape* dengan *plain tube* dimana dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta = \frac{h_t}{h_p} \bigg|_{pp} \quad (14)$$

Kombinasi persamaan (12) – (14) menghasilkan:

$$\eta = (Nu_t / Nu_p) / (f_t / f_p)^{1/3} \quad (15)$$

Faktor unjuk kerja termal, menunjukkan keuntungan praktis dari penggunaan *twisted tape* yang diperoleh dari persamaan (15), dimana laju perpindahan panas dan faktor gesekan dalam pipa dengan dan tanpa *twisted tape* secara simultan ditentukan pada daya pemompaan yang sama.

### Hasil dan Pembahasan

#### • Validasi hasil eksperimen

Karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan *plain tube* dinyatakan dalam bilangan Nusselt ( $Nu$ ) dan faktor gesekan ( $f$ ). Bilangan Nusselt divalidasi dengan korelasi – korelasi dari Petukhov (persamaan 16) dan Gnielinski (persamaan 17), sedangkan untuk faktor gesekan dengan korelasi Blasius (persamaan 19) dan korelasi colebrook [8]. Gambar 5 dan 6 menunjukkan perbandingan bilangan Nusselt dan faktor gesekan *plain tube* yang diperoleh dari penelitian dengan korelasi-korelasi empirik Petukhov, Gnielinski dan Blasius.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (16)$$

Persamaan Petukhov (persamaan 16) berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

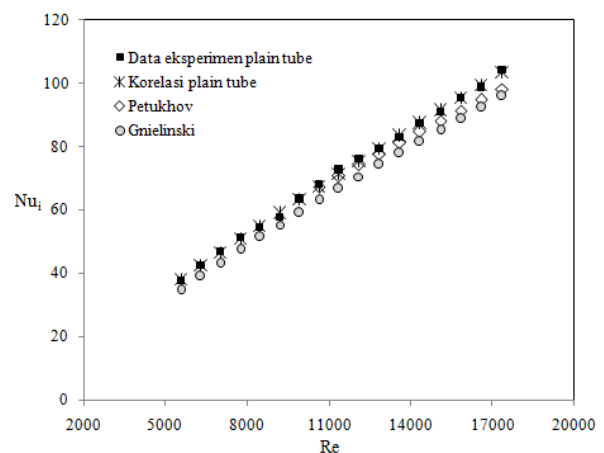
Persamaan Gnielinski (persamaan 17) berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ .

Pada persamaan (16) dan (17) nilai faktor gesekan ( $f$ ) dinyatakan sebagai berikut:

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (18)$$

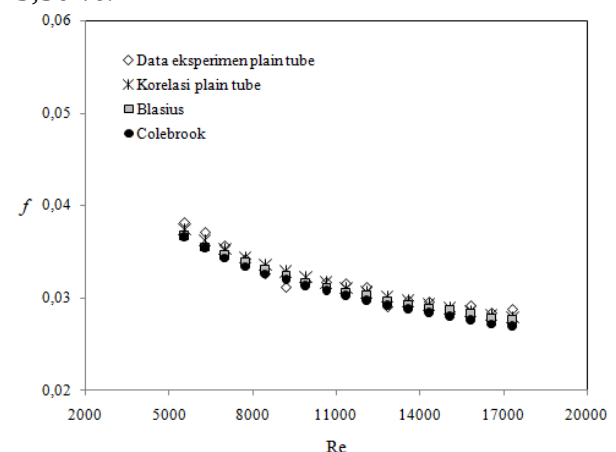
Persamaan faktor gesekan Blasius:

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad 4 \times 10^3 < Re < 10^5 \quad (19)$$



Gambar 5. Validasi bilangan Nusselt untuk *plain tube*

Bilangan Nusselt yang diperoleh dari eksperimen untuk *plain tube* sesuai dengan hasil prediksi dari korelasi Petukhov dan Gnielinski dengan ketidaksesuaian berturut-turut  $\pm 3,16\%$  dan  $\pm 7,38\%$ . Faktor gesekan *plain tube* sesuai dengan hasil prediksi dari korelasi Blasius dan Colebrook dengan ketidaksesuaian berturut – turut  $\pm 2,42\%$  dan  $3,50 \%$ .



Gambar 6. Validasi faktor gesekan untuk *plain tube*

Hasil eksperimen untuk *plain tube* dibuat korelasi-korelasi untuk bilangan Nusselt dan faktor gesekan sebagai berikut:

$$Nu = 0,012 Re^{0,892} Pr^{0,299} \quad (20)$$

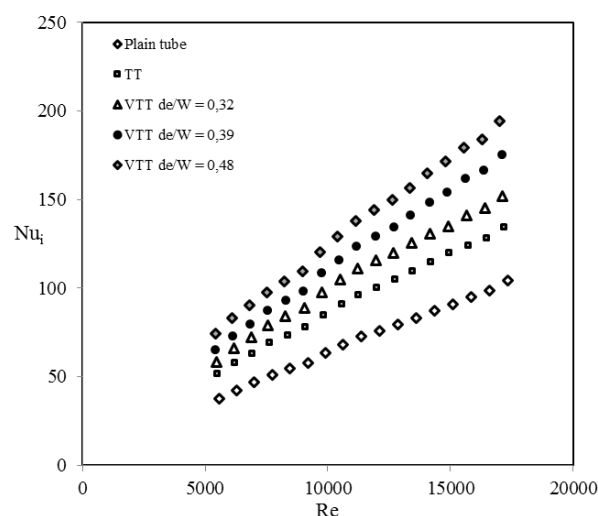
$$f = 0,352 Re^{-0,260} \quad (21)$$

Persamaan (20) dan (21) mewakili data eksperimen dengan ketidaksesuaian tidak lebih dari  $\pm 2\%$  untuk bilangan Nusselt dan  $\pm 6\%$  untuk faktor gesekan, seperti digambarkan berturut-turut dalam gambar 5 dan 6.

#### • Karakteristik Perpindahan Panas

Karakteristik perpindahan panas dinyatakan dengan hubungan antara bilangan Nusselt ( $Nu_i$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) di pipa dalam. Grafik hubungan bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds di pipa dalam dengan penambahan TT, VTT dan *plain tube* dapat dilihat pada gambar 7.

Dari gambar 7. terlihat bahwa bilangan Nusselt rata-rata ( $Nu_i$ ) meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds. Hal ini terjadi untuk semua kasus, baik untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan sisipan TT dan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$ . Dari gambar 7. terlihat bahwa dengan penambahan sisipan TT dan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$ ,  $Nu_i$  rata-rata di pipa dalam lebih besar dibandingkan dengan  $Nu_i$  rata-rata *plain tube*. Penambahan TT di pipa dalam dapat meningkatkan nilai  $Nu_i$  jika dibandingkan dengan *plain tube*. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan sisipan TT di pipa dalam, dapat menghasilkan aliran berputar (*swirl flow*), dimana aliran berputar menginduksi turbulensi dekat dinding pipa, menghasilkan lintasan aliran fluida yang lebih panjang dalam pipa, memperbaiki pencampuran fluida, dan mengurangi ketebalan lapis batas termal, dengan demikian meningkatkan laju perpindahan panas konveksi.



Gambar 7. Grafik hubungan  $Nu_i$  dengan  $Re$

Penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$ ,  $Nu_i$  rata-rata di pipa dalam lebih besar dibandingkan dengan  $Nu_i$  rata-rata *plain tube* dan pipa dalam dengan penambahan sisipan TT. Hal ini disebabkan karena sisipan VTT memberikan tambahan turbulensi ke fluida di sekitar dinding pipa dan vortisitas di belakang potongan-potongan V sehingga menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan *plain tube* dan sisipan TT [5]. Peningkatan perpindahan panas ( $Nu_i$ ) karena sisipan VTT ini juga disebabkan karena kenaikan pencampuran fluida dan intensitas turbulensi [9-11], pengaruh sinergi dari sirkulasi vorteks bersama dengan aliran sekunder (*secondary flow*) sebagai tambahan dengan aliran berputar utama [12], dan kenaikan turbulensi di dekat permukaan dinding pipa [13]. Dari gambar 7. dapat dilihat bahwa nilai  $Nu_i$  rata-rata di pipa dalam meningkat dengan kenaikan nilai *V-cut tape depth ratio* ( $d_e/W$ ), ini sesuai dengan penelitian Murugesan [5]. Hal ini disebabkan karena dengan nilai  $d_e/W$  yang lebih tinggi, vortisitas di belakang potongan V meningkat lebih tinggi, menghasilkan kenaikan turbulensi dan meningkatkan perpindahan panas [5].

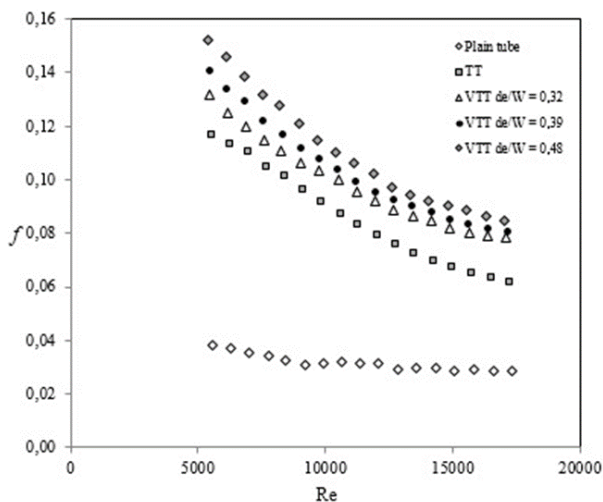
Pada kisaran  $5400 < Re < 17.350$ , nilai  $Nu_i$  pipa dalam dengan penambahan TT dan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut meningkat dalam kisaran 29% - 37%; 46% - 55%; 68% - 72% dan 86% - 97% dibandingkan dengan *plain tube*. Nilai  $Nu_i$  pipa dalam dengan penambahan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut



meningkat dalam kisaran 13% - 15%; 26% - 30% dan 41% - 45% dibandingkan dengan penambahan TT.

#### • Karakteristik Faktor Gesekan

Grafik hubungan faktor gesekan ( $f$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) di pipa dalam dengan penambahan TT, VTT dan *plain tube* dapat dilihat pada gambar 8.



Gambar 8. Grafik hubungan  $f$  dengan  $Re$

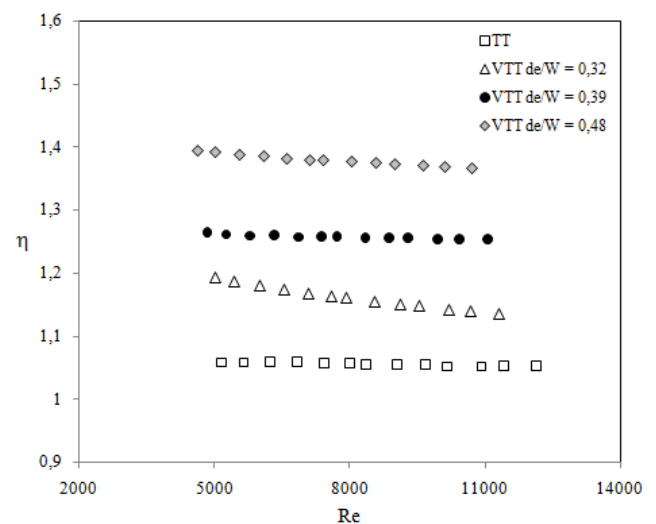
Nilai faktor gesekan ( $f$ ) pipa dalam berkurang dengan kenaikan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan sisipan TT dan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  lebih tinggi dibandingkan faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan sisipan TT. Hal ini disebabkan karena penambahan gangguan meningkatkan kontak tangensial antara aliran sekunder dengan permukaan dinding pipa [3]. Pada pipa dalam dengan penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$ , nilai faktor gesekan meningkat dengan kenaikan nilai  $d_e/W$ , hal ini serupa dengan penelitian Murugesan [5]. Hal ini disebabkan karena dengan nilai  $d_e/W$  yang lebih tinggi, vortisitas di belakang potongan V meningkat lebih tinggi, menghasilkan kenaikan turbulensi dan meningkatkan faktor gesekan [5].

Pada kisaran  $5400 < Re < 17.350$  nilai faktor gesekan rata-rata di pipa dalam dengan penambahan sisipan TT dan VTT dengan  $d_e/W$

$= 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut 2,70; 3,10; 3,26 dan 3,48 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan *plain tube*. Nilai faktor gesekan rata-rata pipa dalam dengan penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut 1,16; 1,21 dan 1,29 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan sisipan TT.

#### • Karakteristik Faktor Unjuk Kerja Termal

Grafik hubungan faktor unjuk kerja termal ( $\eta$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) dapat dilihat pada gambar 9.



Gambar 9. Hubungan  $\eta$  dengan  $Re$

Pada gambar 9 adalah grafik hubungan faktor unjuk kerja termal dengan bilangan Reynolds pada daya pemompaan yang sama, sehingga nilai bilangan Reynolds menjadi berbeda untuk nilai daya pemompaan yang sama untuk masing-masing sisipan. Unjuk kerja termal ( $\eta$ ) pada daya pemompaan yang konstan adalah perbandingan koefisien perpindahan panas konveksi dari pipa dalam dengan penambahan sisipan TT atau VTT terhadap koefisien perpindahan panas konveksi dari *plain tube*. Nilai unjuk kerja termal di atas satu menunjukkan penghematan energi dengan menggunakan pipa dengan TT atau VTT relatif terhadap *plain tube*. Secara umum unjuk kerja termal dari penukar kalor dengan sisipan TT dan VTT dengan  $d_e/W = 0,32$ ;  $0,39$  dan  $0,48$  menurun dengan kenaikan bilangan Reynolds. Dari gambar 9. dapat dilihat bahwa dengan penambahan sisipan

VTT dengan  $d_e/W = 0,32; 0,39$  dan  $0,48$  unjuk kerja termal meningkat dengan kenaikan nilai  $d_e/W$ . Hal ini sesuai dengan penelitian Murugesan [5]. Unjuk kerja termal penukar kalor dengan penambahan sisipan TT dan VTT dengan  $d_e/W = 0,32; 0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut dalam kisaran 1,051-1,059; 1,135-1,193; 1,252-1,262 dan 1,366-1,394. Modifikasi TT berupa VTT dengan  $d_e/W = 0,32; 0,39$  dan  $0,48$  dapat meningkatkan unjuk kerja termal penukar kalor dibandingkan dengan sisipan TT. Nilai unjuk kerja termal penukar kalor dengan penambahan VTT dengan  $d_e/W = 0,32; 0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut meningkat dalam kisaran 8%-12,7%; 19,1%-19,3% dan 30%-31,66% dibandingkan dengan penambahan TT.

### Kesimpulan

Berdasarkan analisis data dan pembahasan mengenai pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan sisipan *V-cut twisted tape insert* (VTT) dengan variasi *depth ratio* ( $d_e/W$ ) = 0,32; 0,39 dan 0,48, dan *V-cut tape width ratio* ( $w/W$ ) = 0,32; 0,30 dan 0,48 dapat diambil beberapa kesimpulan karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan penukar kalor dengan penambahan sisipan VTT meningkat dengan kenaikan nilai  $d_e/W$ . Pada kisaran  $5400 < Re < 17.350$ , nilai bilangan Nusselt rata-rata pipa dalam ( $Nu_i$ ) dengan penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32; 0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut meningkat dalam kisaran 46% - 55%; 68% - 72% dan 86% - 97% dibandingkan dengan *plain tube* dan berturut-turut meningkat dalam kisaran 13% - 15%; 26% - 30% dan 41% - 45% dibandingkan dengan penambahan sisipan TT. Unjuk kerja termal penukar kalor dengan penambahan sisipan VTT dengan  $d_e/W = 0,32; 0,39$  dan  $0,48$  berturut-turut dalam kisaran 1,135-1,193; 1,252-1,262 dan 1,366-1,394 dibandingkan *plain tube*.

### Referensi

[1] Dewan, P. Mahanda, K. Sumithra Raju, P. Suresh Kumar, Review of passive heat transfer augmentation techniques, J. Power Energy 218 (2004) 509–525.

- [2] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a tube fitted with trapezoidal-cut twisted tape insert, International Journal of Academic Research, Vol. 1 (2009) pp. 123-128.
- [3] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape, Chinese Journal of Chemical Engineering, Vol. 18 (2010) pp. 609-617.
- [4] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Heat transfer and friction factor in a tube equipped with U-cut twisted tape insert, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Vol. 5 (2011) pp. 559 – 565.
- [5] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 38 (2011) pp. 329–334.
- [6] Salam, B., Biswas, S., Saha, S., Bhuiya, M.M.K., Heat transfer enhancement in a tube using rectangular-cut twisted tape insert, Procedia Engineering, Vol. 56 (2013) pp. 96 – 103.
- [7] R.L. Webb, “Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 24, pp. 715–726, April 1981.
- [8] Y.A. Cengel, Heat and Mass Transfer, 5<sup>th</sup> edition McGraw-Hill, 2008 (Chapter 8).
- [9] Chang, S.W., Yang, T.L., Liou, J.S., 2007a, Heat transfer and pressure drop in a tube with broken twisted tape insert, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 489-501.
- [10] Chang, S.W., Jan, Y.J., Liou, J.S., 2007b, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 506-518.
- [11] Chang, S.W., Lees, A.W., Chang, H.T., 2009, Influence of spiky twisted tape insert on thermal fluid performance of tubular air-water bubbly flow”, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 2341-2354.



- [12] Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., 2010a, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 310-318.  
 [13] Eiamsa-ard, S., Seemawute, P., Wongcharee, K., 2010b, Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp.711–719.

**Daftar notasi**

|             |                                                                                                               |
|-------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $A_i$       | luas permukaan dalam pipa dalam ( $m^2$ )                                                                     |
| $A_o$       | luas permukaan luar pipa dalam ( $m^2$ )                                                                      |
| $C_{p,c}$   | panas jenis air dingin di <i>annulus</i> ( $kJ/kg.^{\circ}C$ )                                                |
| $C_{p,h}$   | panas jenis air panas di pipa dalam ( $kJ/kg.^{\circ}C$ )                                                     |
| $d_e$       | kedalaman V-cut (mm)                                                                                          |
| $d_i$       | diameter dalam pipa dalam (m)                                                                                 |
| $d_o$       | diameter luar pipa dalam (m)                                                                                  |
| $D_i$       | diameter dalam pipa luar (m)                                                                                  |
| $D_o$       | diameter luar pipa luar (m)                                                                                   |
| $f$         | faktor gesekan                                                                                                |
| $f_p$       | faktor gesekan <i>plain tube</i>                                                                              |
| $f_t$       | faktor gesekan pipa dalam dengan <i>twisted tape</i>                                                          |
| $h_i$       | koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam ( $W/m^2.^{\circ}C$ )                            |
| $h_o$       | koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di <i>annulus</i> ( $W/m^2.^{\circ}C$ )                        |
| $h_p$       | koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di <i>plain tube</i> ( $W/m^2.^{\circ}C$ )                     |
| $h_s$       | koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan <i>twisted tape</i> ( $W/m^2.^{\circ}C$ ) |
| $k_i$       | konduktivitas termal rata-rata air panas di pipa dalam ( $W/m.^{\circ}C$ )                                    |
| $k_p$       | konduktivitas termal material pipa dalam ( $W/m.^{\circ}C$ )                                                  |
| $L$         | panjang pipa (m)                                                                                              |
| $\dot{m}_c$ | laju aliran massa air dingin di <i>annulus</i> ( $kg/s$ )                                                     |
| $\dot{m}_h$ | laju aliran massa air panas di pipa dalam ( $kg/s$ )                                                          |
| $Nu_i$      | bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam                                                                      |
| $Nu_p$      | bilangan Nusselt rata-rata di <i>plain tube</i>                                                               |
| $Nu_t$      | bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan <i>twisted tape</i>                                           |
| $Pr$        | bilangan Prandtl                                                                                              |
| $Q_c$       | laju perpindahan panas di <i>annulus</i> (W)                                                                  |
| $Q_h$       | laju perpindahan panas di pipa dalam (W)                                                                      |
| $Q_{loss}$  | kehilangan panas konveksi di pipa dalam (W)                                                                   |
| $Re$        | bilangan Reynolds                                                                                             |
| $T_{b,o}$   | temperatur <i>bulk</i> rata-rata di <i>annulus</i> ( $^{\circ}C$ )                                            |
| $T_{c,i}$   | temperatur air dingin masuk <i>annulus</i> ( $^{\circ}C$ )                                                    |

|                   |                                                                                                     |
|-------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $T_{c,o}$         | temperatur air dingin keluar <i>annulus</i> ( $^{\circ}C$ )                                         |
| $T_{h,i}$         | temperatur air panas masuk pipa dalam ( $^{\circ}C$ )                                               |
| $T_{h,o}$         | temperatur air panas keluar pipa dalam ( $^{\circ}C$ )                                              |
| $\bar{T}_{w,o}$   | temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam ( $^{\circ}C$ )                                        |
| $\delta$          | tebal <i>twisted tape</i> (m)                                                                       |
| $U_i$             | koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan permukaan dalam pipa dalam ( $W/m^2.^{\circ}C$ ) |
| $V$               | kecepatan rata-rata air panas di pipa dalam (m/s)                                                   |
| $\dot{V}$         | laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam ( $m^3/s$ )                                          |
| $w$               | lebar V- cut (mm)                                                                                   |
| $W$               | lebar <i>tape insert</i> (mm)                                                                       |
| $y$               | panjang <i>twist</i> (m)                                                                            |
| $\rho$            | densitas air panas di pipa dalam ( $kg/m^3$ )                                                       |
| $\eta$            | faktor unjuk kerja termal                                                                           |
| $\mu$             | viskositas dinamik air panas di pipa dalam ( $kg/m.s$ )                                             |
| $\Delta P$        | penurunan tekanan (Pa)                                                                              |
| $\Delta T_{LMTD}$ | beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^{\circ}C$ )                                                |