

Perpindahan Panas dan Penurunan Tekanan Pada Plat Rata Dengan Media Berpori (Porous)

Khairul Umurani^{1*}, Rahmatullah², Ahmad Marabdi Siregar³, Arya Rudi Nasution⁴,
Riza Fauzi Pratama⁵

^{1,2,3,4,5}. Teknik Mesin, Universitas Muhammdiyah Sumatera Utara

*Email: khairulumuani@umsu.ac.id

ABSTRACT

Convection heat transfer rate on a flat plate with a certain temperature can be increased by increasing the average heat transfer coefficient, increasing the surface area of heat transfer or both. In this study, stones and marbles were used as specimens of porous media with a diameter of 15 mm with a rock porosity of 43.8%, and marbles of 50.3% which were packed on a flat plate and tested in a rectangular air channel with an air velocity of 1 m / s, 2 m / s, 3 m / s, 4 m / s, 5 m / s. Take experimental measurements on a heater set at 220 V. After steady conditions are established, record the temperature on the flat plate and the ambient air temperature. The highest Nusselt number occurs on flat plates with rock specimens of 69.025 and the highest convection heat transfer occurs on flat plates without porous media at 44.98 Watt, while convection heat transfer on flat plates with rock-porous media is lower than flat plates with porous media marbles. The friction factor decreases as the Reynold number increases. The greater the Reynold number, Nusselt number and the Convection heat transfer, followed by a decrease in the friction factor

Keywords: Flat plate, porous media, reynold number, nusslet number

PENDAHULUAN

Media berpori pada saat ini menjadi isu penting dalam desain dan analisis penukar panas. Pada dasarnya, perangkat perpindahan cenderung dibuat menjadi lebih kompak dengan cara panas mengurangi ukuran dengan menggunakan media berpori dengan bilangan Reynolds yang lebih kecil fluks termal yang lebih besar dalam pendinginan elektronik desain penukar panas baru dan analisis didasarkan pada prinsip-prinsip media berpori. Aliran fluida dan perpindahan panas dalam sistem komposit secara bersamaan fluida dan daerah berpori telah menjadi banyak perhatian karena pentingnya dalam banyak aplikasi industri, seperti sebagai pemrosesan minyak bumi, matriks padat atau penukar panas, penukar panas kontak langsung, proses pengeringan, kolektor surya, dan banyak lainnya. Beberapa peneliti telah mempelajari saluran yang terisi sebagian dengan media berpori dan menunjukkan bahwa tidak perlu sepenuhnya mengisi saluran dengan media berpori untuk mencapai perpindahan panas maksimum. Tu dkk. [1] telah menganalisis laju perpindahan panas dan penurunan tekanan sisipan media berpori logam dalam fase tunggal. Faktor gesekan meningkat dengan penurunan ukuran partikel. Koefisien perpindahan panas partikel bola lebih tinggi daripada dendritic partikel. Konveksi paksa laminar melalui pipa sebagian dan benar-benar diisi dengan bahan berpori diselidiki secara numeric untuk tiga kasus berbeda oleh Teamah et al. [2]. Efek pori-pori jari-jari luar dan bilangan Darcy pada profil kecepatan, bilangan Nusselt lokal, bilangan Nusselt rata-rata dan penurunan tekanan juga telah diteliti.

Laju perpindahan panas konveksi pada plat rata dengan temperatur tertentu dapat ditingkatkan dengan menaikkan koefisien perpindahan panas rata-rata, menaikkan luas permukaan perpindahan panas atau kedua-duanya. Perpindahan panas dengan konveksi paksa dengan media berpori adalah sebuah hal yang menarik banyak peneliti telah melakukan penelitian. Dalam penerapannya mencakup proses isothermal di atas plat rata pada berbagai kondisi profil kecepatan. Peningkatan fenomenal dalam tingkat perpindahan panas yang dihasilkan dengan menggunakan bahan berpori sebagai media telah merangsang minat yang signifikan bagi para peneliti untuk mengembangkan model yang tepat untuk mensimulasikan perilaku termal dalam media berpori. Contoh umum aplikasi yang memanfaatkan media berpori termasuk proses absorpsi, filter, penukar panas jenis kerikil, dan unit penyimpanan energi. Selain itu, pemanfaatan media berpori dalam aplikasi fluks

panas tinggi sebagai teknik untuk menambah perpindahan panas telah terbukti menjadi bidang penelitian yang menjanjikan [3]. Nimvari et al. [4] menyelidiki secara numerik aliran turbulen dan perpindahan panas pada saluran berpori sebagian. Dua jenis susunan berpori diterapkan pada saluran; yaitu pengaturan pusat dan pengaturan batas. Nilai pori yang berbeda ketebalan lapisan serta bilangan Darcy untuk kedua pengaturan. Bilangan Nusselt yang efektif, ketebalan optimal dari lapisan berpori telah diperoleh. Panas mengalir dari suhu yang lebih tinggi ke suhu yang lebih rendah, dan perpindahan panas berhenti ketika kedua media mencapai suhu yang sama. Pada kondisi yang berbeda, berbagai korelasi telah diusulkan untuk bilangan Nusselt, bilangan Reynolds, bilangan Prandtl, koefisien perpindahan panas [5]. Mahgoub [6] telah meneliti tentang perpindahan panas konveksi paksa non-Darcian dari pelat datar yang diletakkan media berpori yang dikemas dengan partikel berbentuk bola dengan berbagai diameter batuan, kelerang 11mm dan bola baja 11 mm dengan masing masing porositas 0,17, 0,34, dan 0,31. Porositas adalah ukuran dari ruang kosong di antara material, dan merupakan fraksi dari volume ruang kosong terhadap total volume, yang bernilai antara 0 dan 1, atau sebagai persentase antara 0-100%.

Alkam dkk. [7] mensimulasikan secara numerik aliran konveksi paksa wilayah berkembang dari saluran pelat paralel yang sebagian diisi dengan dua substrat berpori dengan ketebalan yang sama diletakkan di dinding bagian dalam saluran isothermal. H. Shokouhmand dkk[8] melakukan studi numerik, dalam kasus aliran laminar dan perpindahan panas antara kedua pelat sejajar menggunakan metode Perpindahan Lattice-Boltzmann, Shokouhmand et al. [9] menganalisis aliran fluida dan konveksi perpindahan panas dalam saluran pemanas udara dan diisi oleh media berpori dengan hukum entropi minimum. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa dengan menerapkan nilai optimal dari porositas material berpori, kinerja saluran pemanas udara dapat dioptimalkan. Perpindahan panas konveksi bergantung pada viskositas fluida dan juga ketergantungannya kepada sifat-sifat termal fluida itu (konduktivitas termal, kalor spesifik, densitas). Hal ini dapat dimengerti karena viskositas mempengaruhi profil kecepatan, dan karena itu mempengaruhi laju perpindahan panas di daerah dinding. Yang et al. [10] meneliti tentang kinerja perpindahan panas konveksi paksa dalam tabung yang dipanaskan dengan inti media berpori dan tabung dengan dinding ditutupi dengan lapisan media berpori, efektivitas penyisipan bahan berpori dalam tabung. Dia menemukan bahwa analisis non-kesetimbangan termal lokal sangat penting untuk kasus konveksi paksa dalam tabung dengan dinding yang dipanaskan permukaan ditutupi dengan lapisan media berpori. Nimvari dan Jouybari [11] membuat simulasi perbandingan antara aliran turbulen dan laminar di dalam wilayah berpori dari domain berpori / fluida komposit untuk mendapatkan lebih banyak wawasan tentang efek turbulensi di dalam daerah berpori pada aliran fluida dan perpindahan panas dalam pipa yang terisi sebagian dengan media berpori. Hal ini menunjukkan bahwa efek turbulensi di dalam lapisan berpori penting bahkan untuk basis pori bilangan Reynolds lebih rendah dari pada bilangan Reynolds kritis dalam media berpori. Koefisien perpindahan panas pada jarak rusuk yang lebih rapat memberikan perpindahan panas yang lebih baik [12]. Pemberian lubang Winglet memiliki pengaruh dalam membuat aliran udara menjadi bergolak sehingga meningkatkan penyerapan kalor oleh udara [13]. Pada penelitian ini dilakukan pengujian perpindahan panas pada plat rata dengan media berpori dengan variasi kecepatan udara yang mengalir pada saluran udara. Perubahan kecepatan akan menimbulkan perubahan pola aliran dan temperatur yang terjadi pada plat rata. Hal ini menunjukkan adanya pengaruh perpindahan panas pada plat rata dengan media berpori terhadap udara yang mengalir. Besaran lain untuk menunjukkan laju perpindahan panas dapat dinyatakan dalam bilangan tanpa dimensi yaitu bilangan Nusselt. hasil dari pengujian ini akan ditampilkan dalam hubungan bilangan Reynold terhadap penurunan temperatur bilangan Nusselt dan koefisien gesekan. Bahan berpori digunakan dalam penelitian ini saluran adalah sekitar 15-20 dpi. Porositas zona berpori digunakan adalah sekitar 0,9. Perpindahan panas konveksi paksa yang mana didirikan oleh kipas di ujung saluran hisap. aliran udara adalah seragam. Aliran dengan fluks diasumsikan konstan, dan media berpori dianggap homogen. Penelitian ini dikakkan untuk menyelidiki laju peningkatan perpindahan panas daan penurunan tekanan pada saluran yang dipanaskan dengan fluks panas seragam dan aliran udara dimana diberikan media berpori

METODE PENELITIAN

Penelitian ini di laboratorium Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara Jalan Kapten Muchtar Basri No.3 Medan. Adapun alat yang digunakan pada penelitian adalah Saluran udara segi empat seperti pada Gambar 1. Saluran udara segiempat dibuat menggunakan triplek berlapiskan melamindengn rangka dari kayu, dimana dengan spesifikasi dimensi penampang bagian dalam dari saluran udara segiempat adalah 150 mm x 75 mm dan panjang 2000 mm.



Gambar 1. Alat penelitian pada saluran segiempat

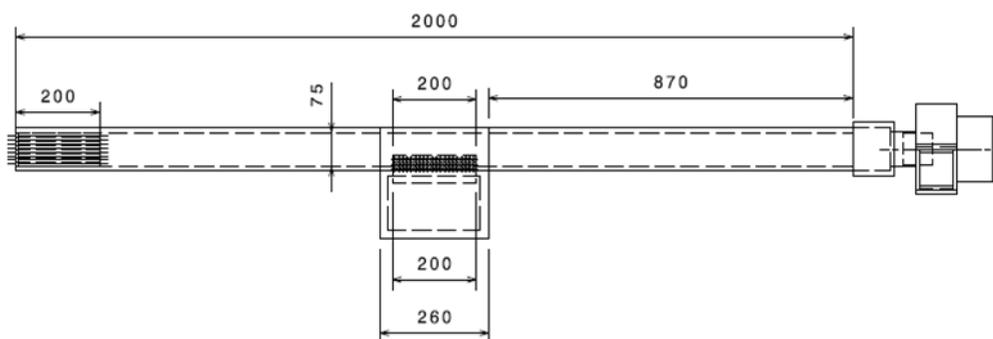
Pada penelitian ini akan menganalisis perpindahan panas pada plat rata dengan media berpori batu dan kelereng berdiameter 15 mm, yang disusun dengan ukuran 150 mm x 200 mm dan tinggi 30 mm



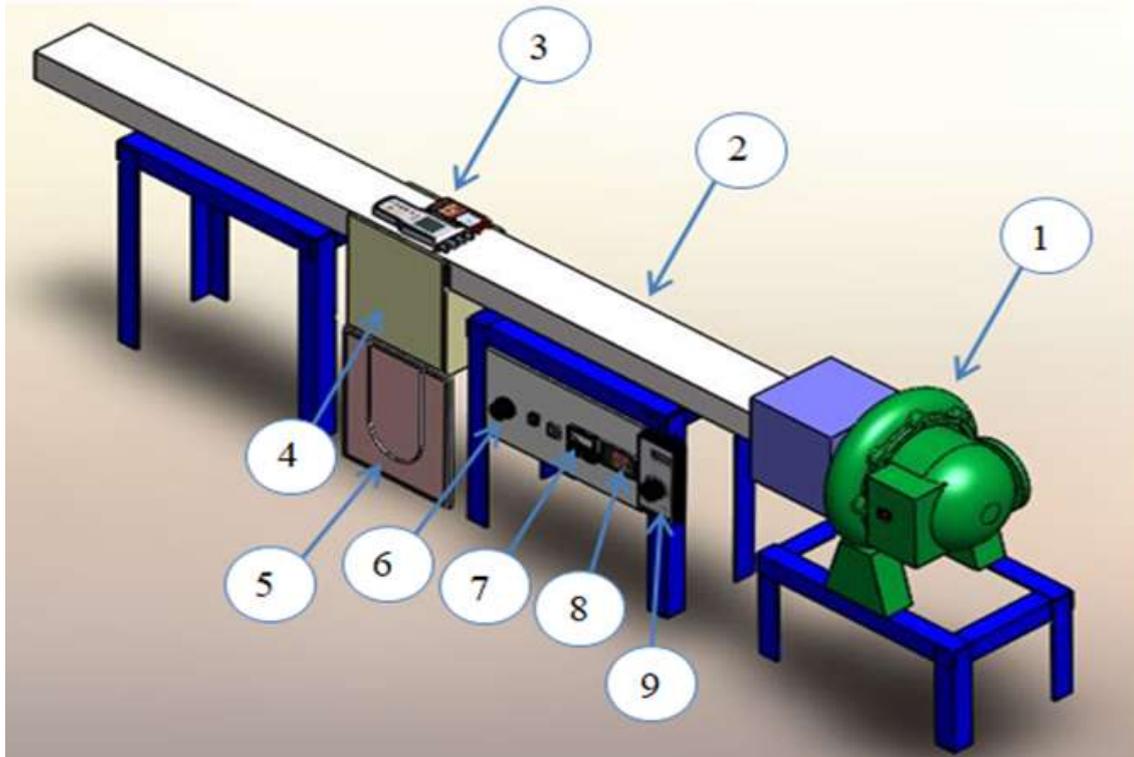
Gambar 2. Media Berpori

Rancangan alat penelitian

Skema alat pemelitian ini seperti pada Gambar 2



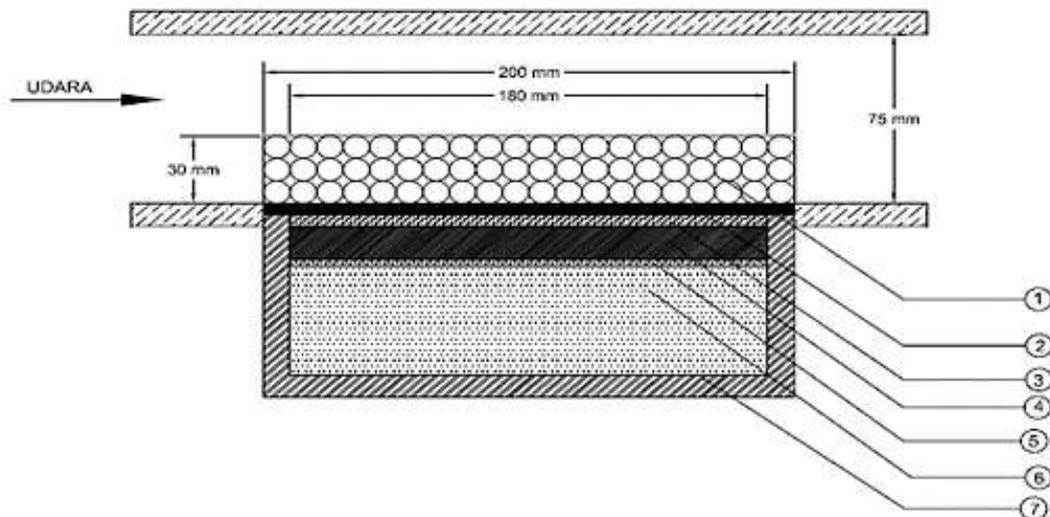
Gambar 3. Skema saluran segiempat



Gambar 4. Bagian – bagian komponen saluran segiempat

Prosedur penelitian

Pengujian dilakukan di dalam saluran udara persegi empat seperti pada Gambar 3 dengan melakukan pengukuran eksperimental pada pemanas yang diatur pada tegangan 220 Volt. menghitung porositas spesimen benda uji, Setelah kondisi tunak tercapai, mencatat suhu pada pada plat rata dan suhu udara sekitar. Menghitung daya listrik yang dihasilkan dari pemanas. daya listrik dari pemanas ditentukan dari tegangan yang di ukur dan hambatan pemanas yang dikur dengan faktor daya, $\cos \phi$, adalah 0,98. Menghitung bilang Reynold dan bilangan Nusslet berdasarkan aliran udara, serta menghitung perpindahan panas Konveksi, menghitung penurunan tekanan dan faktor gesekan. Adapun langkah-langkah prosedur percobaan sebagai berikut: Memasang spesimern Gambar 2 ke dalam saluran udara (2) Menghubungkan semua thermocouple dengan alat pembaca thermokopel (3). Menghidupkan Heater yang terdapat pada unit pemanas seperti pada Gambar 3 dengan membaca tegangan listrik input pada 220 volt dengan alat ukuu voltmeter (7). Tunggu temperatur pada base plat dalam kondisi tunak. Mengukur temperatur permukaan base plat. Hidupkan blower fan (1) dan atur kecepatan udara pada 1 m/s menggunakan speed controler (9) Mencatat seluruh data temperatur dan perbedaan ketinggian manometer (5) Catat arus listrik yang dikonsumsi heater dengan membaca amperemeter (8) pada setiap 3 menit sekali selama 15 menit. Matikan heater dan fan hisap setelah mengambil data Ulangi percobaan untuk kecepatan variasi udara yang lain (2 m/s ,3 m/s,4 m/s,5 m/s) Mengulangi percobaan dengan mengganti spesimen yang berbeda. Matikan semua alat setelah mengambil data penelitian.



Bagian-bagian pemanas listrik :

- | | | | |
|---|---------------------|---|------------------|
| 1 | Media Berpori | 5 | Mika Tahan Panas |
| 2 | Plat Rata Alumunium | 6 | Isolasi Asbes |
| 3 | Mika Tahan Panas | 7 | Bingkai Kayu |
| 4 | Pemanas Listrik | 8 | |

Gambar 5. Sketsa unit pemanas

Data reduksi

Total daya yang hilang oleh pemanas dibagi menjadi 3 bagian :

1. Heat flux q'_w dari dinding ke udara yang melewati saluran
2. Fluks panas radiasi q''_{rad} pada permukaan luar isolator
3. Gerakan bebas dan konduksi $q''_{conv.cond}$ pada permukaan luar isolasi. Kesetimbangan energi di atas disajikan seperti pada persamaan. (1).

$$q'_w = q'_{tot} - q''_{rad} - q''_{conv.cond} \quad (1)$$

Dalam percobaan ini, kerugian akibat radiasi tidak signifikan terhadap jumlah fluks panas, tetapi untuk perhitungan yang lebih tepat, kehilangan panas melalui alam konveksi dan perbedaan suhunya dengan lingkungan sekitarnya lingkungan telah diperoleh dengan mengukur suhu pada permukaan isolasi daerah penelitian dan kemudian dikurangi dari jumlah fluks panas total. Dengan menentukan koefisien dari kinerja termal q , fluks panas konvektif dan ditransmisikan melalui dinding ke udara melewati saluran dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan. (2).

$$q'_w = q'_{tot} - q''_{conv} \quad (2)$$

Dimana q''_{conv} dapat dihitung dari persamaan (3)

$$q''_{conv} = q'_{loss} = h_f (T_{am} - T_{loss}) \quad (3)$$

Dalam hubungan di atas, h_f , T_{am} , dan T_{loss} adalah koefisien perpindahan panas dari udara pada suhu lingkungan disekitar laboratorium, dan kehilangan suhu melalui konveksi alami isolasi. Semua sifat udara diganti suhu T_f .

$$T_f = \frac{T_s + T_{am}}{2} \quad (4)$$

Dimana T_s dan T_{∞} adalah temperatur permukaan luar/luar isolasi dan suhu lingkungan.

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{h} D_h}{k_f} \quad (5)$$

Q_i adalah pemberian heat pada masing-masing sensor melalui saluran

$$Q_i = V \cdot I \cdot \frac{X}{L} \quad (6)$$

Q_i adalah input panas untuk sensor i , i menunjukkan jumlah sensor, termal daya pemanas dalam setiap percobaan adalah produk dari $V I$, x adalah jarak antara sensor dan pintu masuk bagian uji (silinder), L adalah panjang keseluruhan pengujian (silinder). Laju aliran massa yang melewati m' diberikan oleh Persamaan. (7).

$$\dot{m} = \rho_f U A_c \quad (7)$$

ρ_f adalah densitas fluida, U dan A_c masing-masing adalah kecepatan dan penampang fluida melewati bagian uji di setiap tes yang dihitung sebagai Persamaan.

$$A_c = \frac{\pi}{4} D_h^2 \quad (8)$$

Dimana D_h adalah diameter hidraulik. Suhu curah (T_b) dari aliran fluida dihitung sebagai Persamaan. (9):

$$T_b = T_{in} + \frac{Q_i}{\dot{m} c_p} \quad (9)$$

Di mana T_{in} adalah suhu masukan/masukan untuk masing-masing sensor. Q_i , \dot{m} , c_p masing-masing adalah panas input/masuk, laju massa aliran yang lewat, dan panas spesifik fluida ketika tekanan konstan. Fluks panas konvektif $q'' = q''_{tot}$ dihitung sebagai Persamaan. (10).

$$q'' = \frac{VI}{A_s} \quad (10)$$

Dimana $V I$ adalah daya termal pemanas. Menurut lingkungan dari saluran P dan L adalah panjang saluran yang dipanaskan, luas lateral A_s saluran di bawah pengujian dihitung dengan Persamaan. (11).

$$A_s = p L \quad (11)$$

Koefisien perpindahan panas konvektif lokal dihitung dengan Persamaan. (12)

$$h_i = \frac{q''_w}{T_{wi} - T_b} \quad (12)$$

Dimana T_{wi} adalah temperatur silinder luar/dinding luar di sensor dengan. Rata-rata koefisien perpindahan panas konvektif adalah rata-rata panas local koefisien transfer yang diperoleh sebagai Persamaan. (13).

$$\bar{h} = \frac{\sum_{i=1}^n h_i}{n} \quad (13)$$

Di mana n adalah jumlah h lokal yang dihitung. Angka Nusselt rata-rata didefinisikan dalam hal diameter saluran hidrolis.

$$\bar{Nu}_{Dh} = \frac{\bar{h} D_h}{k_{eff}} \quad (14)$$

Dalam Persamaan (14), k_{eff} adalah konduktivitas termal yang efektif dari fluida dan diameter hidrolis daerah penelitian didefinisikan sebagai Persamaan. (15).

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (15)$$

Di mana, A_c adalah penampang pada saluran yang diuji. Harus menyatakan bahwa definisi bilangan Nusselt dalam penelitian ini didasarkan pada konduktivitas termal (k_{eff}). Bilangan Nusselt lokal berdasarkan diameter saluran hidrolis ditentukan sebagai Persamaan. (16).

$$Nu_{Dh} = \frac{h_i D_h}{k_{eff}} \quad (16)$$

Menurut persamaan [8]

$$k_{ef} f = (1 - \varepsilon) K_s + \varepsilon K_f \quad (17)$$

Atau

$$k_{ef} f = K_s (1 - \varepsilon) K_f^\varepsilon \quad (18)$$

Angka Reynolds berdasarkan diameter hidrolis:

$$Re_{Dh} = \frac{\rho_f U D_h}{\mu_f} = \frac{U D_h}{\nu_f} \quad (19)$$

Itu ν_f adalah viskositas kinematik dari fluida dan μ_f adalah viskositas dinamis dari fluida:

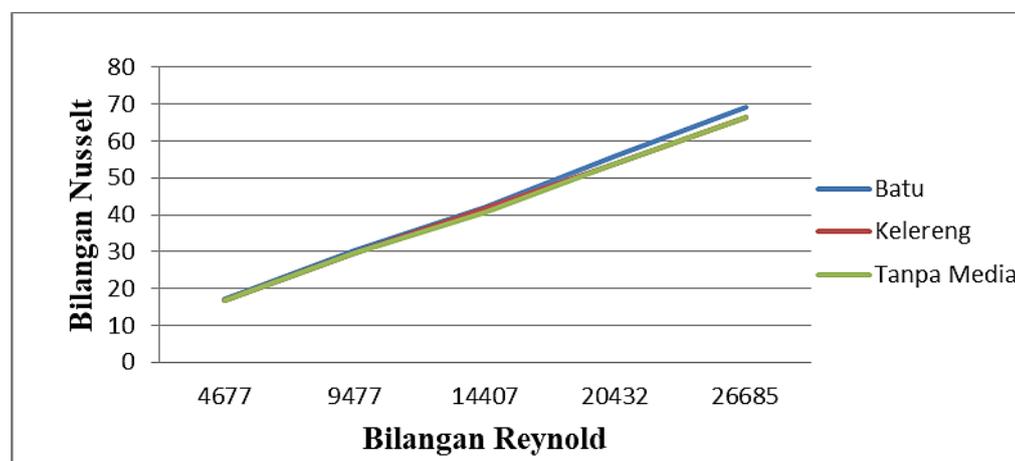
$$\nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f} \quad (20)$$

Panjang tanpa dimensi adalah x/L di mana x adalah jarak variabel dari awal seksi uji dan L adalah panjang seksi uji. Koefisien gesekan pada saluran dapat dihitung menggunakan persamaan 21

$$f = \frac{2\rho\Delta P D h}{V^2 L} \quad (21)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

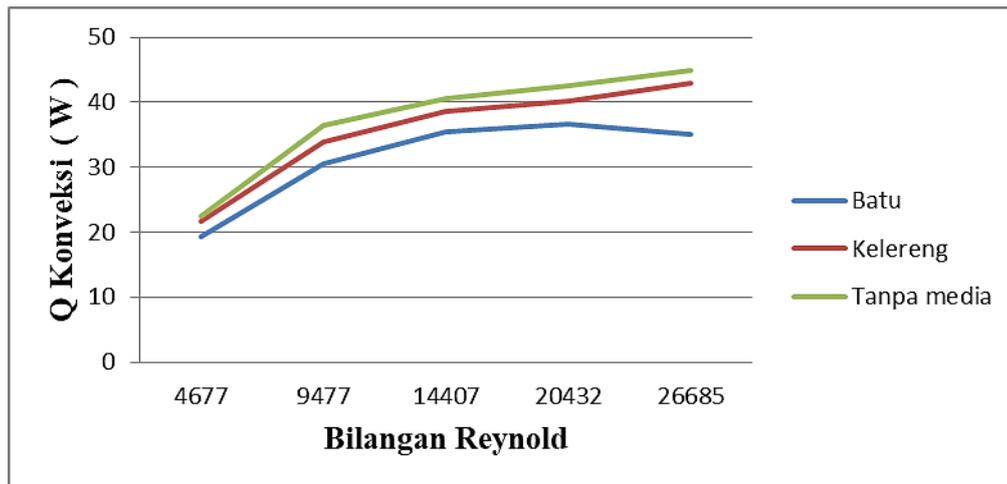
1. Pengaruh Bilangan Reynold Terhadap Bilangan Nusselt Rata-rata



Gambar 6. Pengaruh Bilangan Reynold terhadap Bilangan Nusselt

Dari Gambar. 4 dihasilkan dari prosedur eksperimental, perubahan signifikan dalam koefisien perpindahan panas konvektif di hadapan media berpori pada fluks panas konstan untuk Reynolds berbeda angka diamati. Bahan berpori, fluks panas diterapkan pada dinding saluran ditransfer ke fluida, mengakibatkan suhu rata-rata fluida meningkat, yang mana mengurangi perbedaan suhu antara dinding saluran pengaruh bilangan Reynold terhadap bilangan Nusselt menunjukkan bahwasannya turbulensi sangat berpengaruh terhadap tingginya bilangan Nusselt. Tidak ada perbedaan besar antara bilangan Nusselt pada plat rata tanpa media berpori dengan media batu maupun kelereng, tetapi pada pada bilangan Reynold 26685, bilangan Nusselt tertinggi terjadi pada plat rata dengan media berpori batu sebesar 69,025.

2. Pengaruh Bilangan Reynold Terhadap Perpindahan Panas Konveksi



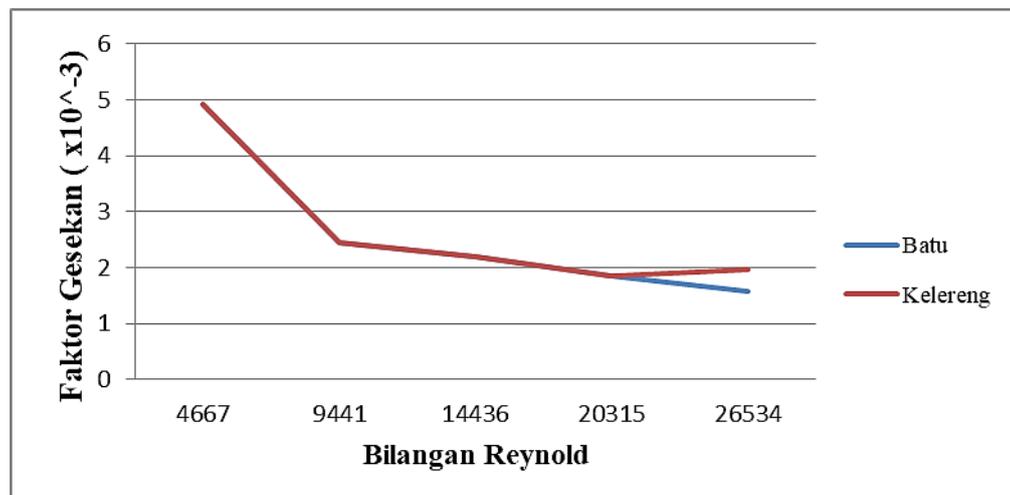
Gambar 7. Pengaruh Bilangan Reynold Terhadap Perpindahan Panas Konveksi

Dari gambar grafik 6 pengaruh Bilangan Reynold terhadap Perpindahan Panas Konveksi, pada bilangan Reynold 26685 terlihat bahwa perpindahan panas konveksi pada plat rata tanpa media berpori lebih tinggi dari pada menggunakan media berpori batu dan kelereng sebesar 44,98 Watt sedangkan pada plat rata dengan media berpori kelereng sebesar 43,02 Watt dan batu sebesar 35,04 Watt. Aliran fluida dan koefisien perpindahan panas lokal meningkat berbanding terbalik dengan perbedaan temperatur. Setelah zona berpori, koefisien perpindahan panas lokal menurun. Menurut Gambar. 6, dengan meningkatkan bilangan Reynolds perpindahan panas aliran turbulen meningkat untuk semua model.

3. Pengaruh Bilangan Reynold Terhadap Faktor Gesekan

Dari data hasil penelitian pengaruh Bilangan Reynold terhadap Faktor Gesekan seperti pada Gambar 7 menunjukkan bahwa bertambahnya bilangan Reynold mempengaruhi naiknya penurunan tekanan, sehingga terjadinya penurunan pada faktor gesekan yang disebabkan oleh bertambahnya kecepatan pada aliran udara. Faktor gesekan terendah terjadi pada plat rata dengan spesimen batu sebesar bagian ini menyajikan hasil kegiatan. Penggunaan bahan berpori dalam penukar panas meningkatkan laju perpindahan panas, hal ini juga menyebabkan peningkatan kehilangan tekanan. menunjukkan penurunan tekanan dan koefisien gesekan di saluran. Koefisien gesekan (f) dalam aliran saluran dapat ditentukan dengan mengukur penurunan tekanan di saluran aliran dan kecepatan rata-rata udara. Oleh karena itu, koefisien gesekan rata-rata dapat dihitung dari Persamaan. (21). Seperti dapat dilihat bahwa pada bilangan Reynolds rendah, perbedaan penurunan tekanan antara model sangat rendah dan dengan meningkatkan kecepatan masuk (akibatnya bilangan Reynolds), perbedaan tekanan drop antara model menjadi lebih besar. Zona berpori disisipkan pada inti tabung, dengan meningkatkan diameter zona berpori penurunan tekanan meningkat. Hasil pressure drop memiliki kecenderungan yang sama dengan [13,14]. Juga, berdasarkan Gambar 7 kehilangan tekanan (akibatnya, daya pemompaan yang diperlukan) untuk

model yang zona berpori. Saluran sebagian diisi oleh zona berpori sehingga dengan meningkatkan kecepatan,



Gambar 7 Pengaruh Bilangan Nusselt Terhadap Faktor Gesekan

KESIMPULAN

Dari hasil penelitian terlihat bahwasanya penggunaan media berpori dapat meningkatkan bilangan Nusselt hal ini dapat terlihat dari peningkatan suhu rata-rata fluida, yang mana mengurangi perbedaan suhu antara dinding saluran dan pengaruh bilangan Reynold terhadap bilangan Nusselt (Nu) menunjukkan bahwasannya turbulensi sangat berpengaruh terhadap tingginya bilangan Nusselt. Peningkatan kehilangan tekanan juga terlihat dengan meningkatnya turbulensi hal ini ditunjukkan penurunan tekanan dan koefisien gesekan di saluran oleh koefisien gesekan (f).

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Wenbin Tu, Yun Wang, Yong Tang, Thermal characteristic of a tube fitted with porous media inserts in the single phase flow, *Int J Therm Sci* 110 (2016) 137–145.
- [2]. Mohamed A. Teamah, Wael M. El-Maghlany, Mohamed M. Khairat Dawood, Numerical simulation of laminar forced convection in horizontal pipe partially or completely filled with porous material, *Int J Therm Sci* 50 (8) (2011) 1512–1522.
- [3]. Sakr, R. Y., Berbish, N. S., & Messra, M. H. (2007). Experimental and Numerical Study of Forced Convection Heat Transfer From an Inclined Heated Plate Placed Beneath a Porous Medium. *Ninth International Conference*, 2(4).
- [4]. M.E. Nimvari, M. Maerefat, M.K. El-Hossaini, Numerical simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel partially filled with a porous media, *Int J Therm Sci* 60 (2012) 131–141. heat exchanger filled with porous medium, *Int J Therm Sci* 121 (2017) 124–137.
- [5]. Nandan, A., Sokhal, G. S., Kumar, S., & Singla, A. (2015). OPEN ACCESS A Review on Heat Transfer Improvent of Plate Heat Exchanger. 5(3), 21–26.
- [6]. Mahgoub, S. E. (2013). Forced convection heat transfer over a flat plate in a porous medium. *Ain Shams Engineering Journal*, 4(4), 605–613. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2013.01.002>
- [7]. M.K. Alkam, M.A. Al-Nimr, M.O. Hamdan, On forced convection in channels partially filled with porous substrates, *Heat Mass Tran* 38 (4) (2002) 337–342.
- [8]. H. Shokouhmand, F. Jam, M.R. Salimpour, Simulation of laminar flow and convective heat transfer in conduits filled with porous media using Lattice Boltzmann Method, *Int Commun Heat Mass Tran* 36 (4) (2009) 378–384.

- ◆—————→
- [9] Hossein Shokouhmand, Fereidoun Jam, Mohammad Reza Salimpour, Optimal porosity in an air heater conduit filled with a porous matrix, *Heat Tran Eng* 30 (5) (2009) 375–382.
- [10] Chen Yang, Akira Nakayama, Wei Liu, Heat transfer performance assessment for forced convection in a tube partially filled with a porous medium, *Int J Therm Sci* 54 (2012) 98–108.
- [11] Majid Eshagh Nimvari, Nima Fallah Jouybari, Investigation of turbulence effects within porous layer on the thermal performance of a partially filled pipe, *Int J Therm Sci* 118 (2017) 374–385.
- [12].Umurani, K., Rudi Nasution, A., & D. I. (2021). Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Pada Saluran Segiempat Dengan Rusuk V 90 Derajat. *Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur Dan Energi*, 4(1), 37–46.
- [13].Umurani, K., & Muharnif, M. (2019). Pengaruh Diameter Lubang Pembangkit Vorteks Winglet Melengkung Terhadap Unjuk Kerja Apk Tipe Kompak Studi Eksperimental. *Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur Dan Energi*, 2(1), 84–93.
<https://doi.org/10.30596/rmme.v2i1.3072>
- [14] Mahboobe Mahdavi, et al., Entropy generation and heat transfer numerical analysis in pipes partially filled with porous medium, *Int J Heat Mass Tran* 79 (2014) 496–506.