

PENGARUH *OUTSERT* TERHADAP ALIRAN DAN PERPINDAHAN KALOR PADA ANNULAR HEAT EXCHANGER TIPE HORIZONTAL

Mustaza Ma'a¹⁾ ✉, Samsul Kamal¹⁾, Indro Pranoto¹⁾

¹⁾ Departemen Teknik Mesin dan Industri
Fakultas Teknik
Universitas Gadjah Mada
mustazamaa@mail.ugm.ac.id
samsul@ugm.ac.id
indro.pranoto@ugm.ac.id

Abstract

In the industrial environment, there is a need to boost heat transfer. The flow manipulation method was selected because it is less expensive, simpler to use, and more accessible. It is wise to utilize a horizontal type annular heat exchanger because it is simple and easy to manufacture. Cold fluid from the reservoir tank is pumped through the annulus in a closed system. Cold fluid passes through the Omega rotameter before it enters the experiment apparatus. The cooling system allows cold fluid to leave through the outlet and return to the reservoir tank. There are five different cold fluid flow rates, ranging from 2.5 GPM to 5 GPM. A tubular heater with a 500 W heat rate is inserted in the annular heat exchanger's midsection. The flow inside the annulus is heated by this heater. According to the results of the experiments, utilizing outsert has the potential to increase the heat transfer coefficient (h) average 89,84%, Nusselt number (Nu) average 76,76%, and friction factor (f) average 55,48%. The flow regime, which starts out in laminar circumstances and transition to quasi-turbulent and turbulent conditions at $Re = 8000$, is also impacted by the presence of an outsert. The thermal performance factor (η) average 1,54, which demonstrates an increase in heat transfer.

Keywords: *Outsert, Heat Transfer, Annular Heat Exchanger, Tubular Heater.*

1. PENDAHULUAN

Saat ini perkembangan industri khususnya pada bidang teknologi, membutuhkan berbagai macam alat yang mampu untuk dapat memindahkan energi panas yang terjadi pada suatu sistem terhadap lingkungannya, ataupun dari sistem tersebut kepada bagian lain yang berada diluar dari sistem itu. Sudah banyak industri pengolahan kimia, farmasi dan refrigerasi melakukan perpindahan energi panas dari suatu aliran ke aliran lainnya^[1]. Perangkat yang paling utama yang digunakan untuk memindahkan panas tersebut adalah *heat exchanger*. Salah satu jenis *heat exchanger* yang digunakan adalah tipe annular. Perangkat ini dikenal dengan sebutan *annular heat exchanger*. Aplikatif dari perangkat *heat exchanger* dengan jenis annular ini sering digunakan pada dunia industri, baik yang terkait dengan proses kimia, *oil and gas*, maupun dunia industri makanan dan minuman^[2]. Dipilihnya tipe annular pada *heat exchanger* ini dikarenakan konstruksi pada tipe ini sederhana, mudah untuk dibuat dan dijadikan model pada geometrinya, serta mudah memberikan kajian pada analisisnya^[3].

Corresponding Author:

✉ **Mustaza Ma'a**

Received on: 2023-03-28

Revised on: 2023-09-22

Accepted on: 2023-09-22

Agar *heat exchanger* yang digunakan efektif dan efisien maka unjuk kerja dari *heat exchanger* harus meningkat. Salah satu caranya yakni dengan mendapatkan peningkatan perpindahan kalor. Ada beberapa cara yang dapat digunakan untuk mendapatkan peningkatan perpindahan kalor, Tentu saja hal ini yang berkaitan dengan aliran yang mengalir di dalam pipa. Peningkatan perpindahan kalor dapat dicapai dengan meningkatkan koefisien perpindahan kalor, dan dapat juga dengan meningkatkan luas permukaan konveksi. Koefisien perpindahan kalor dapat ditingkatkan dengan menghasilkan pusaran melalui insert seperti *twist tape insert* [4], *double-sided delta-wing tape insert* [5, 6] dan *louvered strips insert* [7]. *Insert* tersebut berisi strip tipis sebagai pengganggu aliran sehingga dapat meningkatkan *turbulent* yang terjadi di dalam inner tube pada *double pipe heat exchanger*. Metodanya ialah dengan memanipulasi aliran sehingga terbentuk *turbulent*. Metoda seperti ini disebut manipulasi aliran. Tidak hanya pada pipa dalam saja yang dapat dimanipulasi alirannya. Pada bagian annulus di *double pipe heat exchanger* juga bisa dilakukan. Dengan adanya *baffle* berlubang yang terpasang di *annulus double pipe heat exchanger*, hasilnya *Nusselt number average* dan *overall heat transfer coefficient* meningkat [8]. Penelitian dengan menggunakan *turbulator* berlubang dan *discontinuous helical turbulator* juga dilakukan pada *water to air heat exchanger* [9, 10]. Hasil penelitian ini juga menunjukkan koefisien perpindahan kalor yang lebih tinggi. Koefisien perpindahan kalor dan luas permukaan konveksi juga dapat ditingkatkan melalui penggunaan *helical fin* dan *vortex generators* [11, 12]. Ini semua menunjukkan terjadinya peningkatan perpindahan kalor pada *heat exchanger* tersebut.

Metoda lain juga digunakan untuk mendapatkan peningkatan perpindahan kalor. Seperti merubah fluida kerja [13 – 17] yang digunakan dan melakukan perubahan permukaan dari dinding luar pipa dalam yang disebut modifikasi permukaan [18 – 20]. Kedua metoda diatas juga menghasilkan peningkatan perpindahan kalor. Hanya saja penggunaan fluida kerja, seperti *nanofluids* memiliki resiko terjadinya abrasi, *fluid clog* dan sedimentasi. Sedangkan penggunaan *porous media* dan *corrugated surface* pada metoda modifikasi permukaan memiliki kekurangan seperti mahal, sulit didapatkan, dan tingkat kesulitan dalam mengimplementasikannya. Hal ini yang membuat penelitian ini difokuskan pada metoda manipulasi aliran. Adanya beberapa penelitian yang menggunakan *insert* pada pipa dalam membuka peluang yang besar bagi penelitian selanjutnya. Sepengetahuan penulis penggunaan *insert* pada annulus sangat jarang bahkan bisa dikatakan belum ada dilakukan peneliti yang lain. Manipulasi aliran pada annulus kebanyakan menggunakan pengganggu aliran seperti *baffle*, *turbulator*, dan *helical fin* yang berbeda kondisinya dengan insert. Penggunaan pengganggu aliran seperti insert strip tipis di *annulus* belum banyak dieksplorasi [2].

Seperti halnya insert yang terbuat dari *strip* tipis, *outsert* juga memiliki kondisi yang serupa dengan *insert*. Hanya saja karena kedudukannya diletakkan di *annulus* maka diberikan istilah *outsert*. Untuk teknis pemasangan *outsert* itu sendiri dilekatkan pada permukaan *heater*. *Outsert* dilekatkan dengan kondisi melingkar sepanjang *heater* dengan membuat jarak *pitch* tertentu. *Outsert* pada penelitian ini mudah dalam penerapan dan mendapatkannya. Ini karena strip tipis mudah untuk didapatkan dan dimanufaktur melingkar serta dilekatkan sepanjang *heater*. Namun di sisi lain mempunyai kekurangan yakni jika menggunakan strip yang sangat tipis, dengan kecepatan aliran yang besar akan membuat *outsert* tersebut bengkok. Kelebihan penggunaan *outsert* dapat mengganggu aliran sehingga pecah dan membuat aliran menjadi *turbulen*. Adanya turbulensi ini dapat membuat koefisien perpindahan kalor di *annulus* meningkat dikarenakan peningkatan pusaran yang terjadi. Sehingga terjadi peningkatan perpindahan kalor pada *annular heat exchanger tipe horizontal* tersebut. Kekurangan penggunaan *outsert* yang melingkar sepanjang *heater*, adalah jika jarak *pitch* terlalu rapat maka membuat peningkatan yang tinggi pada *pressure drop* [11]. Sehingga

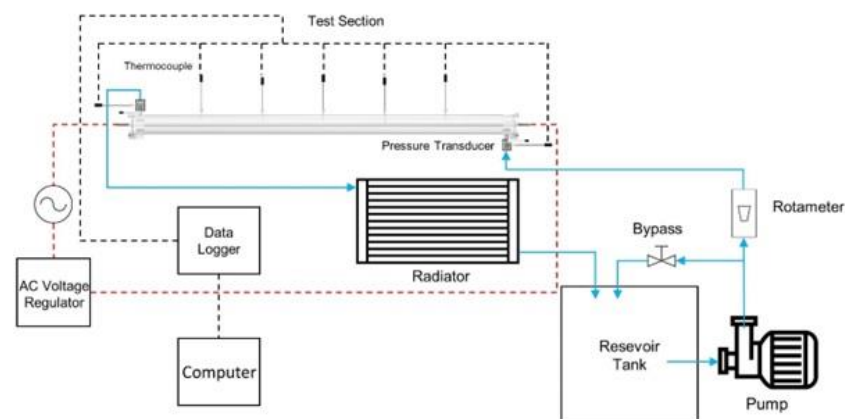
selain perpindahan kalor yang meningkat juga mendapatkan *pressure drop* yang tinggi akibat dari *friction* yang terjadi. Ini yang sering terjadi pada penelitian mengenai peningkatan perpindahan kalor. Seperti yang ingin dicapai pada penelitian ini, yaitu untuk mendapatkan peningkatan perpindahan kalor sebagai salah satu hasil dari pengaruh penggunaan *outsert* terhadap perpindahan kalor pada *annular heat exchanger tipe horizontal*. Kemudian selain itu juga diperlihatkan pengaruh *outsert* tersebut terhadap *regime* alirannya.

2. METODE DAN BAHAN

2.1. Peralatan eksperimen

Pengujian yang dilakukan pada Laboratorium Perpindahan Kalor dan Massa, Departemen Teknik Mesin dan Industri, UGM ini menggunakan peralatan eksperimen, dimana terdapat pemanas yang digunakan untuk menghasilkan panas air yang mengalir di sepanjang alat uji. Dalam percobaan ini menggunakan jenis pemanas tubular. Pemanas tubular tersebut dihubungkan ke *Ac Volatage Regulator* untuk mencapai variasi panas. Terdapat sebuah layar yang menunjukkan jumlah watt yang dikonsumsi oleh pemanas. *Pressure transducer* juga dipasang di alat pengujian untuk memantau penurunan tekanan selama pengujian. Tujuh termokopel diimplementasikan di bagian uji, dengan dua ditempatkan di titik masuk dan keluar spesimen. Terdapat 5 termokopel yang tersisa dipasangkan sepanjang permukaan pemanas. Termokopel berfungsi sebagai instrumen yang mengukur temperatur di titik masuk dan keluar sistem, dan temperatur permukaan di lima tempat berbeda di sepanjang segmen pengujian. *Data logger* digunakan untuk menangkap hasil eksperimen dan dihubungkannya ke komputer untuk menyimpan hasil data.

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1, penelitian dilakukan dengan menggunakan alat eksperimen. Dengan menggunakan pompa siklus tertutup pada pengujian eksperimental ini, dengan memindahkan air dari tangki ke alat pengujian. Fluida dingin bergerak melalui rotameter, yang digunakan untuk mengukur aliran air. Untuk mengatur aliran air kembali ke tangki penyimpanan, digunakan katup *bypass*. Air memasuki *annulus specimen* melalui titik masuk dan keluar melalui titik keluar. Setelah keluar, fluida dingin kembali ke tangki penyimpanan melalui sistem pendingin, seperti kipas dan radiator.



Gambar 1. Skematik diagram

Untuk menjaga agar temperatur air yang meningkat saat melewati *heater*, suatu sistem pendinginan yang terdiri dari radiator dan kipas digunakan. Pemanas *heater* digunakan untuk memanaskan fluida kerja di dalam alat uji. Untuk mencapai variasi panas yang diperlukan, sebuah *AC Voltage Regulator* yang terhubung di kedua titik ujung pemanas tubular

dinyalakan. Terdapat layar yang menampilkan nilai arus, voltase, daya, dan faktor daya yang diperoleh dari penyelidikan. Pompa air untuk sumur dangkal dengan kapasitas maksimal 24 liter/menit dan spesifikasi head maksimal 33 m digunakan untuk mengalirkan air dari tangki penampung ke alat uji dan kemudian kembali ke tangki penampung melalui radiator. Sebuah *Rotameter* H₂O Omega dengan kapasitas 0,5 hingga 5 GPM berfungsi untuk menentukan laju aliran. Sensor temperatur yang digunakan untuk mendeteksi panas pada penelitian ini adalah termokopel tipe-K sebanyak 7 unit. Termokopel dipasang pada 5 titik di sepanjang pemanas tubular pada jarak berkisar 18 cm, 34 cm, 50 cm, 66 cm, dan 82 cm dari ujung titik masuk. Kemudian 2 sisanya dipasang di lokasi saluran masuk dan keluar, serta. Termokopel ini digunakan untuk mengukur temperatur permukaan pemanas. *Pressure transducer* dengan merk Autonics jenis PSAN-C01CV digunakan untuk mengukur tekanan. Tujuannya adalah untuk mengetahui berapa banyak *pressure drop* yang terjadi pada annular heat exchanger tipe horizontal. Selama percobaan, untuk merekam data, data *logger Graphtec* tipe GL820 midi logger telah digunakan. Data *logger* ini dihubungkan ke sebuah komputer untuk menyimpan semua data hasil dari eksperimen.

Tabel 1. Dimensi alat uji

KOMPONEN	DIMENSI (MM)
Panjang pipa luar	1000
Diameter dalam pipa luar	40
Diameter luar pipa luar	50
Panjang pemanas	1000
Diameter pemanas	12

Tabel 1 menunjukkan dimensi alat uji secara rinci dari spesimen. Pada bagian uji, annular heat exchanger tipe horizontal dengan panjang 1000 mm digunakan. Pipa *Plexiglas* bening dengan diameter dalam 40 mm dan diameter luar 50 mm digunakan di seksi uji. Pemanas dari bahan *cooper* dengan diameter 12 mm dipasang di garis tengah pipa. Pemanas ini dapat menghasilkan daya hingga 700 W pada 220 V.

Rotameter H₂O Omega memiliki laju aliran dari 2,5 GPM hingga 5 GPM dengan enam varian aliran untuk mengkaji pengaruh *outsert* pada aliran dan perpindahan kalor yang terjadi pada *annular heat exchanger* tipe horizontal. Katup bypass diputar untuk mencapai enam variasi aliran. Sementara itu, untuk variasi panas dilakukan dalam penelitian ini dengan mengatur AC *Voltage Regulator* ke 500 W. Layar *Wattmeter* menampilkan berbagai variabel seperti daya, arus, tegangan, dan faktor daya.

2.2. Prosedur Eksperimen

Eksperimen dimulai dengan pompa dihidupkan. Perangkat diaktifkan untuk menganalisis keadaan kebocoran pengaturan eksperimental dan pendingin air dalam sistem loop tertutup. Instrumen dikalibrasi setelah memastikan bahwa seluruh peralatan eksperimen tidak mengalami kebocoran. Pengujian dalam penelitian ini berkaitan dengan heater dalam situasi tabung sederhana. Semua informasi dipertahankan dalam kondisi *steady*. Dalam penyelidikan ini, suhu rata-rata yang diperoleh dari Persamaan (1). Persamaan-persamaan berikut mengungkapkan sifat-sifat fluida kerja dalam pengujian ini.

$$T_{m,f} = \frac{T_{f,i} + T_{f,o}}{2} \quad (1)$$

Persamaan suhu permukaan *heater* dapat dihitung menggunakan Persamaan (2).

$$\bar{T}_s = \frac{\sum T_{s,n}}{n} \quad (2)$$

Laju aliran massa dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3).

$$\dot{m} = \dot{V} \times \rho \quad (3)$$

Persamaan (4) digunakan untuk menghitung bilangan *Reynolds*.

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (4)$$

Tingkat panas dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (5).

$$q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (5)$$

Koefisien perpindahan kalor (h) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (6).

$$h = \frac{q}{A(T_s - T_f)} \quad (6)$$

Selanjutnya, Persamaan (7) untuk memperoleh nilai *Nusselt number* (Nu).

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (7)$$

Dimana :

m : laju aliran massa (kg/s)

\dot{V} : laju aliran volume (m³/s)

ρ : massa jenis fluida (kg/m³)

v : kecepatan fluida (m/s)

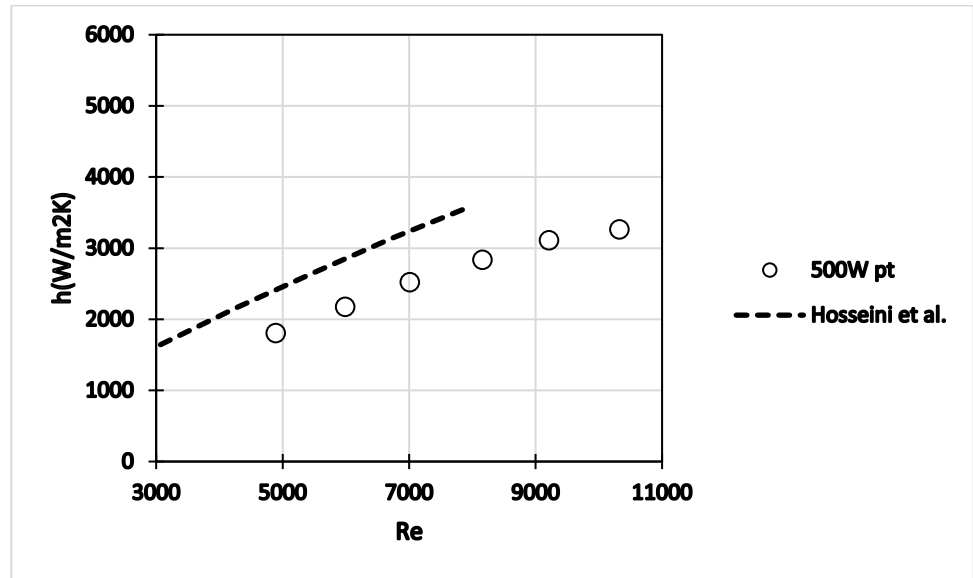
D_h : diameter hidrolis (m)

μ : viskositas dinamis (kg/m.s)

q : laju panas (W)

c_p : panas spesifik (J/kg.K)

Perhitungan studi ini mengandalkan analisis ketidakpastian. Dengan menggunakan data percobaan, nilai ketidakpastian bilangan *Reynolds* adalah 0,97 persen. Nilai ketidakpastian bilangan *Nusselt* sebesar 1,26%. Dan besarnya ketidakpastian *friction factor* yang diperoleh adalah 1,42%.



Gambar 2. Koefisien perpindahan kalor (h) dibanding peneliti lain

3. HASIL DAN DISKUSI

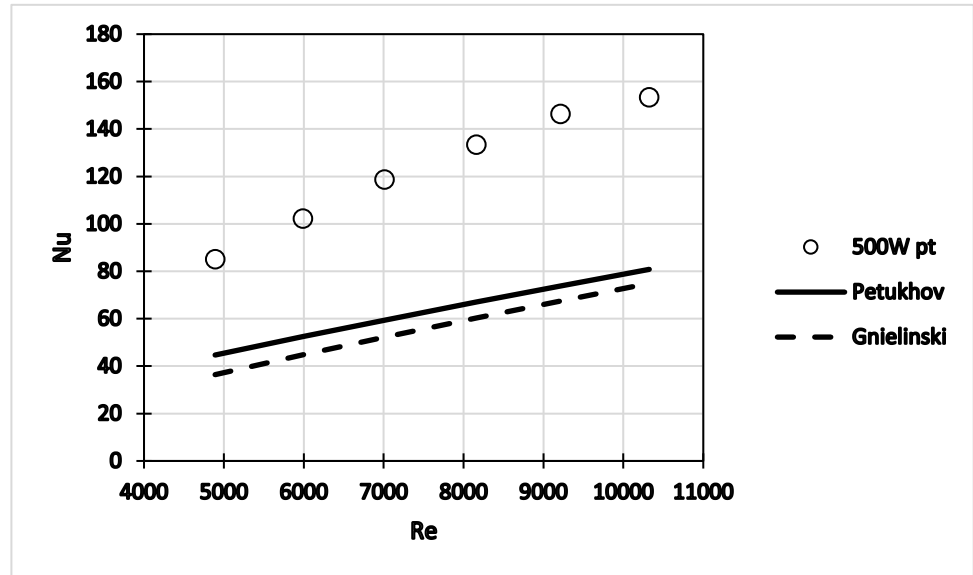
Hasil percobaan menunjukkan bahwa koefisien perpindahan kalor (h) meningkat dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*. Gambar 2 menggambarkan temuan eksperimen untuk koefisien konveksi perpindahan kalor rata-rata (h) pada laju panas 500 W. Temuan investigasi ini sesuai juga dengan penelitian Hosseini *et al* [13]. Koefisien perpindahan kalor (h) rata-rata dari pengujian Hosseini mengungkapkan tren yang sama. Ketika bilangan *Reynolds* naik, begitu juga nilai koefisien konveksinya juga naik. Argumentasi ini mungkin dipengaruhi oleh distribusi kecepatan di dalam *boundary layer*. Profil *boundary layer*, yang diilustrasikan oleh deskripsi gambar, memunculkan koefisien perpindahan kalor (h) rata-rata. Selain itu juga karena pengaruh desain pemanas tubular, dimana panas berasal dari kedua ujungnya dan kemudian berkumpul di tengah-tengah pemanas. Bilangan *Reynolds* naik, maka rata-rata distribusi temperatur T_s menurun. Sementara bilangan *Reynolds* meningkat, suhu rata-rata T_m meningkat. Ketika bilangan *Reynolds* meningkat, temperatur delta T_s ke T_m turun, mempengaruhi hasil perpindahan kalor dan meningkatkan koefisien konveksi rata-rata (h). Selain itu, meningkat secara signifikan di awal dan kemudian menurun setelah $Re = 9211$.

Perbedaan antara kedua hasil pengujian ini terletak pada kecepatan aliran yang diukur dan tren selanjutnya. Eksperimen Hosseini dilakukan pada $Re = 3000$ hingga 8000 . Sedangkan eksperimen ini dilakukan pada $Re = 5000$ hingga 10.000 . Perbedaan lainnya dapat dilihat dari hasil percobaan Hosseini yang menunjukkan kecenderungan peningkatan koefisien perpindahan kalor (h), dimana rata-rata lebih linier. Namun demikian, kesimpulan dari percobaan ini menunjukkan pertumbuhan yang berkelanjutan di awal. Namun, setelah mencapai $Re = 9211$ garis semakin mendatar. Hasil percobaan menunjukkan nilai rata-rata bilangan Nusselt (Nu) yang dihasilkan pada varian laju panas 500 W ditunjukkan pada Gambar 3. Grafik ini menunjukkan berdasarkan hasil percobaan, diketahui bahwa rata-rata bilangan Nusselt (Nu) naik seiring bilangan *Reynolds* naik. Temuan percobaan dibandingkan dengan hasil korelasi empiris, yang sering digunakan oleh peneliti lain. Semua pengamatan eksperimental Nusselt number (Nu) rata-rata divalidasi oleh korelasi empiris yang andal. Korelasinya adalah korelasi Petukhov dan Gnielinski yang ditunjukkan pada Persamaan (8) dan (9).

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (8)$$

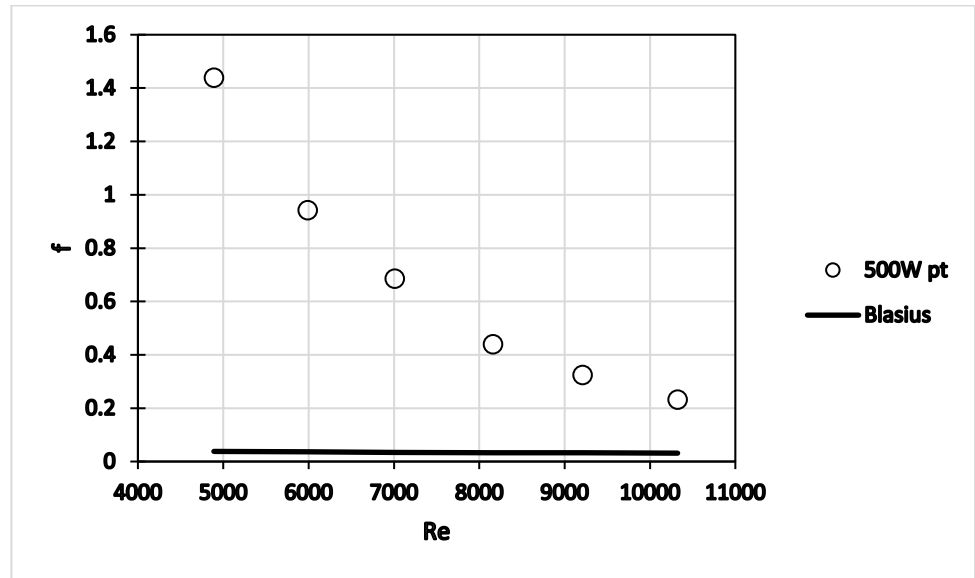
dimana $f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$, dan $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (9)$$



Gambar 3. Nusselt number (Nu) rata - rata dengan korelasi lainnya

Peningkatan rata-rata bilangan *Nusselt* (Nu) sebagai konsekuensi dari percobaan ini, serta peningkatan rata-rata koefisien perpindahan kalor (h), mungkin terkait dengan pengaruh distribusi kecepatan yang terjadi di dalam *boundary layer*. *Boundary layer* dipengaruhi oleh distribusi kecepatan yang terekam selama percobaan. Bentuk *boundary layer* memunculkan rata-rata Nusselt Number (Nu) seperti terlihat pada Gambar 3. Nilai rata-rata *Nusselt Number* (Nu) pada korelasi Petukhov dan *Gnielinski* menunjukkan kecenderungan yang sama. Rata-rata bilangan Nusselt (Nu) dari korelasi Petukhov dan *Gnielinski* naik seiring dengan naiknya bilangan *Reynolds*. Namun, seperti yang dijelaskan dalam hasil eksperimen rata-rata koefisien perpindahan kalor (h) sebelumnya, perbedaan dalam pengamatan eksperimen pada rata-rata bilangan *Nusselt* (Nu) ditemukan dalam tren naik yang dihasilkan oleh eksperimen dan korelasi empiris, yang memiliki pola yang berbeda. Kecenderungan peningkatan secara korelasi empiris lebih mendekati kecenderungan linier tetapi tidak signifikan, sedangkan kecenderungan peningkatan rata-rata bilangan *Nusselt* (Nu) hasil percobaan memiliki kecenderungan yang berbeda. Artinya, mengalami peningkatan yang signifikan dari awal kemudian semakin landai setelah $Re = 9211$.



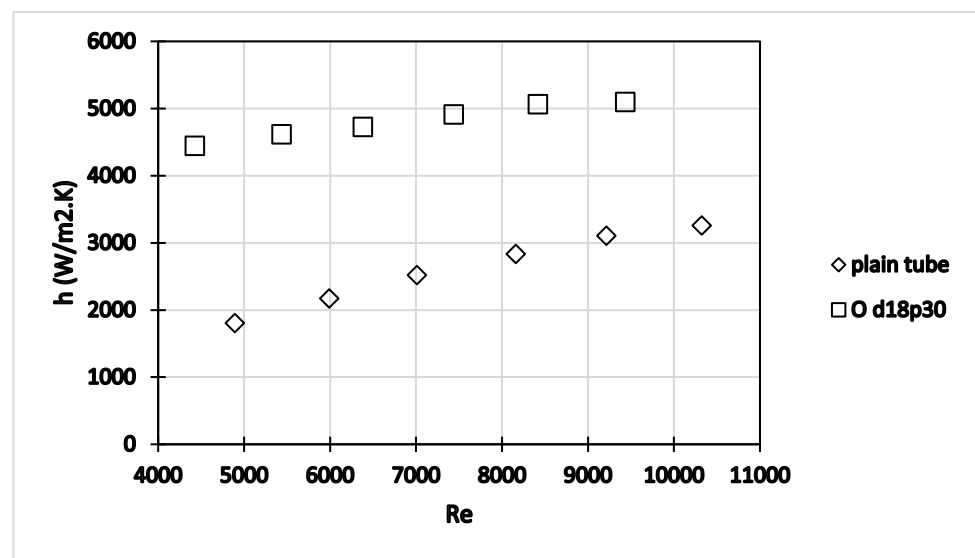
Gambar 4. Faktor gesekan (f) dengan korelasi empiris

Hasil percobaan menunjukkan nilai rata-rata faktor gesekan (f) yang dihasilkan pada varian laju panas 500 Watt seperti yang diilustrasikan pada Gambar 4. Grafik ini menunjukkan bahwa berdasarkan hasil pengujian faktor gesekan (f) nilai berkurang seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*. Temuan tersebut dibandingkan dengan hasil korelasi empiris, yang sering digunakan oleh peneliti lain. Secara khusus, korelasi *Blasius* dimana pada korelasi *Blasius*, nilai faktor gesekan rata-rata (f) yang dihasilkan menunjukkan kecenderungan yang sama. Nilai faktor gesekan rata-rata (f) korelasi *Blasius* menurun seiring dengan peningkatan bilangan *Reynolds*. Disparitas faktor gesekan (f) hasil eksperimen dan empiris disebabkan kecenderungan penurunan korelasi eksperimen dan empiris. Kecenderungan penurunan korelasi empiris lebih dekat dengan kecenderungan penurunan linier tetapi tidak signifikan, sedangkan kecenderungan penurunan faktor gesekan rata-rata (f) temuan eksperimen lebih jelas.

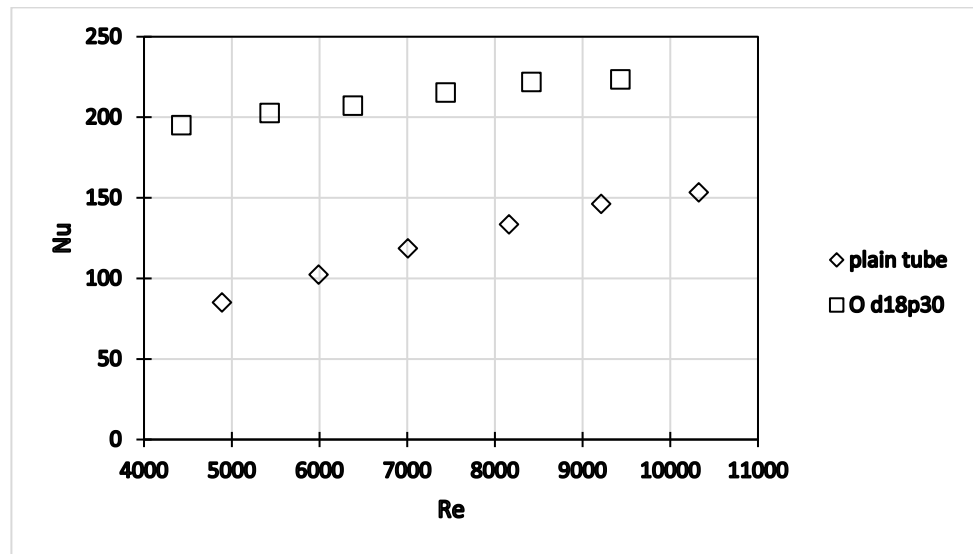
Pengujian dengan menggunakan *outsert* dilakukan dengan variasi diameter 18 mm dan *pitch* 30 mm. Hasil pengujian penggunaan *outsert* ini akan dibandingkan dengan kondisi *plain tube*. Sehingga didapat besarnya nilai koefisien perpindahan kalor (h) rata-rata pada penggunaan *outsert* dan pada kondisi *plain tube*. Selain itu didapat juga besarnya nilai *Nusselt number* (Nu) rata-rata pada penggunaan *outsert* dan dapat dibandingkan dengan kondisi *plain tube*. Dan kemudian didapat juga besarnya nilai faktor gesekan (f) yang didapat pada penggunaan *outsert* dan pada kondisi *plain tube*. Ini semua dapat merujuk ke performa yang dihasilkan dari penggunaan *outsert* dengan membandingkannya pada kondisi *plain tube*. Pada pengujian ini digunakan variasi laju panas 500 W. Hasil pengujian dengan menggunakan *outsert* diameter 18 mm dan *pitch* 30 mm ini dapat dilihat pada Gambar 5. Dari Gambar 5 dapat dijelaskan bahwa koefisien perpindahan kalor (h) rata-rata dengan menggunakan *outsert* diameter 18 mm dan *pitch* 30 mm mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*. Besarnya kenaikan koefisien perpindahan kalor (h) saat menggunakan *outsert* terhadap kondisi *plain tube* yang terbesar terjadi pada aliran 2,5 GPM, yakni hingga sebesar 146,09%. Kemudian besarnya kenaikan koefisien perpindahan kalor (h) dimana semakin besar variasi aliran yang digunakan maka semakin kecil nilai kenaikan koefisien perpindahan kalor (h) yang dihasilkan. Sehingga nilai kenaikan terkecil terjadi pada aliran 5 GPM, yakni sebesar 56,44%. Dari hasil ini didapatkan rata-rata nilai kenaikan

koefisien perpindahan kalor (h) dari penggunaan *outsert* terhadap kondisi plain tube, sebesar 89,84%

Demikian juga dengan nilai bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata yang dihasilkan dari pengujian. Mirip dengan tren hasil pengujian koefisien perpindahan kalor (h) rata – rata, tren hasil pengujian untuk bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata dengan menggunakan *outsert* diameter 18 mm dan pitch 30 mm pada varian laju panas 500 W, mengalami peningkatan seiring dengan kenaikan dari bilangan *Reynolds*. Ini dapat dilihat pada Gambar 6. Pada Gambar 6 juga disajikan hasil pengujian untuk bilangan *Nusselt* (Nu) dengan kondisi *plain tube*. Hasil pengujiannya memiliki tren yang sama dengan hasil pengujian dengan menggunakan *outsert* diameter 18 mm dan pitch 30 mm. Nilai bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata dengan kondisi plain tube mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan dari bilangan *Reynolds*. Besarnya kenaikan bilangan *Nusselt* (Nu) saat menggunakan *outsert* terhadap kondisi *plain tube* yang terbesar terjadi pada aliran 2,5 GPM, yakni hingga sebesar 129,27%. Kemudian besarnya nilai kenaikan bilangan *Nusselt* (Nu) dimana semakin besar variasi aliran yang digunakan maka semakin kecil nilai kenaikan bilangan *Nusselt* (Nu) yang dihasilkan. Sehingga nilai kenaikan terkecil terjadi pada aliran 5 GPM, yakni sebesar 45,60%. Sehingga didapat rata – rata kenaikan bilangan *Nusselt* (Nu) dari penggunaan *outsert* terhadap kondisi *plain tube*, sebesar 76,76%.

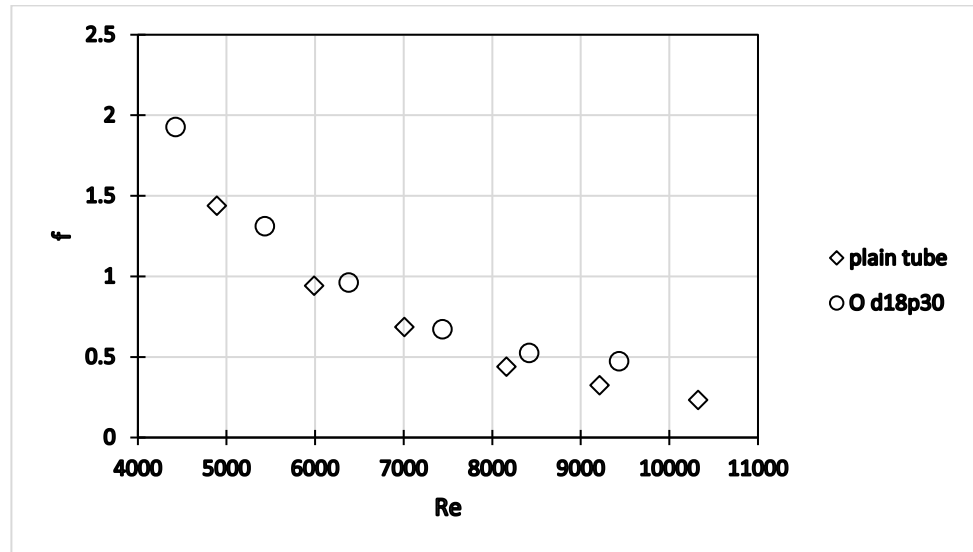


Gambar 5. Koefisien perpindahan kalor (h) *outsert* diameter 18 mm pitch 30 mm



Gambar 6. Bilangan *Nusselt* (Nu) *outsert* diameter 18 mm pitch 30 mm

Jika pada koefisien perpindahan kalor (h) dan bilangan *Nusselt* (Nu) dengan menggunakan *outsert* mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*, maka hal yang berbeda dihasilkan pada faktor gesekan (f) dengan menggunakan *outsert* diameter 18 mm dan pitch 30 mm. Dari hasil pengujian faktor gesekan (f) rata – rata dengan menggunakan *outsert* diameter 18 mm dan *pitch* 30 mm pada variasi laju panas 500 W ini mengalami penurunan seiring dengan kenaikan dari bilangan *Reynolds*. Ini dapat dilihat dari Gambar 7. Pada Gambar 7 ini juga disajikan hasil pengujian faktor gesekan (f) dengan kondisi *plain tube*. Dari hasil pengujian memiliki tren yang sama dengan yang dihasilkan pada penggunaan *outsert* diameter 18 mm dan pitch 30 mm. Yakni mengalami penurunan seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*. Besarnya nilai penurunan faktor gesekan (f) saat menggunakan *outsert* dibandingkan dengan kondisi *plain tube*, yang terkecil terjadi pada aliran 2,5 GPM, yakni sebesar 33,98%. Semakin besar kenaikan variasi aliran maka semakin kecil nilai faktor gesekan (f) yang dihasilkan, namun semakin besar nilai kenaikan faktor gesekan (f) *outsert* terhadap *plain tube*. Sehingga nilai kenaikan faktor gesekan (f) saat menggunakan *outsert* terhadap *plain tube*, yang terbesar terjadi pada aliran 5 GPM, yakni sebesar 104,18%. Sehingga didapat rata – rata kenaikan nilai faktor gesekan (f) dari penggunaan *outsert* terhadap kondisi *plain tube* adalah sebesar 55,48%.

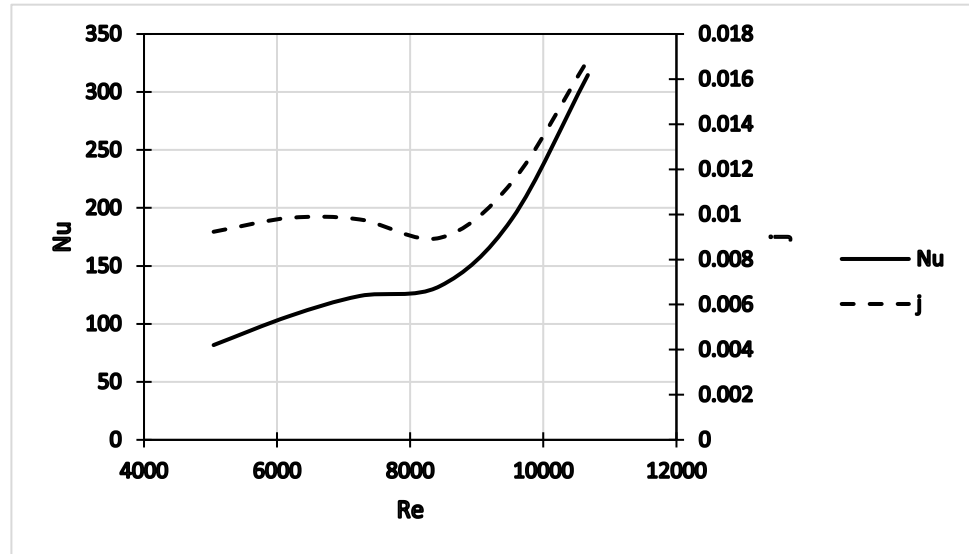


Gambar 7. Faktor gesekan (f) *outsert* diameter 18 mm pitch 30 mm

Ada hal yang menarik ketika melihat hasil koefisien perpindahan kalor (h), bilangan *Nusselt* (Nu), dan faktor gesekan (f) dengan menggunakan *outsert* dibandingkan dengan kondisi *plain tube*. Pengujian ini menggunakan variasi laju panas 500 W dan variasi aliran mulai dari 2,5 GPM, 3 GPM, 3,5 GPM, 4 GPM, 4,5 GPM, dan 5 GPM. Dari pengujian pada aliran yang sama, menghasilkan besarnya nilai bilangan *Reynolds* yang tidak sama. Ini karena adanya *flow resistance* yang dihasilkan oleh karena adanya *outsert*. Adanya *outsert* mempengaruhi besar nilai diameter hidrolis (D_h) yang dilalui aliran. Ini tentu saja mempengaruhi besarnya luasan yang dilalui aliran. Sehingga luasan aliran pada kondisi *plain tube* dan saat menggunakan *outsert* ini berbeda sehingga laju aliran mengalami perbedaan. Sehingga hasil *Reynolds* number berbeda antara kondisi *plain tube* dan saat menggunakan *outsert*. Sebagai contoh dapat dilihat ketika variasi aliran 2,5 GPM pada kondisi *plain tube* menghasilkan besar nilai $Re = 4889$. Sedangkan ketika menggunakan *outsert* pada variasi aliran yang sama sebesar 2,5 GPM dari hasil pengujian menghasilkan besaran Re yang lebih kecil yakni sebesar 4426. Hasil yang berbeda inilah yang disebabkan oleh *flow resistance* tadi yang terjadi perubahan D_h akibat adanya *outsert*.

Tren dari hasil pengujian menunjukkan terjadinya defleksi. Ada perbedaan peningkatan bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata yang dimulai dari $Re = 8000$. Peningkatan bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata setelah $Re = 8000$ terjadi lebih signifikan dibandingkan pada bilangan *Reynolds* sebelumnya. Menurut Evers dan Meyer ^[21], hasil pengujian ini menunjukkan kondisi aliran dalam keadaan *regime laminar* dan transisi. Titik kritis transisi dimulai pada $Re = 8000$. Titik kritis ini dapat juga dilihat lebih jelas pada Gambar 8. Pada gambar tersebut terdapat hasil pengujian yang menunjukkan nilai bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata dan nilai *Colburn j-factor* (j). Bilangan *Nusselt* (Nu) rata – rata dan *Colburn j-factor* (j) menunjukkan bahwa *regime* aliran laminar berakhir pada $Re = 8000$ dan *regime* aliran transisi dimulai pada bilangan *Reynolds* tersebut ^[22]. Jika dilihat *regime* aliran pada kondisi *plain tube* yang memiliki *regime* aliran laminar dan transisi, maka pada saat menggunakan *outsert* terjadi perubahan *regime* aliran. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 9. Adanya defleksi yang ditunjukkan pada Gambar 9 menunjukkan kondisi aliran pada keadaan *regime quasi turbulent* dan *turbulent* dengan titik kritis *turbulent* pada $Re = 8000$. Dari hasil pengujian dengan menggunakan *outsert* didapatkan nilai bilangan *Nusselt* (Nu) dan *Colburn-j factor* yang ditunjukkan pada Gambar 9. Menurut Evert dan Meyer ^[21] kondisi aliran tersebut masuk pada *regime* aliran *quasi turbulent* dan *turbulent* dengan titik kritis *turbulent* pada Re

= 8000. *Regime* aliran berdasarkan *Evert* dan *Meyer* dapat dibagi menjadi empat *regime* aliran, yakni *regime* aliran *laminar*, *transisi*, *quasi turbulent*, dan *turbulent*. *Regime quasi turbulent* berada diantara *regime* *transisi* dan *turbulent*.

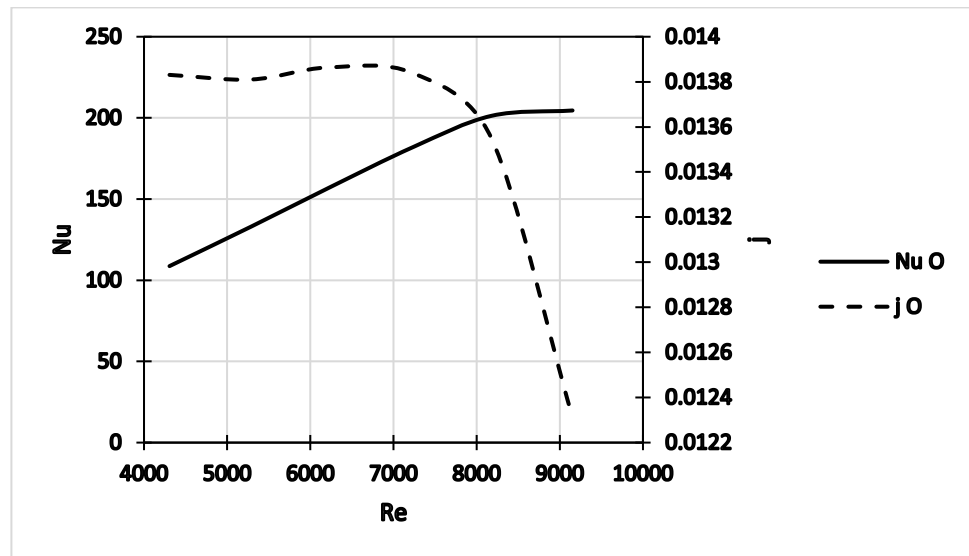


Gambar 8. *Regime* aliran plain tube laminar – transisi

Ketika *outsert* telah dipasang pada heater dan kemudian dilakukan pengujian pada pemanas dengan menggunakan *outsert*, maka dapat dilihat performa dari peningkatan perpindahan kalor tersebut. Ini biasanya disebut *performance heat transfer enhancement*. Performa ini dapat dilihat dari bilangan *Nusselt* (*Nu*) yang dihasilkan yang dibandingkan dengan faktor gesekan (*f*) yang dihasilkan. Yang ini disebut *thermal performance factor* (η). Dimana pada *pumping power* yang sama dengan membandingkan antara nilai bilangan *Nusselt* (*Nu*) yang menggunakan *outsert* terhadap kondisi *plain tube*, dibandingkan nilai faktor gesekan (*f*) yang dihasilkan dari penggunaan *outsert* terhadap *plain tube*. Persamaan (10) memperlihatkan perbandingan ini.

$$\eta = \left(\frac{Nu_o}{Nu_p} \right) \left(\frac{f_o}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (10)$$

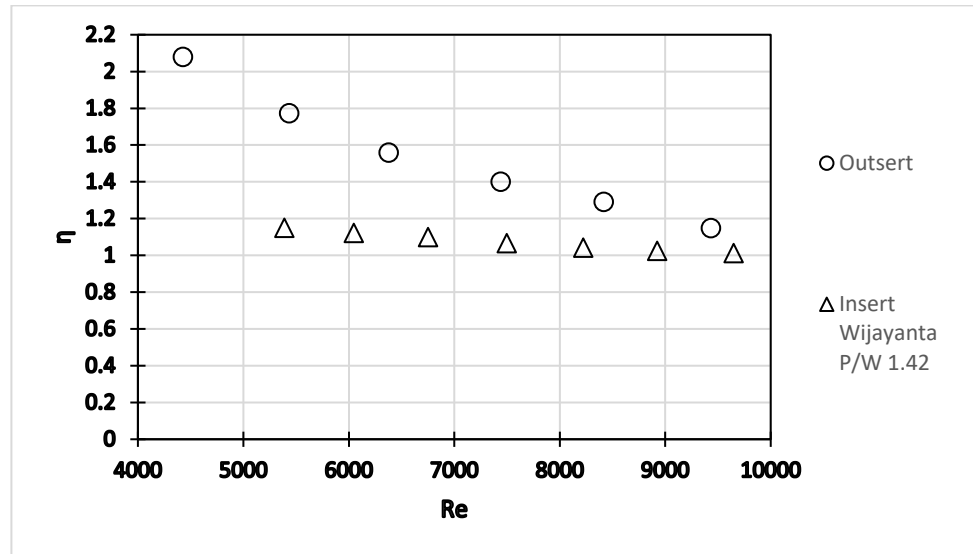
Dimana Nu_o adalah bilangan *Nusselt* dengan menggunakan *outsert*. Dan Nu_p adalah bilangan *Nusselt* tanpa *outsert* atau disebut *plain tube*. Sedangkan f_o adalah *factor* gesekan (*f*) yang didapatkan dari penggunaan *outsert* dan f_p adalah *factor* gesekan (*f*) yang didapat dari kondisi *plain tube*.



Gambar 9: Regime aliran outsert quasi turbulent – turbulent

Pada Gambar 10 dapat dilihat *thermal performance factor* (η) yang dihasilkan pada outsert yang diuji yakni pada outsert diameter 18 mm dan pitch 30 mm. Tren pada *thermal performance factor* (η) ini menunjukkan kondisi yang semakin menurun seiring dengan kenaikan dari bilangan Reynolds. Nilai *thermal performance factor* (η) pada outsert ini didapat dengan membandingkan antara nilai bilangan Nusselt (Nu) rata – rata yang menggunakan outsert diameter 18 mm dan pitch 30 mm terhadap bilangan Nusselt (Nu) rata – rata yang digunakan pada kondisi plain tube. Selanjutnya nilai tadi dibandingkan terhadap perbandingan factor gesekan (f) yang didapat dari penggunaan outsert terhadap factor gesekan (f) yang didapatkan pada kondisi plain tube. Nilai *thermal performance factor* terbesar didapat pada $Re = 4426$ dengan nilai $\eta = 2,08$. Seiring kenaikan bilangan Reynolds maka nilai *thermal performance factor* semakin menurun. Nilai *thermal performance factor* terkecil didapatkan pada $Re = 9432$, dengan nilai $\eta = 1,15$. Sehingga didapatkan rata – rata nilai *thermal performance factor* sebesar 1,54. Sehingga nilai ini menunjukkan kenaikan dari bilangan Nusselt yang dihasilkan terhadap kenaikan factor gesekan yang didapatkan dari penggunaan outsert terhadap kondisi plain tube.

Jika dibandingkan dengan performance terbesar yang didapatkan dari penggunaan insert dengan wing-pitch ratio sebesar 1,42^[6] maka dapat dilihat bahwa nilai *thermal performance factor* terbesar yang didapat pada insert P/W 1,42 adalah pada $Re = 5287$ dengan nilai $\eta = 1,15$. Sedangkan nilai *thermal performance factor* terkecil yang didapatkan pada $Re = 9648$ dengan nilai $\eta = 1,01$. Hasil tersebut jika dirata-ratakan nilai *thermal performance factor* didapat nilai η rata – rata = 1,07. Sehingga didapatkan perbedaan sebesar 43,60% lebih besar nilai *thermal performance factor* yang didapatkan outsert jika dibandingkan antara outsert dalam penelitian ini dengan insert yang didapatkan dari penelitian sebelumnya.



Gambar 10. Thermal performance factor (η) outsert

4. KESIMPULAN

Dari hasil eksperimen didapatkan bahwa pengaruh penggunaan *outsert* pada *annular heat exchanger* dapat terjadi peningkatan perpindahan kalor jika dibandingkan dengan kondisi *plain tube*. Pada koefisien perpindahan kalor (h) dihasilkan didapatkan kenaikan rata – rata sebesar 89,84% dan bilangan *Nusselt* (Nu) yang dihasilkan didapatkan kenaikan sebesar 76,76% pada saat menggunakan *outsert* dibandingkan dengan kondisi *plain tube*. Namun seiring kenaikan koefisien perpindahan kalor (h) dan bilangan *Nusselt* juga terjadi peningkatan juga pada besarnya kenaikan faktor gesekan (f) pada penggunaan *outsert* terhadap *plain tube* rata – rata sebesar 55,48%. Pada aliran terjadi perubahan *regime* saat menggunakan *outsert* dibandingkan dengan kondisi *plain tube*. Pada kondisi *plain tube regime* aliran pada kondisi *regime laminar* dan berubah menjadi *regime transisi* pada $Re = 8000$. Sedangkan pada saat menggunakan *outsert regime* aliran pada kondisi *regime quasi turbulent* dan berubah menjadi *regime turbulent* pada $Re = 8000$. Peningkatan perpindahan kalor juga terlihat dengan mendapatkan hasil *thermal performance factor* (η) rata – rata sebesar 1,54.

PERNYATAAN TERIMAKASIH

Penelitian ini didanai oleh Kementerian Pendidikan, Kebudayaan, Riset, dan Teknologi yang didapatkan melalui hibah Penelitian Disertasi Doktor (PDD) pada tahun 2023 melalui no kontrak 2173/UN1/DITLIT/Dit-Lit/PT.01.03/2023. Selain itu penulis juga ingin mengucapkan terimakasih atas terpilihnya sebagai penerima Beasiswa Pendidikan Pascasarjana Dalam Negeri (BPPDN) sejak tahun 2019 dengan no pengumuman B/67/D.D3/KD.02.00/2019. Penelitian ini merupakan bagian dari Program Doktor Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin dan Industri Universitas Gadjah Mada.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Ma'a, "Distribusi Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Daerah Entrance Dan Fully Developed Perbandingan Empiris dan Eksperimen Pada *Double Pipe Heat Exchanger*," J. Elektro dan Mesin Terap., vol. 1, no. 2, pp. 21–28, 2015.
- [2] M. Ma'A, T. A. Rohmat, and S. Kamal, "Current studies of heat transfer enhancement on double pipe heat exchanger," AIP Conf. Proc., vol. 2248, no. July, 2020, doi: 10.1063/5.0013350.
- [3] M. Ma'a, "Karakteristik Perpindahan Panas pada Double Pipe Heat Exchanger, Perbandingan Aliran *Parallel* dan *Counter Flow*," Tek. Elektro dan Komput., vol. I, no. 2, pp. 161–168, 2013.
- [4] P. Naphon, "Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert," Int. Commun. Heat Mass Transf., vol. 33, no. 2, pp. 166–175, 2006, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.09.007.
- [5] A. T. Wijayanta, I. Yaningsih, M. Aziz, T. Miyazaki, and S. Koyama, "Double-sided delta-wing tape inserts to enhance convective heat transfer and fluid flow characteristics of a double-pipe heat exchanger," Appl. Therm. Eng., vol. 145, no. August, pp. 27–37, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.009.
- [6] A. T. Wijayanta, I. Yaningsih, W. E. Juwana, M. Aziz, and T. Miyazaki, "Effect of wing-pitch ratio of double-sided delta-wing tape insert on the improvement of convective heat transfer," Int. J. Therm. Sci., vol. 151, no. August 2019, p. 106261, 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106261.
- [7] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong, and P. Promvonge, "Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts," Int. Commun. Heat Mass Transf., vol. 35, no. 2, pp. 120–129, 2008, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.07.003.
- [8] M. R. Salem, M. K. Althafeeri, K. M. Elshazly, M. G. Higazy, and M. F. Abdrabbo, "Experimental investigation on the thermal performance of a double pipe heat exchanger with segmental perforated baffles," Int. J. Therm. Sci., vol. 122, pp. 39–52, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.008.
- [9] M. Sheikholeslami and D. D. Ganji, "Heat transfer improvement in a double pipe heat exchanger by means of perforated turbulators," Energy Convers. Manag., vol. 127, pp. 112–123, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.08.090.
- [10] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, and D. D. Ganji, "Effect of discontinuous helical turbulators on heat transfer characteristics of double pipe water to air heat exchanger," Energy Convers. Manag., vol. 118, pp. 75–87, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.03.080.
- [11] L. Zhang, H. Guo, J. Wu, and W. Du, "Compound heat transfer enhancement for shell side of double-pipe heat exchanger by helical fins and vortex generators," Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung, vol. 48, no. 7, pp. 1113–1124, 2012, doi: 10.1007/s00231-011-0959-5.
- [12] Syaiful, ahmad syarif H.D, B. Yuniyanto, and N. Sinaga, "Vortex Generator Ber-," no. July, pp. 233–245, 2020.
- [13] M. Moradi, S. G. Etemad, and A. Moheb, "Laminar Flow Heat Transfer of a Pseudoplastic Fluid through a Double Pipe Heat Exchanger," Iran. J. Chem. Eng., vol. 3, no. 2, pp. 13–19, 2006.
- [14] T. Ma, W. X. Chu, X. Y. Xu, Y. T. Chen, and Q. W. Wang, "An experimental study on heat transfer between supercritical carbon dioxide and water near the pseudo-

- critical temperature in a double pipe heat exchanger,*” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 93, pp. 379–387, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.017.
- [15] Z. Wu, L. Wang, and B. Sundén, “*Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger,*” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 60, no. 1–2, pp. 266–274, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.051.
- [16] A. Zamzamian, S. N. Oskouie, A. Doosthoseini, A. Joneidi, and M. Pazouki, “*Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al₂O₃/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent flow,*” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 3, pp. 495–502, 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.11.013.
- [17] M. Hosseini et al., “*Experimental Study on Heat Transfer and Thermo-Physical Properties of Covalently Functionalized Carbon Nanotubes Nanofluids in an Annular Heat Exchanger: A Green and Novel Synthesis,*” *Energy and Fuels*, vol. 31, no. 5, pp. 5635–5644, 2017, doi: 10.1021/acs.energyfuels.6b02928.
- [18] I. Bashtani and J. A. Esfahani, “ *ε -NTU analysis of turbulent flow in a corrugated double pipe heat exchanger: A numerical investigation,*” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 159, no. January, pp. 1–11, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113886.
- [19] K. Milani Shirvan, R. Ellahi, S. Mirzakanlari, and M. Mamourian, “*Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: Numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow,*” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 761–774, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.116.
- [20] A. Moradi, D. Toghraie, A. H. M. Isfahani, and A. Hosseinian, “*An experimental study on MWCNT–water nanofluids flow and heat transfer in double-pipe heat exchanger using porous media,*” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 137, no. 5, pp. 1797–1807, 2019, doi: 10.1007/s10973-019-08076-0.
- [21] M. Everts and J. P. Meyer, “*Heat transfer of developing and fully developed flow in smooth horizontal tubes in the transitional flow regime,*” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 117, pp. 1331–1351, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.071.
- [22] M. Ma, I. Pranoto, and S. Kamal, “*The Phenomenon of Flow and Heat Transfer in Annular Heat Exchanger on Plain Tube Condition,*” *J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci.*, vol. 2, no. 2, pp. 146–156, 2022, [Online]. Available: https://semarakilmu.com.my/journals/index.php/fluid_mechanics_thermal_sciences/article/view/1140/828